

А.С. ЕВСТРАТОВ, д-р техн. наук, ФГУП ВНИКТИ (Россия)

В.С. КОССОВ, д-р техн. наук, ФГУП ВНИКТИ (Россия)

УМЕНЬШЕНИЕ УГЛА НАБЕГАНИЯ ТРЕХОСНЫХ ТЕЛЕЖЕК ЛОКОМОТИВОВ

У роботі представлена розроблена у ВНИКТИ конструкція візка тепловоза 2ТЭ116 з механізмом примусової зміни кута набігання колісних пар у рамі візка.

В работе представлена разработанная во ВНИКТИ конструкция тележки тепловоза 2ТЭ116 с механизмом принудительного изменения угла набегания колесных пар в раме тележки.

The mechanism of radial wheelset positioning due to the central acceleration provides efficient reduction of the angle of attack and of a lateral displacement. The results obtained theoretically are confirmed by tests.

Во ВНИКТИ разработана конструкция тележки тепловоза 2ТЭ116 с механизмом принудительного изменения угла набегания колесных пар в раме тележки (рис. 1). Продольные силы тяги от первой и третьей колесных пар на раму передаются стержнем 5 на продольной оси тележки. Поводки передают лишь рамные силы (в продольном направлении имеют зазор 15 мм). Крайние колесные пары получили возможность углового перемещения. Продольная жесткость одной буксы в раме тележки снижается с $100 \cdot 10^6$ до $0,66 \cdot 10^6$ Нм⁻¹ за счет деформации изгиба буксовых пружин. Вторая колесная пара при движении в кривой сдвигается к наружному рельсу от продольной оси рамы тележки. Эта особенность вписывания используется для разворота крайних колесных пар, то есть для установки первой и третьей колесных пар с перекосом в раме тележки. Поперечное смещение второго колесно-моторного блока (КМБ) через упруго-шарнирные поперечные тяги 4 вызывает разворот крайних колесных пар на определенный угол (рис. 2). Так, при

смещении $y_2 = 12$ мм, первая и третья колесные пары развернутся на угол $\alpha_{\partial} = 13$ мрад. На эту величину изменятся углы набегания первой и третьей колесных пар.

Типовая методика определения сил трения в контакте колес с рельсами не учитывает зоны упругого скольжения колес, коничность бандажей, перекос колесных пар в раме тележки, положение колесной пары в колее. Без этого невозможно оценить эффективность поворота колесных пар и определить силовые факторы. В основе существующей методики динамического вписывания в кривые заложен принцип разложения абсолютной скорости движения экипажа на поступательное перемещение полюса качения и поворота экипажа вокруг полюса за счет скольжения в точках контакта колес с рельсами. Полюс вращения экипажа располагается в основании перпендикуляра, опущенного на продольную ось экипажа из мгновенного центра вращения – центра кривой.

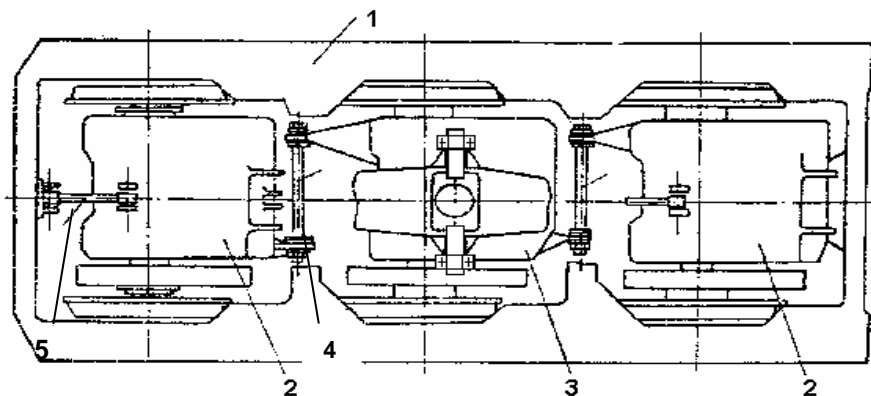


Рис. 1. Тележка тепловоза 2ТЭ116 с механизмом разворота крайних колесных пар:
1 – рама тележки; 2 – крайние колесные пары; 3 – средняя колесная пара;
4 – поперечные тяги; 5 – продольные тяги

