

Ходовые качества опорно-осевого привода с упругим поперечным подвешиванием

Привод с опорно-осевой подвеской является классической конструкцией для электроподвижного состава. Он прост, надежен в работе и требует минимального пространства для установки. Однако жесткая связь с осью колесной пары, прежде всего в поперечном направлении, ограничивает допустимую скорость движения до величины, примерно равной 140 км/ч. Ситуация может быть улучшена, если исключить жесткую поперечную связь тягового двигателя. Упрощенные расчеты позволяют предположить, что поперечные динамические усилия тягового двигателя с упругим поперечным подвешиванием могут быть уменьшены наполовину, благодаря чему максимальная скорость увеличится до 200 км/ч.

Постановка задачи

Со времени возникновения электрической тяги и до настоящего времени тяговый двигатель с опорно-осевой подвеской был и остается примером классического привода. Наряду с простотой, надежностью и экономической эффективностью эксплуатации он имеет и существенный недостаток в виде большой неподрессоренной массы: в вертикальной плоскости — примерно половина массы двигателя, а в поперечной — его полная масса. Это ограничивает возможности увеличения максимальной

скорости. Проводившиеся ранее исследования показали, что в диапазоне скорости до 200 км/ч поведение опорно-осевого привода в вертикальной плоскости не встречает нареканий. Отсюда можно сделать заключение, что повышение максимальной скорости до 200 км/ч возможно лишь за счет улучшения поперечной динамики привода, в частности путем развязки масс тягово-

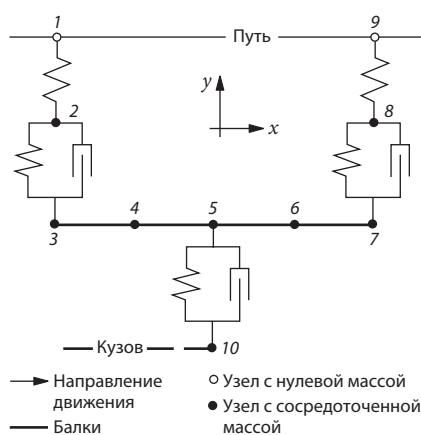


Рис. 1. Эквивалентная механическая схема замещения, принятая для расчета: 1, 9 — узлы, представляющие собой места контакта колесо — рельс в кривой; 2, 8 — масса колесной пары с тяговым двигателем или без него; 3, 5, 7 — масса рамы тележки; 4, 6 — при определенных условиях масса тягового двигателя; 10 — половина массы кузова локомотива

го двигателя и колесной пары. Это мероприятие является уже потому перспективным, что у современных магистральных электропоездов масса двигателя примерно в 1,5 раза больше массы колесной пары.

Модель для расчета

Общие сведения

Для использования в расчетах выбран локомотив, основные технические характеристики которого такие же, как у электропоезда серии 185 железных дорог Германии (DBAG). В расчетах используется только половина массы кузова локомотива с соответствующей тележкой. При этом принимается, что экипаж движется в кривой с избытком ускорения, т. е. наружные колеса обеих колесных пар катятся с набеганием гребней на головку рельса. Все рессоры имеют линейно-упругую характеристику.

На рис. 1 показана эквивалентная механическая схема замещения колебательной системы.

Исследованы три различных варианта в соответствии с рис. 2:

- стандартная конструкция с жесткой связью между колесной парой и тяговым двигателем (вариант А);
- вариант, в котором исключена связь между колесной парой и статором, жестко опирающимся на раму тележки. При этом ротор связан с колесной парой (вариант В);
- конструкция, в которой исключена связь колесная пара — тяговый двигатель. Последний полностью опирается на раму тележки (вариант В).

