

УДК 625.032.52:531.311:629.423.1

Магістри Батіг А.В., Кузишин А.Я.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЕЛИЧИНИ ПЕРЕКОСУ РЕЙКОВИХ НИТОК НА ВИКОНАННЯ УМОВ ВКОЧУВАННЯ КОЛЕСА ВАГОНА НА ГОЛОВКУ РЕЙКИ

Ключові слова: *вантажний вагон, перекося, необхідна та достатня умова вкочування, розвантаження колеса, колісна пара, крива ділянка колії.*

Вступ

Як зазначається в [1], на розвантаження колеса колісної пари рухомого складу впливають багато факторів, основними з яких є: несправності елементів верхньої будови колії, елементів ходових частин рухомого складу, а також поздовжні сили, які виникають в поїзді при службовому чи екстремому гальмуванні.

Досвід виконання судових залізнично-транспортних експертиз випадків сходів з рейок рухомого складу при вкочуванні гребеня колеса на головку рейки показав, що перераховані вище чинники діють, як правило, в сукупності, але доля їх участі в розвантаженні колеса, що вкочується, різна. Врахування цього є важливим при вирішенні основної задачі експертизи – розкриття механізму залізнично-транспортної пригоди.

Зустрічаються випадки, коли розвантаження колеса, що вкочується на головку рейки, відбувається при дії тільки одного із факторів. Наприклад, якщо при сході з рейок поїзд знаходився в розтягнутому стані, а несправності елементів ходових частин рухомого складу були відсутні, то причинами розвантаження колеса, що вкотилося на головку рейки, стали несправності елементів верхньої будови колії.

Вертикальні нерівності поверхонь кочення рейок поділяються на геометричні та силові.

Геометричні – це нерівності не навантажених рейкових ниток. Розрізняють плавні та ступінчасті геометричні нерівності.

Силові – це нерівності навантажених рейкових ниток. Причиною появи силових нерівностей є нерівномірність пружних властивостей залізничної колії по довжині. Під дією навантажень, внаслідок зникнення нещільностей в елементах залізничної колії, у зв'язку з різною щільністю баластного шару під шпалами, різним станом шпал рейкова колія в різних поперечних перерізах пружно прогинається (просідає). При цьому утворюються плавні нерівності.

Геометричні і силові плавні нерівності в сукупності утворюють розрахункову нерівність, параметри якої використовуються при встановленні ступеня розвантаження колеса, що вкочується на головку рейки.

По орієнтації одна відносно одної впоперек колії плавні нерівності поділяються на синхронні і несинхронні. Синхронні – це плавні нерівності (з рівними параметрами), які при уявному поєднанні рейкових ниток колії співпадають усіма точками. Несинхронні – це плавні нерівності, які при уявному поєднанні рейкових ниток виявляються зрушеними по фазі.

У практиці розслідування сходів рухомого складу найчастіше доводиться мати справу з перекосами рейкових ниток.

До перекосів відносяться різкі зміни положення рейкових ниток по рівню в різні сторони при відстані 20 м і менше між вершинами піків розшифрованого запису колієвимірювального вагона [5].

Різні випадки запису перекосів на стрічці колієвимірювального вагона представлені на рис. 1, в якому позначені: H – розмір перекосу; l – відстань між вершинами піків; 00 – нульова лінія на перехідній кривій.

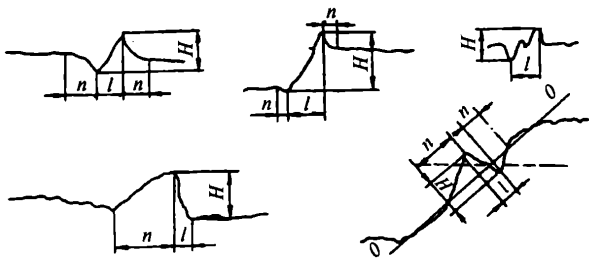


Рис. 1 – Різні випадки запису перекосів на стрічці колієвимірвального вагона

Нерівності поверхонь кочення рейкових ниток є джерелами вимушених коливань надресорної будови, що зрештою призводять до виникнення динамічних навантажень на елементи конструкції рухомого складу і залізничної колії. Якщо динамічне навантаження виявляється менше ніж статичне, то відбувається розвантаження досліджуваного елемента, а якщо більше – перевантаження цього елемента.

