

УДК 625.03 : 629.45

В.П.ШПАЧУК, д-р техн. наук, О.О.ЧУПРИНІН, канд. техн. наук, Т.О.СУПРУН
Харківська національна академія міського господарства

ДИНАМІЧНА ВЗАЄМОДІЯ ТРАМВАЯ З РЕЙКОВОЮ КОЛІЄЮ НА ПЕРШІЙ ФАЗІ ПРОХОДЖЕННЯ ВАГОНОМ СТИКОВОЇ НЕРІВНОСТІ

Досліджено взаємодію трамваю з рейковою колією в зоні з ізольованою стиковою нерівністю. Розглянуто транспортний механічний комплекс "вагон - рейкова колія в зоні стикової нерівності". Отримано залежності прогинів приймаючої рейки колії під першою шпалою на фазі їх зростання від експлуатаційних і конструктивних параметрів транспортного засобу і верхньої будови колії.

Исследовано взаимодействие трамвая с рельсовым путем в зоне изолированной стыковой неровности. Рассмотрен транспортный механический комплекс "вагон - рельсовый путь в зоне стыковой неровности". Получены зависимости прогибов под первой шпалой принимающего рельса колес на фазе их увеличения от эксплуатационных и конструктивных параметров транспортного средства и верхнего строения пути.

The article investigates the interaction of the tram to the rail in the area of isolated irregularities butt. Considered the transport of the complex mechanical "train track at the site of butt irregularities". The dependences of the deflections of the receiving rail track sleepers under the first phase of their growth from the operating and structural parameters of the vehicle and the track structure.

Ключові слова: вагон, рейкова колія, стикова нерівність, прогин рейки.

В сучасних умовах експлуатації рейкового транспорту велика увага приділяється вдосконаленню їх конструкції, а також підвищенню показників надійності і експлуатаційних якостей рухомого складу. Тому на електричному транспорті України до особливо важливих на сучасному етапі розвитку відносяться науково-технічні роботи і дослідження, пов'язані з розв'язуванням задач, присвячених вирішенню проблеми забезпечення надійності комплексу вагон рейка, тобто до проблеми механічної взаємодії в системі «вагон – рейкова колія».

При русі вагону його вузли і агрегати зазнають впливу динамічних сил, а саме сил взаємодії між вагонами і верхньою будовою колії та ін., які змінюються як за часом, так і за напрямком і мають ударний і ймовірний характер. Практика показує, що однією з основних технічних причин коливань вагону і прогинів зв'язаної з ним в єдину механічну систему рейкової колії шляху, є нерівності рейки, які є наслідком змінної жорсткості за довжиною верхньої будови колії і нерівномірного за довжиною накопичення в ньому залишкових деформацій. Розв'язання кожної задачі досліджень і практичного застосування науки про взаємодію рухомого складу і колії здійснює істотний вплив на розвиток електричного транспорту, на безпеку руху вагонів, на величини припустимих швидкостей руху, а також і на пропускну і провізну можливість

залізниць, на економіку утримання рухомого складу і колії, умови габаритної прохідності рухомого складу та ін.

Норми терміну служби рейок, що визначають періодичність їх заміни, є функцією роботи рейкової колії під рухомим складом, типу й потужності рейок, характеристик верхньої будови колії, умов її експлуатації. Найбільш слабкою частиною рейкової колії є ізовані стикові нерівності, що відносяться до рейкових стиків. При цьому деформаційні характеристики баластового шару під рейковими опорами (параметри пружної й залишкової осадки) регламентують в кінцевому підсумку технічний ресурс, тривалість його експлуатації. Практика показує, що найбільше осадження баластового шару відбувається в місцях стикових нерівностей під шпалами приймаючої рейки. Це пов'язано з тим, що у цих місцях рейка, зазвичай, зазнає найбільше динамічне навантаження ударного типу.

Питання взаємодії вагону з рейковою колією в зоні стику розглянуто в роботах [1-11]. Однак при цьому не враховуються граничні умови для приймаючої рейки, що залежать від пружних характеристик віддаючої рейки й стикових накладок.

