

ОСОБЕННОСТИ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ И НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ТЯГОВЫХ ТРАНСМИССИЙ ТРОЛЛЕЙБУСОВ

Канд. техн. наук **А.И. САФОНОВ**
Белорусский НТУ (8.017. 292-84-37)

Предложена классификация, проанализированы кинематические схемы и конструкции трансмиссий троллейбусов. Рассмотрены особенности режимов нагружения трансмиссий троллейбусов. Рассмотрены тенденции и определены задачи развития трансмиссий троллейбусов.

Ключевые слова: тяговая трансмиссия, троллейбус, нагруженность трансмиссии.

Safonov A.I.
FEATURE OF LOADING MODE AND DIRECTIONS OF IMPROVEMENT OF TROLLEYBUS TRACTION TRANSMISSIONS

Classification was proposed and kinematic schemes and designs of trolleybus transmissions were analyzed. Features of loading modes of trolleybus transmissions were considered. Trends were analyzed and tasks of development of trolleybus transmissions were identified.

Keywords: transmission, trolleybus, loading transmission.

Один из наиболее экологически чистых видов городского пассажирского транспорта — троллейбус. Причем это утверждение соответствует истине даже с учетом полного энергетического цикла (см. таблицу) [1].

Три четверти троллейбусных транспортных сетей находятся в странах Центральной и Восточной Европы и странах СНГ. В Республике Беларусь семь таких транспортных сетей, которые являются важ-

ной частью транспортной системы страны. Минск занимает второе место в мире по длине троллейбусных контактных сетей (698 км), а с помощью троллейбусов там перевозится более 200 млн пассажиров в год [2]. Поэтому исследования, направленные на повышение эффективности и безопасности пассажирских перевозок с помощью троллейбусов, а также вопросы развития самих троллейбусов весьма актуальны для Минска и Республики Беларусь в целом. Следует также отметить, что предприятие "Белкоммунмаш" — одно из крупных производителей троллейбусов в странах ближнего и дальнего зарубежья.

После завершения процесса формирования концепции троллейбуса необходимо решить ряд вопросов, связанных с выбором типа,

конструкции и параметров тяговой трансмиссии, основываясь при этом на анализе ее функциональной эффективности, экономичности и надежности.

Как известно, к трансмиссии транспортной машины предъявляются следующие требования: возможность реализации требуемого диапазона изменения скорости выходного звена при минимальных размерах и массе; высокие компоновочные и коммутационные возможности; минимальные потери мощности при ее трансформации и передаче; относительная простота и невысокая стоимость изготовления и технического обслуживания; высокие значения показателей надежности; минимальный шум.

По способу передачи и трансформирования энергии трансмиссии транспортных средств и городского транспорта в частности делятся на механические, гидромеханические и электромеханические. Механические трансмиссии содержат лишь шестеренные и фрикционные устройства и обладают рядом преимуществ: высокий КПД, более высокие значения показателей надежности, относительная простота в изготовлении и техническом обслуживании. К их недостаткам относятся ступенчатость изменения скорости выходного звена и, как следствие, более частая эксплуатация двигателя внутреннего сгорания не на номинальном режиме, а также относительная сложность компоновки и коммутации элементов трансмиссии. В основе гидромеханических трансмиссий — либо гидродинамический преобразователь энергии (гидротрансформатор) и механические

