

Расчетные нагрузки для осей колесных пар

В стандартах на оси колесных пар с помощью уравнений действующих нагрузок рассчитаны основные динамические коэффициенты. Для современных условий, характеризующихся высокой интенсивностью движения на линиях, где уложен путь с большими значениями недостатка возвышения рельсов, рассчитанные коэффициенты слишком малы. Этим частично можно объяснить все еще возникающие проблемы с осями колесных пар.

Железнодорожный транспорт в начале более чем 150-летней истории был носителем технического прогресса и способствовал развитию промышленности. В связи с ограниченными возможностями создания вспомогательных средств проектирования подвижного состава, с одной стороны, и быстрым строительством новых железнодорожных линий, с другой стороны, нужны были как можно более простые и легко применяемые формулы для расчетов. Такие формулы в Германии были разработаны в эпоху государственных железных дорог и вошли в различные предписания и стандарты. Часть их используется и сейчас, в том числе в инструкциях, относящихся к высокоскоростным линиям. Речь идет о некоторых константах, полученных путем физико-математического моделирования, коэффициентах пересчета для изменяющихся величин и вспомогательных коэффициентах, используемых при упрощенном моделировании.

В случае конструирования осей колесных пар, тележек и кузовов подвижного состава используются расчетные нагрузки, представленные в виде уравнений и не изменявшиеся с 1994 г. Во всяком случае, в инженерной практике нет однозначных высказываний о каких-либо ограничениях к применению этих уравнений. В приведен-

ном далее материале определены границы их применения при формировании расчетных моделей. На основе результатов решения численных уравнений показан уровень надежности, который обеспечивается при расчете допустимых нагрузок, предусмотренных техническим заданием.

Исходные уравнения

В идеальном случае стандарты должны нормировать только учитываемые в расчетах численные значения. В системах, несущих динамическую нагрузку, последняя оценивается путем умножения ее статического значения на динамический коэффициент. При этом указанный коэффициент определяется из экспериментальных данных применительно к уровню надежности, установленному для данной системы.

В стандартах на оси колесных пар задана масса, используемая для последующего расчета их размеров. При этом масса оси вместе с шеечными частями и буксами рассматривается как доля общей массы экипажа (условно — вагона). Расчет частичных масс в эксплуатации с учетом числа осей будет корректным только в том случае, если распределение массы (в двухосном вагоне — положение колесных пар и в вагоне с двумя тележками — по-

ложение шкворневых узлов и рессор) является зеркально симметричным относительно среднего сечения вагона.

Дополнительно в вагоне на двух тележках две оси и рессоры в каждой из них должны располагаться симметрично по отношению к шкворневому узлу. Если соблюдены все эти условия, справедливо допущение о том, что часть фактической массы в эксплуатации делится по числу колесных пар на доли, пропорциональные массам, действующим на шейки осей. При одинаковом расположении колес на оси справа и слева предполагается еще зеркальная симметрия относительно продольной оси вагона. Возможные ожидаемые отклонения от симметричности полезной нагрузки должны компенсироваться коэффициентом 1,2; все прочие отклонения от симметрии в дальнейших расчетах должны учитываться коэффициентами надежности.

Геометрия трассы может обусловить возникновение некомпенсированного бокового ускорения a_Q , если пренебречь вертикальной составляющей перемещений и нелинейными воздействиями, а также если учитывать ускорение боковой качки α , возникающее как следствие трассировки и действующее на высоте h , которая определяет положение центра тяжести экипажа над УГР (рис. 1). В этом случае выражение для некомпенсированного бокового ускорения будет иметь вид

$$a_Q = g\beta_Q = k_H v^2 + h\alpha - g\psi, \quad (1)$$

где g — ускорение свободного падения; k_H — кривизна горизонтальной проекции оси пути; ψ — угол возвышения рельса; v — скорость движения экипажа; β_Q — угол действия некомпенсированного бокового ускорения a_Q , или число Фруда (далее угол Фруда).