При русі екіпажу по плавним синхронним нерівностям домінуючий вплив на розвантаження колеса здійснюють підстрибування і галопування, а при русі по плавним несинхронним нерівностям – бокове хитання в сукупності з боковим виносом кузова.

Слід особливо відмітити, що боковий винос кузова, як правило, виникає в результаті виляючого руху візків у прямолінійній ділянці колії [4]. При вписуванні ж візків в криволінійні ділянки колії виляння практично відсутнє. Отже, визначення розвантаження (перевантаження) коліс при русі екіпажу по несинхронним нерівностям в криволінійній ділянці колії доцільно проводити з використанням диференціального рівняння, що описує лише бокове хитання.

Мета дослідження

На основі загальноприйнятих методик розрахунку розвантаження колісної пари встановити як змінюється навантаження на колесо в залежності від часу при проходженні ним перекосу. Для конкретного значення швидкості встановити висоту перекосу, при якій відбувається виконання необхідної та достатньої умови вкочування колеса колісної пари на головку рейки.

Наукова новизна та практична значимість

Для конкретної швидкості встановлено мінімальне значення висоти перекосу, при якій не забезпечується безпека руху, що може призвести до сходу рухомого складу з рейок.

Отримані значення можуть бути використані для встановлення причин сходу рухомого складу з рейок при проведенні судових залізнично-транспортних експертиз.

Методика та постановка задачі

Нерівності рейкових ниток є джерелами вимушених коливань надресорної будови рухомого складу, які в кінцевому випадку приводять до виникнення динамічних навантажень на його елементи і залізничну колію. При цьому для визначення вказаних динамічних навантажень використовується система диференціальних рівнянь. Дана система описує рух надресорної будови рухомого складу по перекосам під дією прикладених до неї сил.

У розрахунках радіус кривої, підвищення зовнішньої рейки та швидкість руху поїзда приймаються сталими величинами. Розрахунки виконано для різних величин перекосу рейкових ниток.

Об'єктом дослідження є завантажений критий чотирирівісний вагон, який рухається в кривій ділянці колії при наявності перекосу в рейковій колії. Необхідно дослідити виконання необхідної та достатньої умови вкочування колеса колісної пари критого вагона на головку рейки в кривій ділянці колії при різній величині перекосу.

Основна частина дослідження

Припустимо, що абсолютно жорстка колісна пара АВ разом з підресорним вантажем, що перебувають у незбуреному стані, рухається в криволінійній ділянці залізничної колії (рис. 2). При входженні в несинхронну нерівність (перекос) підресорений вантаж приходить в збурений стан, при якому відбувається бічне хитання вантажу (рис. 3). Прийемо наступні позначення: G – вага підресореного вантажу, що припадає на одну колісну пару, кН; $P'_{ст1}$, $P'_{ст2}$, $P'_{д1}$, $P'_{д2}$ – опорні реакції підресореного вантажу у незбуреному та збуреному стані, кН; $P_{п1}$, $P_{п2}$ – збурюючі періодичні сили, які виникають при проходженні колісною парою перекосу, кН; P_{y1} , P_{y2} – сили пружності ресорного підвішування, які додатково

виникають при бічному хитанні, кН; c – узагальнена жорсткість ресорного підвищення, Н/м; γ – кут нахилу рейкової колії, що забезпечує задане підвищення зовнішньої рейки, рад; $r = CC_1$ – відстань від центру мас підресореного вантажу до опорної поверхні підп'ятника (ковзуна), м; $a = C_1K$ – відстань від опорної поверхні підп'ятника до горизонтальної площини, у якій розташовуються центри коліс, м; b – відстань між прямою C_1K і лініями впливу опорних реакцій, м; R – радіус кривої, м; h_0 – підвищення зовнішньої рейки кривої, мм; L та η – довжина хвилі та максимальна висота несинхронної плавної нерівності (параметри перекосу), м; α – кут, що визначає положення поперечного перетину вантажу, що проходить через його центр мас у процесі бокового хитання, рад.

Аналітичний вираз необхідної умови вкочування гребеня колеса на головку рейки має вигляд:

$$P_1 < P_1^*, \quad (1)$$

де P_1 – фактичне навантаження на колесо, кН; P_1^* – навантаження на колесо, при якому розпочинається процес вкочування, кН.