В даній роботі, на відміну від робіт [1, 8, 9] розглядається стик типу «зазор – ступінь вгору», координата ударного імпульсу від колеса трамваю до приймаючої рейки приймається на рівні $I^* = 0$, що відповідає реальному навантаженню стику колії при працюючих стикових накладках. Також приймається, що при ударі колеса об ребро приймаючої рейки не відбувається його відрив, а також його ковзання відносно рейки. Базовим, суттєвим і відмінним в науковому плані, враховуючи [2, 3, 5-7], є розглядання вагону трамвая в зоні стикової нерівності як багатовимірної дискретно-континуальної системи на двадцяти трьох пружних опорах.

Дослідження присвячені прогинам приймаючої рейки колії під першою шпалою, як наслідок ударної і динамічної взаємодії вагону з приймаючою рейкою у місці стику з урахуванням наступних експлуатаційних і конструктивних параметрів трамвая, що рухається (рис.1): завантаження вагону дорівнює m_2 , його швидкість в зоні стику (доударна швидкість) – V_x , зведена маса колеса з візком – m_1 , швидкість його центру мас: доударна швидкість $V_1 = V_x$, післяударна – V_2 , висота стикової нерівності h . При цьому враховується, що висота h стикової нерівності залежить від фаз руху вагону відносно стикової нерівності [1,8,9]. На рис.1 також: m_2 – зведена маса колеса; c , h_D – коефіцієнти жорсткості і демпфірування підвіски вагону; q_1 , q_2 – узагальнені координати вертикального руху мас m_1 , m_2 ; D – ребро контакту приймаючої

вантаження рейкової колії; етап динамічного навантаження рейкової колії.

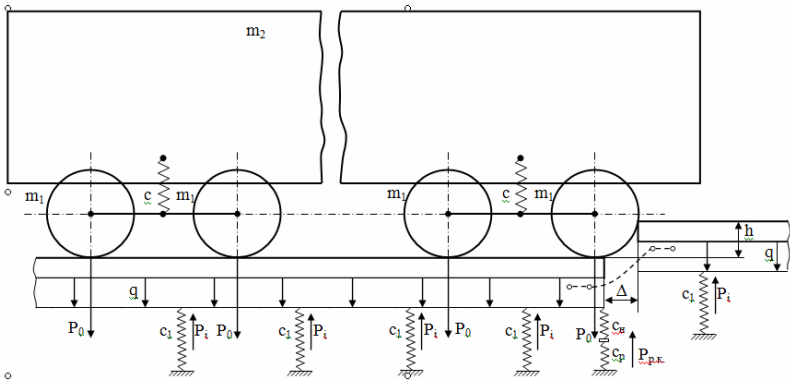


Рис.2 – Механічна схема «вагон трамваю – колія» на першій фазі руху

При статичному розрахунку прогинів рейки на відміну від робіт [1-7] використовується модель багатопрогонової балки на 22 пружних опорах. Для визначення жорсткості рейки (віддаючої або приймаючої) на кінці $C_{p.k.}$ враховується особливості з'єднання віддаючої і приймаючої рейок працюючими стиковими накладками, що мають узагальнену жорсткість c_n , а також прогин рейки на кінці $\delta_k = 1/ C_p$ від одиничної сили $\bar{P}=1$:

$$C_{p.k.} = 1 / \left(\frac{c_n + c_p}{c_n \cdot c_p} \right). \quad (1)$$

Далі розглядається прогини віддаючої і приймаючої рейок на 23-х пружних опорах (22 шпали і спирання на сусідню рейку через працюючі накладки на кінці). На віддаючій рейці задаються зосереджені навантаження, число яких відповідає кількості колісних пар відповідно. На першій фазі руху вагону кількість колісних пар дорівнює чотирьом. З урахуванням співвідношення жорсткості віддаючої рейки C_p на кінці і жорсткості накладки C_n визначається висота ступеня вгору з'єднаних рейок [1, 8, 9]:

$$h = h_{1k} \cdot \frac{c_p}{c_n + c_p}, \quad (2)$$

де h_{1k} – прогин віддаючої рейки на кінці.

