

УДК 624.429.3:621.313

ЕРИЦЯН Б. Х., старший преподаватель кафедры электрического транспорта и тепловозостроения (Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»)

Критерии и ограничения для определения угла наклона кузова скоростного электроподвижного состава

В работе рассмотрены вопросы динамического воздействия подвижного состава на путь в кривых участках железнодорожного пути, выделены основные силовые факторы, влияющие на угол наклона кузова подвижного состава: направляющие усилия, поворачивающие экипаж; центробежная сила, стремящаяся наклонить кузов экипажа в наружную сторону; дополнительные силы инерции, вызываемые появлением линейных угловых ускорений при вращении экипажа относительно вертикальной оси. Выработаны основные критерии и ограничения, определяющие выбор рационального значения угла наклона кузова скоростного поезда для железных дорог с шириной колеи 1520 мм, по которым можно проводить расчеты угла наклона: обеспечение равного износа рельсов обеих нитей, исходя из допустимых возвышений наружного рельса; обеспечение в скоростных поездах необходимого комфорта для пассажиров; обеспечение прочности и устойчивости пути и безопасности движения скоростных поездов; обеспечение геометрического вписывания подвижного состава в габариты пути при движении в кривой.

Ключевые слова: угол наклона, критерии выбора рационального значения угла наклона кузова, непогашенное боковое ускорение, центробежная сила.

Актуальность работы

Конкурентоспособность современного железнодорожного скоростного пассажирского транспорта по сравнению с другими транспортными системами можно определить на основе критериев скорости и пропускной способности. Как отмечено в работах [1 – 5] для повышения скорости перевозок пассажиров в мире предложены два основных пути. Первый заключается в разработке и строительстве специализированных скоростных железных дорог с использованием, в основном, прямых участков пути или кривых с большими радиусами. Такой подход требует значительных капитальных затрат на создание транспортных систем. Вторым направлением является разработка специализированного подвижного состава при использовании существующей железнодорожной инфраструктуры [1 – 5]. Этот путь является менее затратным, поскольку введение в строй подвижного состава может происходить постепенно, планомерно заменяя существующий подвижной состав.

В настоящее время подвижной состав с наклоняемыми кузовами нашел широкое применение на железных дорогах с шириной колеи 1435 мм. Как показали проведенные зарубежными авторами исследования и опыт эксплуатации подвижного состава, наиболее рациональные значения угла наклона кузова

для таких поездов лежит в пределах от 2° до 8° [1 – 5, 19, 20]. Однако для железных дорог Украины и территории, на которой распространена колея 1520 мм, подобные исследования проводились достаточно ограниченно, в основном, в направлении определения требуемых углов наклона для получения полной или частичной компенсации непогашенного бокового ускорения [4, 5]. Применение же наклона кузова для компенсации непогашенного бокового ускорения приводит к изменениям нагрузок в различных частях экипажной части подвижного состава и путевой структуре. Поэтому работа, направленная на разработку критериев и ограничений по определению угла наклона кузова скоростного электроподвижного состава, представляется актуальной.

Цель работы: выработать критерии и ограничения, определяющие выбор рационального значения угла наклона кузова скоростного поезда для железных дорог с шириной колеи 1520 мм.

Материал и результаты исследования

Динамическое воздействие подвижного состава на путь в кривых участках отличается от такого воздействия в прямых участках тем, что появляются дополнительные силы, такие как: направляющие усилия, поворачивающие экипаж, центробежная сила, стремящаяся наклонить кузов экипажа в наружную сторону, и дополнительные силы инерции, вызываемые появлением линейных угловых ускорений

при вращении экипажа относительно вертикальной оси [6].

Для уравнивания действия центробежной силы в кривых участках устраивают возвышение наружного рельса, в результате которого появляются:

- центростремительная сила, стремящаяся наклонить экипаж внутрь кривой;
- линейные и угловые ускорения при повороте экипажа относительно горизонтальной продольной и поперечной осей экипажа, которые в свою очередь вызывают новые дополнительные силы инерции.

Величину непогашенного ускорения часто рассматривают как недостаток возвышения наружного рельса при проходе по кривой самого скорого поезда [6]. Исходя из этого подхода, в работе рассмотрены основные критерии и ограничения угла наклона кузова скоростного электроподвижного состава.

Первый критерий – обеспечение равного износа рельсов обеих нитей, касается вопроса установления возвышения наружного рельса. Регламентируется возвышение наружного рельса на железных дорогах Украины в настоящее время инструкцией ЦП-0056 [7].

В основе большинства существующих сейчас в ряде стран методов установления возвышения наружного рельса лежит условие равенства вертикальных давлений на наружную и внутреннюю рельсовые нити.

Из этого условия выводится формула

$$h = \frac{S \cdot v^2}{g \cdot R}, \quad (1)$$

где S – расстояние между точками опоры колес на рельсы;

v – скорость движения поезда в кривой;

g – ускорение свободного падения тел;

R – радиус круговой кривой.