Как в стандартах на трассировку пути, так и в нормалях на колесные пары боковой качкой полностью

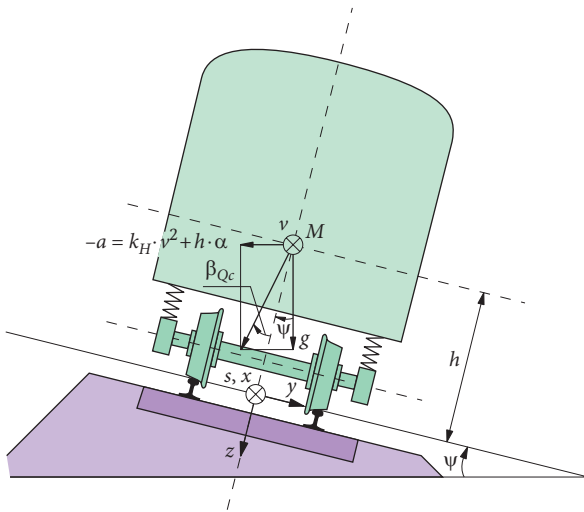


Рис. 1. Силы, действующие на экипаж:
x, y, z — оси координат; s — ось пути

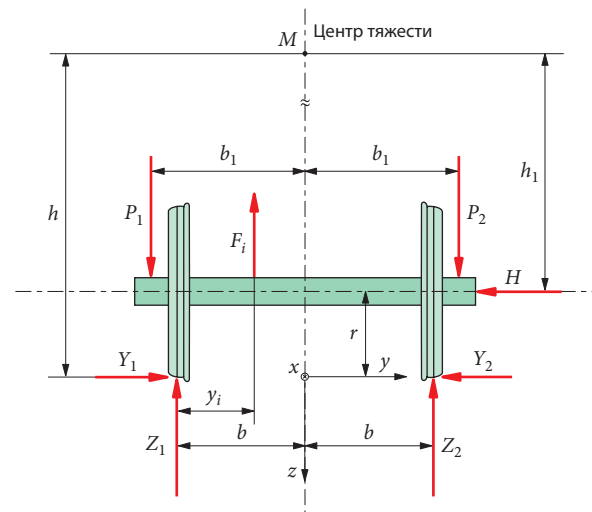


Рис. 2. Размеры колесной пары и действующие на нее силы

пренебрегают. Она и все геометрические дефекты положения пути в расчетах прочности перекрываются коэффициентом надежности. При этом рассматривают только стационарное движение экипажа в круговой кривой (к этому режиму движения относятся все величины с индексом с). Кузов с его массой, включая груз, подвержен воздействию квазистатического некомпенсированного бокового ускорения:

$$a_{Qc} = g\beta_{Qc} = k_{Hc}v^2 - g\psi_c. \quad (2)$$

Колесные пары принимают безынерционными. Длина экипажа, воздействие силовых систем ударно-тяговых приборов (особенно в кривых), сопротивление воздуха, составляющие сил инерции, все влияния, учитывающие перекос ходовой части в колее и дефекты положения пути в плане, а также все факторы, связанные с упругостью и вызывающие колебания кузова, в упрощенном расчете не принимаются во внимание и тоже перекрываются коэффициентом надежности.

В ходе таких упрощенных расчетов пересматривается и принцип определения положительной кривизны в плане, который отличается от метода, предписываемого стандартом на оси колесных пар.

Для наиболее простого использования принципа геометрической симметрии за ее центр принимают не середину расстояния между колесами, как было раньше, а ось пути. Тогда при положительном некомпенсированном боковом ускорении (недостатке возвышения рельса) в уравнении (2) общая поперечная сила на колесной паре принимается как положительная. При этом направление колесной пары в колее осуществляется на левом рельсе, т.е. на стороне с параметрами, имеющими индекс 1 (рис. 2). Сила F_i , приложенная к оси на расстоянии y_i , относится к тормозному диску. Все последующие определения соответствуют стандартам на оси колесных пар.

В обычной инженерной практике динамические влияния движущихся масс (собственные массы и центробежные силы, обусловленные наличием свободного бокового ускорения) учитываются введением динамических коэффициентов: f_y — в поперечном направлении и f_z — в вертикальном. Данными коэффициентами должно компенсироваться влияние всех нестационарных перемещений кузова, при этом коэффициент, равный 1, означает квазистатический режим. Отсюда следует, что теорема о движении цен-

тра тяжести в обоих направлениях и закон момента количества движения для той части экипажа, которая опирается на шейки оси, сводятся к условиям статического равновесия, если пренебречь инерцией влияния кузова, которая может быть легко учтена.

Для общей силы H , действующей на колесную пару в направлении, перпендикулярном оси пути (ось y), справедливо выражение

$$H = f_y a_{Qc} m_1 = f_y \beta_{Qc} g m_1. \quad (3)$$

Из статического равновесия моментов, действующих на буксы колесной пары, получаем силы P_1 и P_2 , приложенные к буксам в вертикальном направлении (ось z):

$$P_1 = (f_z + h_1 f_y \beta_{Qc} / b_1) g m_1 / 2, \quad (4)$$

$$P_2 = (f_z - h_1 f_y \beta_{Qc} / b_1) g m_1 / 2, \quad (5)$$

где h_1 — высота центра тяжести экипажа над осью колесной пары; b_1 — половина расстояния между серединами букс.