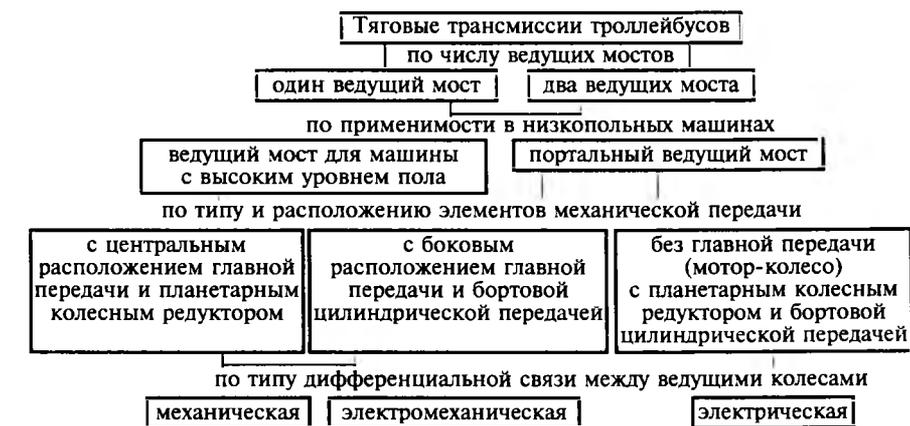


Рис. 1. Классификационная схема тяговых трансмиссий

кие редукторы, либо объемные гидромеханические передачи. Гидродинамическая передача, как известно, снижает динамические нагрузки, действующие на агрегаты трансмиссии и двигатель, повышая тем самым их надёжность, однако сама обладает невысоким КПД и малым диапазоном изменения скорости выходного звена. Это вынуждает применять совместно с гидротрансформатором механические трех- или четырехдиапазонные коробки передач. Кроме того, для таких трансмиссий необходимо иметь специальную систему охлаждения и подпитки гидроагрегата, что увеличивает общие габариты трансмиссии и усложняет ее техническое обслуживание, а без специальных фрикционов эти трансмиссии не могут обеспечить торможение двигателем. В объемных гидромеханических трансмиссиях отсутствуют недостатки, присущие механическим и гидродинамическим агрегатам. Их основа — объемная передача, обеспечивающая достаточно широкий диапазон бесступенчатого изменения скорости выходного звена. Она позволяет отказаться от муфты сцепления и коробки передач. Однако меньший (по сравнению с механическими) КПД и относительно высокая стоимость сдерживают их широкое применение.

Электромеханическая трансмиссия состоит из тягового электродвигателя (электродвигателей), получающего энергию от дизель-генераторной, аккумуляторной или конденсаторной установки либо от контактной сети, и механических редукторных узлов. Этим трансмиссиям присущи те же положительные

качества, что и гидромеханическим трансмиссиям. Кроме того, их проще автоматизировать и включать в состав объединенных автоматических систем управления и обеспечения активной безопасности транспортной машины. А интенсивное развитие электротехнической промышленности в части создания электрических накопителей, асинхронных электроприводов существенно упрощает задачу создания высокоэкономичных гибридных транспортных средств с электромеханическими трансмиссиями.

Таким образом, очевидно превосходство электромеханических тяговых приводов, применяемых не только в троллейбусах и трамваях, но и в составе гибридных трансмиссий автобусов. Именно электромеханические трансмиссии позволяют в конечном итоге повысить экономичность и безопасность городского транспорта прежде всего за счет минимальных потерь энергии при ее трансформации и накоплении в режиме рекуперативного торможения.

Из-за различий вариантов общей структуры тягового привода основу современных трансмиссий троллейбусов могут составлять либо ведущий мост (мосты) с пониженной (портальной) или непониженной балкой, содержащий механический дифференциал, колесный или бортовой редуктор и главную передачу, имеющую центральное или смещенное (боковое) расположение; либо конструкции "мотор-колесо", содержащие колесные и бортовые редукторы.

В этой связи тяговые трансмиссии троллейбусов можно классифицировать (рис. 1) по числу ведущих

Загрязняющие вещества	Глобальные выбросы, г/км		
	автобус	троллейбус ¹	троллейбус ²
SO ₂	1,7	0,86	0,43
NO ₂	24,2	1,31	0,66
CO	4,8	0,61	0,31
CO ₂	1314	912	456
Сажа	0,5	0,25	0,13

¹ — электрическая энергия произведена на ТЭЦ;
² — электрическая энергия произведена на ГЭС.

мостов или колес; применимости для низкопольных машин; типу и расположению элементов механических редукторов; типу дифференциальной связи между ведущими колесами.

В схемах с механическим дифференциалом крутящий момент тяго-

вого электродвигателя через карданную и главную передачи, дифференциал, полуоси и планетарные колесные редукторы передается на ведущие колеса моста (рис. 2). Следует отметить, что использование компактных планетарных колесных редукторов с относительно большим

передаточным числом позволяет уменьшить размеры главной передачи. Для мостов с непониженной балкой характерно центральное расположение дифференциала, одинаковые полуоси и, как следствие, практически симметричная динамическая нагруженность элементов трансмиссии по бортам. Однако такой мост и соответствующая схема не могут быть применены для более современных низкопольных троллейбусов, так как требуют для своего размещения одноуровневое расположение осей ведущих колес и балки моста.

В настоящее время все производители городского подвижного состава перешли на низкопольные модели машин, практически "вытеснившие" машины с высоким уровнем пола. Это заставило конструкторов существенно изменить компоновку подвижного состава, конструкцию и схемные решения (рис. 3, 4) его ведущих мостов. Так, в схемах с механическим дифференциальным приводом тяговый электродвигатель сместили с осевой линии машины к левому борту, иногда его размещают не перпендикулярно оси ведущего моста, а под некоторым углом. Балки мостов получили так называемую порталную форму за счет применения бортовой цилиндрической передачи 6 (см. рис. 3), что позволило понизить уровень пола над ведущим мостом. Центральный конический редуктор, как и тяговый электродвигатель, сместился к левому ведущему колесу (см. рис. 3). Кроме того, благодаря бортовой передаче в этой схеме предоставилась возможность отказаться от дорогостоящих планетарных колесных редукторов.