Для колеи 1520 мм формула (1) принимает вид

$$h = 12,5 \frac{v^2}{R}. \quad (2)$$

Если поезда идут с разной скоростью и разного веса, то в формулах (1), (2) значение v берется среднеквадратическое, определяемое по формуле

$$v_{cp} = \sqrt{\frac{v_i^2 \cdot Q_i}{\sum Q_i}}, \quad (3)$$

где v_i – скорость i -ого поезда;

Q_i – вес i -ого поезда.

В работе [8] приведена формула расчета возвышения наружного рельса, согласно расчетной схеме, показанной на рис. 1.

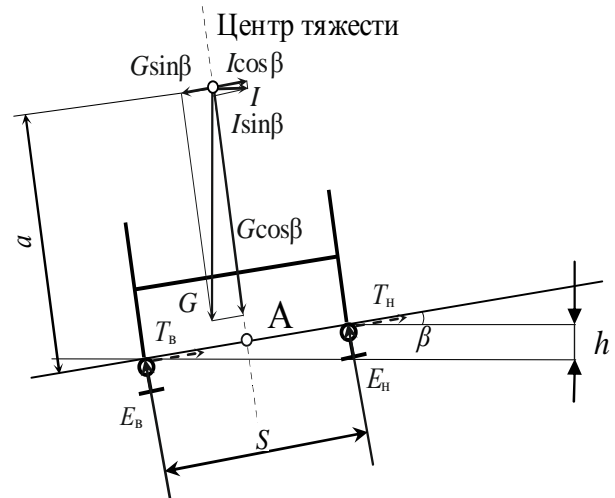


Рис. 1. Схема расчета возвышения для обеспечения одинакового износа рельсов при обычном подвижном составе

Из равенства суммы моментов

$$(I \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta) \cdot a = 0,5(E_B - E_H) \cdot S, \quad (4)$$

где I – центробежная сила;

β – угол наклона вагона, обусловленный возвышением наружного рельса;

G – вес вагона;

a – расстояние от уровня головок рельсов до центра тяжести, м;

E_B – нормальные реакции наружного и внутреннего рельса в кривой;

S – расстояние между точками опоры колес на рельсы.

Допущения: $\cos \beta \approx 1$; $\sin \beta = \operatorname{tg} \beta$.

Центробежная сила определяется по формуле

$$I = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R}. \quad (5)$$

Тогда

$$E_B - E_H = \frac{\frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} - G \frac{h}{S}}{0,5 S} = 0. \quad (6)$$

Здесь v – скорость движения поезда, м/с.

Наряду с этим необходимо ввести ряд поправок, учитывающих влияние продольных сил, эксцентриситетов расположения колесных пар в колее и др.

В окончательном виде возвышение на наружную и внутреннюю нити рельсов определяется по формуле, мм,

$$h = \frac{12,5 \cdot V_{cp}^2 \cdot K}{R}, \quad (7)$$

где K – коэффициент, учитывающий названные выше поправки. Для скоростного движения $K=1,2$;

V_{cp} – средневзвешенная по пропущенному тоннажу скорость движения потока поездов, км/ч.

При использовании подвижного состава с наклоном кузова во время движения по кривому участку пути появляется дополнительный угол α , вследствие чего может иметь место смещение центра тяжести. Схема приложения сил в этом случае показана на рис. 2. Учитывая выражения (6) и (7), с использованием уравнения моментов относительно точки А (пересечение оси пути и линии уровня головки рельсов), получим, мм,

$$h = \frac{12,585 \cdot a \cdot V_{cp}^2 + 1600 \cdot R \cdot \frac{e}{a}}{R - 0,00787 \cdot V_{cp}^2 \cdot \frac{e}{a}}, \text{ мм} \quad (8)$$

где e – смещение центра тяжести вагона из-за наклона кузова, м;

α_1 – угол отклонения центра тяжести вагона относительно центра поворота при движении по кривой (см. рис. 2).

Составляющей $0,00787 \cdot \frac{V_{cp}^2 \cdot e}{a}$ в формуле (8), согласно расчетам в работе [8], можно пренебречь. Тогда, при средневзвешенной скорости поездов V_{cp} формула приобретает следующий вид, мм:

$$h = \frac{12,585 \cdot K \cdot V_{cp}^2}{R} \pm 1600 \cdot \frac{e}{a}. \quad (9)$$

Знак второго слагаемого формулы зависит от направления смещения центра тяжести: «+» – от центра кривой, «-» – к центру кривой.

