

Повышение тягово-сцепных свойств локомотивов путем совершенствования экипажной части



Андрей КОСМОДАМИАНСКИЙ



Владимир ВОРОБЬЁВ



Олег ИЗМЕРОВ



Евгений НИКОЛАЕВ



Дмитрий ШЕВЧЕНКО

Андрей Сергеевич Космодамианский¹, Владимир Иванович Воробьёв², Олег Васильевич Измеров³, Евгений Владимирович Николаев⁴, Дмитрий Николаевич Шевченко⁵

^{1, 4, 5} Российский университет транспорта, Москва, Россия.

^{2, 3} Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия.

¹ ORCID 0000-0002-7835-3039; РИНЦ Author ID 353032.

² ORCID 0000-0003-2897-1557; РИНЦ Author ID 1063042.

³ ORCID 0000-0002-8450-6206; РИНЦ Author ID 57193738041.

⁴ РИНЦ Author ID 1189501.

⁵ ORCID 0000-0003-2941-6424; РИНЦ Author ID 941016.

✉ ¹ askosm@mail.ru.

АННОТАЦИЯ

Рассмотрен вопрос повышения тяговых свойств грузовых локомотивов в условиях Восточного полигона. В результате проведенного анализа выявлены конструктивные факторы, влияющие на сцепные свойства локомотивов и предложена расширенная классификация способов улучшения сцепных свойств путем выбора рациональных конструктивных решений экипажной части.

Установлено, что для унифицированных трехосных тележек отечественных грузовых тепловозов к факторам, ведущим к снижению коэффициента сцепления в эксплуатации, относятся значительная длина базы, несбалансированное рессорное подвешивание и недостаточная жесткость опор кузова на тележку при верхнем расположении шкворня, а для тележек электровозов с бесколлекторными тяговыми электродвига-

телями – жесткая связь ротора двигателя с колесной парой, ведущая к возникновению высоких динамических крутящих моментов. Предложено в качестве мер по модернизации тележек тепловозов применить сбалансированное пневмопружинное рессорное подвешивание и увеличить жесткость резинометаллических опор, а для перспективной унифицированной экипажной части тепловозов и электровозов – отказаться от размещения топливного бака под кузовом и применить двухосные тележки с опорно-рамным тяговым приводом с осевым редуктором, либо с опорно-осевым приводом агрегатного типа, имеющим упругую муфту, амортизирующую динамические нагрузки. Полученные результаты дают основания полагать, что данные меры позволят повысить эксплуатационный коэффициент сцепления с 0,27 до 0,3...0,33.

Ключевые слова: железнодорожный транспорт, локомотивная тяга, сцепление колеса с рельсом, экипажная часть, усилители сцепления, тяговый привод локомотива.

Для цитирования: Космодамианский А. С., Воробьёв В. И., Измеров О. В., Николаев Е. В., Шевченко Д. Н. Повышение тягово-сцепных свойств локомотивов путем совершенствования экипажной части // Мир транспорта. 2024. Т. 22. № 2 (111). С. 47–68. DOI: <https://doi.org/10.30932/1992-3252-2024-22-2-6>.

Полный текст статьи в переводе на английский язык публикуется во второй части данного выпуска.
English translation of the full text of the article is published in the second part of the issue.

ВВЕДЕНИЕ

Основное требование к локомотивам для Восточного полигона, в который входят Байкало-Амурская и Транссибирская магистрали, – возможность вождения поездов массой 7100 тонн, что возможно «в случае реализации... силы тяги не менее 431 кН» [1] в одной секции, или 862 кН для двухсекционного тепловоза. Близкое к данному показателю тяговое усилие (786 кН) было установлено для тепловоза 2ТЭ137, построенного в 1985 году. Увеличение силы тяги до 862 кН, или на 10 %, предполагает доведение расчетного коэффициента сцепления до 0,29. Однако, согласно [1], «многолетний опыт использования на БАМе тепловозов 2ТЭ25А... с асинхронным тяговым приводом не подтвердил возможности реализации коэффициента тяги 0,29, заложенного в техническом задании на этот локомотив, во всех эксплуатационных условиях данной магистрали при расчетной скорости 18,5 км/ч.» С другой стороны, расчетный коэффициент сцепления 0,29...0,32 ранее был реализован на тепловозах с гидропередачей ТГМЗ и ТГМ4, и в настоящее время – на тепловозах Gravita 10BB фирмы Voith, Австрия и G2000 BB фирмы Vossloh, Германия (0,33). Таким образом, делать вывод о возможности реализации тягового усилия по условиям сцепления только по результатам эксплуатации одного локомотива, без учета его конструктивных особенностей (экипажной части, систем управления, в частности, противобоксовочных) явно преждевременно.

В локомотивах с гидропередачей, где все колесные пары механически связаны между собой, перераспределение крутящего момента по осям во время движения локомотива происходит в соответствии с величиной упругого скольжения колес по рельсам, и, таким образом, каждая из осей при общей силе тяги, близкой к ограничениям по сцеплению, развивает силу тяги, соответствующую максимально возможной для данной оси. В локомотивах с электрическим приводом осей и поосным регулированием, в том числе и с бесколлекторными тяговыми электродвигателями (ТЭД), связь между упругим скольжением и силой тяги оси опосредована системой управления, накладывающей ограничения (точность измерения скольжения, пороговые величины скольжения, при которых срабатывает система, жесткость электромеха-

нических характеристик ТЭД, инерционность системы регулирования, алгоритмы оптимизации скольжения и т. п.).

Таким образом, для локомотивов с бесколлекторными ТЭД остается актуальной проблема выбора решений конструкции экипажной части локомотива, обеспечивающей максимальное использование сцепления колеса с рельсом для всех осей. Предлагаемая статья является попыткой решения указанной проблемы.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Анализ проблемы

На рис. 1 представлена предложенная авторами классификация способов улучшения сцепных свойств путем изменения конструкции экипажной части. Как видно из классификации, все факторы, которые влияют на коэффициент сцепления и одновременно зависят от конструкции экипажной части, можно разделить на три группы: кинематические, статические и динамические.

Кинематические факторы

К кинематическим факторам отнесены те, которые зависят от скоростей элементов системы «колесо – рельс» при движении в режиме тяги. Это наличие двухточечного контакта колеса с рельсом и поперечной составляющей скольжения колесной пары. Оба фактора проявляются в кривых участках пути, где наблюдается снижение коэффициента сцепления в зависимости от радиуса кривой. Известно, что при трогании с места в кривой снижение силы тяги может составить 40...50 %, однако это объясняется не только двухточечным контактом, но и перераспределением нагрузки по колесам.

Двухточечный контакт колеса с рельсом – это касание колеса гребнем боковой поверхности головки рельса. Поскольку поверхность касания на гребне лежит на радиусе колеса, большем, чем поверхность катания, это увеличивает проскальзывание колес и, соответственно, снижает предел тяги по сцеплению (на практике – при прохождении кривых участков пути). Данная проблема частично решается снижением трения между гребнем колеса и поверхностью рельса с помощью смазки, а также путем попыток изменения профиля колес. Целью указанных мероприятий является снижение износа поверхностей колеса и рельса, при этом в вопросе об изменении профиля колеса в статье И. Пухова

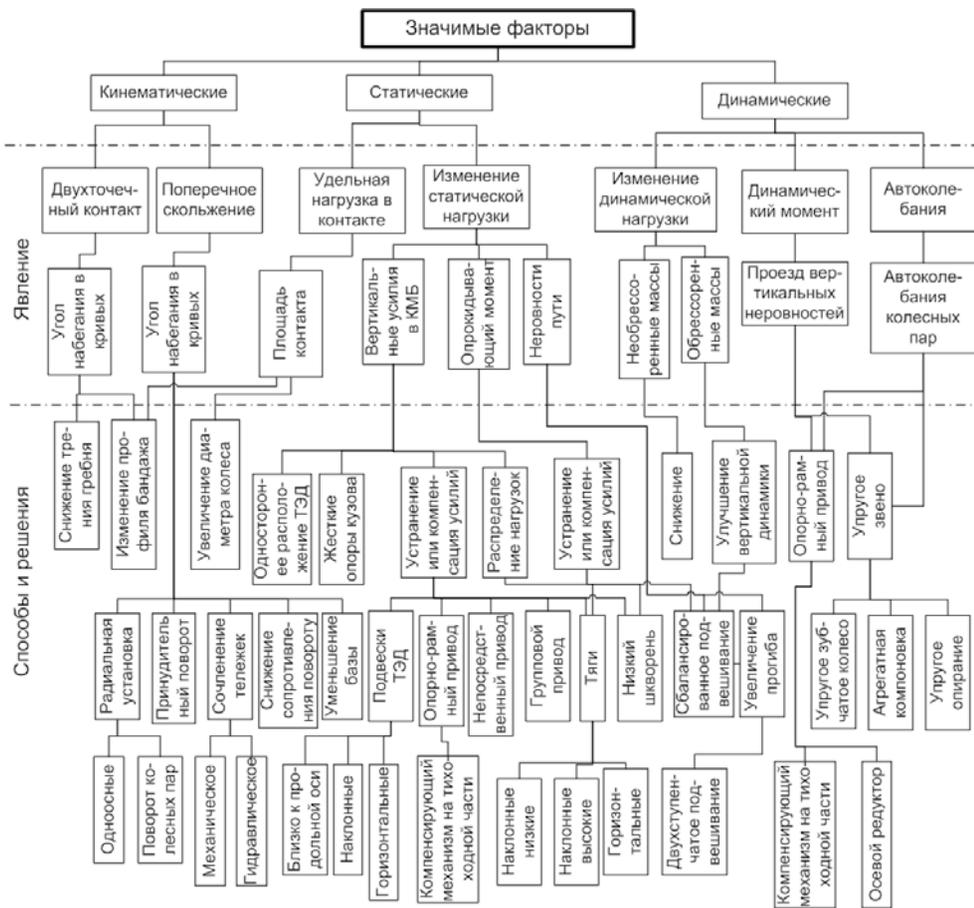


Рис. 1. Классификация способов улучшения сцепных свойств путем изменения конструкции экипажной части, предлагаемая авторами статьи.

«Между колесом и рельсом. Профиль колеса влияет на его износ»¹ констатирован «кризис идей», хотя возможность комплексного решения данной проблемы не отрицается. Не углубляясь в сложность данной проблемы, можно сделать вывод, что при проектировании экипажной части влияние на данный фактор будет в основном заключаться в том, чтобы предусмотреть возможность размещения устройств смазывания гребней, и это обычно не вызывает трудностей. Снижение вероятности касания колеса гребнем в кривых напрямую зависит от угла набегания колеса на рельс, что будет рассмотрено ниже.

По данным [2], существенное снижение коэффициента сцепления для электровозов наблюдается в кривых менее 500 м и для тепловозов – в кривых менее 800 м. Данное различие указывает на влияние угла набегания колеса на рельс, поскольку база двухос-

ной тележки грузовых электровозов составляет около 3,0 м, а трехосных тележек грузовых тепловозов – 3,7...4,4 м. Известно, что на Восточном полигоне кривые радиусом менее 650 м составляют 40 %, а менее 350 м – 56 % от общесетевых значений [3]. Это означает необходимость ужесточения требований к локомотивам для Восточного полигона по улучшению горизонтальной динамики экипажа в кривых с учетом не только соблюдения допустимых уровней воздействия на путь, но и максимальной реализации сцепных свойств локомотива.

Снижение угла набегания колеса на рельс в кривых относится к мероприятиям по снижению воздействия на путь в кривых и реализуется следующими способами:

- уменьшением базы тележки;
- снижением сопротивления повороту тележки;
- сочленением тележек;
- применением механизма радиальной установки колесных пар в кривых;

¹ Пухов И. Между колесом и рельсом. Профиль колеса влияет на его износ // «Гудок». – Выпуск № 207 (26346) 22.11.2017.