Технические характеристики электропоезда, выбранного для расчетов	
Масса, т:	
общая	84
колесной пары	2,5
статора тягового двигателя	2,3
ротора	1,2
кузова	54
База тележки, мм	
Диаметр колес, мм	1250
Коэффициент демпфирования (всех рессор), кН·с/м	50
Поперечная жесткость, Н/м:	
колесной пары	$3,2 \cdot 10^7$
первичного рессорного подвешивания	$2 \cdot 10^6$
вторичного рессорного подвешивания	$1 \cdot 10^6$

Жесткость в поперечном направлении

Насколько известно, величины жесткости по возможности устанавливали такими, как у локомотива серии 185. Особый интерес представляет жесткость в поперечном направлении в месте контакта колесо — рельс.

В этом контакте действуют три компонента:

- рельс с упругой опорой;
- ось колесной пары;
- колесный диск.

Поперечная жесткость рельса марки UIC 60, уложенного в путь, принята равной $k_{yS} = 108$ Н/м. Это значение с учетом характеристик рельсового скрепления и других факторов в пределах принятого поля рассеяния положено в основу дальнейшего расчета.

Влияние оси на жесткость колесной пары в поперечном направлении определяется из следующего выражения:

$$k_{yW} = 3EI_W / (lr_{rad}^2) = 1,24 \cdot 10^8 \text{ Н/м}, \quad (1)$$

где E — модуль упругости стали, равный $21 \cdot 10^3$ Н/мм²; I_W — момент инерции оси при диаметре, равном 230 мм; l — эффективная длина оси, равная 1700 мм; r_{rad} — радиус колеса, равный 625 мм.

Жесткость колесного диска может быть приближенно рассчитана на основе публиковавшейся ранее методики. При этом диск рассматривается как круглая плита равномерной толщины, имеющая концентрическое отверстие:

$$k_{yR} = 4\pi K / [(1 - \beta^2)/(1 + \beta^2) + \ln\beta]. \quad (2)$$

При соотношении радиусов диска колеса $\beta = r_i/r_a = 0,36$, где индексы i и a обозначают соответственно внутренний (210 мм) и наружный (580 мм) диаметр, и жесткости плиты

$$K = E h^3 / [12 (1 - \nu^2)], \quad (3)$$

где $h = 32$ и представляет собой среднюю толщину стенки диска; ν — по-

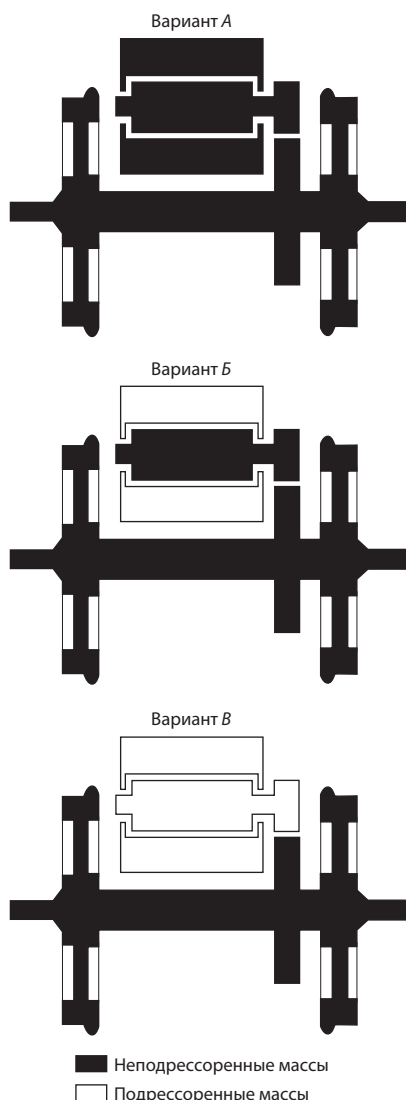


Рис. 2. Варианты связанных масс

перечное сжатие, равное 0,3, получаем $k_{yR} = 7,7 \cdot 10^7$ Н/м.