Можно видеть, что угол Фруда хорошо отображает физическую картину процессов, хотя представляет собой конкретную геометрическую величину.

Таким образом, колесные пары подвержены вертикальному нагружению. Если принять, что колесная пара не имеет массы, то на нее

не оказывают влияния некруглость колес, наличие рельсовых стыков, механические воздействия при прохождении колес через зазоры в сердечниках крестовин стрелочных переводов, а также изгибные колебания верхнего строения пути и колес. Принимая это допущение, а также учитывая инерционность тормозных дисков через силу F_i и удаленность места ее приложения от контакта колесо – рельс y_i , можно получить упрощенное основное динамическое уравнение для колесной пары в условиях равновесия, в котором параметр массы не фигурирует.

В качестве ускорения для тормозных дисков ускорение свободного падения g используется таким образом, чтобы увеличивать эффект действия силы в вертикальном направлении. Однако влияние сил инерции и массы на величину напряжений в оси колесной пары достаточно велико, и оно, как правило, недооценивается. Измерения, выполненные на буксах, выявили чрезмерную величину ускорений.

Учитывая все принятые ранее допущения, получаем для колесной пары с идеальными колесами, катящимися по идеальному пути, выражение, отображающее равновесие сил Y , действующих на колесную пару в поперечном направлении (ось y):

$$H = Y_1 - Y_2. \quad (6)$$

Из условий равновесия сил, действующих на колесную пару в вертикальном направлении (ось z), и равновесия моментов относительно продольной оси экипажа (ось x) следует:

$$Z_1 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{b_1}{b} + 1 \right) P_1 - \left(\frac{b_1}{b} - 1 \right) P_2 + \frac{r}{b} (Y_1 - Y_2) r - \left(2 - \frac{y_1}{b} \right) F_1 \right]; \quad (7)$$

$$Z_2 = \frac{1}{2} \left[- \left(\frac{b_1}{b} - 1 \right) P_1 + \left(\frac{b_1}{b} + 1 \right) P_2 - \frac{r}{b} (Y_1 - Y_2) r - \frac{y_1}{b} F_1 \right], \quad (8)$$

где r – радиус круга катания, который может меняться в зависимости от условий качения; b – принятое нестандартное обозначение половины расстояния между кругами катания колес. Величины Z_1 и Z_2 представляют собой силы, действующие вертикально в контакте колесо – рельс (они же – силы Q в традиционной системе обозначений).

Уравнения (7) и (8) определяют величину сил, а не моментов, как в стандартах на оси колесных пар. В практических расчетах непосредственно суммируют силы, а не моменты, что уменьшает вероятность ошибок из-за возможного изменения порядка величин. При таком способе определения вертикальных сил в контакте колеса с рельсом получают безразмерные коэффициенты, описывающие геометрию влияния отдельных сил и наиболее четко отображающие физический смысл рассматриваемых процессов.

Необходимо также ввести допущение о статической неопределенности для поперечного направления колесной пары в точке контакта колеса с рельсом, что, например, можно осуществить путем введения коэффициента f_H в следующем выражении:

$$Y_2 = f_H H = f_H a_{Qc} m = f_H \beta_{Qc} g m_1. \quad (9)$$

Следует отметить, что коэффициент f_H может принимать любые близкие к нулю положительные и отрицательные значения.

Если в других, ранее рассмотренных подходах, отраженных в выражениях (4), (5) и (6), в связи со статической определенностью коэффициенты варьировались лишь в относительно ограниченном диапазоне и могли точнее рассчитываться с помощью более качественного моделирования, то для случая колесной пары, статически неопределимой в поперечном направлении, этого не наблюдается. Из уравнения (6) получаем выражение для направляющей силы Y_1

$$Y_1 = H + Y_2 = (1 + f_H) H = (1 + f_H) \times f_y a_{Qc} m_1 = (1 + f_H) f_y \beta_{Qc} g m_1. \quad (10)$$

Здесь следует напомнить, что масса колесной пары принята равной нулю. Уравнение (9) соответствует условиям, когда верхнее строение пути и ходовые свойства экипажа характеризуются высоким качеством, при котором величина поперечных сил в колесной паре, обусловленная направлением ее в колее, в первую очередь зависит от радиуса кривой и не определяется, например, сужением колеи, которое может возникнуть на прямолинейном участке, или общими проблемами устойчивости движения.