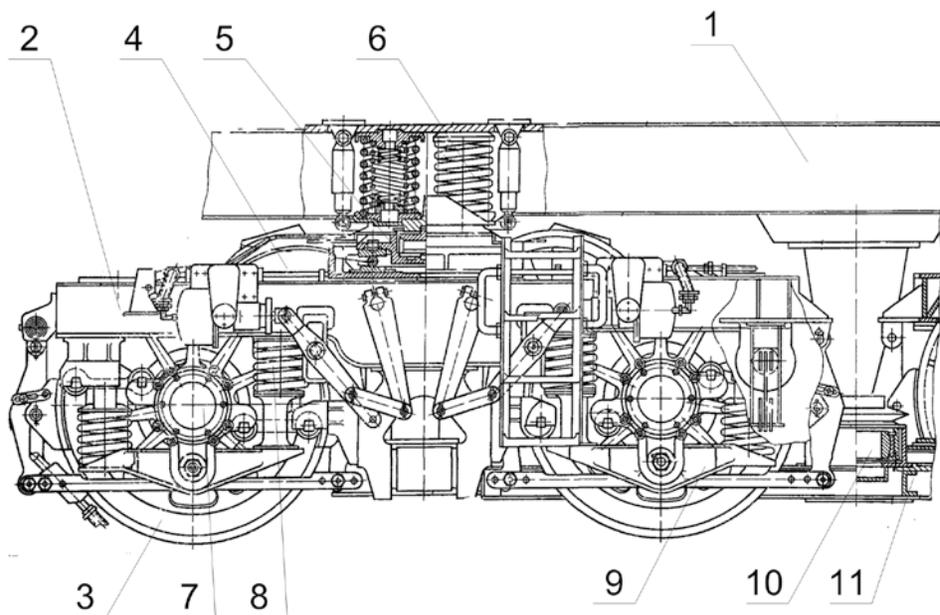


Рис. 2. Тележка тепловоза ТЭ136: 1 – рама кузова; 2 – рама тележки; 3 – колесная пара; 4 – ТЭД; 5 – опорно-возвращающие устройства; 6 – вторая ступень рессорного подвешивания; 7 – букса; 8 – буксовая ступень рессорного подвешивания; 9 – балансир; 10 – шкворневой узел; 11 – низкорасположенная рама [9].

- принудительным поворотом тележек колесных пар.

Уменьшение базы тележки достигается как уменьшением расстояния между осями, так и применением тележек с меньшим числом осей. База двухосных тележек отечественных грузовых электровозов составляет 2900...3000 мм, у зарубежных электровозов она меньше – 2600...2900 мм. Величина базы двухосной тележки ограничивается двумя факторами: условиями компоновки (в первую очередь – возможностью размещения ТЭД) и устойчивостью движения в прямых участках пути. Минимальная база двухосных тележек построенных отечественных локомотивов с конструкционной скоростью 100 км/ч при диаметре колеса 1250 мм – 2250 мм (тепловоз ТЭ136), при диаметре колеса 1050 мм – 2100 мм (тепловоз ТЭМ7).

Как видно из рис. 2, на тележке тепловоза 2ТЭ136 использовано встречное расположение шестиполусных коллекторных ТЭД, имеющих значительный диаметр. Уменьшение базы при данных условиях было достигнуто за счет того, что тележка соединена шкворнем с низко расположенной промежуточной рамой, а ТЭД опираются на шкворневую балку сверху. Такая компактная компоновка может быть достигнута при применении горизонтальных или наклонных тяг для передачи усилия на кузов.

Снижение сопротивления повороту тележек облегчает переход по мере увеличения скорости движения от установки наибольшего перекаса к динамической установке, что сопровождается уменьшением угла набега. Оно достигается за счет применения мер повышения стабильности движения тележки в прямых участках пути (введение поперечных зазоров в шкворне, замена фрикционных гасителей поперечных колебаний тележки гидравлическими).

Сочленение тележек приводит к тому, что передняя по ходу локомотива тележка, поворачивая при входе в кривую, поворачивает заднюю тележку в противоположную сторону, снижая тем самым угол набегания колеса направляющей колесной пары задней тележки. При этом жесткое механическое сочленение тележек, применявшееся на первых отечественных электровозах (например, ВЛ8), приводит к ухудшению горизонтальной динамики экипажа в прямых участках пути, из-за повышения склонности к вилянию. Применение в опытном порядке упругого сочленения тележек на тепловозе ТЭ7 и электровозе ВЛ80 [4] показало, что на тепловозе ТЭ3 сочленение дает значительный эффект при движении в кривой радиуса 300 метров (снижение квазистатической составляющей рамных сил на 58 % при скорости 10 км/ч и установке наибольшего перекаса); в кри-

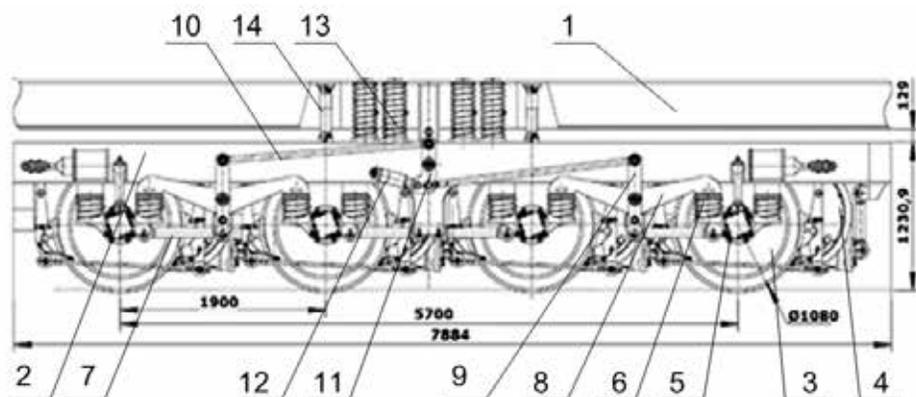


Рис. 3. Четырехосная тележка с РУКП: 1 – главная рама; 2 – рама тележки; 3 – колесная пара; 4 – ТЭД; 5 – букса; 6 – буксовая ступень рессорного подвешивания; 7 – буксовый поводок; 8 – балансиры; 9, 11 – рычаги; 10 – тяга; 12, 14 – гасители; 13 – вторая ступень рессорного подвешивания [7].

вой радиуса 600 метров сочленение не обеспечивает существенного снижения квазистатической составляющей рамных сил, а наибольшее снижение квазистатической составляющей было получено при гидравлическом сочленении тележек. При этом максимальные рамные силы остались на том же уровне из-за увеличения динамической составляющей. На электровозе ВЛ80 механическое сочленение тележек также показало снижение квазистатической составляющей рамных сил и увеличение динамической. Был сделан вывод, что сочленение тележек может быть использовано для локомотивов с повышенной нагрузкой на ось. Позднее гидросочленение тележек в опытном порядке было применено на тепловозе 2ТЭ121 [5]. В результате исследований было установлено, что гидросочленение работает удовлетворительно только при фиксированном в поперечном направлении шкворне, в связи с чем для серийного варианта были рекомендованы другие способы связи тележки с кузовом.

Радиальная установка колесных пар (РУКП) применена на трехосной тележке АО «ВНИКТИ», установленной на отечественном тепловозе 2ТЭ25а. Исследования методом моделирования, проведенные в БГТУ [6], показали, что благодаря РУКП «в кривой радиусом 600 м работа сил трения на гребне меньше в 2,8...2,14 раза, а на поверхности катания – в 3,2...2,9 раза. Аналогичные результаты получены и по суммарной работе сил трения в кривых радиусами 300, 600 и 1000 м». Это однозначно указывает на возможность улучшения сцепных свойств по сравнению с тележками с той же базой. За рубежом фирмами «General Motors»

и «General Electric» в 1993–95 годах были созданы трехосные тележки с РУКП: тележка НТСР для локомотивов серии SD70 (GM) и тележка для локомотивов серии AC4400CW и более поздних версий Evolution (GE).

АО «ВНИКТИ» также была разработана четырехосная тележка с РУКП (рис. 3), которую предполагалось применить на проектируемом тепловозе 2ТЭ35а АО «Синара» для Восточного полигона. По данным АО «ВНИКТИ»², воздействие на путь такой тележки в кривых должно соответствовать воздействию трехосной тележки тепловоза 2ТЭ116.

Частным случаем тележки с радиальной установкой колесных пар может служить четырехосная тележка с прицепными осями. Как указано в [4], передняя по ходу движения колесная пара в таких тележках может иметь даже отрицательный угол набегания, однако для этого требуется, чтобы характеристики возвращающих устройств менялись в зависимости от радиуса кривой и непогашенной центробежной силы, что требует делать их управляемыми. В связи с этим в [4] в качестве предпочтительной конструкции указаны трехосные тележки с промежуточной рамой.

Примером практической реализации экипажной части с принудительным поворотом осей может служить дизель-поезд Integral компании Jenbacher (Австрия) с одноосными тележками. Данная конструкция дальнейшего распространения не получила. В отечественной практике проводились работы по созданию

² Лунин А. А., Спинов А. В. О направлениях развития подвижного состава. Презентация АО ВНИКТИ 30.08.2019. [Электронный ресурс]: https://www.railwayexpo.ru/images/docs/2019/presentation/ДЕНЬ_3_30_августа/ЗАЛ_2/10-00_6-й_международный_форум/Сессия_1/1.7_А_Лунин_А_Спинов_RU.pdf. Доступ 27.12.2023.



систем принудительного поворота тележек тепловозов промышленного транспорта в кривых, однако говорить о возможности использования таких систем на магистральных тепловозах пока преждевременно.

Из анализа кинематических факторов следует, что наиболее простым в техническом отношении путем снижения поперечного скольжения в кривых и одновременно уменьшения вероятности возникновения двухточечного контакта является максимальное сокращение базы тележек, то есть, применение двухосных тележек с базой 2250...2600 мм.

Статические факторы

К статическим факторам в классификации отнесены те, которые определяются усилиями взаимодействия колеса и рельса и которые мало изменяются за период времени, соответствующий периоду собственных вертикальных и горизонтальных колебаний экипажа в движении.

Прежде всего, к статическим факторам относится удельная нагрузка в контакте которая зависит от площади контакта и которую можно менять двумя путями: увеличением диаметра колеса и изменением профиля бандажа. О проблематичности поиска рационального профиля бандажа уже было сказано выше. Что же касается изменения диаметра бандажа, то, по данным ВНИИЖТ [2], прогнозируется, что увеличение диаметра колеса с 1050 до 1250 мм приведет к увеличению коэффициента сцепления на 4 %, со ссылкой на исследования К. Крафта [7]. Вывод К. Крафта в условиях отечественных железных дорог не проверялся; косвенно в его пользу свидетельствует более высокий среднестатистический коэффициент сцепления электровозов, имеющих колеса диаметром 1250 мм, по сравнению с тепловозами с колесами 1050 мм (что также объясняется меньшей вероятностью загрязнения пути нефтепродуктами и меньшей базой тележек), а также более высокими сцепными свойствами тепловоза 2ТЭ121, имеющего колеса 1250 мм. Кроме того, доводом в пользу применения на локомотивах с повышенной силой тяги на одну ось колес диаметра 1250 мм является то, что при бандажных колесах это повышает надежность посадки бандажа на колесный центр (на тепловозах США с диаметром колес 1050 мм применяются безбандажные колеса).

Более определенным статическим фактором является изменение статической нагрузки на ось при движении локомотива в режиме тяги. Перераспределение нагрузки по осям может происходить по следующим причинам:

- наличие вертикальных составляющих усилий в колесно-моторных блоках в режиме тяги;
- наличие опрокидывающего момента вследствие того, что передача силы тяги сцепными устройствами производится выше уровня головки рельса;
- прохождение вертикальных неровностей пути.

Отдельно следует упомянуть высказанную в [2] гипотезу о влиянии неравномерного распределения нагрузок по колесам колесной пары при односторонней тяговой передаче. Как показали результаты исследований, не вошедшие в [8], при движении локомотива в режиме выбега в оси колесной пары существуют касательные напряжения, вызванные крутящим моментом, меняющимся случайным образом в зависимости от положения колесной пары в прямой, причиной которого является разница в диаметрах колес, соответствующих точкам касания колеса и бандажа. Ввиду коничности профиля бандажей колес эта разница меняется в зависимости от положения колеса в прямой. В режиме тяги, по мере приближения к предельному усилию по сцеплению, величина касательных напряжений становится постоянной, что противоречит гипотезе [2], поскольку в противном случае усилие менялось бы случайным образом вследствие случайного изменения тангенциальной жесткости контакта колеса и рельса.