Общую жесткость находят из выражений:

$$1/k_{yges} = 1/k_{yS} + 1/k_{yW} + 1/k_{yR}; \quad (4)$$

Частоты собственных колебаний различных элементов конструкции электровоза

Основной источник колебаний	Собственная частота	Вариант		
		А	Б	В
Кузов	Первая	0,859	0,855	0,853
Рама тележки (продольное направление)	Вторая	6,3	4,01	3,51
Рама тележки (поворот относительно вертикальной оси)	Третья	6,83	5,49	5,04
Колесные пары (согласно направленные колебания)	Четвертая	12,6	15,9	19,4
Колесные пары (встречно направленные колебания)	Пятая	12,7	16	
Первая критическая частота изгибных колебаний рамы тележки	Шестая	143	124	121

$$k_{yges} = 3,2 \cdot 10^7 \text{ Н/м.}$$

Демпфирование колебаний такого материала, как сталь, очень мало и для контакта колесо — рельс приравнивается к нулю. Коэффициенты демпфирования колебаний всех других рессорных систем принимаются равными $5 \cdot 10^4$ Н·с/м. Жесткость поперечных рессор приведена в технических данных электровоза. В более точных значениях величин нет необходимости, так как в дальнейшем не оцениваются абсолютные значения при движении по кривой, а проводится сравнение различных вариантов. При этом влияние упрощений и возможных неточностей не принимается во внимание, поскольку они отличаются не на порядки величин.

Частоты собственных колебаний эквивалентной структуры

С помощью методов модального анализа определяли частоты собственных колебаний для трех вариантов. Первые шесть частот, приведенных в таблице, использовали для интерпретации характера колебаний.

Первая собственная частота представляет собой перемещение кузова относительно тележки, и оно практически одинаково во всех трех вариантах. У второй собственной частоты (параллельные колебания рамы тележки) наблюдаются четкие различия соответственно связанным массам, т. е. в зависимости от способа опира-

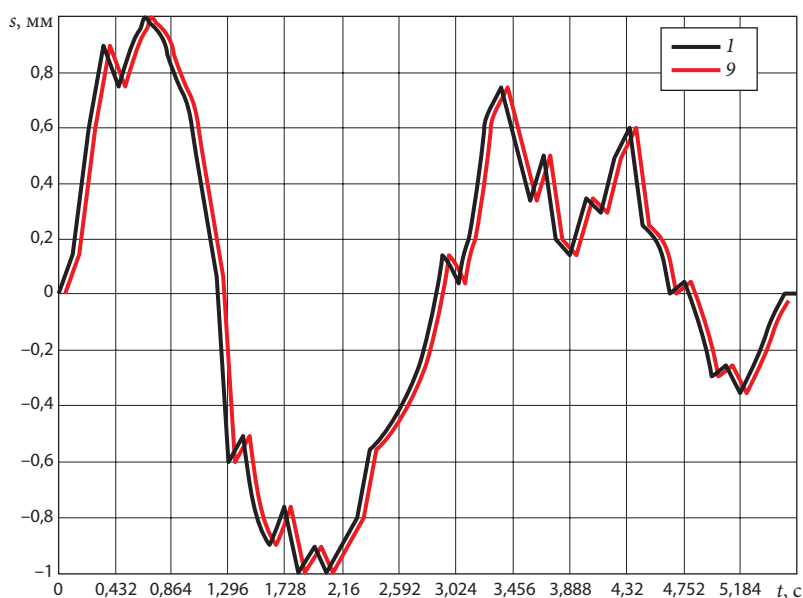


Рис. 3. Положение пути в кривой (перемещения узлов 1 и 9):
s — смещение; t — время

ния тягового двигателя (на раму тележки или на ось колесной пары). Третья частота собственных колебаний представляет собой поворот рамы тележки вокруг вертикальной оси (узел 5, см. рис. 1), при этом влияние массы тяговых двигателей минимально. Четвертая и пятая собственные частоты представляют собой согласно и встречно направленные колебания колесных пар относительно рамы тележки и пути. Шестая частота собственных

колебаний является первой критической величиной колебаний при изгибе рамы тележки. Существуют и другие критические величины для этой рамы, однако они не представляют интереса для данного вида исследований.