Отримані значення висоти h ступеня вгору дозволяють, з урахуванням швидкості руху та зведеної маси колеса, визначити величину ударного імпульсу $S_{ду}$ і післяударної швидкості приймаючої рейки V_1 при переході колеса на приймаючу рейку [1, 8, 9]. Післяударна швидкість V_1 визначає початкові умови коливань механічної системи «багатопрогонова балка на пружних опорах – підресорена маса вагону». Ці коливання аналізуються та визначаються максимальні прогини приймаючої рейки під першою шпалою при заданій швидкості руху та завантаженні вагона.

Дослідження виконано при наступних параметрах механічної дискретно-континуальної системи, що розглядається: $c = 4,225 \cdot 10^5$ Н/м; $c_1 = 1 \cdot 10^8$ Н/м; $r = 0,35$ м; $m_1 = 1100$ кг; $V_x = V_1 = [1 \div 15$ м/с], $h = [1 \div 15]$; $m_1 = 1100$ кг; $m_2 = [17000/4$ (порожній вагон Т-3) ; $25050/4$ (середнє завантаження вагону при 115 пасажирів (5 чол./м²)); $30510/4$ (максимальне завантаження вагону при 193 пасажирів (10 чол./м²)). Геометричні і механічні характеристики двохголових стикових накладок і рейки типу Р-65 відповідають наступним даним [1]: $L_1=12,5$ м; $l=0,585$ м; $E=2,6 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $J=3573$ см⁴; $\rho=7,8$ кг/м³; $E_n=2 \cdot 10^4$ кН/см²; $J_n=766$ см⁴; $\rho_n=7,8$ кг/м³; $F_n=57$ см².

При дослідженні процесів динамічної взаємодії прийняті наступні допущення, що не суперечать результатам робіт [1, 2, 5]: коливання колісної пари і головки рейки відбуваються в безвідривному режимі (з огляду на те, що $m_2 \gg m_1$, допущення є прийнятним); прогини рейки реалізуються без порушення суцільності баластового шару (з огляду на те, що розглядаються й аналізуються граничні деформаційні характеристики баластового шару під першою шпалою виключно на фазі прогинів рейки тільки "вниз"); демпфіруючі властивості баластового шару не враховуються (оскільки прогин рейки розглядається лише на першій за часом фазі його зростання, допущення є прийнятним [1]).

У момент зіткнення колеса з рейкою на відстані $\Gamma^*=0$ від краю рейки колесо має вертикальну швидкість V_{01} . Тут уведені наступні позначення: l_1 – відстань від краю рейки до першої шпали; l – відстань між шпалами. Для дослідження процесів післяударних прогинів системи "вагон – колесо – приймаюча рейка – баластовий шар під першою шпалою" тут координата y_2 – переміщення зведеної маси вагону m_2 ; c – жорсткість ресори; c_1 – жорсткість опори, що моделює пружні властивості баластового шару.

Запишемо, з огляду на [1-4, 7-16], диференціальні рівняння руху даної механічної системи:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^{IV} w(t, x)}{\partial x^4} + \frac{\rho F}{EJ} \cdot \frac{\partial^{II} w(t, x)}{\partial t^2} = \frac{c(y_2 - w(t, l^*))\delta(x - l^*)}{EJ} - \\ - \sum_{i=1}^j \frac{c_1 w(t, l_i)\delta(x - l_i)}{EJ} - \frac{m_1}{EJ} \frac{\partial^{II} w(t, l^*)\delta(x - l^*)}{\partial t^2}, \quad j = 1 \div 23; \quad (3) \\ m_2 \ddot{y}_2 + c(y_2 - w(t, l^*)) = 0, \end{array} \right.$$

де w – прогин рейки; l^* – відстань від краю рейки до колеса в момент зіткнення (узагальнений параметр); ρ , E – щільність і модуль пружності матеріалу рейки; J – момент інерції перерізу рейки відносно нейтральної осі; $\delta(x-x_0)$ – імпульсна функція [1, 12, 13].

Розв'язання системи (3) знайдемо з застосуванням методу Фур'є поділу перемінних:

$$\left\{ \begin{array}{l} w(t, x) = z(x) \sin(\omega t + \alpha); \\ y_2(t) = \lambda_2 \sin(\omega t + \alpha), \end{array} \right. \quad (4)$$

де ω – власна частота системи; $z(x)$ – власна форма прогину рейки; λ_2 – власна форма для координати $y_2 = q_2$.