В схемах с электрической дифференциальной связью крутящий момент на каждое ведущее колесо передается от отдельного тягового электродвигателя через бортовую цилиндрическую передачу и планетарный колесный редуктор (см. рис. 4), однако связь (согласование) между двигателями колес осуществляет электрическая система управления. Наличие здесь и бортового, и колесного редукторов обусловлено необходимостью обеспечения относительно большого передаточного числа (20...25) всей передачи при требуемой компактности мотор-колесной

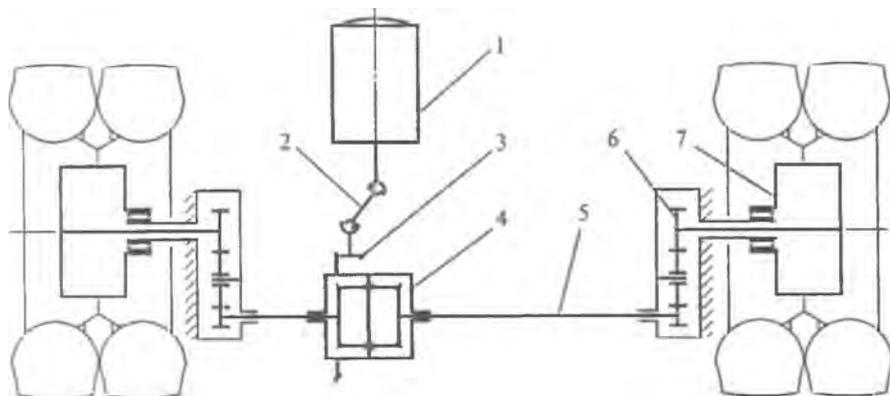


Рис. 2. Схема привода колес с механическим дифференциалом:

1 — тяговый электродвигатель; 2 — карданная передача; 3 — главная передача; 4 — межколесный дифференциал; 5 — полуось; 6 — планетарный колесный редуктор; 7 — ведущее колесо

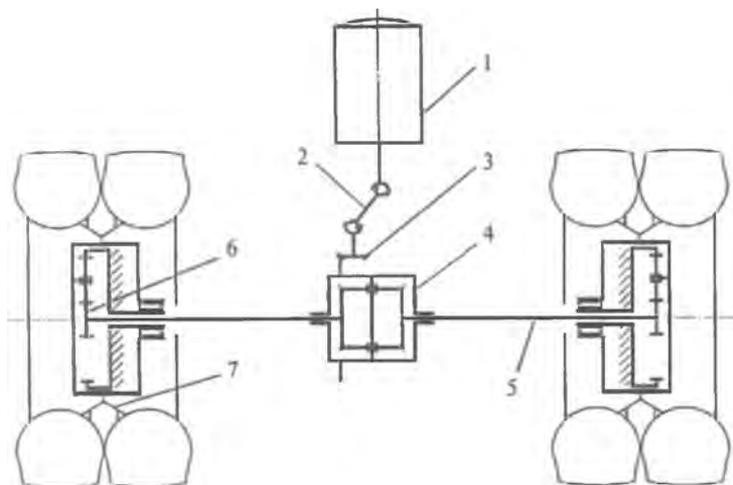


Рис. 3. Схема привода колес порталного моста с механическим дифференциалом:

1 — тяговый двигатель; 2 — карданная передача; 3 — главная передача; 4 — дифференциал; 5 — длинная полуось; 6 — бортовая цилиндрическая передача; 7 — ведущее колесо

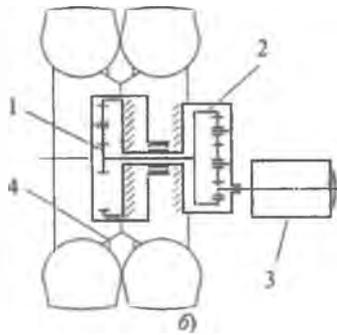
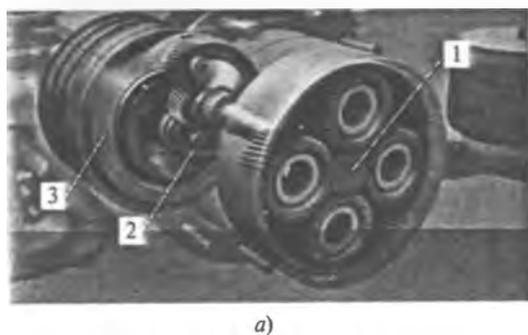


Рис. 4. 3D модель (а) и схема (б) привода мотор-колесной конструкции для порталного моста:

1 — колесный планетарный редуктор; 2 — бортовая цилиндрическая передача; 3 — тяговый электродвигатель; 4 — ведущее колесо

конструкции. Такое передаточное число вызвано невысокими на сегодняшний день значениями отношения тягового момента к единице объема и массы электродвигателей. В противном случае увеличение момента "приведёт" к повышению размеров двигателя, что также недопустимо в компактном мотор-колесном узле. В данной схеме бортовая передача также позволяет расположить двигатель ниже оси колес, тем самым получить конструкцию порталного моста.

По числу ведущих мостов наибольшее распространение как на двухосных, так и на трехосных троллейбусах получили тяговые передачи с одним ведущим мостом. Для повышения тягово-сцепных свойств прежде всего сочлененных машин применяются схемы с двумя ведущими мостами с непониженной балкой (см. рис. 2), порталной формы (см. рис. 3) или используется мотор-колесный привод (см. рис. 4). В схемах привода колес двух ведущих мостов с механическими дифференциалами дифференциальная связь между ведущими колесами — электромеханическая (механическая — между колесами каждого моста и электрическая — между двигателями мостов).