Снижение вертикальных усилий может быть достигнуто следующими способами:

- исключением поворота рамы тележки в вертикальной плоскости за счет применения жестких опор кузова на тележку;
- односторонним расположением ТЭД в трехосных тележках, что ведет к встречной направленности усилий, приложенных к раме тележки через подвески ТЭД, расположенные по разные стороны от оси поворота в вертикальной плоскости;
- компенсацией усилий в двухосных тележках за счет расположения точек подвешивания ТЭД к центру поворота;
- применением тяговых приводов, не создающих некомпенсированных усилий реакции в вертикальной плоскости;

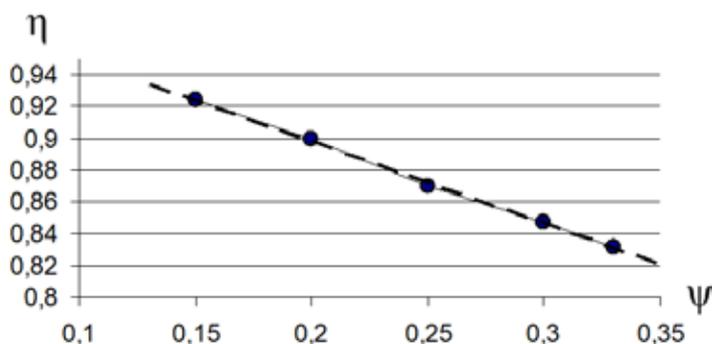


Рис. 4. Изменение коэффициента использования сцепного веса η от коэффициента тяги ψ для тележки тепловоза 2ТЭ116, штатный вариант [9].

– компенсацией вертикальных усилий за счет уменьшения расстояния между точкой передачи усилия с тележки на кузов и уровнем головки рельс, что также может использоваться для компенсации опрокидывающего момента.

Как показали исследования [9], коэффициент использования сцепного веса для трехосной тележки тепловоза 2ТЭ116 в диапазоне изменения коэффициента тяги от 0,15 до 0,33 меняется практически линейно (рис. 4).

Согласно расчетам [9], для штатного варианта тележки тепловоза 2ТЭ116 при $\psi = 0,33$ величина $\eta = 0,832$. Изменение конструкции тележки дало следующие результаты:

– уменьшение статического прогиба опор тележки с 20 мм до нуля (установка жестких опор) увеличивает η с 0,832 до 0,869 за счет исключения поворота рамы тележки в вертикальной плоскости;

– применение сбалансированного рессорного подвешивания в совокупности с жесткими опорами увеличивает η с 0,832 до 0,922 за счет равномерного распределения нагрузок по осям тележки;

– применение опорно-рамного привода с передаточным механизмом на быстроходной части передачи, исключаяющей вертикальную составляющую усилий от тягового привода, но при несбалансированном рессорном подвешивании, увеличивает η с 0,832 до 0,902, то есть, увеличивает η по сравнению с опорно-осевым приводом с 0,869 до 0,902; при использовании опорно-рамного привода с осевым редуктором из-за вертикальных усилий в реактивных тягах η при трехосной тележке ухудшается до 0,848.

Также была подтверждена необходимость применения на трехосной тележке односто-

ронного расположения ТЭД (встречное расположение снижало η с 0,832 до 0,79 даже при жестких опорах).

Таким образом, для многоосной тележки в жесткой раме целесообразно применение сбалансированного рессорного подвешивания, в том числе и по причине неравномерной нагрузки осей, что также констатируется в [9]. При этом сбалансированное подвешивание в буксовой ступени по своим динамическим качествам равноценно несбалансированному с большей величиной статического прогиба, поскольку изменение нагрузки на ось при проезде вертикальной неровности перераспределяется по другим осям тележки. На практике это позволяет отказаться от второй ступени подвешивания, по крайней мере, для локомотивов с конструкционной скоростью до 120 км/ч. Фактически сбалансированное одноступенчатое подвешивание применялось и на пассажирском тепловозе ТЭП60 со скоростью до 160 км/ч, поскольку кузов опирался на тележку через маятниковые опоры с резиновыми конусами, имевшими незначительный статический прогиб, а пружины между тележкой и кузовом участвовали только в процессе боковой качки.

Также для многоосной тележки в жесткой раме коэффициент использования сцепного веса может быть повышен за счет использования опорно-рамных тяговых приводов с компенсирующим механизмом на тихоходной части привода (что было реализовано на опытном тепловозе ТЭ120), а также непосредственного тягового привода, в частности, опорно-осевого при горизонтальном расположении реактивной тяги, передающей усилия со статора на тележку. При этом наличие механизма радиальной установки колесных



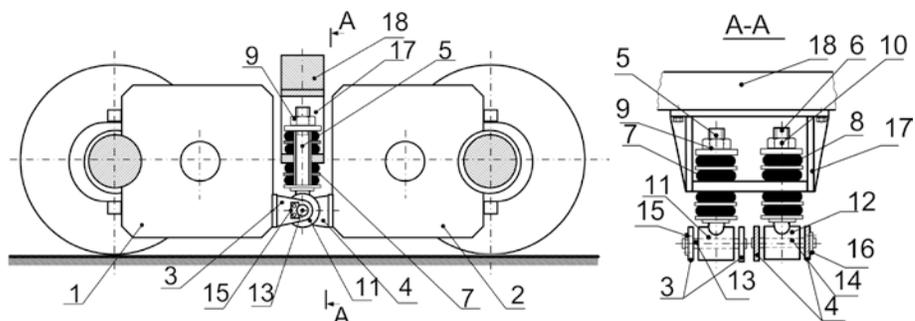


Рис. 5. Расположение подвесок ТЭД на оси, проходящей через центр тяжести тележки. 1, 2 – ТЭД; 3, 4 – кронштейны; 5, 6 – тяги; 7, 8 – резиновые шайбы; 9, 10 – гайки; 11, 12 – шарниры; 13, 14 – валики; 15, 16 – планки; 17 – траверса; 18 – рама тележки [10].

пар затрудняет возможности реализации опорно-рамного привода из-за появления перемещений крайних колесных пар в горизонтальной плоскости, а применение непосредственного опорно-осевого привода требует упругого опирания ТЭД на ось или колесные центры для снижения неподрессоренной массы.

Для двухосных тележек, как правило, используется встречное расположение ТЭД, позволяющее снизить момент инерции тележки в вертикальной и горизонтальной плоскостях. В этом случае основным способом увеличения коэффициента использования сцепного веса является компенсация вертикальных усилий и опрокидывающего момента за счет снижения уровня точки приложения силы тяги, передаваемой с тележки на кузов с помощью низко расположенного шкворня (в том числе и низко расположенной промежуточной рамы), либо горизонтальных или наклонных тяг.

Применение наклонных тяг, направление которых проходит через середину продольной базы тележки на уровне головок рельсов, позволяет полностью компенсировать тяговые изменения нагрузки по колесным парам в одной тележке и обеспечить величину коэффициента использования сцепного веса $\eta > 0,92$ при мягком двухступенчатом рессорном подвешивании, что обуславливает широкое применение наклонных тяг в качестве устройств передачи силы тяги с тележки на кузов в современных локомотивах. В меньшей степени компенсируют снижение силы тяги низко расположенные шкворни.

В современных конструкциях локомотивов применяются наклонные тяги, действующие на сжатие и растяжение. Тяги, действующие только на растяжение, в новых локомотивах не используются, как и горизонтальные

тяги. При этом наклонные тяги направлены в сторону ближайшего автосцепного устройства, вследствие чего передняя по ходу тележка локомотива догружается вертикальной составляющей силы реакции со стороны тяги, а задняя – разгружается, и это компенсирует потележечное изменение нагрузки от действия опрокидывающего момента, вызванного усилением тяги, прилагаемой на уровне автосцепного устройства.

Для двухосных тележек маневровых локомотивов, имеющих одноступенчатое рессорное подвешивание, одной из мер снижения неравномерности распределения осевой нагрузки может быть расположение подвесок ТЭД на оси, проходящей через центр тяжести тележки. Предложенный авторами вариант подобного устройства показан на рис. 5.

При поперечном и угловом перемещении ТЭД 1 и 2 тяги 5 и 6 подвесок наклоняются благодаря подвижности шарниров 11 и 12 и наборов резиновых шайб 7 и 8. При реализации силы тяги в вертикально расположенных тягах 5 и 6 возникают встречно направленные усилия, которые передаются на траверсу 9. Поскольку шарниры 11 и 12 расположены на одной оси, то усилия в тягах 5 и 6 направлены в противоположных направлениях и приложены к одной и той же траверсе 9, вследствие чего указанные усилия взаимно компенсируют друг друга и не создают перераспределения нагрузок по осям. На предложенную конструкцию авторами получен патент на полезную модель [10].

Для маневровых тепловозов с асинхронными ТЭД и жесткими зубчатыми передачами (например, ТЭМ23) авторами предложена конструкция, в которой подвески, включающие в себя шарниры и плоские амортизаторы, гасящие удары при прохождении неровностей пути, крепятся к корытообразной траверсе

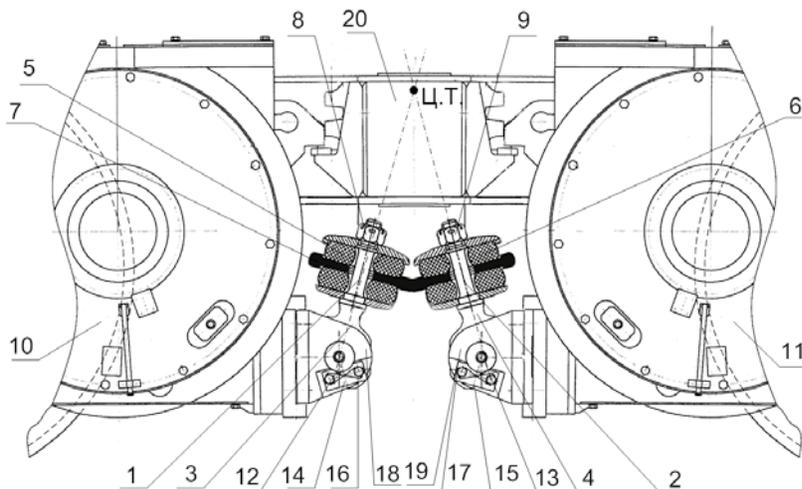


Рис. 6. Устройство для крепления ТЭД локомотива к раме тележки: 1, 2 – подвески; 3, 4 – шарниры; 5, 6 – наборы плоских упругих элементов; 7 – траверса; 8, 9 – гайки; 10, 11 – тяговые электродвигатели; 12, 13 – валики; 14, 15 – стопорные планки; 16, 17 – болты; 18, 19 – кронштейны; 20 – центр тяжести тележки [11].

(рис. 6). На данную конструкцию также получен патент на полезную модель [11].

При несбалансированном рессорном подвешивании проезд коротких неровностей без учета колебаний наддресорного строения может рассматриваться как квазистатический процесс, приводящий к перераспределению нагрузок по осям. Снижение влияния данного фактора может быть достигнуто с помощью упомянутого выше сбалансированного рессорного подвешивания либо увеличением общего статического прогиба рессорного подвешивания.

Следует отметить, что оба пути (одноступенчатое сбалансированное рессорное подвешивание и двухступенчатое с передачей тягового усилия наклонной тягой) позволяют реализовать примерно одинаковые значения η . Так, у тележки тепловоза ТЭМ21 с наклонной тягой и двухступенчатым подвешиванием $\eta = 0,921$, у тележки тепловоза 2ТЭ121 со сбалансированным одноступенчатым рессорным подвешиванием $\eta = 0,92$.

Отдельным вопросом является целесообразность применения группового привода для электровозов и тепловозов с электропередачей. С одной стороны, механическое сочленение осей компенсирует неравномерность распределения сцепных свойств в пределах тележки, что упрощает регулирование силы тяги. С другой стороны, такой привод требует увеличения мощности применяемых ТЭД и усложнения ремонта экипажной части. В связи с этими обстоятельствами применение группового привода в ближайшей перспективе

имеет смысл в первую очередь для промышленных локомотивов, имеющих меньшую мощность ТЭД, в связи с чем в данной статье влияние группового привода на повышение коэффициента сцепления не рассматривается.