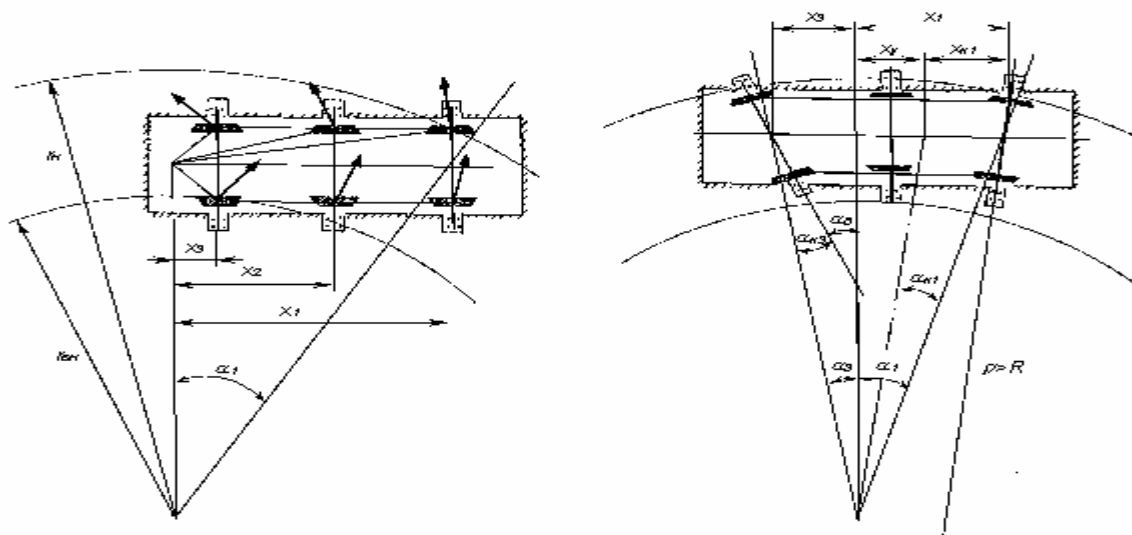


Рис. 2. Установка тележки в кривой $R = 300$ м:
 а – серийное исполнение тележки; б – тележки с механизмом разворота колесных пар;
 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – углы набегания

При учете коничности бандажей и углов набегания колесных пар методически расчет вписывания следует начинать с определения координат колесных пар в колее. Каждая колесная пара движется по своей траектории, и возникающие в точках контакта с рельсами силы определяют иное положение продольной оси тележки в колее, чем это было без учета конусности бандажей и перекосного положения колесной пары.

Корректировка методики расчета сводится к нескольким принципиальным поправкам: принимаются во внимание силы упругого проскальзывания в точках контакта колес с рельсами (крип), разность диаметров и коничность бандажей, неперпендикулярность оси колесной пары к продольной оси рамы тележки (доворот и перекос); силы трения в относительном движении определяются положением колесной пары в колее с учетом зоны крипа и полюсных расстояний тележки.

Показатели динамического вписывания (ПДВ), когда проскальзывание колес учитывается максимальным значением силы трения в контактах колес с рельсами, все силовые факторы могут быть завышены, так как существуют режимы движения, когда $f < f_0$. В этом случае текущее значение коэффициента трения f или его отношение к номинальному значению f_0 зависит от скорости относительного скольжения (отношение скорости скольжения к скорости переносного движения) (1):

$$f : f_0 = f(v_{ck} / v). \quad (1)$$

В откорректированной методике вместо сил сухого трения в относительном движении вводится относительное скольжение, по которой далее определяется фактический коэффициент трения, соответствующий этой скорости. При движении в кривой скорости скольжения колес направлены перпендикулярно прямой, соединяющей точку контакта с полюсом поворота. Для первой по ходу колесной пары это расстояние равно $\sqrt{x_1^2 + s^2}$.