Очевидно, что наиболее прогрессивной по степени универсальности, компоновочным качествам, легкости интеграции в автоматические системы управления и системы рекуперации энергии, обеспечению экономичности и безопасности движения троллейбуса является схема привода ведущих колес, в которой колесо, тяговый электродвигатель, редуктор и другие узлы объединяются в один агрегат — электромотор-колесо или просто мотор-колесо (см. рис. 4). Общий вид индивидуального колесного привода предыдущего поколения фирмы "Цанрад-фабрик" представлен на рис. 5, а, а с новой конструкцией порталного моста с мотор-колесным приводом можно ознакомиться на сайте компании [3].

Альтернативой мотор-колесному приводу, по утверждению некоторых авторов [4], может стать колесный вариатор специальной конструкции. В схеме с вариатором (рис. 5, б) благодаря малым осевым размерам конструкции, при сохранении низ-

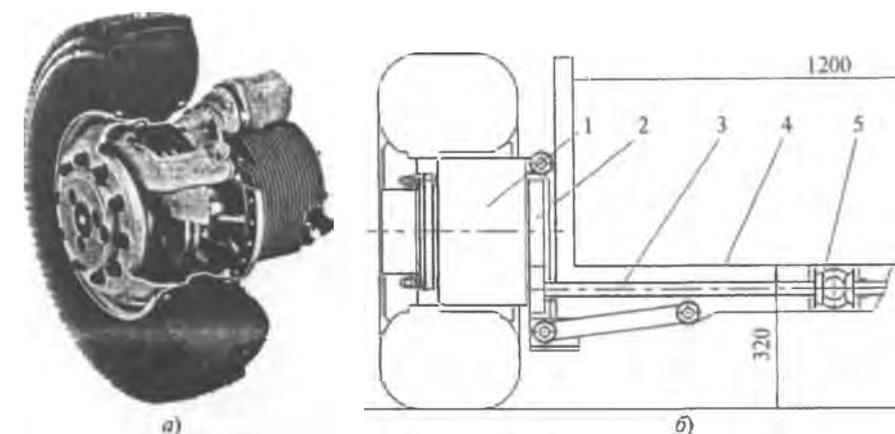


Рис. 5. Мотор-колесо для транспортных машин (а) и схема компоновки автобуса с колесным вариатором (б):

1 — колесный вариатор; 2 — качающийся цилиндрический редуктор; 3 — полуось; 4 — кузов; 5 — главная передача

кого уровня пола, можно увеличить примерно на 300 мм ширину прохода в салоне. При этом не используются тяговые двигатели мотор-колесного привода, повышается диапазон изменения крутящего момента, обеспечивается высокое передаточное число, что позволит использовать быстроходные малогабаритные двигатели и главную передачу с малыми радиальными габаритами [4].

Как показал анализ возможных вариантов применения вспомогательных силовых установок на троллейбусах (дизель-генераторные, аккумуляторные, конденсаторные установки), их использование не требует изменения рассмотренных выше схем и конструкций тяговых трансмиссии, а в автономном режиме движения они снижают нагруженность элементов передачи.

Следует отметить, что в настоящее время наблюдается устойчивая тенденция в разработке различных конструкций колесного узла, содержащего не один, а набор электродвигателей, расположенных в ступице колеса. Электродвигатели, помимо обеспечения тягового привода колес, способствуют замене традиционных пневмо- и гидроприводов электроприводами системы подвески, рулевого управления и тормозных систем, тем самым повышая степень унификации и снижая потери энергии, затрачиваемой на привод этих узлов. Однако такие конструкции в силу их малой удельной мощности пока планируются к применению только на легковых автомобилях. Так, компанией

"Вольво" предложена конструкция автономного колесного узла (Autonomous Corner Module) [5, 6]. В ней ступица активно управляется с помощью трех рычагов, закрепленных на кузове автомобиля (рис. 6). Верхний рычаг управляет вертикальной нагрузкой на колесо, а два нижних отвечают за функции рулевого управления и величину углов установки колеса. Верхний рычаг при этом соединен с упругим 1 и демпфирующим 2 (амортизатором) элементами, регулирующими жесткость подвески в зависимости от загрузки автомобиля. Два нижних рычага соединены с линейными системами позиционирования (двигатель постоянного или переменного тока, редуктор и выдвигной шток) и перемещаются перпендикулярно продольной оси автомобиля.