Динамические факторы

К динамическим факторам в данной классификации отнесены те, которые определяются не только геометрическими размерами, статическими усилиями и величинами перемещения элементов конструкции, но также и массой элементов и упруго-диссипативными свойствами связей между ними. Динамические факторы разделены на группы, соответствующие явлениям, выступающим в качестве причины их проявления:

- наличие динамической (переменной) составляющей осевой нагрузки при движении по неровностям пути;

- наличие динамической составляющей крутящего момента в валопроводах тягового привода;

- развитие фрикционных автоколебаний при скольжении колесной пары по рельсам.

Динамическая составляющая осевой нагрузки, в свою очередь, складывается из динамических усилий при колебании необрессоренных и обрессоренных масс.

Влияние колебаний необрессоренных масс на сцепные свойства рассмотрим на примере проезда колесной парой стыковой неровности (рис. 7).

После проезда колесной парой угла перелома в стыке (рис. 7 а) вертикальная состав-



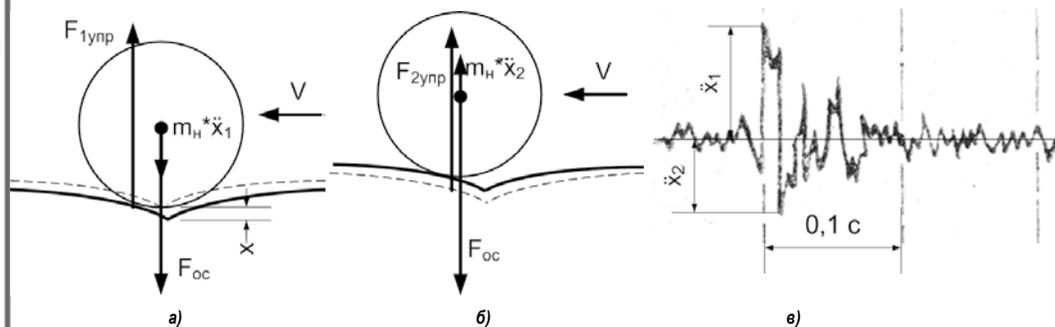


Рис. 7. Изменения осевой нагрузки при колебаниях неподдресоренных масс:
а) деформация стыка сразу после проезда колеса; б) возвращение в исходное положение; в) примерный график ускорений неподдресоренной массы [автор схемы Измеров О. В.].

ляющая скорости неподдресоренной массы мгновенно изменяется, и кинетическая энергия неподдресоренной массы должна быть погашена за счет превращения в потенциальную энергию деформации верхнего строения пути на величину x и тепловую энергию за счет трения в верхнем строении пути при указанной динамической деформации. При этом возникает ускорение колесной пары \ddot{x}_1 , направленное вверх, в результате чего максимальное общее усилие нагрузки колесной пары на рельсы составит (при представлении нагрузки поддресоренных масс, как квазистатической):

$$F_{\text{сум1}} = m_o g + m_n (g + \ddot{x}_1) = F_{\text{ос}} + m_n \ddot{x}_1, \quad (1)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

m_o – величина поддресоренной массы, приходящейся на одну ось;

m_n – величина неподдресоренной массы, приходящейся на одну ось;

\ddot{x}_1 – максимальное ускорение при ударе (рис. 7 в);

$F_{\text{ос}}$ – статическая нагрузка на ось.

После погашения вертикальной составляющей скорости колесной пары верхнее строение пути под действием сил упругости стремится вернуться в первоначальное положение, сообщая колесной паре вертикальную скорость, направленную вверх, и потенциальная энергия деформированного верхнего строения превращается в кинетическую энергию неподдресоренной массы. После возвращения верхнего строения пути в положение, соответствующее деформации при статической нагрузке, движение колесной пары вверх замедляется за счет действия осевой нагрузки (рис. 7 б), и усилие нагрузки колесной пары на рельс составит:

$$F_{\text{сум2}} = m_o g + m_n (g - \ddot{x}_2) = F_{\text{ос}} - m_n \ddot{x}_2, \quad (2)$$

где \ddot{x}_2 – максимальное ускорение при отрицательном полупериоде колебаний неподдресоренных масс после удара (рис. 7 в).

Таким образом, происходит динамическая разгрузка колесной пары на величину $m_n \cdot \ddot{x}_2$. За счет рассеяния энергии при деформации верхнего строения пути $\ddot{x}_2 < \ddot{x}_1$. Исследования величин \ddot{x}_2 к настоящему времени не производились, но можно утверждать, что \ddot{x}_2 в среднем будет пропорциональна \ddot{x}_1 , и ее величина для отдельно взятой стыковой неровности будет зависеть от нелинейности жесткостной характеристики верхнего строения пути, степени рассеяния энергии колебаний необдресоренных масс и наличия других форм колебаний необдресоренных масс. В первом приближении можно принять, что $\ddot{x}_2 = 0,75 \cdot \ddot{x}_1$. Таким образом, для тепловоза 2ТЭ25а при $\ddot{x}_1 = 50 \text{ м/с}^2$, $m_n = 3900 \text{ кг}$ и $F_{\text{ос}} = 245 \text{ кН}$ получим минимальную величину динамической нагрузки на ось около 100 кН или снижение до 0,41 от средней величины.

Однако, переходя к влиянию динамической разгрузки оси на сцепные свойства локомотива, необходимо учитывать также время действия разгрузки и инерцию вращения колесной пары при потере сцепления, поскольку частота колебаний неподдресоренных масс по низшей форме при опорно-осевом приводе для разных локомотивов обычно находится в диапазоне 20...40 Гц. Данный вопрос в настоящее время практически не изучен, поэтому можно ограничиться выводом о целесообразности снижения доли неподдресоренной массы в общей массе локомотива, что, в первую очередь, достигается применением опорно-рамного привода.

Нагрузку на ось при ее изменении вследствие колебаний поддресоренных масс, происходящих с частотой 1,5...2,5 Гц (кузова)

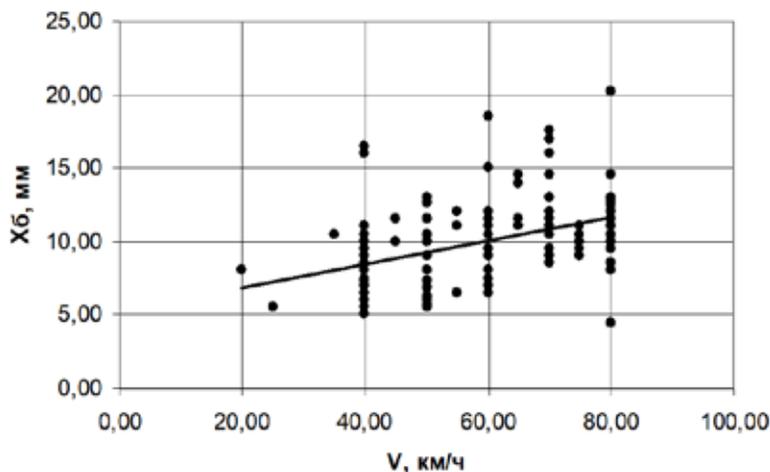


Рис. 8. Максимальные вертикальные перемещения буксы относительно рамы тележки тепловоза 2ТЭ121–011, участок Воркута – Сосногорск [по данным, полученным Измеровым О. В.].

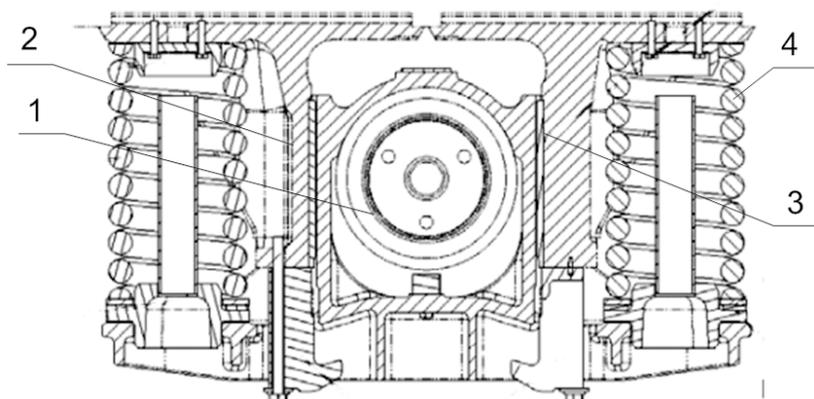


Рис. 9. Челюстная букса тепловоза ТЭ33а: 1 – букса; 2 – челюсти; 3 – наличник; 4 – пружина буксового подвешивания [30].

и 4...6 Гц (тележки), по отношению к динамическим процессам в тяговом приводе при скольжении колеса по рельсу можно считать квазистатической. Таким образом, изменение нагрузки на ось можно оценить, разделив амплитуду вертикального перемещения буксы относительно рамы тележки при движении локомотива на величину статического прогиба буксовой ступени. Так, для тепловоза 2ТЭ121 при испытаниях на участке Воркута – Сосногорск среднemaxимальные амплитуды вертикальных перемещений буксы при скорости 27 км/ч составляли 7,5 мм (рис. 8) при статическом прогибе буксовой ступени 130 мм; соответственно, нагрузка на ось может снижаться до 0,942 от средней величины. Уменьшить влияние вертикальных колебаний возможно за счет улучшения вертикальной динамики экипажа (применение сбалансированного рессорного

подвешивания, увеличение статического прогиба).

Также при колебаниях обрессоренных масс тележки на сцепление колеса с рельсом может оказывать влияние трение в челюстных буксах. Согласно [2], скорости скольжения движущих осей у локомотива с челюстными буксами на 5 % выше, чем с бесчелюстными. Челюстные буксы продолжают применяться на тепловозах производства США, в частности, на тепловозе ТЭ33а, эксплуатируемом в некоторых странах ближнего зарубежья (рис. 9). Влияние трения во фрикционных гасителях колебаний первой ступени рессорного подвешивания, широко применяющихся на отечественных тепловозах, в настоящее время не исследовано, однако следует принять во внимание, что в гасителях колебаний, в отличие от челюстных букс сила трения не увеличивается пропорционально силе тяги.



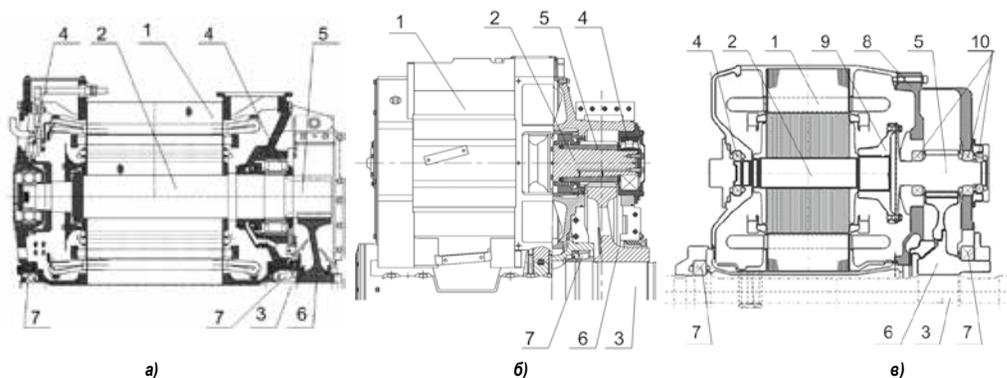


Рис. 10. Опорно-осевой привод с жесткой зубчатой передачей: а) тепловоз ТЭ33а; б) электровоз БКГ-1; в) электровоз ЭВ-120; 1 – ТЭД; 2 – вал ТЭД; 3 – ось колесной пары; 4 – роторный подшипник; 5 – малое зубчатое колесо; 6 – большое зубчатое колесо; 7 – осевой подшипник; 8 – корпус редуктора; 9 – мембранная муфта; 10 – подшипники редуктора [29].

Известно, что динамическая составляющая крутящего момента в тяговом приводе, возникающая при проезде вертикальных неровностей пути и вследствие колебаний наддрессорного строения, оказывает значительное влияние на сцепные свойства локомотива. Так, было установлено, что на тепловозе 2ТЭ10Л, имеющем опорно-осевой привод с жесткой зубчатой передачей, при проезде участков пути с волнообразным износом наблюдалось снижение коэффициента сцепления на 20 % и более [2]. Более того, в [12] динамический крутящий момент при жесткой зубчатой передаче рассматривается как причина волнообразного износа рельсов. Исследования [4] показали, что при жесткой зубчатой передаче тепловоза 2ТЭ10Л динамический момент на валу тягового электродвигателя (ТЭД) достигал 9,4 кНм. При такой величине момента и наличии сцепления колеса с рельсом осевая сила тяги должна была бы составить 82 кН, а $\eta = 0,39$, что указывает на возможность проскальзывания колеса по рельсу, когда сопротивление динамическому моменту создается как силой трения скольжения, так и инерцией вращающихся масс колеса.