Учитывая равенство угловых скоростей переносного Ω и относительного ω движений, получим:

$$\omega = \Omega = \frac{v}{R}; \quad v_{ck} = \frac{v}{R} \cdot \sqrt{x_1^2 + s^2}.$$

Относительная скорость скольжения колеса равна:

$$\xi = \frac{v_{ck}}{v} = \frac{\sqrt{x_1^2 + s^2}}{R}; \quad \xi_x = \frac{s}{R}; \quad \xi_y = \frac{x}{R}, \quad (2)$$

где $\xi = \frac{v_{ck}}{v}$ – полное скольжение;

$$\xi_x = \frac{s}{R} \text{ – продольное скольжение колеса;}$$

$$\xi_y = \frac{x}{R} \text{ – поперечное скольжение колеса.}$$

Относительная скорость продольного скольжения с учетом коничности бандажей и разности диаметров колес $2\Delta r$ равна:

$$\xi_x = 2\left(\frac{s}{R} - \frac{\Delta r}{s \cdot r}\right) = 2s\left(\frac{1}{R} - \frac{1}{\rho}\right), \quad (3)$$

где ρ – радиус конуса качения,

$$\rho = \frac{s \cdot r}{iy}$$

Первое слагаемое в формуле (3) – путь, проходимый скольжением, второе – качением. Разница диаметров колес способствует уменьшению относительного проскальзывания и когда второе слагаемое будет равно первому, продольного скольжения не будет. Скольжение из-за разности пути наружного и внутреннего колеса будет скомпенсировано качением колес.

Разница диаметров колес $2\Delta r$ в первую очередь возникает от поперечного смещения колесной пары в колее. Так, для первой набегающей колесной пары при номинальном зазоре в колее 14 мм и уширении колее в 10 мм в кривой $R=300$ м смещение от среднего положения равно 12 мм и Δr для одного колеса равно:

$$\Delta r = iy = \frac{1 \cdot 12}{20} = 0,6 \text{ мм.}$$

Расчеты в зоне упругого скольжения производились по обобщенной кривой второго порядка близкой к кривой С.М. Андриевского и Н.Н. Меншутина при $f_0 = 0,25$. По этим зависимостям определен линейный участок силы крипа: прямая линия от начала координат до точки, в которой $\xi_x = 0,0015$, $f:f_0 = 0,6$. Для этого участка коэффициент крипа на колесо равен:

$$K = \frac{P_{cm} \cdot f_0 \cdot f / f_0}{\xi_x} = \frac{P_{cm} \cdot f_0 \cdot 0,6}{15 \cdot 10^4} = 11250 \text{ кН},$$

где P_{ct} – осевая нагрузка на колесо.

Примерно такой уровень коэффициента крипа принят в ряде работ для линейного участка при исследовании колебаний виляния локомотивов. Так, профессор Медель В.Б. принимает $K = 15000$ кН., профессор Савоськин А.Н. для электровоза принимает $K = 10465$ кН. Для поперечного крипа принята аналогичная зависимость по данным японских авторов.

В результате расчетов получены все основные показатели динамического вписывания в кривую радиусом 300 м с возвышением наружного рельса 90 и 150 мм. Расчеты выполнены по типовой и новой, откорректированной, методике, учитывающей зону упругого скольжения, коничность бандажей и др. факторы. Одновременно проведено компьютерное моделирование колебаний тепловоза как сложной колебательной системы с 78 степенями свободы. Результаты для пути без неровностей совпали с квазистатическим вписыванием по откорректированной методике.

Сопоставление основных результатов динамического вписывания при учете сил сопротивления в виде сухого трения или в виде упругого скольжения дает существенно различные результаты, а именно, силовые показатели вписывания во втором случае заметно уменьшаются.

Эффект доворота крайних осей тележки проявляется по величине полюсных расстояний и соответствующих им углов набегания (см. рис. 2). В опытном варианте благодаря довороту колесных пар рама тележки занимает хордовую установку, и ее полюсное расстояние уменьшается в 4...5 раз. При этом для первой колесной пары угол набегания снижается в рабочем диапазоне скоростей до нуля или даже становится отрицательным (предварение набегания – b_1 смещено назад от точки контакта круга катания). При скоростях более 60 км/ч эффект доворота несколько снижается. Угол набегания первой колесной пары в тележке с доворотом вообще невелик из-за хордовой установки тележки.