Во многих вагонах с принудительным наклоном поворот предусмотрен вокруг центра тяжести при $e=0$. При этом рекомендуемый радиус кривой по условию равномерного износа будет равен, м,

$$R = \frac{12,585 \cdot V_{cp}^2 \cdot K}{h \pm 1600 \cdot \frac{e}{a}}. \quad (10)$$

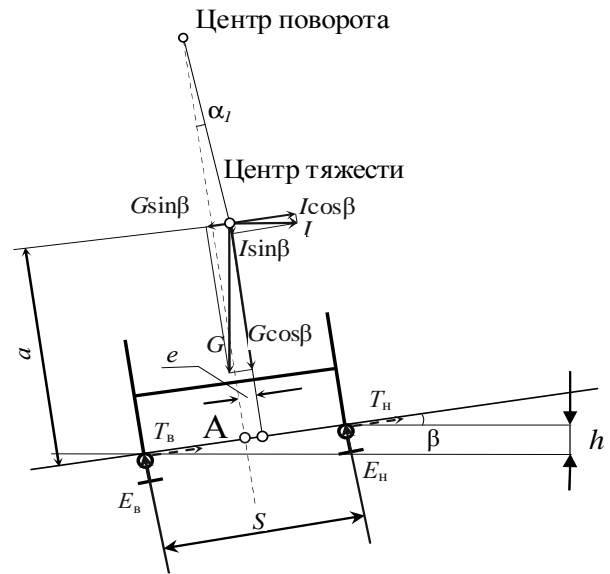


Рис. 2. Схема расчета возвышения для обеспечения одинакового износа рельсов при подвижном составе с наклоном кузова

Второй критерий – обеспечение в скоростных поездах необходимого комфорта для пассажиров.

Второй критерий обуславливается соблюдением двух ограничений:

1) поперечное ускорение, возникающее при движении экипажа в кривой, не должно превосходить определенной допускаемой величины, т.е.

$$a_{ноп.} \leq a_{доп.}; \quad (11)$$

2) приращение поперечных ускорений в единицу времени не должно превышать определенной величины, т.е.

$$\left[\frac{da_{неп.}}{dt} \right]_{\text{макс.}} \leq \beta_{доп.}. \quad (12)$$

Поперечные ускорения, возникающие при движении экипажа по кривой, складываются из избыточных или непогашенных ускорений и добавочных ускорений

$$a_{ноп.} = a_{неп.} + a_{доб.}, \quad (13)$$

где $a_{неп.} = \frac{v^2}{R} - g \frac{h}{S}$ и $a_{доб.} = a_{неп.} + a_{вил.}$

Здесь $a_{неп.}$ – ускорения, возникающие при наличии горизонтальных неровностей; $a_{вил.}$ – ускорения, возникающие при вилянии экипажа.

В кривых участках пути влияние экипажа незначительное, можно полагать $a_{\text{впл}} \approx 0$.

Величина $a_{\text{пер}}$ [6] при уклоне отвода кривизны $i=0,005-0,010$ равна для пассажирских вагонов $0,25 - 0,50 \text{ м/с}^2$.

При нормальных отклонениях в стрелах прогиба $i=0,003$ эти величины должны быть в 2 – 2,5 раза меньшими.

С величиной $a_{\text{пер}}$ связан такой важный показатель комфорта для пассажиров, как плавность движения экипажа.

Согласно [6] плавность хода экипажа определяется по формуле

$$C = 0,9 \cdot 10 \sqrt{\frac{a_{\text{пер}}^3}{v}}, \quad (14)$$

где C – показатель хода;

$a_{\text{пер}}$ – поперечные ускорения экипажа за счет неровностей пути;

v – частота колебаний, Гц.

Принимая для пассажирских вагонов $v=2$ Гц, получим, при $a_{\text{пер}}=0,2 \text{ м/с}^2$, показатель хода экипажа, равный 2.

По классификации [9, 10] ход считается:

при $C=1$ – отличный; $C=2$ – хороший; $C=3$ – удовлетворительный; $C=4$ – допустимый; $C=5$ – опасный. Согласно этой классификации, показатель хода 2 – хороший.

В зарубежной практике сопоставляют с допустимой величиной ускорений лишь непогашенные ускорения. Согласно материалам зарубежных исследований [19] допускаемые поперечные и продольные ускорения являются величинами примерно одного и того же порядка.

Возвышение, обеспечивающую комфортабельную езду пассажиров при обычном подвижном составе, определяют по формуле

$$h = 12,5 \frac{V_{\text{max}}^2}{R} - a_{\text{пер}} \frac{S}{g}. \quad (15)$$

Если за возвышение принимать его максимальную для железных дорог Украины величину ($h=150 \text{ мм}$), при $a_{\text{пер}}=0,5 \text{ м/с}^2$, $S=1600 \text{ мм}$ для колеи 1520 мм, то максимально допускаемая по условиям комфортабельности скорость движения (V_{max}) и рекомендуемый радиус кривых определяются по формулам:

$$V_{\text{max}} = 4,295 \cdot \sqrt{R}, \quad (16)$$

$$R = 0,054 \cdot V_{\text{max}}^2. \quad (17)$$

Расчеты по формуле (17) показывают, что для реализации скоростей порядка 160 – 200 км/ч необходимы радиусы круговых кривых 1500 – 2500 м. Рассматривая отдельные линии, можно убедиться в том, что увеличение скоростей до вышеупомянутого уровня может потребовать значительной реконструкции плана железнодорожного пути.