Рис. 6. Конструкция автономного колесного узла "Вольво":

1 — упругий элемент с изменяемой жесткостью; 2 — амортизатор; 3 — тормозной механизм; 4 — ступица колеса с тяговым электродвигателем; 5 — привод рулевого управления; 6 — рессора

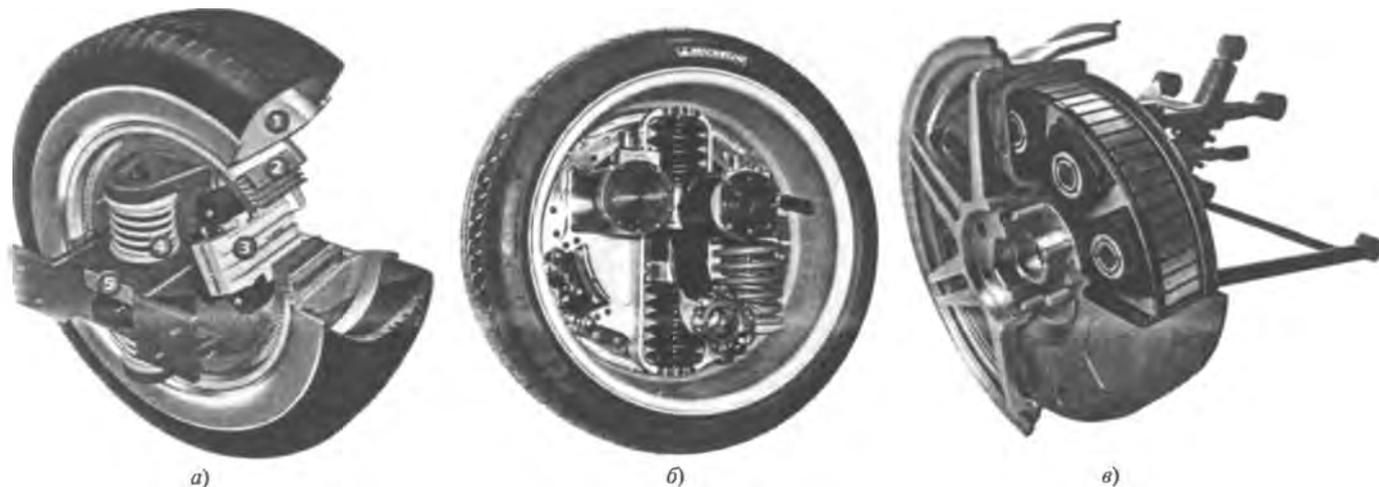


Рис. 7. Колесный узел фирмы "Сименс" (а), автономное колесо "Мишлен" (б), мотор-колесо PD18 (в):

1 — обод колеса; 2 — встроенный электродвигатель; 3 — тормозной механизм Electronic Wedge Brake — EWB; 4 — активная подвеска; 5 — электропривод рулевого управления

В 2006 г. компания "Сименс" представила похожую концептуальную разработку автономного колесного узла eCopper (рис. 7, а) [7]. Электродвигатель в этом колесном узле располагается непосредственно на ободе самого колеса и способен работать не только при разгоне, но и при торможении (как генератор — регенерируя электроэнергию и заряжая батареи). По информации компании, КПД у подобного электродвигателя может достигать 96 %.

Если тормозного момента двигателя недостаточно, то остановить автомобиль помогут дисковые тормозные механизмы с электронным управлением (EWB). Подвеска у колесного узла также встроенная. Она снабжена датчиками, которые постоянно следят за давлением в шинах и определяют уровень сцепления колеса с опорной поверхностью. В соответствии с показателями этих датчиков электроника настраивает подвеску так, чтобы автомобиль сохранял устойчивость и высокую плавность хода. При этом подвеска узла снабжена компактными электродвигателями, которые поворачивают колеса вокруг вертикальной оси независимо друг от друга. Например, все четыре колеса автомобиля можно повернуть в одну сторону, и автомобиль поедет боком. Кроме того, возможность управлять каждым колесом отдельно значительно повышает устойчивость автомобиля при маневрировании.

Компания "Мишлен" также активно работает в этом направлении,

и уже представила свой прототип конструкции автономного колесного узла (Michelin Active Wheel System) (рис. 7, б) [8].

Компания "Протен Электрик" разрабатывает и производит полностью интегрированные электрические безредукторные мотор-колеса PD18 размером 18 дюймов семейства "Протен Драйв" (рис. 7, в) [9]. Каждое мотор-колесо оснащается встроенным инвертором и процессором, который через шину CAN связан с блоком управления системой (System ECU), синхронизирующей работу всех четырех мотор-колес шасси. В случае отказа одного, двух и даже трех колес компьютер мгновенно перераспределяет нагрузку на оставшиеся. При этом электромобиль не столь динамичен, но сохраняет приемлемую управляемость. Процесс торможения управляется встроенным электронным блоком. Когда водитель нажимает на тормозную педаль, контроллер тормозной системы определяет возможность торможения за счет переключения мотор-колес в режим генератора. Работая в этом режиме, мотор-колесо может быть также задействован в процесс рекуперации энергии. Механические тормозные механизмы при необходимости обеспечивают дополнительное тормозное усилие или полностью заменяют электрические компоненты при их отказе. Инженеры "Протен" утверждают, что каждое колесо предлагаемого привода, работая в индивидуальном режиме в зависимости

от внешних условий и нагрузки, обеспечивает наилучшую управляемость электромобиля и эффективность регенеративного торможения в сравнении с традиционными механическими приводами, имеющими один ведущий электродвигатель.