Направляющее усилие (рис. 3) первой оси при наличии доворота снижается во всем диапазоне скоростей: для серийного варианта они растут от 54,7 до 101,4 кН при $v = 80$ км/ч, в опытном варианте соответственно от 20 до 90 кН.

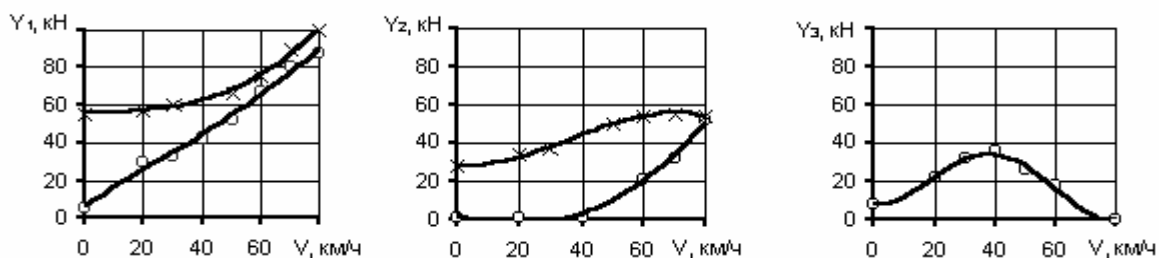


Рис. 3. Направляющие усилия колесных пар Y_1 , Y_2 , Y_3 в кривой $R=300$ м, $h=190$ мм:
 × – серийное исполнение тележки; ○ – с доворотом колесных пар.

Важным показателем склонности экипажа к подрезу гребней является фактор износа Φ , равный произведению направляющего усилия на угол набегания. Этот показатель отражает процессы износа гребней колеса и боковой грани рельса. Так, для первой колесной пары среднее значение Φ при скорости 80 км/ч равно для серийного варианта 1,2 кН·рад, а для опытного 0,6, то есть снижается в 2 раза.

Основной эффект от применения механизма доворота достигается за счет снижения поперечных составляющих сил трения, на первой оси они снижаются примерно в 2 раза. Одним из основных нормируемых показателей динамических качеств является величина отжатия наружного рельса. Как видно из рис 4, вариант с доворотом колесных пар дает эффект во всем диапазоне скоростей. Снижение составляет от 0,5 до 1,5 мм.

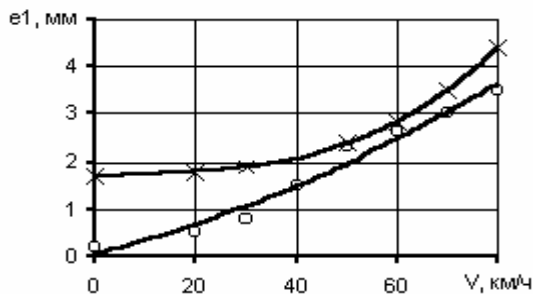


Рис. 4. Отжатие наружного рельса в кривой $R=300\text{м}$, $h=250\text{мм}$:

- × – серийное исполнение тележки;
- – с доворотом колесных пар

Выводы

1. Для расчета квазистатического вписывания подвижного состава в кривые в существующую методику внесены ряд изменений: для каждой колесной пары, упруго связанной с рамой тележки, устанавливается свое полюсное расстояние (и угол набегания); учитывается коничность бандажей и силы крипа. Откорректированная методика расчета рекомендуется для практического применения.

2. Применение механизма радиальной установки путем доворота крайних колесных пар за счет разбега средней колесной пары является высокоэффективным с точки зрения снижения износа бандажей и динамического воздействия на путь. Благодаря довороту колесных пар третья колесная пара приобретает положительный угол набегания и отодвигается к наружному рельсу, рама тележки занимает во всем диапазоне скоростей хордовую установку, ее угол набегания снижается в 1,5...2 раза.

3. Учет зоны упругого скольжения колес открывает новую возможность определения распределения силы тяги по колесам. Считалось, что оно распределяется между правым и левым колесом 50:50, то есть поровну. Однако на практике и по расчетам это не подтверждается.