На рис. 3 приведена схема действия сил на пассажира при проследовании кривого участка подвижным составом с наклоном кузова [8].

При движении в кривой на пассажира в вагоне с наклоном кузова действуют следующие силы:

$G_1 \sin(\alpha+\beta)$ – составляющая веса пассажира, направленная к центру кривой;

$I \cos(\alpha+\beta)$ – составляющая центробежной силы, направленная от центра кривой, равная

$$\frac{G_1 \cdot v_{\text{max}}^2}{g \cdot R} \cdot \cos(\alpha + \beta).$$

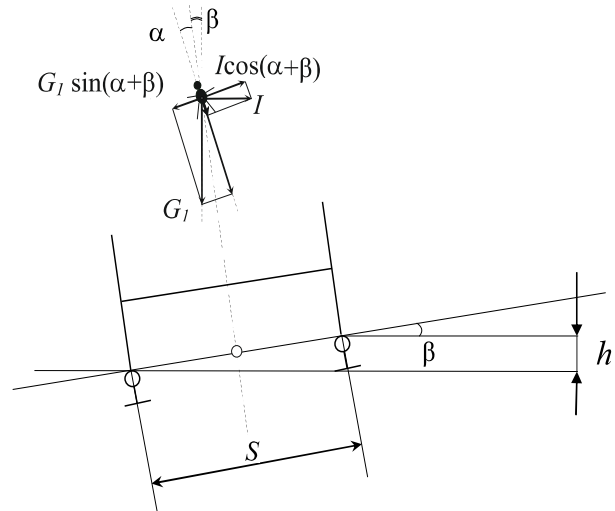


Рис. 3. Схема к расчету радиуса по условию комфортабельности пассажиров

Из баланса сил, действующих на пассажира, получаем

$$R = \frac{0,0772 \cdot V_{\text{max}}^2}{a_{\text{пер}} + g \cdot \text{tg}(\alpha + \beta)}. \quad (18)$$

Таким образом, формула для определения минимального радиуса, обеспечивающего комфортабельность пассажиров, для подвижного состава с наклоном кузова имеет следующий вид:

$$R_{\min} = \frac{0,0772 \cdot V_{\max}^2}{a_{\text{неп}} + 9,81 \cdot \text{tg} (\pi \cdot \alpha^{\circ} / 180 + \arcsin(h / S))}. \quad (19)$$

Определение возвышения наружного рельса при заданном радиусе по условию обеспечения комфортабельной езды выполняется по формуле

$$h = 1600 \sin \left[\arctg \left(\left(\frac{0,0772 \cdot V_{\max}^2}{g \cdot R} - \frac{a_{\text{неп}}}{g} \right) - \frac{\pi \alpha^{\circ}}{180} \right) \right]. \quad (20)$$

Второй показатель комфорта для пассажиров [10] – величина изменения ускорения в единицу времени, м/с^2 ,

$$\text{макс} \left[\frac{da_{\text{неп}}}{dt} \right] \leq \beta, \quad (21)$$

$$\text{где } a_{\text{неп}} = \frac{v^2}{R} - g \frac{h}{S}.$$

По приведенным в работе [10] данным $\beta \leq 0,3 \text{ м/с}^3$ или $\beta \leq 0,5 \text{ м/с}^3$.

Для типичного случая прохождения переходной кривой за 3 с комфорт стоящих пассажиров в вагонах с наклонными кузовами существенно ухудшается. И поэтому повышение скорости движения поезда из таких вагонов, по сравнению с поездом из обычных вагонов, при условии сохранения того же уровня комфорта, ограничено 25 %. Если переходные кривые короче и поезд проходит их, к примеру, за 2 с, возможность повышения скорости поезда из вагонов с наклоняемыми кузовами еще больше уменьшается [11].

В профиле переходная кривая в обычных условиях представляет собой наклонную линию с однообразным уклоном $i=h/l_{\text{пер}}$. Длины переходных кривых для подвижного состава с наклоном кузова частично регламентируются [12] при длине прямых вставок 25 м и менее, а также при их отсутствии:

– при наличии переходных кривых и прямой вставки (для обратных кривых и кривых одного направления): $[a_{\text{неп}}]=0,7 \text{ м/с}^2$; $[\psi]=0,3 \text{ м/с}^3$;

– при наличии переходных кривых и отсутствии прямой вставки:

для обратных кривых: $[a_{\text{неп}}]=0,7 \text{ м/с}^2$; $[\psi]=0,6 \text{ м/с}^3$;

для кривых одного направления: $[a_{\text{неп}}]=0,7 \text{ м/с}^2$; $[\psi]=0,3 \text{ м/с}^3$;

– при отсутствии переходных кривых и наличии или отсутствии прямой вставки: $[a_{\text{неп}}]=0,4 \text{ м/с}^2$; $[\psi]=0,3 \text{ м/с}^3$.