Очевидно, что при наличии автономных колесных узлов, подобных рассмотренным, можно поворачивать и замедлять каждое колесо в максимальном соответствии с дорожными условиями и ситуацией, дополнительно задействуя при этом системы поддрессирования, тягового привода, рулевого управления.

Работы по применению так называемых автономных движителей, в частности при создании магистрального автопоезда модульной конструкции, ведутся и в Объединенном институте машиностроения Национальной академии наук Беларуси [10, 11].

Таким образом, очевидна перспективность применения, в том числе на троллейбусах, электромеханического привода на базе автономных мотор-колесных редукторных конструкций. Однако, наряду с этим, в настоящее время весьма актуальны вопросы повышения эффективности широко применяемых классических конструкций и схем, подобных приведенным на рис. 2 и 3. Эти приводы из-за относительно невысокой стоимости и приемлемой на сегодняшний день способности обеспечения требований, предъявляемым к трансмиссиям, остаются весьма востребованными в производстве

нерельсового городского транспорта. В этой связи актуальны анализ проблем, связанных с их использованием, и выявление путей их решения.

Следует отметить, что ведущие мосты троллейбусов и автобусов унифицированы. Их основное конструктивное отличие — большее передаточное число конической пары главной передачи троллейбуса из-за отсутствия коробки передач. Возможность бесступенчатого регулирования скорости ведущих колес и, как следствие, отсутствие в трансмиссии троллейбуса таких характерных для автобуса узлов, как сцепление и коробка передач, очевидно снижают динамическую нагрузку на элементы трансмиссии. Однако, с другой стороны, это делает трансмиссию троллейбуса более "жесткой" (с меньшим числом податливых элементов), что повышает динамическую составляющую ее нагрузки. Следует также учесть, что трансмиссия троллейбуса работает и в тормозном режиме, обеспечивая замедление двигателем почти до полной остановки машины, что также дополнительно нагружает элементы трансмиссии, к тому же, обратными по знаку моментами. Как показал дальнейший анализ работ, влияние этих очевидных особенностей на показатели эффективности и надежности трансмиссии всесторонне не исследовалось, и тем более не учитывалось при проектировании именно троллейбусной трансмиссии.

Так, в работе [10] в качестве одной из основных причин преждевременного выхода из строя деталей дифференциального механизма ведущего моста троллейбуса называется воздействие дополнительных динамических нагрузок в трансмиссии. К причинам их возникновения авторы относят особенности устройства трансмиссии городского электрического транспорта (например, отсутствие муфты сцепления), а также характер электрических процессов, происходящих в тяговом электродвигателе. Со ссылкой на опыт эксплуатации указывается, что тяговая передача может подвергаться воздействию хотя и кратковременных, но значительных по абсолютной величине вращающих моментов (например, пуск тягового электродвигателя, резкий разгон

или торможение и др.). Авторы отмечают, что мероприятия по повышению надежности дифференциального механизма должны быть направлены на увеличение работоспособности, прежде всего, полуосевых шестерен и их опорных шайб путем совершенствования конструкции и технологии их изготовления.

При расчетах для реальных условий эксплуатации первоочередной задачей является установление эксплуатационных нагрузочных режимов. Для этого используются квазистатические, кинематические и динамические модели машины [11].

Очевидно, что степень адекватности любой модели напрямую зависит от полноты и качества установления и описания вышеупомянутых эксплуатационных нагрузочных режимов, учитывающих или не учитывающих особенности конструкции, тягово-сцепные условия, скорость движения, интенсивность разгона и торможения, осевые нагрузки и число ведущих мостов, взаимодействие звеньев в шарнирно-сочлененных машинах, режим работы, особенности кинематической схемы трансмиссии, характеристики двигателя и элементов привода. В этой связи анализ нагруженности тягового привода автомобиля в зависимости от степени точности, адекватности и экономичности математической модели возможно проводить по трем расчетным режимам [12, 13]. В основе первого — расчётный момент на рассматриваемом валу трансмиссии, определяемый через максимальный момент двигателя. Во втором режиме расчётный момент находят по максимальному сцеплению ведущих колес с опорной поверхностью. Третий расчётный режим, наиболее адекватно учитывающий реальные динамические нагрузки, наблюдающиеся при переходных режимах движения машины, предусматривает определение момента с учетом коэффициента динамичности.

Если параметры первого и второго нагрузочных режимов могут быть определены достаточно просто, то расчёт максимальных динамических нагрузок (коэффициента динамичности) является сложной, но в то же время необходимой задачей, требующей моделирования реальных процессов, происходящих в трансмис-

сии и зависящих от перечисленных факторов.