Расчетная нагрузка

В качестве фактора, определяющего величину расчетной нагрузки, принимали дефекты геомет-

рии пути, по которому локомотив будет следовать со скоростью 100, 150 и 200 км/ч. На рис. 3 представлены произвольно принятые дефекты положения пути в кривой. Максимальное отклонение относительно идеальной линии должно составлять ± 1 мм. Всего кривая содержит 53 опорные точки, расположенные с шагом 6 м. Отсюда следует, что общая длина кривой составляет 312 м. Представленные на рисунке конгруэнтные кривые отображают траекторию движения со скоростью 200 км/ч обеих колесных пар в функции времени (узлы 1 и 9, см. рис. 1). При расчете движения всего локомотива центробежную силу не учитывали, так как в расчетах линейно-упругих систем она лишь обуславливает постоянную величину смещения нулевой точки.

Результаты расчета

На рис. 4, 5 и 6 приведены результаты расчетов для вариантов А и В. На всех рисунках величина смещений дана в миллиметрах, действующие силы в килоньютонах, а время, в функции которого построены кривые, в секундах.

На рис. 4 показаны смещения рамы тележки на уровне высоты колесной пары (узел 3) и кузова (узел 10) для варианта расчета А. В то время как тележка смещается в соответствии с геометрией пути, в смещениях рамы кузова преобладает частота собственных колебаний, что отчетливо видно на правой части кривой. На рис. 5, а, б показаны линия положения пути (узел 1) и поперечная сила Q_y , приложенная к колесной паре. Возникающая в реальных условиях центробежная сила компенсирует или перекомпенсирует рассчитанные здесь отрицательные (растягивающие) усилия (максимальное значение равно 5,5 кН). Теоретически, если не учитывать центробежную силу, максимальная сила составила бы

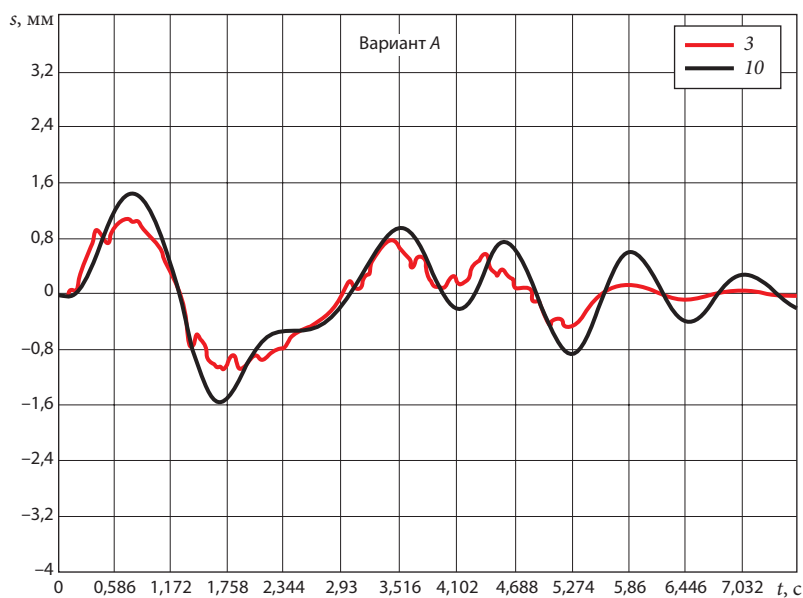


Рис. 4. Смещения узлов 3 и 10 для варианта расчета А:
s — смещение; t — время

$4 + 5,5 = 9,5$ кН, а минимальная была бы равна нулю или несколько от него отличалась, в зависимости от величины избыточного ускорения. Кроме того, необходимо принимать во внимание, что здесь речь идет исключительно о силах инерции, вызываемых прохождением подвижным составом мест с дефектами положения пути, а не о кинематических силах, возникающих при прохождении кривой.