Для розв'язання системи диференціальних рівнянь (4) застосовано методи теорії операційного числення Лапласа - Карсона [1, 5, 12]. Розв'язання задачі про вільні коливання (у нашому випадку без сили, що змушує) зводиться до суперпозиції п'яти власних форм [1, 8, 9]:

$$y_2(t) = \sum_{j=1}^5 (\lambda_2^j D_j \sin \omega_j t + \lambda_2^j M_j \cos \omega_j t). \quad (5)$$

Необхідною умовою розв'язання системи (3) є умова ортогональності власних форм коливань. Звідки, враховуючи [1, 8, 9] одержимо:

$$\begin{aligned} M_s &= 0; \\ D_s &= \frac{m_1 \lambda_1^s V_1 + m_2 \lambda_2^s V_{01}}{\omega_s \left[\rho F \int_0^L z^{s^2}(x) dx + m_1 \lambda_1^{s^2} + m_2 \lambda_2^{s^2} \right]}, \quad \text{при } x \neq l^*; \quad (6) \\ D_s &= \frac{\rho F V_1 z^s(l^*) + m_1 \lambda_1^s V_1 + m_2 \lambda_2^s V_{01}}{\omega_s \left[\rho F z^{s^2}(l^*) + m_1 \lambda_1^{s^2} + m_2 \lambda_2^{s^2} \right]}, \quad \text{при } x = l^*. \end{aligned}$$

У результаті прогин рейки з урахуванням зведеної підресореної маси вагону (рис.1, 2) і початкових умов визначиться виразом

$$w(t, x) = \sum_{s=1}^5 z^s(x) D_s \sin \omega_s t. \quad (7)$$

Далі визначено прогини рейки з урахуванням ударної взаємодії колеса вагону з поверхнею його катання з координатою l^* на основі енергетичного підходу [1, 15]. При цьому вертикальну швидкість руху рейки V_1 у перерізі з координатою l^* розраховуємо наступним чином. Рівняння вигнутої осі рейки запишемо, використовуючи метод початкових параметрів [1, 4, 5]. Якщо під дією ударного впливу колеса вагону на першій фазі руху переріз у місці його прикладення з координатою l^* переміститься на величину $y(l^*)$, тоді переміщення рейки може бути визначеним за виразом

$$y(x) = \frac{y_a(l^*)}{y_{cr}(l^*)} (y_0 + y_0' x + \left[P_0 \frac{S(l^*)(x-l^*)^3}{6} - \sum_{i=1}^{23} k_i \frac{S(l_i)(x-l_i)^3}{6} + q \frac{x^4}{24} \right] \frac{1}{EJ}). \quad (8)$$

де $y_{cr}(l^*)$ – статичний прогин перерізу від сили $P_0 = 1\text{H}$ на відстані l^* від кінця рейки; $y_a(l^*)$ – амплітудне значення прогину на відстані l^* від краю рейки; $k_i = c_i y_i$ – коефіцієнти в поліномі, що відповідають зосередженим силам пружних опор; $S(l_i)$ – одинична функція ($S = 1(x)$ при $x \geq l_i$).

Для визначення післяударної швидкості застосовано енергетичний метод [1, 15]:

$$V_1 = \frac{2V_{01} g y_{cr}^2(l^*)}{\rho F \int_0^L (y_0 + y_0' x + [P_0 \frac{S(l^*)(x-l^*)^3}{6} + \sum_{i=1}^{24} k_i \frac{S(l_i)(x-l_i)^3}{6} + \frac{q x^4}{24}] \frac{1}{EJ})^2 dx}, \quad (9)$$

де g – прискорення вільного падіння.

Отримане відповідно до (9) значення післяударної швидкості є базовою характеристикою для розрахунку прогинів рейки під шпалами. У рівнянні (9) основними вихідними параметрами є величина доударної швидкості V_{01} і горизонтальна координата l^* ударної взаємодії колеса з рейкою.