Изучение динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля давно базируется на моделировании трансмиссии в виде упругой крутильной системы с сосредоточенными параметрами. Теоретические исследования, накопленные экспериментальные данные и усовершенствованные расчётные методы позволили решить на базе этих моделей ряд важных практических задач проектирования трансмиссий автомобилей и тем самым повысить их эксплуатационные свойства.

Широко известен разрабатываемый в ОИМ НАН Беларуси комплекс методик и пакетов программ по автоматизированному построению и расчётам трансмиссий мобильных машин [11, 14]. В их основу положены известные принцип регуляризации структурных схем и методика применения базовых (типовых) элементов, которые нацелены на создание именно универсальных и автоматизированных продуктов по проектированию.

Работы по исследованию нагруженности именно троллейбусных трансмиссий начали проводиться практически с момента создания первых троллейбусов. Наиболее известные среди них исследования 1950—1960-х годов И.С. Ефремова, В.Л. Марковникова и др. В них, в частности, отмечается, что для более полной, по сравнению со статическими методами, оценки действительных нагрузок, возникающих в трансмиссии троллейбуса при пуске, необходимо учитывать ударные моменты, связанные с поглощением кинетической энергии якоря тягового электродвигателя при выборе люфтов тяговой передачи. Наличие ударных моментов при этом объясняется, прежде всего, несовершенством преобладающих на тот момент реостатно-контактных систем управления тяговым двигателем, обеспечивающих скачкообразное (ступенчатое) нарастание тягового момента. Для подвижного состава, оборудованного системами плавного бесступенчатого изменения тяговой характеристики двигателя (тиристорно-импульсные системы управления), ударные нагрузки тяговой передачи практического влияния на прочность не имеют. Данные систе-

мы, вытесняемые в настоящее время еще более экономичными и совершенными цифровыми системами управления на IGBT-матрицах, позволяют задавать практически любой закон, в том числе любую бесступенчатую интенсивность изменения тока двигателя, сводя на нет влияние люфтов в передаче на ее нагруженность и обеспечивая при этом необходимые тягово-скоростные качества троллейбуса.

Один из вариантов решения проблемы динамической нагруженности трансмиссии троллейбуса, обозначенной вышеуказанными авторами, предлагается в работах [15, 16]. Объектом исследования в них также является троллейбус, оборудованный устаревшей реостатно-контактной системой управления. При этом учитываются люфты в трансмиссии троллейбусов, регламентируемые с 1970—1980-х годов, используется упрощенная двухмассовая расчетная схема с одним суммарным люфтом трансмиссии, не учитывающая рассеивание кинетической энергии в промежуточных звеньях передачи, накопленной при выборке отдельных люфтов.

Из сказанного выше следует, что исследования, посвященные снижению динамической нагруженности трансмиссии современных троллейбусов, оборудованных актуальными системами управления тяговым двигателем и учитывающих специфику работы трансмиссии не только в тяговом, но и в тормозном режимах, практически отсутствуют. А в отличие от нагрузочных режимов автомобилей в нагрузочных режимах троллейбусов, как уже отмечалось, присутствуют так называемые отрицательные (тормозные) моменты, доля которых составляет не менее 50 % от их общего количества, диапазон нагружающих моментов достигает значений от минус 1,8 до плюс 2 кН·м, а отдельные пиковые значения моментов — до 8 кН·м [17]. В связи с этим требуется корректировка существующих методик оценки надежности зубчатых зацеплений и других элементов трансмиссий троллейбусов.

Таким образом, в развитии тяговых трансмиссий троллейбусов очевидны следующие направления:

— применение конструкций портовых мостов и соответствующих

кинематических схем тяговой передачи;

— разработка и применение мотор-колесного привода как наиболее универсального, с высокими компоновочными качествами, "способного" к легкой интеграции в автоматические системы управления и системы рекуперации энергии, повышающего экономичность эксплуатации и безопасности движения троллейбуса;

— увеличение числа функций мотор-колесной конструкции и создание на ее основе "автономного колеса", являющегося, по сути, единой конструкцией, которая объединяет и согласует функции тяги, торможения, рекуперации энергии, подрессоривания и рулевого управления с целью повышения их эффективности при совместной реализации;

— повышение надежности трансмиссии за счет ее "адаптации" к "жесткости" тяговой передачи и к тормозному режиму эксплуатации.

Отмеченные направления, в свою очередь, потребуют от разработчиков согласование действий различных систем. Так, в первую очередь, возникает необходимость в объединенной системе управления и алгоритмах ее работы по совместному управлению тяговым двигателем, рабочей тормозной системой и системой рекуперации энергии. Следовательно, потребуются методики и модели для расчета нагруженности элементов трансмиссии, работающих в этих условиях эксплуатации (нагружения).