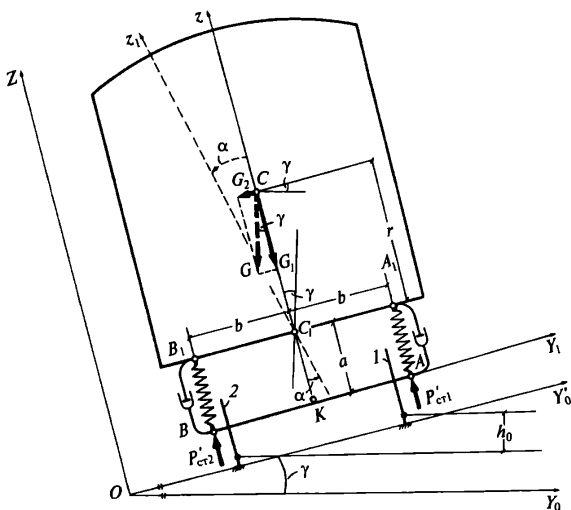


Рис. 2 - Розрахункова схема силової взаємодії колії та рухомого складу при проходженні кривої ділянки колії

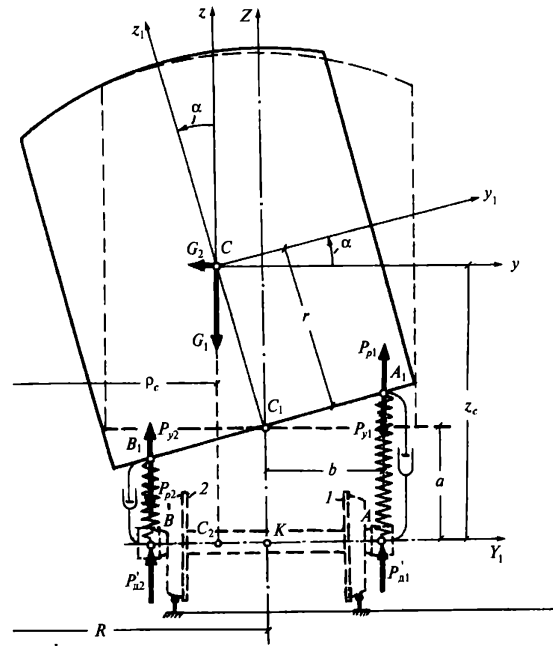


Рис. 3 - Розрахункова схема силової взаємодії колії та рухомого складу при проходженні нерівностей колії

Навантаження на колесо, при якому розпочинається процес вкочування, згідно [1] визначається за виразом:

$$P_1^* = \frac{Cb_2 + Y_p r - Gl}{b_1 + b_2}, \quad (2)$$

де $C = (P_1 + P_2)$ – статичне навантаження на вісь колісної пари, кН; b_2 – відстань від точки прикладання сили P_2 до середнього кола кочення другого колеса, м; r – радіус колеса, м; G – вага колісної пари, кН; $2l$ – відстань між колами кочення коліс, м; $b_1 + b_2$ – відстань між точками прикладання сил P_1 та P_2 , м; Y_p – рамна сила [3], кН.

В процесі руху по нерівностях колії навантаження P_1 і P_2 змінюються від деякого мінімального (при розвантаженні) до деякого максимального (при перевантаженні) значень. При цьому, якщо навантаження P_1 , діюче на набігаюче на рейку колесо, досягає мінімального значення P_{1min} , то навантаження P_2 , яке діє на друге колесо, в

то й же час досягне максимального значення $P_{2\max}$.

Перейдемо до визначення сил P_1 і P_2 .
Відповідно до [1]:

$$P_1 = P_{\text{ст1}} - \Delta_{\text{д1}}, \quad (2)$$

$$P_2 = P_{\text{ст2}} + \Delta_{\text{д1}}, \quad (3)$$

де $\Delta_{\text{д1}}$ – розвантаження колеса 1 при наявності перекосу в рейковій колії, кН.