Оценка стандартов численными значениями

В инженерных расчетах, после того как с использованием стандартов на оси колесных пар выполнено описание модели, встает вопрос о численных значениях коэффициентов для расчетных уравнений. Для всех видов колесных пар влияние движущихся масс без учета режимов тяги и торможения отображается следующим образом:

$$0,625 = f_z/2, \quad (11)$$

откуда $f_z = 1,25$;

$$f_H = Y_2/H = 0,15/0,3 = 0,175/0,35 = 1/2; \quad (12)$$

$$Y_1 = 3H/2.$$

Для направляющих колесных пар (поддерживающей и моторной)

$$0,0875 = f_y \beta_{Qc} / 2, \quad (13)$$

откуда $f_y \beta_{Qc} = 0,175$.

Для колесной пары в поперечном направлении

$$f_H = 1/\beta_{Qc} = 0,175. \quad (14)$$

Для ненаправляющей поддерживающей колесной пары

$$0,075 = f_y \beta_{Qc} / 2, \quad (15)$$

откуда $f_y \beta_{Qc} = 0,15$.

Для такой же колесной пары в поперечном направлении имеем

$$f_H = 1/\beta_{Qc} = 0,15. \quad (16)$$

Так как влияние статистической неопределимости в поперечном направлении доминирует, выражения (14) и (16) допускают лишь незначительное обратное влияние на принятую величину некомпенсированного бокового ускорения и при коэффициенте $f_y = 1$ определяют значения, получаемые с помощью уравнений (13) и (15). Последние, напротив, оцениваются репрезентативными величинами недостатка возвышения рельса в стандартной колее (табл. 1).

Эти уравнения до настоящего времени не изменены, несмотря на соответствующие комментарии, результаты анализов и случаи отказов.

Значения недостатка возвышения рельса более 200 мм используются только на линиях, где обращается подвижной состав из вагонов с наклоняемыми в кривых кузовами. В новых стандартах на оси колесных пар (СЕН ТС 256 SC2 WG-11) в виде информативного приложения отражены особенности этого элемента ходовой части применительно к подвижному составу с наклоняемыми кузовами. Приводимые далее коэффициенты, относящиеся к наклоняемому подвижному составу, изменены в сравнении с нормативной главной частью.

Для направляющих осей (поддерживающих и моторных)

$$f_H = Y_2/H = 0,175/0,275 = 0,6363, \\ Y_1 = 1,6363 = 18H/11; \quad (17)$$

$$0,275/2 = f_y\beta_{Qc}/2, \quad (18)$$

откуда $f_y\beta_{Qc} = 0,275$.

Для ненаправляющих поддерживающих осей подвижного состава с наклоняемыми кузовами

$$f_H = Y_2/H = 0,15/0,25 = 0,6; \quad (19)$$

$$Y_1 = 8H/5;$$

$$0,25/2 = f_y\beta_{Qc}/2, \quad (20)$$

откуда $f_y\beta_{Qc} = 0,25$.

Таблица 1

Динамические коэффициенты для всех видов колесных пар

Недостаток возвышения, мм	Угол Фруда, рад	Некомпенсированное боковое ускорение, м/с ²	Коэффициенты f_y	
			Моторные, направляющие немоторные оси	Ненаправляющие немоторные оси
100	0,0667	0,65378	2,625	2,25
130	0,0867	0,8499	2,019	1,73
150	0,1	0,98067	1,75	1,5
153	0,102	1,00028	1,716	1,47
160	0,1067	1,04604	1,641	1,406
168	0,1120	1,09834	1,563	1,339
180	0,12	1,1768	1,458	1,25
183	0,122	1,19641	1,434	1,23
240	0,16	1,56906	1,094	0,938
275	0,1833	1,79789	0,955	0,818
300	0,2	1,96133	0,875	0,75
306	0,204	2,00056	0,858	0,735

Оценка этих определяющих уравнений для больших недостатков возвышения рельса приведена в табл. 2. В табл. 1 и 2 последняя колонка имеет большое значение, так как динамические коэффициенты моторных и направляющих

немоторных осей более высокие в сравнении с осями ненаправляющих немоторных. В связи с этим оценка может ограничиваться содержанием только этой колонки. В последних колонках обеих таблиц динамические коэффициенты сни-

Таблица 2

Динамические коэффициенты для подвижного состава с наклоняемыми кузовами

Недостаток возвышения, мм	Угол Фруда, рад	Некомпенсированное боковое ускорение, м/с ²	Коэффициенты f_y	
			Моторные и направляющие немоторные оси	Ненаправляющие немоторные оси
180	0,12	1,1768	2,292	2,083
183	0,122	1,1964	2,254	2,049
210	0,14	1,37293	1,964	1,786
240	0,16	1,56906	1,719	1,563
250	0,1667	1,63444	1,65	1,5
275	0,1833	1,79789	1,5	1,364
300	0,2	1,96133	1,375	1,25
306	0,204	2,00056	1,348	1,225

жаются обратно пропорционально возрастающему некомпенсированному боковому ускорению.