Проведенный в этой связи анализ работ в данном направлении показал, что в зависимости от целей исследований в известных математических моделях тяговых трансмиссий учитываются те или иные конструктивные особенности автомобиля, автомобиля-тягача, автобуса (число ведущих мостов, наличие межколесных дифференциалов, работа системы подрессоривания, схема межосевого привода, наличие прицепа или полуприцепа и др.) и их свойства. В то же время недостаточно полно разработаны математические модели, учитывающие одновременно указанные свойства. Практически отсутствуют математические модели, позволяющие исследовать тягово-скоростные качества троллейбуса, эффективность торможения

троллейбуса тяговым электродвигателем и торможения в режиме совместного использования тягового электродвигателя и рабочей тормозной системы. А дополнительные (в сравнении с автобусными) динамические нагрузки в трансмиссии троллейбуса вследствие обозначенных выше особенностей ее устройства и режимов эксплуатации подтверждают актуальность исследований и выявления путей снижения нагруженности элементов тяговой передачи.

Литература

1. Tica S. Development of trolleybus passenger transport subsystems in terms of sustainable development and quality of life in cities / S. Tica [and others] // International Journal for Traffic and Transport Engineering, 2011. — Vol. 1(4). — P. 196—205.
2. Khassiev, Y. Push forward your trolleybus system — Development and Trends / Y. Khassiev // Proc. of Trolley Marketing Symposium. — Lviv, Ukraine, 2011.
3. Electric Drive for Commercial Vehicles // ZF Friedrichshafen AG [Electronic resource]. — 2014. — Mode of access: http://www.zf.com/corporate/en/products/innovations/hybrid_technology/electric_drive_cv/electric_drive_cv.html. — Date of access: 20.05.2014.
4. Гулиа Н.В. Механическая бесступенчатая передача для грузовых автомобилей и автобусов. Перспективы использования / Н.В. Гулиа, А.Е. Власов, С.А. Юрков // Грузовик &. 1999. №12. С. 7—12.
5. Jonasson M. Autonomous Corner Modules as an Enabler For New Vehicle Chassis Solutions / M. Jonasson, S. Zetterström, A. Trigell. // Proc. of FISITA 2006 World Automotive Congress. — Yokohama, Japan. 2006. — 21 pp.
6. Wheel suspension arrangement in a vehicle: patent WO 00/38939 World Intellectual Property Organization / S. Zetterström; applicant Zetterström, Sigvard. — International Application Number PCT/SE99/02476; International Filing Date 23.12.1999; International Publication Date 06.07.2000 // International Bureau of World Intellectual Property Organization. — 2000. — 28 pp.
7. Воскресенский А. Изобрести колесо / А. Воскресенский, С. Знаемский // Авторевью. 2006. № 16. С. 11.
8. Michelin Active Wheel. Press Kit / Paris Motor Show. — Paris: WHO, 2008. — 56 pp.
9. The Effect of Hub Motors on Vehicle Dynamics // Protean Electric [Electronic resource]. — 2013. — Mode of access: <http://www.protean-electric.com/wp-content/uploads/2012/10/The-Effect-of-Hub-Motors-on-Vehicle-Dynamics.pdf>. — Date of access: 17.03.2013.
10. Скойбеда А.Т. Анализ надежности деталей дифференциального механизма ведущего моста городского троллейбуса / А.Т. Скойбеда, А.В. Илларионов // Республиканский межведомственный сборник научных трудов. — Минск: Машиностроение, 2005. — Том 2. — С. 29—32.
11. Высоцкий М.С. Расчеты кинематики, динамики и ресурса многомассовых систем мобильных машин: основные направления и перспективы развития / М.С. Высоцкий, В.Б. Альгин // Механика машин, механизмов и материалов. 2008. № 1. С. 17 — 23.

12. Высоцкий М.С. Грузовые автомобили: Проектирование и основы конструирования / М.С. Высоцкий, Л.Х. Гилелес, С.Г. Херсонский. — М.: Машиностроение, 1995. — 256 с.
 13. Ефремов И.С. Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта / И.С. Ефремов, Б.П. Гушо-Малков. — М., 1970. — 450 с.
 14. Альгин В.Б. Кинематический и динамический расчет трансмиссионных систем на основе регулярных структурных компонентов / В.Б. Альгин [и др.] // Теоретическая и прикладная механика: межвед. сб. науч.-метод. ст. / БНТУ. — Минск, 2006. — Вып. 21. — С. 67—77.
 15. Галямов П.М. Совершенствование алгоритма и системы управления тяговым электродвигателем троллейбуса с целью снижения динамических нагрузок в трансмиссии при трогании / П.М. Галямов, В.Б. Альгин // Современный транспорт и транспортные средства: проблемы, решения, перспективы. Материалы МНТК, посвященные 55-летию автотракторного факультета БНТУ. — Мн., 2007 — С. 15—19.
 16. Галямов П.М. Система управления тяговым электродвигателем, снижающая динамическую нагруженность трансмиссии троллейбуса / П.М. Галямов, А.Г. Ярусов // Автомобильная промышленность, 2008. № 5. С. 14—18.
 17. Руктешель О.С. Исследование нагруженности трансмиссии троллейбуса / О.С. Руктешель [и др.] // Вестник БНТУ. — 2006. № 6. С. 48—51.
-