Відповідно до [1] $P_{\text{ст1}}$ і $P_{\text{ст2}}$ визначається по формулам:

$$P_{\text{ст1}} = \frac{1}{2} G k_1, \quad (4)$$

$$P_{\text{ст2}} = G(k_2 - 0,5k_1), \quad (5)$$

$$\text{де } k_1 = \pi_1 - \frac{r+a}{b} \pi_3, k_2 = \pi_1;$$

$$\pi_1 = \cos \gamma + \frac{v^2}{gR} \sin \gamma; \quad (6)$$

$$\pi_3 = \sin \gamma - \frac{v^2}{gR} \cos \gamma. \quad (7)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \gamma = \frac{h_0}{S}, \quad (8)$$

де h_0 – підвищення зовнішньої рейки кривої, м; γ – кут повороту рейко-шпальної решітки, рад; S – відстань між центрами ваги поперечних перерізів головок рейок, м.

Величина розвантаження колеса відповідно до [1] визначається за формулою:

$$\Delta_{\text{д1}} = \frac{1}{2} G \cos \gamma \left(\frac{r}{b} \alpha + \frac{r}{g} \dot{\alpha}^2 - \frac{r}{g} \cdot \frac{r+a}{b} \ddot{\alpha} \right), \quad (9)$$

де α – кут повороту кузова при проходженні вагоном несинхронної нерівності в колії, рад.

Перейдемо до визначення кута α .

Диференціальне рівняння вимушених коливань без врахування опору:

$$\ddot{\alpha} + k^2 \alpha = h_1 + h \sin pt, \quad (10)$$

де k^2 – частота вільних коливань кузова, с^{-2} ;
 p – частота вимушених коливань кузова, с^{-1} ;
 t – час, с.

При цьому частота вільних коливань кузова знаходиться за формулою:

$$k^2 = \frac{2b^2c - G_1r}{a_{22}}, \quad (11)$$

де b – відстань між прямою C_1K і лініями дії опорних реакцій, м; c – узагальнена жорсткість ресорного підвішування, Н/м; r – відстань від центру мас підресореного вантажу до опорної поверхні під'ятника, м; G_1 – вага підресореного вантажу, яка припадає на одну колісну пару, кН.

При цьому a_{22} знаходиться за формулою:

$$a_{22} = m_1 r^2 + J_x, \quad (12)$$

де m_1 – маса підресореного вантажу, яка припадає на одну колісну пару, кг; J_x – момент інерції підресореного вантажу, $\text{тс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$.

Вага підресореного вантажу, яка припадає на одну колісну пару, знаходиться за формулою:

$$G_1 = G \cdot \cos \gamma, \quad (13)$$

де G – вага підресореного вантажу, яка припадає на одну колісну пару, кН; γ – кут нахилу рейко-шпальної решітки, який забезпечує задане підвищення зовнішньої рейки кривої, рад.

При цьому кут нахилу рейко-шпальної решітки γ визначається за формулою (8).

Визначимо параметр h_1 :

$$h_1 = \frac{G \cdot \sin \gamma \cdot r}{a_{22}}. \quad (14)$$

Визначимо параметр h :

$$h = \frac{2bc\eta}{a_{22}}, \quad (15)$$

де η – максимальна висота перекоосу, м.

Частота вимушених коливань кузова визначиться за формулою:

$$p = \frac{2\pi v}{L}, \quad (16)$$

де v – швидкість руху поїзда, м/с; L – довжина хвилі перекоосу, м.

Розв'язок рівняння (10), складається із суми розв'язків відповідного однорідного рівняння і частинного:

$$\alpha = C_1 \cos kt + C_2 \sin kt + \frac{h_1}{k^2} + \frac{h}{k^2 - p^2} \sin pt, \quad (17)$$

де C_1 і C_2 – постійні інтегрування, які визначаються з початкових умов: $t = 0$, $\alpha = \alpha_0$, $\dot{\alpha} = \dot{\alpha}_0$.

Продиференціюємо вираз (17) та підставимо в нього початкові умови.

$$\dot{\alpha} = -C_1 k \sin kt + C_2 k \cos kt + \frac{h}{k^2 - p^2} p \cos pt, \quad (18)$$

$$C_2 = \frac{\dot{\alpha}_0}{k} - \frac{h}{k^2 - p^2} \cdot \frac{p}{k}. \quad (19)$$

З врахуванням виразів (18) і (19), вираз (17) набуде вигляду:

$$\alpha = \frac{h_1}{k^2} + \left(\alpha_0 - \frac{h_1}{k^2} \right) \cos kt + \left(\frac{\dot{\alpha}_0}{k} - \frac{h}{k^2 - p^2} \cdot \frac{p}{k} \right) \times \sin kt + \frac{h}{k^2 - p^2} \sin pt. \quad (20)$$