Шпали при ударній взаємодії з колесом вагону сприймають силове навантаження від рейок і передають її на баластовий шар. При цьому відповідно до вимог експлуатації [1-3, 5-9] тиск, що передається баластовому шару, не повинен перевищувати гранично припустимого зна-

чення, що дорівнює: $[\sigma]=19,62 \text{ Н/см}^2$. У протилежному випадку відбудеться порушення цілісності баластового шару. Величина припустимого прогину $[y_1]$ залежить від площі зіткнення шпали і полотнища, ваги шпали, а також жорсткості баластового шару. Напруження $\sigma_{\text{пр}}$, що передається баластовому шару при прогинах рейки, визначимо за формулою

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{P}{F_{\text{шп}}} = \frac{y_1 \cdot c_1}{F_{\text{шп}}}, \quad (10)$$

де y_1 – прогин приймаючої рейки під першою шпалою; $F_{\text{шп}}$ – площа шпали, що приходиться на рейку.

З урахуванням цього для величин припустимого прогину одержимо [1, 8, 9]

$$[y_1] = \frac{[\sigma]F_{\text{шп}} - Q_{\text{шп}} - Q_p}{c_1}. \quad (11)$$

Значення припустимого прогину $[y_1]$ для залізобетонної шпали КШ-63П наведено в таблиці [1, 8, 9].

Значення припустимого прогину для залізобетонної шпали КШ-63П

$c_1, \text{ Н/м}$	$0,1 \cdot 10^8$	$0,5 \cdot 10^8$	$1 \cdot 10^8$	$2 \cdot 10^8$
$[y_1], \text{ мм}$	16,72	3,68	1,84	0,92

На рис.3 наведено залежності прогинів y_1 приймаючої рейки під першою шпалою залежно від різних експлуатаційних факторів (завантаження вагона m_2 , швидкість руху V_x вагону, жорсткість підвіски c), параметрів стику (величини зазору Δ і висоти ступені h), а також жорсткості c_1 баластового шару.

Аналіз графіків показує наступне:

1) зміна завантаження при першій фазі руху вагону в діапазоні $m_2=[4250 \div 7627,5]$ кг, при швидкості руху $V_x=15 \text{ м/с}$ призводить до зміни прогину приймаючої рейки під першою шпалою в діапазоні $y_1=[1,11 \div 2,082]$ мм, тобто до його зростання в 1,88 рази;

2) встановлено, що збільшення швидкості руху вагону в діапазоні $V_x=[1 \div 15]$ м/с при завантаженні вагону $m_2=7627,5 \text{ кг}$ приводить до зміни величини прогину в діапазоні $y_1=[0,634 \div 2,082]$ мм, тобто до його зростання в 3,28 рази.

Наведені дослідження встановлюють параметри ударної взаємодії в механічному комплексі "вагон трамвая – колісна пара – рейковий шлях" з урахуванням завантаження вагону, швидкості руху трамвая, величини середньої ширини стику і його висоти. Отримані характеристики пружної осадки баластового шару в місці ізольованої стикової

нерівності використовуються при розробці технічних пропозицій по удосконаленню стику шляху, а також визначенні режимів експлуатації трамвайних транспортних засобів.