Результаты и следствия

Все рассматриваемые неопределенности процесса направления экипажа в колее компенсируются динамическими коэффициентами. Оценка формул для определения сил, действующих на ось в поперечном направлении, показывает, что эти силы снижаются прямо пропорционально некомпенсированному боковому ускорению. По мнению автора, область применения формул для расчетных нагрузок заканчивается при недостатке возвышения 130 мм, в крайнем случае 150 мм (коэффициент динамики 1,5). Новые формулы для подвижного состава с наклоняемыми кузовами едва ли применимы при высоких значениях недостатка возвышения.

В рассматриваемых рассуждениях нет высказываний о назначении размеров оси колесной пары. Конечно, можно применять большие коэффициенты надежности, с которыми расчетная допустимая величина напряжений обес-

печивается свойствами используемого материала. Это предъявляет высокие требования к материалу, означает большие затраты на испытания с целью проверки соответствия характеристик оси техническим требованиям и окажется нецелесообразным с точки зрения разделения и правильной классификации нагрузочных воздействий.

При назначении размеров нагрузки и несущая способность оси рассматриваются отдельно. В предлагаемой методике имеются три пункта, которые можно подвергать критике:

- принятие массы колесной пары, равной нулю;
- пренебрежение влиянием и бортовой качкой экипажа;
- слишком низкая степень безопасности при больших значениях недостатка возвышения рельса.

Возможности улучшения и выводы

Первой и очень простой возможностью улучшения было бы принятие условия, предусматривающего получение динамического параметра путем умножения квази-

статической величины на динамический коэффициент.

Те влияния, оказываемые на ось, которые могут быть относительно просто рассчитаны на модели, должны отображаться с максимальным приближением к эксплуатационным условиям. Все остальные следует учитывать с помощью коэффициентов. Допущения, принимаемые в модели, и степень ее приближения к реальности должны быть предварительно заданы.

Приведенные рассуждения можно отнести также и к стандартам на ходовую часть, особенно на тележки, и кузова подвижного состава. Однако вследствие значительного гашения рессорами толчков, возникающих при взаимодействии пути и подвижного состава, а также в результате связанного с этим фильтрация высоких частот соотношения нагрузок в кузовах не столь критичны, как в колесных парах.

По материалам Федерального министерства транспорта, инноваций и технологий Австрии (BMVIT, <http://www.bmvit.gv.at>) и Института инфраструктуры железнодорожного транспорта (<http://www.oevg.at>).

НОВОСТИ

Новые поезда для сообщения Stansted Express

Первый четырехвагонный электропоезд серии 379 семейства Electrostar представлен компанией-изготовителем Bombardier Transportation на заводе в Дерби. Партию таких поездов в количестве 30 ед. общей стоимостью 155 млн ф. ст. заказала компания-оператор National Express East Anglia для использования в сообщении Stansted Express на маршруте Лондон (станция Ливерпуль-стрит) — аэропорт Станстед (20 ед.), а также на продолжении этого сообщения до Кембриджа (10 ед.).

Поезда серии 369 имеют ряд отличий от поездов Electrostar предыдущих поколений. Они полностью удовлетворяют действующим в Великобритании требованиям по обеспечению доступа и комфорта для пассажиров с ограниченной мобильностью. Конструкция вагонов усилена для увеличения сопротивляемости разрушению в случае столкновения. Для повышения ремонтпригодности окна в проемах крепятся не на клею, а на болтах.

Усовершенствованы системы информирования пассажиров и наружного видеонаблюдения. Теперь видеокamеры следят за состоянием впереди лежащего пути, тележек

и токоприемников, а изображения записываются в целях идентификации причин возможных отказов и неисправностей; необходимая информация будет передаваться также в депо.

Первый поезд серии 379, оснащенный соответствующей измерительной и регистрирующей аппаратурой, в начале ноября был отправлен на испытательный полигон в Веллиме (Чехия), после чего испытания будут продолжены в Великобритании. Передать поезд заказчику запланировано в марте 2011 г. Вводить в эксплуатацию поезда серии 379 будут поочередно начиная с мая 2011 г.