Продиференціювавши вираз (20), отримаємо:

$$\dot{\alpha} = - \left(\alpha_0 - \frac{h_1}{k^2} \right) \sin(kt) k + \left(\frac{\dot{\alpha}_0}{k} - \frac{hp}{(k^2 - p^2)k} \right) \cos(kt) k + \frac{h \cos(pt) p}{k^2 - p^2}; \quad (21)$$

$$\ddot{\alpha} = - \left(\alpha_0 - \frac{h_1}{k^2} \right) \cos(kt) k^2 - \left(\frac{\dot{\alpha}_0}{k} - \frac{hp}{(k^2 - p^2)k} \right) \sin(kt) k^2 - \frac{h \sin(pt) p^2}{k^2 - p^2}. \quad (22)$$

Рамна сила відповідно до [1, 2] визначається за формулою:

$$Y_p = M \left[\left(\frac{v^2}{R} - \frac{h_0}{S^*} g \right) + r_c (\ddot{\alpha} - \dot{\alpha}^2 \cdot \alpha) \right]. \quad (23)$$

На рис. 4 наведено випадок виконання необхідної умови вкочування колеса на головку рейки.

Виконання необхідної умови вкочування не обов'язково призводить до сходу рухомого складу, оскільки колісна пара може почати рух в зворотному напрямку не вкотившись на поверхню кочення рейки. Тому необхідно перевірити виконання достатньої умови вкочування гребеня колеса колісної пари на головку рейки.

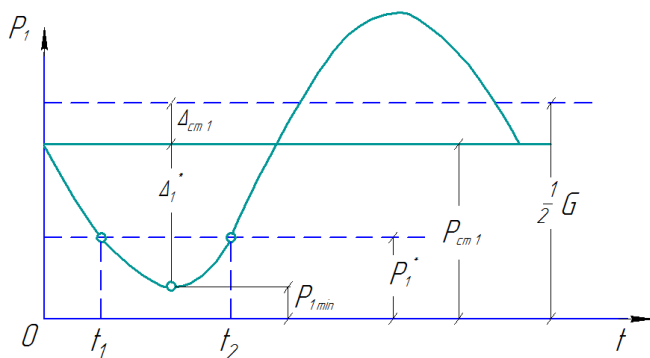


Рис. 4 - Перевірка необхідної умови вкочування колеса на головку рейки

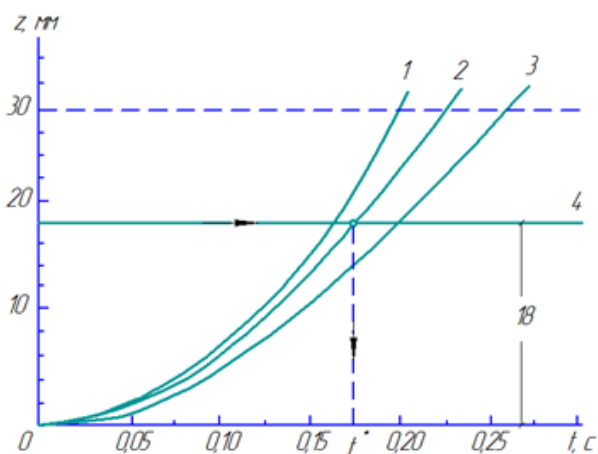


Рис. 5 - Перевірка достатньої умови вкочування колеса на головку рейки

Для перевірки умов вкочування необхідно:

Визначити величину P_1^* і нанести на графік пряму $P_1^* = \text{const}$ (рис. 4), та побудувати залежність $P_1 = P_1(t)$. При максимальному розвантаженні Δ_1^* визначити величину $P_{1\text{min}}$; зафіксувати моменти часу t_1 і t_2 , в які $P_1 = P_1^*$; визначити проміжок часу $\Delta t = t_2 - t_1$, протягом якого $P_1 < P_1^*$.

Вважати навантаження на колеса P_1 і P_2 в проміжку часу Δt постійним і рівним $P_1 = 0,5(P_{1\text{min}} + P_1^*)$, $P_2 = G - P_1$ (G – вага вагона, яка припадає на одну колісну пару).

Використовуючи достатню умову, визначити час t^* , який необхідний для

вкочування гребеня колеса на поверхню кочення головки рейки (рис. 5).