Предотвращение схода колес с рельсов внутренней нити при заклиненном вписывании экипажа и

прямолинейном отводе возвышения [13] гарантируется соотношением

$$l_{\text{пер}} \geq \frac{h_0 \cdot v_{\max}}{f} \quad \text{и} \quad l_{\text{пер}} \geq \frac{a_{\text{н}}}{\Psi}, \quad (22)$$

где $a_{\text{н}}$ – горизонтальное непогашенное ускорение, м/с^2 ;
 Ψ – допустимое значение приращения непогашенных горизонтальных ускорений;
 f – допустимое значение скорости подъема колеса по наружному рельсу.

Третий критерий – обеспечение прочности, устойчивости пути и безопасности движения скоростных поездов.

Третий критерий содержит пять требований (ограничений).

Первое ограничение – максимальное напряжение в наружной кромке наружного рельса [6] не должно превышать допустимого значения, т. е.

$$\text{макс } \sigma_{\text{нр.кр}} < \sigma_{\text{доп}}, \quad (23)$$

где

$$\sigma_{\text{нр.кр}} = \frac{P_{\text{дин}} + P_{\text{ср}} \cdot \mu}{4 w \cdot k} \cdot f \quad (24)$$

или определяется экспериментальным путем.

Здесь $P_{\text{дин}}$ – максимальная динамическая нагрузка от колеса на рельс, кН; $P_{\text{ср}}$ – среднее значение динамической силы, Н; μ – ордината линии влияния изгибающего момента рельса в сечениях пути, расположенного под колесными нагрузками от осей экипажа, смежных с расчетной осью; w – момент сопротивления поперечного сечения рельса, м^3 ; k – коэффициент относительной жесткости рельса и рельсового основания, м^{-1} ; f – коэффициент перехода от осевых напряжений на подошве рельса к кромочным, учитывающий действие горизонтальных нагрузок на рельс и эксцентриситет приложения вертикальной нагрузки.

В качестве основного критерия взяты максимальные напряжения, возникающие в кромках подошвы рельса. Кромочные напряжения в подошве рельса являются наибольшими, учитывающими действие вертикальных сил, боковых сил и крутящих моментов. Определяются как

$$\sigma_{к-п} = \sigma_p \pm \sigma_n \pm \sigma_m, \quad (25)$$

где σ_p – напряжения, возникающие при вертикальном изгибе;

σ_n – напряжения, возникающие при горизонтальном изгибе;

σ_m – изгибающие напряжения, возникающие при кручении рельсовой нити.

Максимальная допускаемая скорость устанавливается из соотношения максимальных кромочных напряжений в подошве и допускаемых

$$\sigma_{к-п}^{расч} \leq [\sigma_p]_{нр}. \quad (26)$$

Напряжения изгиба в кромках подошвы рельса удобнее [14] определять по формуле

$$\sigma_p^к = \frac{f}{4w_n \cdot k} (P_{ст4} + 0,75 \frac{P_p}{4} + 2,5S + \sum_{P_{дин}} P_{cp} \cdot \mu). \quad (27)$$

Согласно правил ЦП-0117 [15], фактические силы могут превысить в 6 случаях из 1000 расчетные силы, т. е.

$$P_{расч} = P_{ср} + 2,5 \cdot S, \quad (28)$$

где S – среднеквадратичное отклонение всех переменных сил, действующих на путь со стороны колеса.

$$P_{ср} = P_{ст} + 0,75 \cdot P_p. \quad (29)$$

Теорией вероятностей доказывается, что дисперсия ряда независимых переменных равна сумме дисперсий каждой величины, т. е.

$$S^2 = \sum S_i^2,$$

следовательно

$$S = \sqrt{\sum S_i^2}. \quad (30)$$

Тогда [15], учитывая количество изолированных (5 %) и непрерывных (95 %) неровностей на колесе,

$$S = \sqrt{S_p^2 + S_{нп}^2 + 0,05 \cdot S_{инк}^2 + 0,95 \cdot S_{инк}^2}. \quad (31)$$

P_p – силы, связанные с колебаниями обрессоренных масс экипажа. На основании результатов больших натурных испытаний принято определять максимальную силу инерции от колебаний кузова на рессорах как

$$P_p = Z \cdot Ж_p. \quad (32)$$

Значения Z принимают [15] по материалам испытаний по следующей зависимости

$$Z = a + b \cdot V^2, \quad (33)$$

где a, b – эмпирические коэффициенты, установленные для различных подвижных единиц [15, 16],

$Ж_p$ – жесткость рессорного подвешивания, приведенная к колесу, $Ж_p = (0,5 \div 2,0) 10^3$ кН/м.