Как указано в [12], применение упругого колеса в опорно-осевом тяговом приводе грузовых тепловозов, приведя к снижению динамического момента примерно втрое, уменьшило склонность к боксованию и на 15 % снизило интенсивность износа бандажей. В результате к 80-м годам прошлого века передача с упругим звеном была внедрена на всех магистральных грузовых тепловозах с опорно-осевым приводом, и было создано упругое зубчатое колесо (УЗК) для

применения в двусторонней тяговой передаче отечественных грузовых электровозов. С другой стороны, использование бесколлекторных ТЭД на зарубежных грузовых локомотивах в настоящее время привело к возврату к жесткой зубчатой передаче (рис. 10).

Выбор конструктивных решений в приводах, показанных на рис. 10, обусловлен стремлением уменьшить диаметр малого зубчатого колеса передачи, для повышения передаточного числа в одноступенчатой передаче и повышения максимального числа оборотов ТЭД, что, в свою очередь, позволяет снизить неподрессоренную массу. В приводе тепловоза ТЭ33а (ES44ACi, разработка компании General Electric, США) для уменьшения диаметра малого зубчатого колеса зубья нарезаны на самом валу ТЭД (рис. 10а), что требует изготовления вала из высоколегированной стали и разборки ТЭД с распрессовкой пакета стали ротора в случае износа вала-шестерни, либо восстановления зубьев путем наплавки. В приводе электровоза БКГ-1 (разработка Датунского завода, КНР, совместно с компанией Alstom, Франция, на основе электровоза Alstom Prima 47000) малое зубчатое колесо посажено на вал ТЭД с натягом, но из-за малого диаметра зубчатого колеса для увеличения ступицы колесо пришлось разместить между роторными подшипниками (рис. 10б). В приводе электровоза ЭВ-120 (разработка фирмы Bombardier, Канада) для увеличения срока службы подшипников вал ротора одним концом опирается на вал-шестерню осевого редуктора (рис. 10в). При этом тяговая передача для снижения ударов в зацеплении во всех случаях выполнена с небольшим наклоном зубьев, вследствие

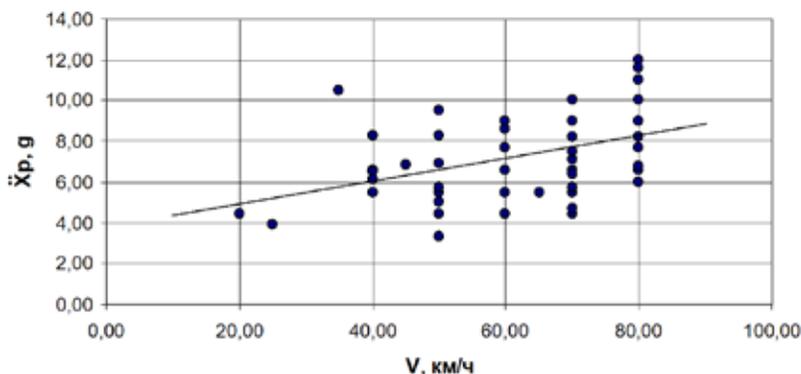


Рис. 11. Максимальные вертикальные ускорения осевого редуктора тепловоза 2ТЭ121–011, участок Воркута-Сосногорск [по данным, полученным Измеровым О. В.].

чего в ней возникают поперечные усилия, затрудняющие создание УЗК. Другим фактором, затрудняющим применение УЗК, стало уменьшение модуля тяговой передачи до 8...9 мм, что увеличивает влияние радиального зазора в соединении венца со ступицей на долговечность передачи.

Расчет динамических моментов, действующих в тяговом приводе с жесткой зубчатой передачей, затруднен вследствие сложности расчета виброударных нагрузок при перекладке зубьев и отсутствия точных данных о ряде параметров (например, о контактной жесткости зубьев при наличии смазки на поверхности) и учета проскальзывания колеса по рельсу. В связи с этим попробуем приблизительно оценить величину динамического момента в приводе тепловоза ТЭ33а при условии беззазорного зацепления и сохранения сцепления колесной пары с рельсом.

На основании [11] зависимость динамического момента на валу тягового электродвигателя ТЭД колес колесной пары от вертикальных ускорений оси колесной пары можно определить следующим образом:

$$M_d = \frac{I_p(i+1)}{c} \ddot{x}_{\text{кп}}, \quad (3)$$

где $\ddot{x}_{\text{кп}}$ – вертикальные ускорения оси колесной пары, м/сек;

$c = 0,85$ м – расстояние между точкой подвеса к раме (точкой поворота КМБ при прохождении вертикальных неровностей) и осью колесной пары;

I_p – момент инерции ротора ТЭД; $i = 5,3125$ – передаточное число (85:16).

Вертикальное ускорение ТЭД над осью колесной пары определим на основе информации об ускорениях колесной пары привода-аналога:

$$\ddot{x}_{\text{кп}} = \ddot{x}_{\text{кпа}} \sqrt{\frac{m_{\text{на}}}{m_{\text{н}}}}, \quad (4)$$

где $\ddot{x}_{\text{кпа}}$ – среднемаксимальные значения вертикальных ускорений колесной пары локомотива-аналога при скорости движения на руководящем подъеме.

В качестве аналога примем тепловоз 2ТЭ121 (рис. 11), а скорость движения на руководящем подъеме примем равной 30 км/ч (что допустимо, так как расчет делается с целью проанализировать прежде всего качественную сторону явления), тогда из рис. 10 $\ddot{x}_{\text{кпа}} = 55$ м/с². $m_{\text{на}} = 4200$ кг – величина неподдресоренной массы аналога, приходящаяся на одну ось. Что касается неподдресоренной массы тепловоза ТЭ33а, исходим из того, что масса ТЭД 5GEB30A1 TM равна 2268 кг против массы ТЭД 3100 кг на тепловозе 2ТЭ10Л с челюстными буксами и неподдресоренной массой 4440 кг, и это дает основания принять величину необдресоренной массы для ТЭ33а меньшей, чем 2ТЭ10Л, на величину, равную половине разницы масс ТЭД, т. е. $m_{\text{н}} = 4000$ кг. С указанными значениями параметров получаем $\ddot{x}_{\text{кп}} = 56$ м/с².

Момент инерции ротора ТЭД приблизительно примем равным моменту инерции цилиндра в виде пакета электротехнической стали плотностью $\gamma = 7650$ кг/м³, радиусом $r_p = 0,225$ м и длиной $l = 0,5$ м:

$$I_p = \gamma \pi \frac{r^4 l}{2}. \quad (5)$$

При указанных параметрах $I_p = 15,4$ кг/м².

Подставляя полученные значения в (3), получим среднемаксимальное значение $M_d = 6,4$ кНм, что соответствует динамической составляющей тягового усилия на оси 65 кН и коэффициенту тяги $\psi = 0,28$. Это означает, что, суммарное статическое и динамическое



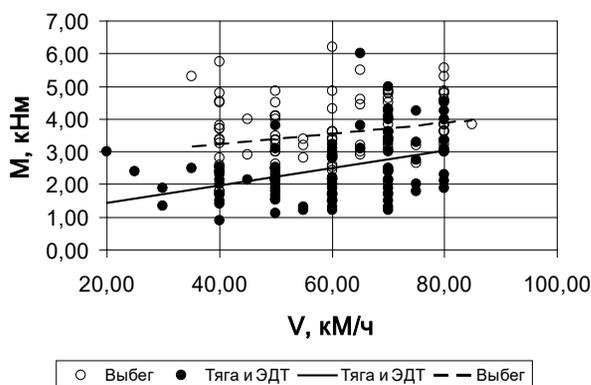


Рис. 12. Максимальные динамические моменты на валу осевого редуктора тепловоза ТЭ3З–011, участок Воркута–Сосногорск, в разных режимах движения [по данным, полученным Измеровым О. В.].

тяговое усилие в этом случае превышало бы предел по сцеплению. Таким образом, жесткая зубчатая передача на тепловозе ТЭ3З должна приводить к тем же самым проблемам с ухудшением сцепления при прохождении вертикальных неровностей пути, которые ранее наблюдались на тепловозе 2ТЭ10Л, несмотря на то, что применение асинхронного ТЭД позволило снизить массу ТЭД в 1,4 раза и момент инерции якоря ТЭД – почти вдвое.

Как было указано выше, применение упругих звеньев в валопроводах опорно-осевого привода позволяет снизить максимальные значения динамического момента почти втрое. Эффективное снижение динамического момента достигается и путем применения опорно-рамного привода. Как показано на рис. 12, в опорно-рамном приводе с осевым редуктором тепловоза 2ТЭ121 наиболее высокие максимальные моменты наблюдаются в режиме выбега; в режиме тяги со скоростью 50 км/ч (что соответствует скорости часового режима грузовых электровозов) величина среднemaxимальной динамической составляющей момента на валу осевого редуктора составляет примерно 2,25 кНм, что для данного локомотива соответствует тяговому усилию на оси 15,5 кН и коэффициенту тяги $\psi = 0,06$.

При опорно-рамном приводе с полым валом двухосной тележки электровоза ВЛ84 в варианте с поводковыми муфтами максимальная величина динамической составляющей крутящего момента составила 6,5 кНм [14], что соответствует тяговому усилию на оси 30 кН и $\psi = 0,12$; для тележек с жесткими опорами кузова в опорно-рамном приводе

с полым валом динамический крутящий момент незначителен.

Еще одним путем снижения динамической составляющей крутящего момента в приводе и одновременно неподрессоренной массы является упругое опирание ТЭД на ось или колесный центр (так называемый опорно-центральный привод). Как показали исследования [6], подобный привод может быть эффективен при диаметре колеса 1250 мм, поскольку при диаметре колеса 1050 мм недостаточно места для размещения упругих элементов, обеспечивающих достаточное снижение вертикальных ускорений ТЭД. В целом эффективность упругого опирания ТЭД на колесную пару снижается при повышении удельного крутящего момента на единицу массы ТЭД, поскольку предельные деформации упругих элементов от действия крутящего момента ограничивают возможность снижения их жесткости в радиальном направлении. Таким образом, использование привода с упругим опиранием ТЭД на ось колесной пары для грузовых локомотивов имеет смысл рассматривать только в случае электровозов с коллекторными ТЭД и осевой мощностью, повышенной до 1000 и более кВт.

Известно, что при начавшемся боксовании коэффициент трения между колесом и рельсом увеличивается, если в системе экипажной части привода возникают фрикционные автоколебания [15; 16]. Так, согласно [15], для промышленного электровоза 14КР1 в случае интенсивных фрикционных автоколебаний колесной пары при средней скорости скольжения 12 км/ч среднее значение касательного усилия колесной пары повышается на 38 %

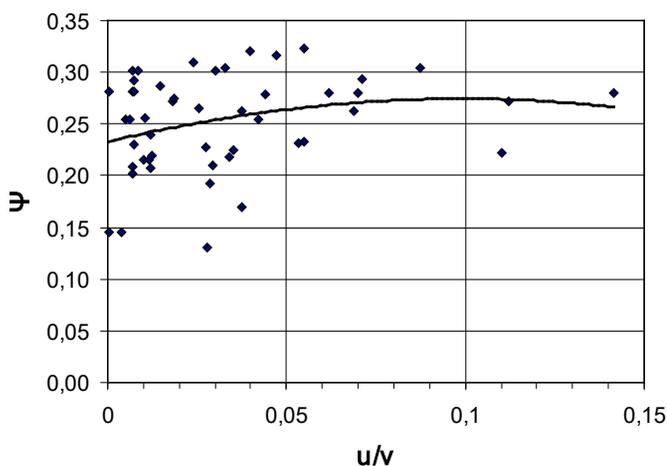


Рис. 13. Эмпирическая зависимость коэффициента сцепления оси ψ тепловоза 2ТЭ121–003Б от относительной скорости скольжения u/v в случае развития автоколебаний колесной пары [по данным, полученным Измеровым О. В.].