Для визначення часу t^* необхідно побудувати графік функції:

$$z = \frac{2l\beta}{\xi^2} \left[\xi t - (1 - e^{-\xi t}) \right], \quad (24)$$

де t – час, с; l – половина відстані між кругами кочення коліс, м.

Якщо два колеса колісної пари здійснюють кочення з ковзанням, параметр ξ визначається за виразом:

$$\xi_1 = 4\mu \frac{l^2 (N_1 + N_2 \sin^2 \alpha)}{[m(l^2 + r^2) + J_x] v \cos^2 \alpha}, \quad (25)$$

де J_x – момент інерції колісної пари відносно осі X , тс · м · с²; v – швидкість руху поїзда, м/с; μ – коефіцієнт тертя ковзання, N_1, N_2 – реакції у місці контакту колеса і рейки, кН; α – кут нахилу поверхні кочення до вертикалі, рад.

Якщо колесо колісної пари, яке котиться по внутрішній нитці кривої, здійснює кочення з ковзанням:

$$\xi_2 = 4\mu \frac{l^2 N_1}{[m(l^2 + r^2) + J_x] v \cos^2 \alpha}. \quad (26)$$

При цьому реакції N_1, N_2 визначаються по формулах:

$$N_1 = \frac{P_1 b_1 + Gl + Y_p r - P_2 b_2}{2l \sin \alpha}; \quad (27)$$

$$N_2 = P_1 + P_2 + G - N_1 \sin \alpha. \quad (28)$$

Параметр β визначається за виразом:

$$\beta = \frac{P_2 b_2 + Y_p r - P_1 b_1 - G l}{m(l^2 + r^2) + J_x}, \quad (29)$$

де G – вага колісної пари, кН.

Необхідно порівняти величини Δt і t^*

Якщо $\Delta t > t^*$, то достатня умова сходу з рейок виконується, якщо $\Delta t < t^*$, то достатня умова сходу з рейок не виконується.

Висновки

Виконано розрахунок для наступних вихідних даних: $r = 0,475$ м, $G = 207,5$ кН,

$c = 196,2 \cdot 10^4$ Н / м, $R = 275$ м, $h = 90$ мм,

$L = 8$ м, $J_x = 11,9$ тс · м · с², $G_k = 14,126$ кН,

$S = 1,6$ м, $v = 50$ км/год.

Розрахунок проведено для критого чотиривісного вагона при русі по кривій ділянці колії при сталій швидкості руху поїзда, змінюючи висоту перекосу.

Провівши розрахунок були отримані залежності зміни навантаження на колесо в залежності від часу при проходженні ним перекосу. При цьому висота перекосу змінювалась у діапазоні від 0,02...0,025 м. Вказані залежності представлені на рис. 6.

З кривої 1, що наведена на рис.6 видно, що при швидкості 50 км/год та висоті несинхронної нерівності $\eta = 0,02$ м необхідна умова вкочування колісної пари на головку рейки не виконується.

Провівши розрахунки було встановлено, що виконання необхідної умови вкочування відбувається при $\eta > 0,022788$ м (рис.6).

Оскільки, як уже було відзначено, виконання необхідної умови вкочування ще не свідчить про схід рухомого складу, тому в подальших розрахунках визначено мінімальне

значення η , при якій буде виконуватися необхідна та достатня умова вкочування колеса на головку рейки.

Встановлено, що при висоті несинхронної нерівності $\eta \geq 0,025$ м виконується необхідна

умова $P_1^* > P_1$ ($24,21 > 17,17$ кН). Виконання даної умови представлено на рис. 6 (крива 3).

Також при даній висоті нерівності виконується достатня умова вкочування колеса на головку рейки $\Delta t > t^*$ ($0,0868 > 0,08522$ с).

У графічному вигляді виконання достатньої умови представлено на рис. 7.

Отже, для даного випадку при швидкості руху 50 км/год наявність в колії плавної несинхронної нерівності з параметрами $L = 8$ м,

$\eta \geq 0,025$ м створюється загроза

безпеці руху поїзда, яка може призвести до його сходу з рейок.

Встановлення впливу висоти перекосу на виконання умов вкочування колеса на головку рейки дозволяє наблизитись до вирішення загальної задачі судової залізнично-транспортної експертизи.