При сопоставлении S_p и P_p установлено, что $S_p = 0,08 \cdot P_p$.

Второе ограничение – центробежная сила, возникающая при движении скоростного поезда, не должна превышать допускаемого значения

$$\text{макс} F_{\text{при } v=v_{\text{макс}}} < F_{\text{доп}} \text{ макс}. \quad (34)$$

Это ограничение по устойчивости пути.

При наличии непогашенного ускорения величина непогашенной центробежной силы равна

$$F_{\text{неп}} = \frac{Q}{g} a_{\text{неп}}, \quad (35)$$

где Q – вес экипажа,

$$a_{\text{неп}} = \frac{v^2}{3,6^2 R} - \frac{h}{S} g.$$

Подставив в формулу (35), получим

$$F_{\text{неп}} = \frac{Q}{g} \left(\frac{v^2}{3,6^2 R} - \frac{h}{S} g \right). \quad (36)$$

На английских железных дорогах [17] вес экипажа выражают как $Q = n \cdot P$, где n – число осей; P – нагрузка на ось.

За допустимую величину непогашенной центробежной силы принимается в первом приближении 5000 ϕ_n или 2250 кг.

Третье ограничение – степень разгрузки внутреннего колеса не должна превышать 30 % статического вертикального давления на ось

$$\Delta P_{разгр} = 0,30 \cdot P_{стат. на ось} \quad (37)$$

Это ограничение по устойчивости колеса на рельсе.

При действии непогашенной центробежной силы происходит перегрузка наружного и разгрузка внутреннего колеса.

Считается [13], что перегрузка или недогрузка до 30 % от статической нагрузки на ось вполне допустима. При этом полагается, что разгрузка всех внутренних колес одинакова. Поэтому, если экипаж весом Q имеет n осей, то должно выполняться условие

$$\left(\frac{v^2}{3,6^2 R} - \frac{h}{S} g \right) \leq \frac{0,30 \cdot S \cdot g}{2H} \quad (38)$$

Если $S=1600$ мм; $H=2000$ мм, то формула (38) приводит к ограничению

$$a_{неп} \leq 1,2 м / с^2.$$

Четвертое ограничение – отношение бокового давления наружного направляющего колеса к статическому вертикальному давлению должно быть не более единицы, т.е.

$$\frac{Y_{бок}}{P_{стат}} \leq 1. \quad (39)$$

Широко распространено определение [6] ограничения по устойчивости колеса против всползания его на рельс по формуле (39).

При действии непогашенной центробежной силы боковое давление направляющего колеса на рельс (рис. 4) определяется по формулам:

$$Y = \frac{M_{тр} + F_{неп}(x_1 - a)}{x_1} \text{ и } Y_{бок} = Y - T.$$

Пятое ограничение – коэффициент устойчивости экипажа в кривой должен быть не меньше заданного числа и при любых обстоятельствах не меньше единицы

$$n \geq n_{доп} > 1. \quad (40)$$

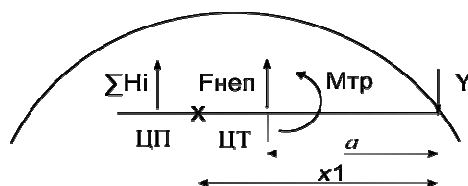


Рис. 4. Схема действия сил на экипаж при направлении его одной наружной нитью

В большинстве стран [6] устойчивость экипажа скоростного поезда в кривой характеризуется двумя условиями:

1) величина отклонения от оси колеи равнодействующей сил тяжести и непогашенной центробежной силы $F_{неп}$ не должна превосходить одной шестой или одной восьмой ширины колеи или другой какой-либо допускаемой величины

$$e \leq \frac{S}{6} \text{ или } e \leq \frac{S}{8}, \text{ или } e \leq e_{доп}; \quad (41)$$

2) коэффициент запаса на устойчивость, определяемый из отношения полуширины колеи к величине отклонения равнодействующей от оси, должен быть не меньше допускаемого значения и во всех случаях не меньше единицы

$$n = \frac{S}{2e} \geq n_{доп} > 1. \quad (42)$$

Используются формулы и другого типа

$$n = \frac{b/2}{e}, \quad (43)$$

где b – ширина между рессорами.

Четвертый критерий – обеспечение геометрического вписывания подвижного состава в габариты пути при движении в кривой.

Подвижной состав, сооружения и устройства на железных дорогах проектируются с учетом требований соответствующих габаритов. На прямых участках перегонов расстояние между осями первого и второго путей не менее 4,10 м. На кривых участках расстояние между осями увеличивают в зависимости от радиуса кривой в соответствии с инструкцией по применению габаритов приближения строений [18], т.е. устраивают габаритное уширение.