по сравнению с боксованием при отсутствии крутильных колебаний. Данное явление объясняется тем, что, вследствие снижения коэффициента трения при увеличении скорости скольжения, при колебательном изменении скорости скольжения интегральное значение силы трения оказывается выше, чем оно должно быть при средней скорости скольжения. О. В. Измеровым при испытаниях на кольце ВНИИЖТ тепловоза 2ТЭ121, привод которого склонен к развитию автоколебаний колесной пары, было обнаружено, что даже при скольжении 10–14 % коэффициент сцепления мог достигать величины 0,25–0,27 (рис. 13).

При этом наблюдалось не разносное, а перемежающееся боксование, несмотря на отсутствие на данном локомотиве поосного регулирования силы тяги. А. Голубенко в [9] также отмечает факт, что эксплуатационный коэффициент сцепления для тепловоза 2ТЭ121 при использовании песка выше, чем рассчитанный согласно нормативам тяговых расчетов для тепловозов 2ТЭ10 и 2ТЭ10Л, при этом эксплуатационный коэффициент сцепления для тепловозов 2ТЭ10Л и 2ТЭ10В был ниже расчетных нормативных.

При боксовании в режиме движения под тягой наиболее типична форма автоколебаний колесной пары, при которой колеса на одной оси колеблются в противофазе. Условия для развития таких колебаний существуют в приводах, имеющих упругие звенья в валопроводах (опорно-осевой привод с УЗК, опорно-рамный привод, опорно-

центральной привод). При этом необходимо ограничивать амплитуду колебаний во избежание появления недопустимо высоких касательных напряжений в оси (ограничением скорости скольжения или за счет виброударного гашения колебаний в тяговой передаче).

Предлагаемые решения

Модернизация трехосной тележки тепловоза

В настоящее время тепловозы 3ТЭ25км, эксплуатируемые на Восточном полигоне, в основном имеют трехосные бесчелюстные тележки, аналогичные тележкам тепловоза 2ТЭ116, в связи с чем целесообразно рассмотреть возможности повышения их тяговых свойств.

Устройство рассматриваемой тележки достаточно освещено в отечественной технической литературе, поэтому в настоящей статье рассмотрим возможные изменения:

- применение сбалансированного рессорного подвешивания;
- увеличение жесткости опор кузова на тележку;
- применение опорно-рамного привода.

Наиболее простым способом реализации сбалансированного рессорного подвешивания для рассматриваемой тележки является применение в буксовой ступени пневмопрусинного подвешивания, ранее примененного в опытном порядке на тепловозе 2ТЭ116–184 [10; 18] (рис. 14). Согласно [17], статический прогиб такого подвешивания составляет



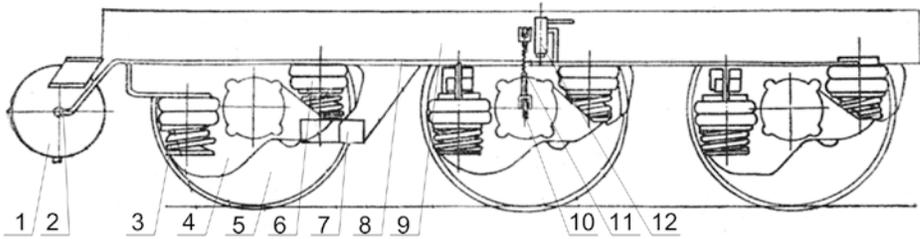


Рис. 14. Схема пневмопружиного подвешивания на унифицированной бесчелюстной тележке: 1 – резервуар; 2 – дроссель; 3 – пружина; 4 – букса; 5 – колесная пара; 6 – пневмооболочка; 7 – поводок буксы; 8 – трубопровод; 9 – рама тележки; 10 – кронштейн; 11 – пружина; 12 – высоторегулирующий клапан [17].

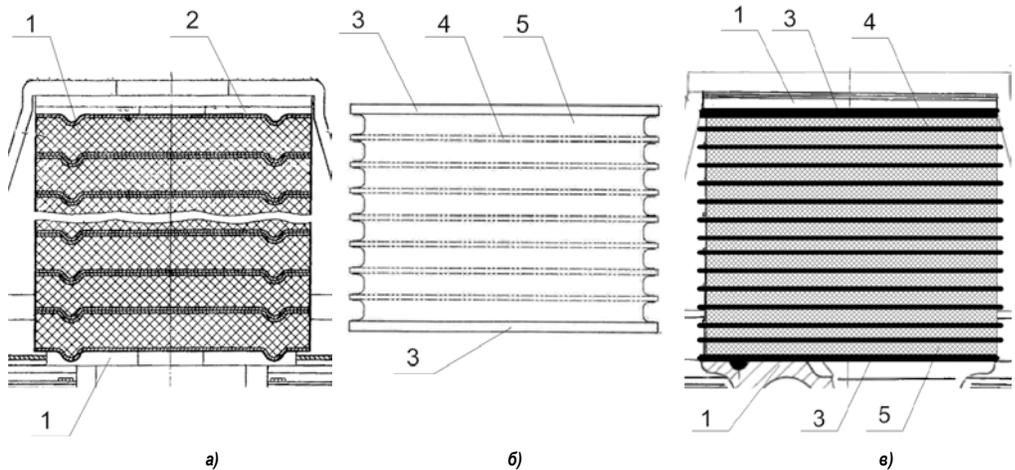


Рис. 15. Резинометаллические опоры кузова на тележку: а) трехосной бесчелюстной тележки; б) тепловоза ТЭ33а (США); в) предлагаемая авторами статья: 1 – опорные плиты; 2 – резинометаллический элемент; 3 – крайние пластины арматуры; 4 – промежуточные пластины арматуры; 5 – слой резины [29].

150 мм, что достаточно для тепловозов с конструкционной скоростью 100...120 км/ч.

Экспериментальными исследованиями установлено [9], что при пневмопружином подвешивании амплитуды динамических нагрузок по сравнению со штатным вариантом подвешивания на буксы снизились в 1,5...2,5 раза, что также снижает динамическую разгрузку оси при прохождении вертикальных неровностей пути.

Основной проблемой, возникающей при использовании пневмоподвешивания в буксовой ступени, является необходимость ограничения вертикальных перемещений букс относительно рамы тележки при отсутствии воздуха в пневморессорах (например, при перемещении экипажа по заводским путям). Известно, что динамические перемещения букс бесчелюстной тележки при индивидуальном рессорном подвешивании составляют 30...35 мм [4], а при сбалансированном одноступенчатом – 22...26 мм [4; 18], что согласуется с отмеченным выше явлением сниже-

ния амплитуд динамических нагрузок. Это позволяет ожидать, что при пневмопружином сбалансированном подвешивании динамические перемещения букс относительно рамы тележки составят примерно 25 мм, что даст возможность ограничить вертикальные перемещения буксы величиной 35 мм, например установкой на буксы резиновых упоров.

Увеличение статического прогиба буксовой ступени рессорного подвешивания позволяет увеличить жесткость опор кузова на тележку. В комбинированных опорах кузова отечественных тепловозов (рис. 15а) опора представляет собой набор дисковых плоских однослойных резинометаллических элементов с толщиной резинового слоя 30 мм и металлических пластин толщиной 2 мм, в результате чего металлическая арматура составляет 12,5% от высоты пакета. Такая конструкция была принята в 60-х годах прошлого века для упрощения технологической оснастки при изготовлении опор и возможности замены отдельных поврежденных элементов.

В опорах кузова тепловозов США (рис. 15б) применяются многослойные резинометаллические пакеты, что усложняет оснастку, однако позволяет уменьшить толщину промежуточной арматуры и обеспечить одинаковые свойства резины в опоре.

Следует отметить, что вопрос о применении многослойных элементов в опорах кузова вместо набора однослойных был поднят еще в середине 80-х годов прошлого века, однако, поскольку целью предложения была только экономия металла, идея не была реализована. В данном же случае (рис. 15в) применение многослойного элемента позволяет при сохранении той же суммарной толщины резинового слоя (то есть, при тех же относительных деформациях сдвига при повороте тележки) существенно уменьшить расстояние между пластинами, увеличив тем самым жесткость опоры в разы и повысить коэффициент использования сцепного веса.

Увеличение жесткости опор кузова в совокупности со сбалансированным пневмоподвешиванием позволяет повысить коэффициент использования сцепного веса η примерно на 11 % по сравнению со штатным вариантом тележки.

Дальнейшее повышение этого показателя возможно при использовании опорно-рамного тягового привода. Однако применение тягового привода с полым валом на оси колесной пары на тепловозе с диаметром колеса 1050 мм связано со значительными трудностями, вызванными не только уменьшением централи зубчатой передачи из-за необходимости уменьшения диаметра ведомого зубчатого колеса, находящегося на обрессоренной массе (уменьшение числа зубьев с 75 до 72 при модуле 10), но, главным образом, из-за размещения полого вала между корпусом ТЭД и осью колесной пары, при этом расстояние между полым валом и осью должно быть порядка 40 мм. Как показали проработки [19], при одноступенчатой передаче требуется размещение промежуточного колеса. Другим путем решения является применение одностороннего шарнирно-поводкового механизма, что потребует создания многослойных сферических резинометаллических шарниров, имеющих нагрузочную способность в разы выше по сравнению с существующими. На данный момент можно лишь констатировать принципиальную возможность создания такого привода в перспективе и це-

лесообразность работ в этом направлении, поскольку опорно-рамный привод позволит не только несколько повысить значение η примерно на 4 %, но и снизить неподдрессоренную массу.

Поскольку в любом случае недостатком трехосной бесчелюстной тележки остается значительная база по сравнению с двухосными, по мнению авторов, для тепловозов серии 3ТЭ25км, работающих в настоящее время на Восточном полигоне, имеет смысл модернизация в виде внедрения сбалансированного пневмоподвешивания и более жестких опор кузова, что не требует значительных изменений в конструкции тележки и сохраняет высокую степень ее унификации с серийным вариантом. Для реализации коэффициента тяги $\psi = 0,3$ и выше необходимо создание новой экипажной части, учитывающей специфику Восточного полигона.

Унифицированная тележка тепловоза и электровоза.

В настоящее время известны планы создания двух локомотивов для Восточного полигона. Так, АО «Синара Транспортные Машины» планирует создать двухсекционные тепловозы 2ТЭ35а с восьмисной тележкой, имеющей верхнюю промежуточную раму, с длиной секции 24 м. В свою очередь, АО «ТМХ» планируется создать трехсекционный газотепловоз 3ТЭ30г со средней секцией, в которой размещен запас сжиженного газа или дизельного топлива.

Оба варианта имеют свои достоинства и недостатки. Восьмисная тележка тепловоза 2ТЭ35а позволяет повысить коэффициент сцепления в кривых, однако при этом ограничено место под размещение топливного бака даже при общей длине секции 24 м, что препятствует возможности использовать сжиженный газ. Кроме того, верхняя промежуточная рама имеет большой вес, а анонсированное использование ТЭД от электровоза 2ЭС8, имеющего двустороннюю жесткую зубчатую передачу, ведет к снижению коэффициента сцепления при проезде неровностей пути как за счет высокой неподдрессоренной массы (поскольку в нее включаются вращающиеся массы ротора), так и вследствие динамических нагрузок в приводе. На тепловозе 3ТЭ30г с длиной секции 20 м использование трехосной тележки упрощает и облегчает конструкцию, однако ведет



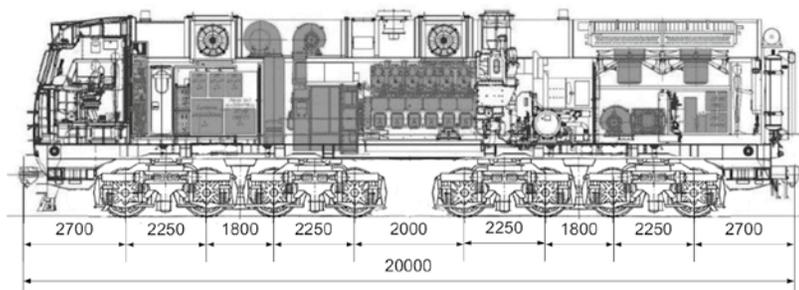


Рис. 16. Пример размещения восьмиосной тележки на крайней секции тепловоза 3ТЭ30г по предложению авторов статьи.