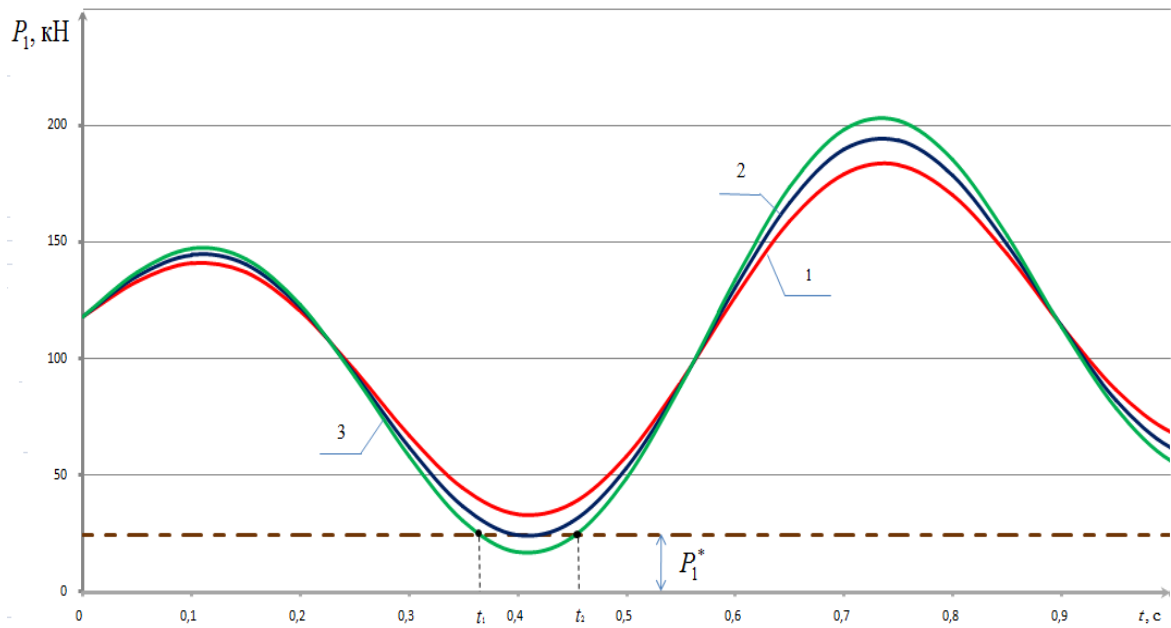


Рис. 6 – Перевірка необхідної умови вкочування колісної пари на головку рейки:
 1 – залежність $P_1(t)$ при $\eta = 0,02$ м; 2 – залежність $P_1(t)$ при $\eta = 0,022788$ м; 3 – залежність $P_1(t)$ при $\eta = 0,025$ м