Существенное влияние на ограничение угла наклона кузова подвижного состава имеет геометрическое вписывание в габарит пути (рис. 5).

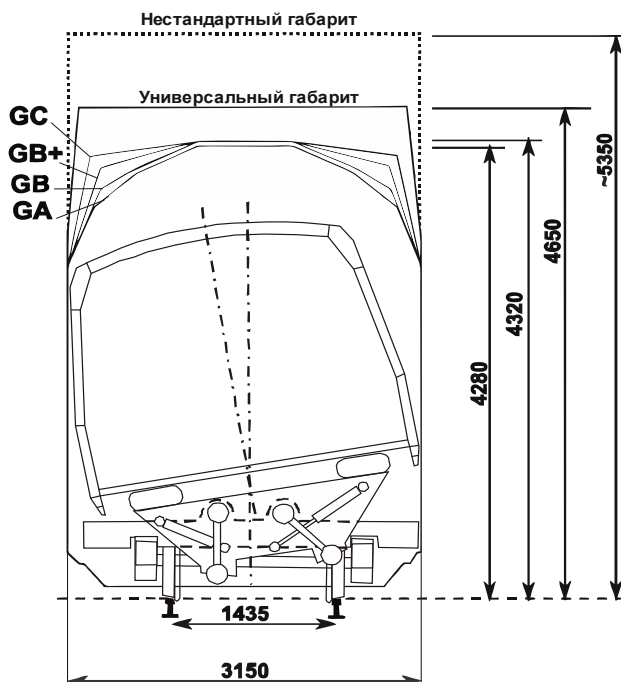


Рис. 5. Схема наклона кузова вагона в кривой по габариту

При проезде подвижного состава в кривой максимальный угол наклона кузова ограничивается габаритом железнодорожного пути и подвижного состава 1-Т.

Выводы

1. Рассмотрены вопросы динамического воздействия подвижного состава на путь в кривых участках железнодорожного пути, выделены силовые факторы, влияющие на угол наклона кузова подвижного состава: направляющие усилия, поворачивающие экипаж; центробежная сила, стремящаяся наклонить кузов экипажа в наружную сторону; дополнительные силы инерции, вызываемые появлением линейных угловых ускорений при вращении экипажа относительно вертикальной оси.

2. Выработаны основные критерии и ограничения, определяющие выбор рационального значения угла наклона кузова скоростного поезда для железных дорог с шириной колеи 1520 мм, по которым можно проводить расчеты угла наклона: 1) обеспечение равного износа рельсов обеих нитей, исходя из допустимых возвышений наружного рельса; 2) обеспечение в скоростных поездах необходимого комфорта для пассажиров; 3) обеспечение прочности и устойчивости пути и безопасности движения скоростных поездов; 4) обеспечение геометрического вписывания подвижного состава в габариты пути при движении в кривой.

Литература

1. Корниенко В.В. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт / В.В. Корниенко, В.И. Омеляненко – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 159с.
2. Развитие технологии наклона кузовов вагонов // Железные дороги мира, 2001. – №11 – Режим доступа до журн.: <http://css-rzd.ru/zdm/11> – 2001/01185 – 1.htm.
3. Омеляненко В.И. Поезда с наклоняемыми кузовами для скоростного пассажирского движения / В.И. Омеляненко, Г.В. Кривякин, Д.И. Якунин, Е.С. Редченко // Локомотив-информ. – Харьков: Техностандарт, 2008. – №5 С. 12 – 17.
4. Якунин Д.И. Электромеханическая система привода с линейным двигателем для наклона кузовов скоростного подвижного состава. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Харьков, 2010, 202 с.
5. Любарский Б.Г. Система принудительного наклона кузова подвижного состава на базе силового привода с линейным двигателем / Б.Г. Любарский, Д.И. Якунин, Е.С. Редченко // Вестник Всероссийского научно-исследовательского и проектно-конструкторского института электровозостроения – Ростов-на-Дону. – 2013. – № 1(65) – С. 162 – 174
6. О.П. Ершков. Вопросы подготовки железнодорожного пути к высоким скоростям движения. Труды ВНИИЖТ. Вып. 176. Трансжелезнодорожиздат, 1959.
7. Правила визначення підвищення зовнішньої рейки і встановлення допустимих швидкостей руху поїздів в кривих ділянках колії. ЦП-0056. – Д., 1999. – 44 с.
8. Дубровская Т.А. Обоснование проектных решений при реконструкции железных дорог для скоростного движения пассажирских поездов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Москва, 2014, 156 с.
9. М.Ф. Вериго. Исследование вопроса о необходимых изменениях в устройстве пути и нормах его содержания для обеспечения скоростей движения порядка 150 – 250 км/ч. Архив ЦНИИ, 1955.
10. Фришман М.А., Поньрко В.Н. Характеристика переходных кривых по расположению начала кривизны и возвышения наружного рельса. Труды ДИИТ, вып. 151, 1974. – С. 21 – 25.
11. Кантор И.И. Высокоскоростные железнодорожные магистрали: трасса, подвижной состав, магнитный подвес / И. И. Кантор. – М.: Маршрут, 2004. 51 с.
12. Расчет допускаемых скоростей движения поездов по данным о фактическом состоянии пути: учеб. пособие / Н.И. Карпушенко [и др.]; под ред.