На рис. 6 в более удобном масштабе в интервале времени от 0,9 до 1,9 с показаны отрезки кривых, приведенных на рис. 5, позволяющие лучше видеть характер хода кривой поперечной силы. Это в основном четвертая или пятая частота собственных колебаний всей системы (смещения колесной пары относительно пути и рамы локомотива), равная 12,6 Гц.

Приведенные рассуждения одинаковы для вариантов А и В.

На рис. 7 показаны построенные в относительных единицах кривые максимальных поперечных сил для трех вариантов при различных значениях скорости движения. Для наименьшей силы (вариант В при скорости 100 км/ч) был взят коэффициент 1, а все прочие были определены относительно этого уровня. По кривым можно видеть влияние динамических процессов на поперечные силы, однако не в ожидавшейся квадратичной зависимости. Это связано с тем, что выбранные дефекты положения пути приводят к определенным резонансным явлениям в колебательной системе, которые в некоторых местах повышают амплитуды колебаний.

Важным моментом является уменьшение поперечной силы Q_y при скорости 200 км/ч с 9,45 кН у варианта А до 5,11 кН у варианта В, т. е. почти в 2 раза.

Были проведены еще и другие, не приведенные здесь расчеты, например для статора, подрессоренного в тележке в поперечном направлении, или для всего тягово-