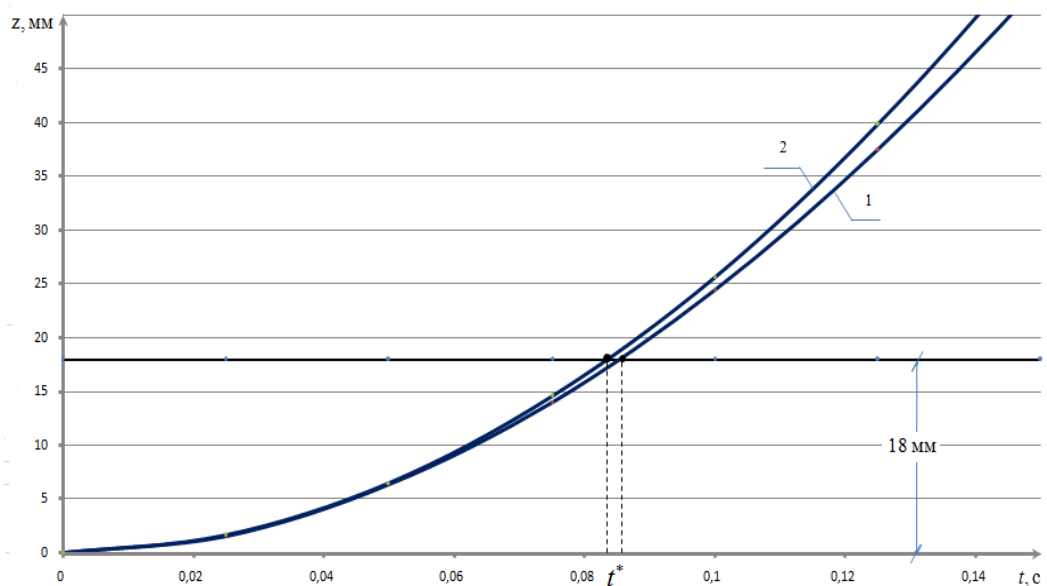


Рис. 7 – Перевірка достатньої умови вкочування колісної пари на головку рейки:
 1 – залежність $z(t)$ для $\xi = 0,9397$ с⁻¹ при $\eta = 0,025$ м; 2 – залежність $z(t)$ для $\xi = 2,3965$ с⁻¹ при $\eta = 0,025$ м

Література

1. Сокол Э.Н. Сходы с рельсов и столкновения подвижного состава (Судебная экспертиза. Элементы теории и практики). – К.: Транспорт України, 2004. – 368 с.
2. Сокол Э.Н. Крушения железнодорожных поездов (Судебная экспертиза. Элементы

теории и практики). Монография. – К., Феникс, 2007. – 355 с.

3. Ершков, О.П. Расчеты поперечных горизонтальных сил в кривых [Текст] / О.П. Ершков // Научные труды ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1966. – Вып. 301. – с. 236.

4. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.

5. Технічні вказівки до розшифрування записів колієвимірвальних вагонів, оцінки відступів від норм утримання залізничної рейкової колії та при їх виявленні вжиття заходів щодо забезпечення безпеки руху. – К.: Транспорт України, 1997. – 74 с.

6. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. / Под ред. М.Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Батіг Андрій Васильович,
магістр, старший науковий співробітник ла-

бораторії залізнично-транспортних досліджень Львівського науково-дослідного інституту судових експертиз Міністерства юстиції України.

Тел.: (032) 231-70-61.

E-mail: batigasha1992@gmail.com

Кузишин Андрій Ярославович,

магістр, викладач «Виробничого підрозділу «Центр професійного розвитку персоналу», судовий експерт лабораторії залізнично-транспортних досліджень Львівського науково-дослідного інституту судових експертиз Міністерства юстиції України (за сумісництвом).

Тел.: (032) 266-04-91.

E-mail: kuzyshyn1993@gmail.com



Світова практика показує - інформаційні технології стали основною інфраструктурою бізнесу, тобто лежать в його основі і забезпечують його працездатність. Запорука успішного розвитку організації – це забезпечення належного механізму їх управління, який можна реалізувати за допомогою використання сучасних інформаційно-аналітичних систем що дозволяють постійно «тримати руку на пульсі» фінансово-господарської діяльності та в будь-який момент отримувати необхідну інформацію, як для оперативного прийняття управлінських рішень, так і для стратегічного планування.

«ПАМАК» використовує у своїй роботі передові і перевірені часом інструментальні засоби. Ми створюємо високопродуктивні і перспективні рішення, закладаючи надійну інформаційну інфраструктуру для розвитку бізнесу наших Замовників.

Пропонуємо нашим Замовникам комплекси робіт і послуг по впровадженню інформаційно-аналітичних систем управління, систем, що підпадають під концепції – **ERP** (Enterprise Resource Planning - планування ресурсів підприємства) та **EAS** (Enterprise Application Suite - комплексна інформаційна система). В цих системах глибоко опрацьовані завдання автоматизації технологічних процесів і бізнес-процесів виробництва, виробничого і фінансового менеджменту: фінансово-економічних задач, задач планування, управління грошовими потоками, систем бухгалтерського, податкового і управлінського обліку, фінансової, виробничої та статистичної звітності.

Системи розроблені «ПАМАК» впроваджені і функціонують на підприємствах і організаціях транспортної галузі, паливно-енергетичного комплексу, підприємствах комунального господарства, заводах, лікувально-оздоровчих закладах, санаторіях, профспілкових організаціях.

Більш детальна інформація на Інтернет сторінці www.it.pamak.com.ua

ТОВ „ПАМАК“:

Україна, 03150, м. Київ, вул. Предславинська, 35, корп. 21, оф. 501

Тел.: (044) 501-61-59; (044) 501-60-88; зал. тел. 5-37-29.

E-mail: pamak@pamak.com.ua