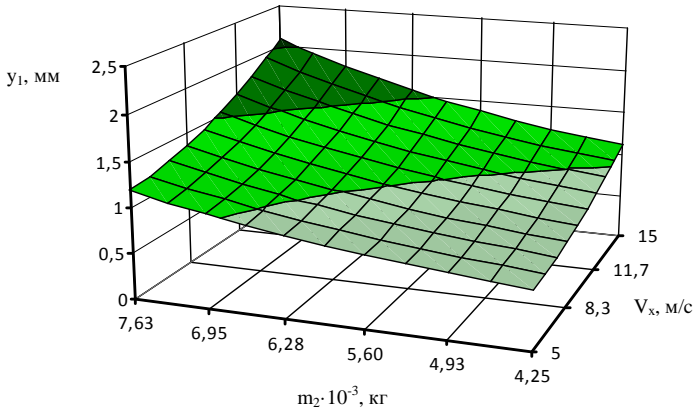


Рис.3 – Прогини приймаючої рейки під першою шпалогою

- 1.Шпачук В.П., Далека В.Х., Коваленко А.В. Стыковая динамика трамвая. – Харьков: ХНАМГ, 2005. – 150 с.
2. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава / Под ред. М.Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
- 3.Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагонов. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
- 4.Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
- 5.Лазарян В.А. Динамика вагонов. Устойчивость движения и колебания. – М.: Транспорт, 1964. – 255 с.
- 6.Коган А.Я., Пейч Ю.Л. Расчет нестационарного напряженно-деформированного состояния элементов конструкции пути в зоне стыка рельсов // Вестник ВНИИЖТ. – 2002. – С.31-39.
- 7.Коган А.Я., Пейч Ю.Л., Полещук И.В. Расчет динамики удара в элементах конструкции пути // Проблемы путевого хозяйства Восточной Сибири: Сб. науч. тр. – Иркутск: ИрГУПС, 2003. – С.19-31.
- 8.Шпачук В.П., Коваленко А.В. Ударное и динамическое взаимодействие трамвая с принимающим рельсом в месте изолированной стыковой неровности с учетом эксплуатационных факторов // Коммунальное хозяйство городов: Науч.-техн. сб. Вып.60. – К.: Техніка, 2005. – С.229-235.
- 9.Шпачук В.П., Коваленко А.В. Прогинбы рельсового пути в месте изолированной стыковой неровности с учетом фаз доударного баллистического и последударного безотрывного движений // Коммунальное хозяйство городов: Науч.-техн. сб. Вып.63. – К.: Техніка, 2005. – С.216-224.
- 10.Маслиев В.Г. Математическое моделирование динамических процессов в системе "экипаж – рельсовый путь" // Міжвуз. зб. наук. праць. – Харків: ХарДАЗТ, 1998. – Вып.34. – С.23-26.

11. Маслиев В. Г. Исследование динамических процессов при движении железнодорожных экипажей // Вестник Вост.-укр. гос. ун-та. Сер. Машиностроение. – Луганськ: ВУГУ, 1996. – С.176-178.
12. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. – 691 с.
13. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем. – М.: Машиностроение, 1970. – 734 с.
14. Донелл Л.Г. Балки, пластины и оболочки: Пер. с англ. – М.: Наука, 1982. – 568 с.
15. Пановко Я.Г., Губанова И.Г. Устойчивость и колебания упругих систем. – М.: Наука, 1979. – 384 с.
16. Тимошенко С.П., Гудьер Д.Ж. Теория упругости. – М.: Наука, 1975. – 576 с.

Отримано 22.05.2012

УДК 629.4.083 : 629.45

А.Н.КУЗНЕЦОВ, А.И.РУБАНЕНКО, кандидаты техн. наук
Харьковская национальная академия городского хозяйства

ОТДАЛЕННЫЙ КОНТРОЛЬ ДЕФЕКТОВ ПОВЕРХНОСТИ КАТАНИЯ КОЛЕСНЫХ ПАР ВАГОНОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

Освещаются вопросы отдаленного контроля дефектов, возникающих на поверхности катания колесных пар подвижного состава электрического транспорта в период эксплуатации.

Висвітлюються питання віддаленого контролю дефектів, що виникають на поверхні катання колісних пар рухомого складу електричного транспорту в період експлуатації.

In the article the issues of distant diagnostics of defects arising in wheel pairs on surface of a rolling stock of railway transport within the operation period are elucidated.

Ключевые слова: колесная пара, короткие неровности, ползун, динамические нагрузки, звуковые волны, звуковое давление, уравнения гидродинамики, линейная акустика, возмущения давления, плотности, колебательная скорость, потенциал скорости, градиент акустического давления, приемник градиента давления.

В условиях возрастания скоростей движения подвижного состава электрического транспорта, повышения требований к качеству и безопасности перевозок актуальной является задача оперативного контроля технического состояния колесных пар вагонов в движении.

В процессе эксплуатации колесная пара подвергается воздействию статических и динамических нагрузок, в результате которых возникают многочисленные дефекты, ухудшается геометрия колеса, прочностные качества материала и состояние поверхности катания, растут напряжения, снижаются плавность хода и уровень безопасности движения. Изучение и диагностирование дефектов колесных пар, возникающих в процессе срока службы, должны помочь предупредить их появление и способствовать повышению эффективности и качества перевозочного процесса.