- Н.И. Карпушенко. – Новосибирск: СибГУПС, 2006. – 74 с.
13. Шахуняц Г.М. Железнодорожный путь / Г.М. Шахуняц. – М.: Транспорт, 1969. – 536 с.
 14. Стоянович Г.М. Расчеты верхнего строения пути на прочность и устойчивость. Курс лекций. Издательство ДВГУПС. Хабаровск, 2013.
 15. ЦП-0117 – Правила розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість, затверджені наказом Укрзалізниці від 13.12.2004 № 960 - ЦЗ.
 16. Чернышев М.А. Практические методы расчета пути / М.А. Чернышев. – М.: Транспорт, 1967. – 236 с.
 17. Движение вагона по кривой. «Ru Gazzet», 1952, том 96, № 25.
 18. Габарити наближення будівель і рухомого складу залізниць колії 1520 (1524) мм (ГОСТ 9238-83, MOD) ДСТУ Б В.2.3-29:2011. – Київ: Мінрегіон України, 2012.
 19. Sasaki K. «A Lateral Semi-Active Suspensions of Tilting Train», QR of RTRI, Vol. 41, No.1, pp.11-15, 2000.
 20. Enomoto M., Kamoshita Sh., Kamiyama M., Sasaki K, Hamada T, Kazato A. «Development of tilt Control System Using Electro-Hydraulic Actuators», QR of RTRI, Vol. 46, No.4, pp.219-224, 2005.

Yeritsyan B.Ch. Criteria and restrictions for determination of a tilt angle of a high speed electrical rolling stock. The given paper considers problems of a dynamic impact of rolling stock on a track in curves and singles out main power factors influencing a tilt angle of rolling stock: guiding efforts, turning the crew; centrifugal force tending to tilt crew body in an outward direction; additional inertial forces called by the appearance of linear angular acceleration at crew yawing rotation. Main criteria and restrictions determining the choice of reasonable value of a high-speed train body tilt angle for railways with a gauge of 1520 mm according to which we can calculate tilt angle have been elaborated, namely: the provision of equal wear of rails of both lines on the basis of admitted cant of the track; the provision of the necessary comfort for passengers on high-speed trains; the provision of strength and stability of the track and safety of high-speed running; the provision of geometric blending of rolling stock in track dimensions while moving in curves.

Key words: tilt angle, criteria of choice of reasonable value of body tilt angle, unslaked lateral acceleration, centrifugal force.

Рецензент д.т.н., професор кафедри електричного транспорту та тепловозобудування В.Г. Маслів (НТУ «ХПІ»)

Єрціян Б.Х. Критерії і обмеження щодо визначення кута нахилу кузова швидкісного елек трорухомого складу. роботи розглянуті питання динамічного впливу рухомого складу на шлях в кривих ділянках залізничної колії, виділені основні силові фактори, що впливають на кут нахилу кузова рухомого складу: напрямні зусилля, що повертають екіпаж; відцентрова сила, яка прагне нахилити кузов екіпажу в зовнішню сторону; додаткові сили інерції, що викликаються появою лінійних кутових прискорень при обертанні екіпажу щодо вертикальної осі. Вироблені основні критерії та обмеження, що визначають вибір оптимального значення кута нахилу кузова швидкісного поїзда для залізниць з шириною колії 1520 мм, за якими можна проводити розрахунки кута нахилу: забезпечення рівного зносу рейок обох ниток, виходячи з допустимих підвищень зовнішньої рейки; забезпечення в швидкісних поїздах необхідного комфорту для пасажирів; забезпечення міцності та стійкості шляху і безпеки руху швидкісних поїздів; забезпечення геометричного вписування рухомого складу в габарити шляху при русі в кривій.

Ключові слова: кут нахилу, критерії вибору оптимального значення кута нахилу кузова, непогашене бічне прискорення, відцентрова сила.

Поступила 02.03.2016 р.

Єрціян Б.Х., старший викладач кафедри електричного транспорту та тепловозобудування, НТУ «ХПІ», Україна, Харків. E-mail: bagish_ericjan@mail.ru.

Yeritsyan B.Ch., Senior Lecturer of the Department "Electrical transport and diesel locomotive", NTU "KPI", Ukraine, Kharkiv. E-mail: bagish_ericjan@mail.ru.