к ухудшению сцепных свойств и увеличению износа гребней колес; использование же восьмиосного экипажа нереально из-за невозможности в этом случае разместить под кузовом топливный бак или увеличить длину секции из-за недопустимого увеличения общей длины тепловоза.

Таким образом, использованию двухосных тележек на тепловозе 3ТЭ30г препятствует антагонизм свойств: топливный бак должен быть и его не должно быть. Антагонизм можно снять, если разместить практически весь запас топлива на средней секции, оставив на крайних небольшой бак для самостоятельных перемещений расцепленной секции по деповским путям. В этом случае оказывается возможным применить на крайних секциях тепловоза восьмиосные тележки с нижней рамой, аналогичные примененным на тепловозе ТЭ136 (рис. 16).

В этом случае тележки средней секции могут быть выполнены необмоторенными. Если же на средней секции использовать две двухосные обмоторенные тележки, то на крайних секциях можно использовать три двухосные тележки, подобно тому, как это сделано на электровозе ЭП1 (рис. 17), применив для передачи силы тяги на кузов наклонные тяги (на рис. 15 не показаны).

Указанные виды компоновки могут быть реализованы и в варианте электровоза. Кроме того, при компоновке тепловоза с крайними восьмиосными секциями и обмоторенной четырехосной средней секцией общая мощность тепловоза может быть повышена с 6 до 8,8 мВт путем использования отечественного дизель-генератора 12ЛДГ500.

Применение наклонных тяг или низко расположенной рамы, компенсирующих перераспределение веса по осям, позволяет свободно выбирать тип тягового привода. В связи с тем, что реализация высоких тяговых усилий требует создания новых конструктивных элементов для передаточного механизма, расположенного на низкооборотной части привода (например, двухслойных сферических резинометаллических шарниров, ранее описанных авторами в [20]), а сроки разработки и освоения производством новых локомотивов ограничены, возможны два варианта привода, которые, с одной стороны, не требуют создания принципиально новых конструктивных элементов, а с другой – обеспечивают снижение неподдрессоренной массы локомотива и динамической составляющей силы тяги:

- привод с опорно-рамным подвешиванием ТЭД и осевым редуктором;
- привод с опорно-осевым подвешиванием ТЭД агрегатной компоновки.

Использование опорно-рамного привода с осевым редуктором целесообразно при использовании ТЭД с максимальной частотой вращения ниже 3000 мин^{-1} , поскольку это позволяет разместить торсионный вал передаточного механизма внутри полого ротора. При коэффициенте тяги в продолжительном режиме $\psi = 0,3$ и осевой нагрузке $245,25 \text{ кН}$ привод должен обеспечивать силу тяги на ободу колеса $F_{\infty} = 73,575 \text{ кН}$. Для реализации такой силы тяги передаточное число редуктора должно составить:



Рис. 17. Вариант компоновки тепловоза с обмоторенными осями средней секции и шестиосными крайними секциями по предложению авторов статьи.

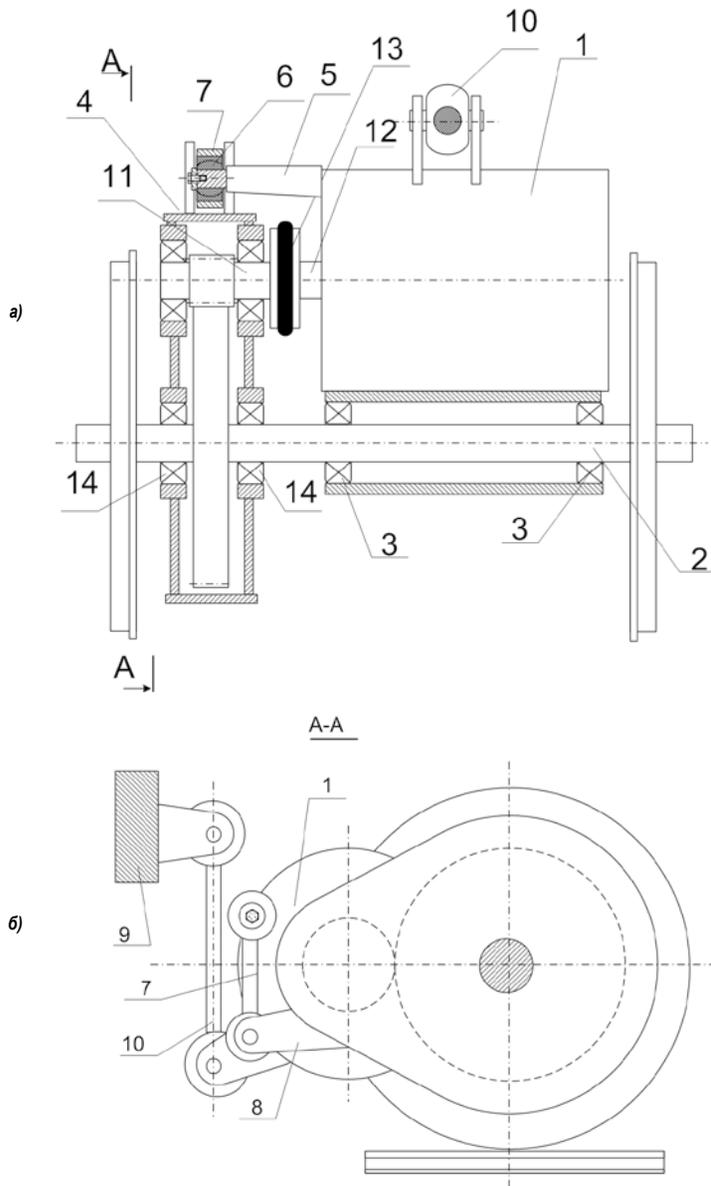


Рис. 18. Агрегатная компоновка опорно-осевого привода, предложенная авторами статьи: а) общий вид; б) вид со стороны осевого редуктора; 1 – ТЭД; 2 – колесная пара; 3, 14 – подшипники; 4 – осевой редуктор; 5 – кронштейн с пальцем; 6 – сферический шарнир; 7 – подвеска; 8 – кронштейн осевого редуктора; 9 – рама тележки; 10 – подвеска ТЭД; 11 – вал ТЭД; 12 – вал осевого редуктора; 13 – упруго-компенсационная муфта [28].

$$u = \frac{F_{\infty} D_k}{2M_{\infty} \eta_3}, \quad (6)$$

где $M_{\infty} = 10,4$ кНм – вращающий момент ТЭД в продолжительном режиме (по аналогии с ТЭД СТА-1200У1 электровоза ДСЗ, имеющего привод данного типа);

$D_k = 1,25$ м – диаметр колеса;

$\eta_3 = 0,98$ – к.п.д. зубчатой передачи при подшипниках качения.

Для указанных параметров $u = 4,51$. При модуле зубчатой передачи, равном 10 и числе зубьев ведомого зубчатого колеса, равном 95,

наиболее близкое число зубьев малого зубчатого колеса равно 21, т.е. всего на один зуб меньше, чем в осевом редукторе на тепловозе 2ТЭ121 (при этом $u = 4,52$). Поскольку радиальный габарит ТЭД СТА1200У1 в плоскости тяговой передачи составляет около 800 мм, что существенно меньше, чем наружный диаметр ТЭД ЭД126АУХЛ1 (1036 мм), возможность размещения ТЭД СТА1200У1 при данном передаточном числе можно считать доказанным.

Максимальная частота вращения ротора ТЭД при данном передаточном числе составит:





$$n_{\max} = \frac{60v_k u}{3,6\pi D_k}, \quad (7)$$

где $v_k = 120$ км/ч – конструкционная скорость локомотива.

При указанных выше величинах $n_{\max} = 2304$ мин⁻¹, что значительно ниже расчетной максимальной частоты вращения ТЭД СТА1200У1 (2304 мин⁻¹), поэтому можно считать, что существенных проблем с роторными подшипниками в рассмотренном случае не возникнет.

При использовании ТЭД с максимальной частотой вращения порядка 3500 мин⁻¹ целесообразно использовать опорно-осевой привод агрегатного типа, преимущества которого по сравнению с применяемым на зарубежных локомотивах интегрированным приводом (рис. 10в) были ранее подробно изложены авторами в [21]. Согласно [22], к агрегатным тяговым приводам предложено относить тяговые приводы, которые содержат несколько узлов с одним и тем же типом опирания, сохраняющих работоспособность по отдельности друг от друга, и связанные друг с другом подвижными соединениями. Благодаря подвижности соединения осевого редуктора и ТЭД появляется возможность соединить валы осевого редуктора и ТЭД упругокомпенсирующей муфтой, при этом несоосность указанных валов, в отличие от опорно-рамного привода с осевым редуктором, не зависит от вертикальных перемещений буксы, а определяется только погрешностями изготовления деталей. Незначительная несоосность валов дает принципиальную возможность применить одинарную компенсирующую муфту и повысить частоту ее вращения до величин, определяемых ресурсом ведущего зубчатого колеса и подшипников входного вала. Кроме того, наличие упругой связи между ротором ТЭД и колесной парой способствует развитию при боксовании автоколебаний колесной пары, что повышает коэффициент сцепления.

Авторами разработан и запатентован ряд конструктивных схем подобных приводов (например, [23–26]). Один из предлагаемых авторами вариантов такого привода представлен на рис. 18.

В предлагаемом приводе осевой редуктор связан с ТЭД, опирающимся на ось колесной пары, шарнирной подвеской, которая не позволяет осевому редуктору перемещаться относительно ТЭД в вертикальном направле-

нии, но при этом не требуется такая точность изготовления корпусных деталей, как в описанном выше приводе интегрированного типа. Как видно из рис. 17а, агрегатная компоновка ведет к некоторому увеличению осевых габаритов привода для размещения упругой муфты, однако, как ранее было доказано авторами в [27], для локомотивов колеи 1520 мм это не препятствует размещению ТЭД требуемой мощности. На привод, изображенный на рис. 17, авторами получен патент на полезную модель [28].

Исходя из того, что для тепловоза ТЭ136, на котором была применена восьмиосная тележка с опорно-рамным приводом и передачей силы тяги через низко расположенную промежуточную раму, без применения систем поосного регулирования силы тяги, коэффициент тяги ψ был повышен до 0,24 против 0,18 у тепловоза 2ТЭ116, то есть, на 33 %, в то время как выравнивание нагрузок по осям теоретически позволяло улучшить тяговые свойства по отношению с тепловозом 2ТЭ116 не более чем на 15 %, имеются основания полагать, что предлагаемый вариант унифицированной тележки для грузовых тепловозов и электровозов при использовании бесколлекторных ТЭД с поосным регулированием позволит повысить коэффициент тяги в расчетном режиме до величин 0,3...0,33.

ВЫВОДЫ

Выявлено наличие проблемы рационального выбора конструкторских решений экипажной части локомотивов, обеспечивающих наиболее полное использование сцепных свойств в условиях Восточного полигона, характеризующегося наличием значительного количества кривых радиусом 350 м и менее.

На основе проведенного анализа факторов, влияющих на сцепные свойства, предложена расширенная классификация методов улучшения сцепных свойств за счет совершенствования экипажной части.

Установлены факторы, которые могут приводить к ухудшению сцепных свойств отечественных локомотивов в условиях Восточного полигона. Для грузовых тепловозов с унифицированными трехосными тележками ухудшение сцепных свойств вызывает значительная база тележки, недостаточная жесткость резинометаллических опор кузова на тележку при верхнем расположении шкворня

и несбалансированное буксовое подвешивание. Применение на тепловозах тележек с радиальной установкой колесных пар лишь частично устраняет данные недостатки, поскольку буксовое подвешивание остается несбалансированным, а низко расположенный шкворень менее эффективен по сравнению с передачей тягового усилия на кузов с помощью наклонной тяги, при этом механизмы радиальной установки колесных пар усложняют конструкцию тележки, ее обслуживание и ремонт. Для грузовых электровозов фактором, ухудшающим тяговые свойства, является применение жесткой передачи в опорно-осевом приводе, приводящей при проезде неровностей пути к возникновению суммарных статических и динамических крутящих моментов, превышающих предел по сцеплению.

Установлено, что экипажную часть зарубежных грузовых локомотивов также нельзя считать полностью рациональной с точки зрения максимизации сцепных свойств, в первую очередь из-за жесткой зубчатой передачи. Для тепловоза ТЭ33а разработки компании General Electric сцепные свойства также ухудшает значительная база трехосной тележки и применение челюстных букс.