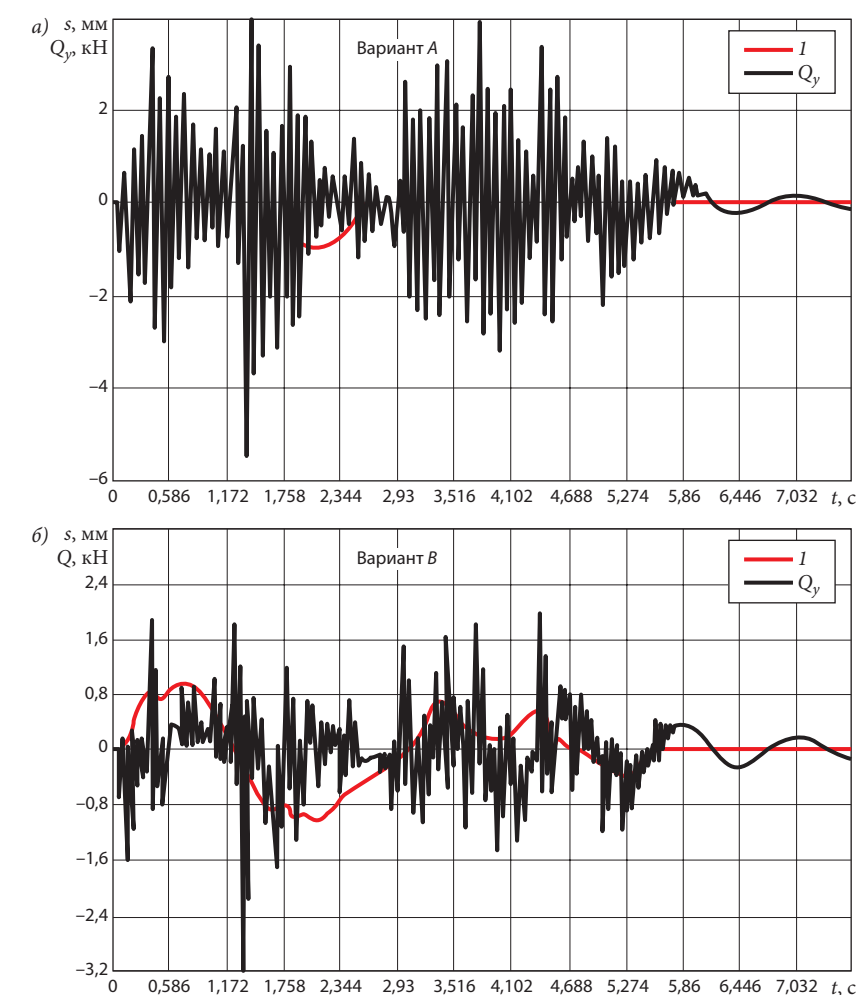


Рис. 5. Положение пути в кривой и изменение величины поперечной силы: а — вариант А; б — вариант В; s — смещение; Q — поперечная сила; t — время

го двигателя, установленного в раме кузова. Последний вариант при опоре на моторно-осевые подшипники едва ли можно реализовать конструктивно. Два первых варианта не дали существенного улучшения по сравнению с вариантом В и поэтому не получили дальнейшего развития.

Анализ результатов

Исключение боковых связей двигателя требует конструктивных изменений в современных типовых конструкциях.

Чтобы обеспечить возможность поперечного взаимного смещения на величину ± 10 см в паре тяговый двигатель — колесная пара, необходима разработка новой

конструкции уплотнения. Однако главной проблемой является зубчатая передача. Самым простым решением для варианта В было бы использование прямозубых шестерен, которые дают возможность поперечного смещения в зубчатом зацеплении, но прямозубое зацепление является источником значительных шумов, которые распространяются прежде всего через механические элементы конструкции.

Чтобы шумы (высокочастотные механические колебания) не могли распространяться на колесные пары и рельсы с их большими звукоизлучающими поверхностями, необходимо обеспечить разрыв этого тракта передачи. Для этого можно было бы, например, зубчатый венец и ступицу большого зубчатого