В качестве мер по модернизации унифицированной трехосной тележки грузовых тепловозов предложено использовать сбалансированное пневмопружинное подвешивание в буксовой ступени и увеличение жесткости резинометаллических опор кузова на тележку за счет перехода от набора отдельных резинометаллических элементов к многослойной резинометаллической опоре с увеличенным числом промежуточных пластин.

Предложено для создания унифицированной экипажной части перспективных тепловозов и электровозов для Восточного полигона с бесколлекторным приводом в варианте тепловоза отказаться от размещения топливных баков под кузовами крайних секций, и основной запас топлива разместить в средней четырехосной секции. Это позволит при длине крайней секции 20 м применить на крайних секциях либо две четырехосные тележки в виде двухосных с базой 2250 мм, объединенных низко расположенной балкой, либо три двухосные с передачей тягового усилия на кузов с помощью наклонной тяги. В качестве тягового привода предлагается использовать конструкции с упругой связью

ротора ТЭД и колесной пары, в виде опорно-рамного привода с осевым редуктором и ТЭД с максимальной частотой вращения ниже 2500 мин⁻¹, либо опорно-осевого привода агрегатной схемы с упругой муфтой. Предполагается, что данные меры позволят повысить эксплуатационный коэффициент сцепления с 0,27 до 0,3...0,33, в том числе и за счет развития автоколебаний колесной пары в режиме боксования.

По теме статьи авторами получено семь патентов на полезные модели.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Зак В. В., Васильев И. П., Кулабухов А. С., Дмитриев С. А., Варфоломеев Р. С. Перспективный тепловоз для Восточного полигона // Локомотив. – 2018. – № 9 (741). – С. 33–35. EDN: XYBREL.
2. Фуфрянский Н. А., Нестрахов А. С., Долганов А. Н., Каменев Н. Н., Пахомов Э. А. Развитие локомотивной тяги / Под ред. Н. А. Фуфрянского и А. И. Бевзенко. – М.: Транспорт, 1982. – 303 с.
3. Яновский А. С. На заседании Объединенного ученого совета ОАО «РЖД» // Путь и путевое хозяйство. – 2021. – № 5. – С. 7–9. EDN: PHTDSQ.
4. Беляев А. И., Бунин Б. Б., Голубятников С. М. [и др.]. Повышение надежности экипажной части тепловозов: Монография / Под ред. Л. К. Добрынина. – М.: Транспорт, 1984. – 248 с.
5. Голубятников С. М., Сорочкин Э. М., Петров А. В., Спиригин И. К., Бурка М. Л., Кутепов С. А. Влияние конструкций и характеристик горизонтальных связей кузова с тележками на динамику тепловоза 2ТЭ121 в прямых, кривых и стрелочных переводах // Результаты испытаний тепловоза 2ТЭ121. Тр. ВНИТИ. – 1985. – Вып. 62. – С. 97–108.
6. Михальченко Г. С., Юршин А. С. Оценка износа колес грузового тепловоза с радиальной установкой колесных пар // Вестник БГТУ. – 2007. – № 2 (14). – С. 39–43. EDN: KWBKRT.
7. Kraft, K. Die Haftreibung. Elektrische Bahnen. 1968. Heft 6, pp. 142–150; Heft 7, pp. 161–170; Heft 8, pp. 190–198; Heft 9, pp. 214–219.
8. Измеров О. В., Литвинов А. Т., Акишин Е. П., Вербер Ф. Г., Лысак В. А., Авраменко В. С., Власов В. И., Кочергин В. В. Динамические нагрузки в тяговом приводе тепловоза 2ТЭ121 // Результаты испытаний тепловоза 2ТЭ121: Тр. ВНИТИ. – 1985. – Вып. 62. – С. 119–130.
9. Евстратов А. С. Экипажные части тепловозов. – М.: «Машиностроение», 1987. – 136 с.
10. Воробьев В. И., Антипин Д. Я., Копылов С. О., Измеров О. В., Шорохов С. Г., Маслов М. А., Ашуркова С. Н. Патент на полезную модель № 185449, Российская Федерация, СПК В61С 9/38 (2006.01). Устройство для крепления тягового электродвигателя локомотива к раме тележки / Оpubл. 05.12.2018. Бюл. № 34. [Электронный ресурс]: <https://www1.fips.ru/ofpstorage/Doc/1ZPM/RUNWU1/000/000/000/185/449/%D0%9F%D0%9C-00185449-00001/document.pdf>. Доступ 25.01.2024.
11. Антипин Д. Я., Космодамианский А. С., Измеров О. В., Борзенков М. И., Маслов М. А., Новиков А. С., Самотканов А. В. Патент на полезную модель № 187685, Российская Федерация, СПК В61С 9/38 (2006.01). Устройство для крепления тяговых электродвигателей локомотива к раме двухосной тележки / Оpubл. 14.03.2019. Бюл. № 8. [Электронный ресурс]:





<https://www1.fips.ru/ofpstorage/Doc/IZPM/RUNWU1/000/000/000/187/685/%D0%9F%D0%9C-00187685-00001/document.pdf>. Доступ 25.01.2024.

12. Иванов В. Н., Иванов В. В., Панов Н. И., Третьяков А. П. Конструкция и динамика тепловозов / Под ред. проф., д-ра техн. наук В. Н. Иванова. – 2-е изд., доп. – М.: Транспорт, 1974. – 336 с.

13. Бирюков И. В., Беляев А. И., Рыбников Е. К. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог. – М.: Транспорт, 1986. – 256 с.

14. Сергиенко П. Е., Остапенко В. М. Экспериментальные исследования тягового привода электровоза ВЛ84 // Электровозостроение. – 1982. – Т. 22. – С. 115–125.

15. Лысак В. А. Крутильные колебания колесных пар локомотивов, возникающие при боксовании // Исследование динамики локомотивов. Тр.ВНИТИ. – 1996. – Вып. 22. – С. 108–113.

16. Измеров О. В., Кошелев А. В., Чвала А. Н. Проблема воспроизводимости результатов натурных экспериментальных исследований трибологических свойств системы «колесо – рельс» в условиях глобализации рынка рельсовых транспортных средств // Мир транспорта и технологических машин. – 2011. – № 3 (34). – С. 28–34. EDN: OXSSXX.

17. Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов: Монография. / Под общ. ред. С. М. Куценко. – Харьков: «Вища школа», 1978. – 97 с.

18. Пузанов В. А., Цейтлин Е. Л. Динамические качества рессорного подвешивания тепловоза 2ТЭ121 // Сб. «Результаты испытаний тепловоза 2ТЭ121» под ред. Л. К. Добрынина. Труды ВНИТИ. – 1985. – Вып. 62. – С. 117–118.

19. Филонов С. П., Литвинов А. Т., Добрынин Л. К., Колесин Ю. В. Характеристики и основные конструктивные решения тележек тепловоза 2ТЭ121 // Сб. «Результаты испытаний тепловоза 2ТЭ121» под ред. Л. К. Добрынина. Труды ВНИТИ. – 1985. – Вып. 62. – С. 49–60.

20. Космодамианский А. С., Воробьев В. И., Измеров О. В., Шевченко Д. Н., Расин Д. Ю. Двухшаровые сферические резинометаллические шарниры и проблемы расчета их характеристик // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). – 2022. – Т. 81. – № 2. – С. 114–124. DOI: 10.21780/2223-9731-2022-81-2-114-124.

21. Воробьев В. И., Стриженок А. Г., Измеров О. В. Поиск новых конструктивных схем редукторного и безредукторного тягового привода локомотива с частичным обрессориванием масс // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2016. – № 1 (49). – С. 16–21. DOI: 10.12737/18171.

22. Воробьев В. И., Злобин С. Н., Измеров О. В. [и др.] Применение классификаций для поиска новых технических решений: Монография. – Орёл: ОГУ

имени И. С. Тургенева, 2022. – 189 с. ISBN: 978–5–9929–1173–2.

23. Воробьев В. И., Измеров О. В., Новиков В. Г., Вдовин А. В., Бондаренко Д. А., Новиков А. С., Воробьев Д. В. Патент на полезную модель № 164797, Российской Федерация, МПК В61С 9/48. Тяговый привод локомотива / Опубл. 20.09.2016, бюл. № 26. [Электронный ресурс]: <https://new.fips.ru/Archive4/PAT/2016FULL/2016.09.20/DOC/RUNWU1/000/000/000/164/797/DOCUMENT.PDF>. Доступ 25.01.2024.

24. Воробьев В. И., Антипин Д. Я., Космодамианский А. С., Измеров О. В., Маслов М. А., Копылов С. О. Патент на полезную модель № 189364, Российской Федерация, СПК В61С 15/08 (2013.01). Тяговый привод локомотива / Опубл. 21.05.2019, бюл. № 15. [Электронный ресурс]: https://patents.s3.yandex.net/RU189364U1_20190521.pdf. Доступ 25.01.2024.

25. Воробьев В. И., Антипин Д. Я., Измеров О. В., Маслов М. А., Шевченко Д. Н. Патент РФ на полезную модель № 206748. СПК В61С 9/38 (2021.08); В61С 9/48 (2021.08) Тяговый привод локомотива / Опубл. 24.09.2021, бюл. № 27. [Электронный ресурс]: https://patents.s3.yandex.net/RU206748U1_20210924.pdf.

26. Космодамианский А. С., Измеров О. В., Копылов С. О., Воробьев В. И., Корчагин В. О., Пугачев А. А., Капустин М. Ю., Самотканов А. В., Шевченко Д. Н., Николаев Е. В., Карлов А. Е. Патент РФ на полезную модель № 215944. СПК В61С 9/50. Тяговый привод локомотива / Опубл. 11.01.2023, бюл. № 2. [Электронный ресурс]: https://patents.s3.yandex.net/RU215944U1_20230111.pdf. Доступ 25.01.2024.

27. Космодамианский А. С., Пугачев А. А., Воробьев В. И., Измеров О. В., Николаев Е. В. Применение агрегатных тяговых приводов для локомотивов с повышенными тяговыми свойствами // Транспорт Урала. – 2023. – № 2 (77). – С. 41–48. [Электронный ресурс]: [https://www.usurt.ru/uploads/main/0df/65364a3a4d5ef/TU_2\(77\)_2023_PDF_A.pdf](https://www.usurt.ru/uploads/main/0df/65364a3a4d5ef/TU_2(77)_2023_PDF_A.pdf) [полный текст выпуска]. Доступ 23.12.2023.

28. Злобин С. Н., Воробьев В. И., Измеров О. В., Копылов С. О., Николаев Е. В. Патент РФ на полезную модель № 223262. СПК В61С 9/50, В61F 15/16. Тяговый привод локомотива / Опубл. 09.02.2024, бюл. № 4. [Электронный ресурс]: https://www.elibrary.ru/download/elibrary_60789731_72152078.PDF. Доступ 25.01.2024.

29. Карлов А. П. Совершенствование конструкции упругих элементов экипажной части тепловоза серии ТЭ33А для улучшения динамических показателей / Дисс... докт. философии (PhD). – Алматы: Международный транспортно-гуманитарный университет, 2024–131 с. [Электронный ресурс]: <https://official.satbayev.university/download/documentPhd/36064/Dissertation.pdf?ysclid=m17x05e9i5174433636>. Доступ 25.01.2024. ●

Информация об авторах:

Космодамианский Андрей Сергеевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой тягового подвижного состава Российской открытой академии транспорта Российского университета транспорта, Москва, Россия, askosm@mail.ru.

Воробьев Владимир Иванович – кандидат технических наук, доцент кафедры подвижного состава железных дорог Брянского государственного технического университета, Брянск, Россия, vladimvorobiev@yandex.ru.

Измеров Олег Васильевич – соискатель кафедры подвижного состава железных дорог Брянского государственного технического университета, Брянск, Россия, izmerov@yandex.ru.

Николаев Евгений Владимирович – доцент кафедры тягового подвижного состава Российской открытой академии транспорта Российского университета транспорта, Москва, Россия, work-otc@yandex.ru.

Шевченко Дмитрий Николаевич – старший преподаватель кафедры тягового подвижного состава Российской открытой академии транспорта Российского университета транспорта, Москва, Россия, shevchenkodn.roat@ya.ru.

Статья поступила в редакцию 14.12.2023, одобрена после рецензирования 15.02.2024, принята к публикации 29.02.2024.