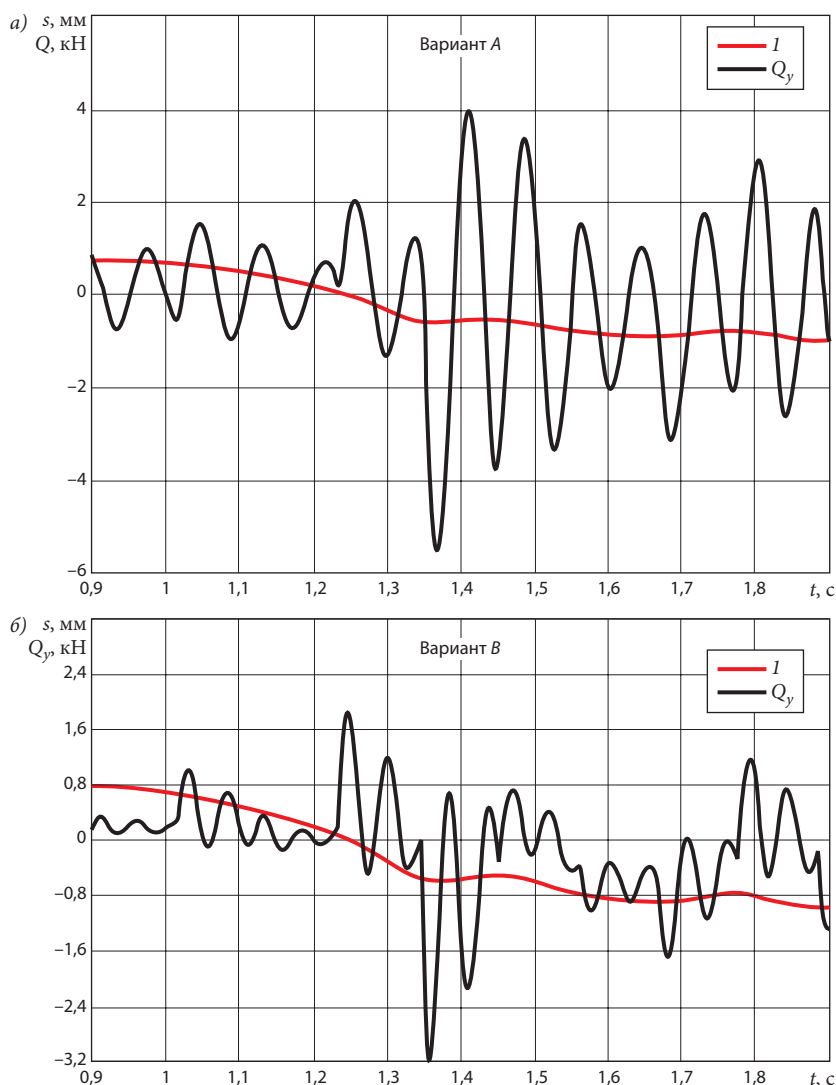


Рис. 6. Ход кривых положения пути и изменения поперечной силы во временном интервале 0,9 – 1,9 с, взятом из графика, приведенного на рис. 5: а – вариант А; б – вариант В; s – смещение; Q – поперечная сила; t – время

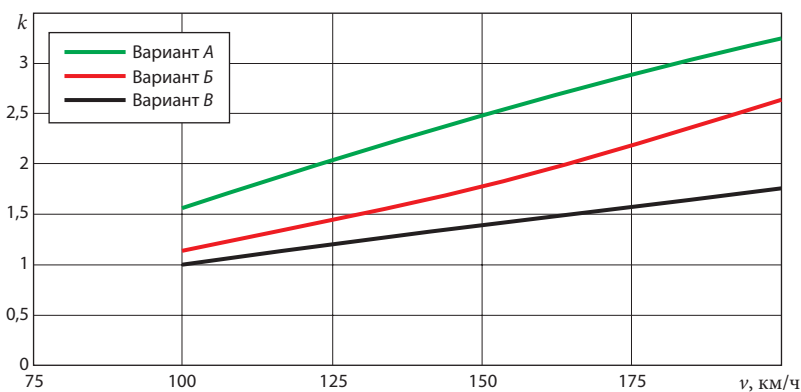


Рис. 7. Изменение поперечной силы в функции скорости

колеса разделить кольцевой вставкой из пригодного для данной цели эластомера. Конечно, эта конструкция должна иметь большую жест-

кость и несомненно потребует определенных затрат на разработку. Такая конструкция по сравнению с цельным зубчатым колесом

имела бы еще одно преимущество в том, что дорогостоящая специальная сталь и ее термообработка потребовались бы только для зубчатого венца.

Существуют также возможности решения этой проблемы для косозубых или шевронных колес, например с использованием принципа шлицевого вала в различных конструкциях, вид которых зависит от величины допустимого сопротивления смещению.

Вариант В пригоден только для двигателей с короткозамкнутым ротором и может быть рекомендован для применения в наименьшей степени. Для этого варианта можно было бы использовать шевронную или косозубую передачу специальной конструкции.

Принятое в настоящем исследовании сочетание таких элементов схемы замещения, как пружины и демпферы, не может быть оптимизировано по ряду причин, в том числе и во избежание усложнения расчетной схемы. Но такая оптимизация позволила бы надеяться на дальнейшее уменьшение поперечных сил, прежде всего за счет уменьшения поперечной жесткости рессор в первичном подвешивании.

Следует упомянуть, что благодаря исключению поперечной связи между тяговым двигателем и колесной парой уровень поперечных сил снизится не менее чем на 50%. Система колесная пара – рельсы не является жесткой. Она обладает определенной упругостью, благодаря которой может воспринимать значительные динамические воздействия. Полученный в ряде исследований вывод о возможности использования для скорости движения 200 км/ч опорно-осевого привода с поперечной развязкой масс требует подтверждения результатами испытаний.

R. Fleiss. *Glaser's Annalen*, 2006, № 6/7, S. 264 – 269.