

1. Кременец, Ю. А. Технические средства регулирования дорожного движения / Ю. А. Кременец, М. П. Печерский. – М.: Транспорт, 1981. – 137 с.

2. Автотранспортные потоки и окружающая среда / В. Н. Луконин [и др.]. – М.: Инфра-М, 2001. – 317 с.

Поступила 21.11.2008

УДК 629.113.62

## НАГРУЖЕННОСТЬ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ТЯГОВОГО ПРИВОДА ТРОЛЛЕЙБУСА

*Канд. техн. наук САФОНОВ А. И., инж. АВТУШКО С. В.*

*Белорусский национальный технический университет,  
РУП «Минский автомобильный завод»*

При расчетах для реальных условий эксплуатации первоочередной задачей является установление эксплуатационных нагрузочных режимов. Для этого используются квазистатические, кинематические и динамические модели машины [1].

Очевидно, что степень адекватности любой модели напрямую зависит от полноты и качества установления и описания упомянутых выше эксплуатационных нагрузочных режимов, учитывающих или не учитывающих особенности конструкции, тягово-сцепные условия, скорость движения, интенсивность разгона и торможения, осевые нагрузки и количество 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 троллейбуса в зависимости от степени точности, адекватности и экономичности математической модели возможно проводить по трем расчетным режимам [2–4]. В основе первого – расчетный момент на рассматриваемом валу трансмиссии, определяемый через максимальный момент двигателя. Во втором режиме расчетный момент определяется по максимальному сцеплению ведущих колес с дорогой. Третий расчетный режим, наиболее адекватно учитывающий реальные динамические нагрузки, наблюдающиеся при переходных режимах движения машины, предусматривает определение расчетного момента с учетом коэффициента динамичности  $k_d$ .

Если параметры 1-го и 2-го нагрузочных режимов установить достаточно просто, то определение максимальных динамических нагрузок (коэффициента  $k_d$ ) – сложная задача,

требующая моделирования реальных процессов, происходящих в трансмиссии и зависящих от перечисленных факторов.

Работы в данном направлении проводились практически с момента создания первых троллейбусов. Наиболее известны среди них – исследования 1950–1960-х гг. 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 [4]. Наличие ударных моментов при этом объясняется прежде всего несовершенством преобладающих на тот момент реостатно-контакторных систем управления тяговым двигателем, обеспечивающих скачкообразное (ступенчатое) нарастание тягового момента. Для современного же подвижного состава (1970-е гг.), оборудованного системами плавного бесступенчатого изменения тяговой характеристики двигателя (тиристорно-импульсные системы управления (ТИСУ)), ударные нагрузки тяговой передачи практического влияния на прочность не имеют [4]. Данные системы, 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 предлагается в [5]. Однако объектом исследования в ней также является троллейбус, оборудованный устаревшей реостатно-контактной системой управления, учитываются люфты в трансмиссии троллейбусов, регламентированные с 1970–1980-х гг., используется упрощенная двухмассовая расчетная схема с одним суммарным люфтом трансмиссии, не учитывающая рассеивание кинетической энергии

в промежуточных звеньях передачи, накопленной при выборке отдельных люфтов.

Таким образом, исследования, посвященные снижению динамической нагруженности трансмиссии современных троллейбусов, оборудованных актуальными системами управления тяговым двигателем, учитывающие 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 присутствуют так называемые отрицательные (тормозные) моменты, доля которых составляет не менее 50 % от их общего количества [6]. В связи с этим требуется корректировка существующих методик оценки надежности зубчатых зацеплений и других элементов трансмиссий троллейбусов.

Основная задача данной статьи – анализ результатов исследований динамики современных троллейбусов с учетом специфики их конструкций и эксплуатационных режимов с целью дальнейшего определения расчетных динамических моментов и выработки рекомендаций по снижению нагруженности элементов в механической передаче тягового привода.

Помимо отмеченных выше факторов при разработке расчетной схемы и математической модели учитывались наиболее неблагоприятные с точки зрения нагруженности режимы работы троллейбуса и вводился без существенной потери адекватности ряд допущений: наибольшие динамические нагрузки в трансмиссии возникают при резком трогании с места с быстрым нарастанием тягового момента двигателя (за 0,5–1,5 с); при торможении троллейбуса мо-

гут возникать большие динамические нагрузки на участке силовой передачи между тормозным механизмом и тяговым двигателем в силу относительно большого момента инерции последнего; при наличии в приводе симметричного дифференциального разветвления потока мощности величины моментов в правой и левой ветвях считать идентичными; троллейбус в целом и тяговый привод как составная часть являются системами с распределенными параметрами, но при разработке расчетной схемы с целью упрощения без потери адекватности, трансмиссия представляется в виде колебательной системы с дискретными параметрами (основанием для возможности дискретизации является наличие в трансмиссиях выраженного дискретного спектра собственных частот колебаний в диапазоне до 200 Гц); тягач и прицеп имеют симметричную относительно продольной плоскости, проходящей через их центр масс, развесовку и не совершают поперечных колебаний; массы переднего, заднего мостов тягача и моста прицепа рассматриваются как точечные массы, совершающие движения вдоль вертикальной оси и имеющие одну степень свободы; тягач и прицеп движутся прямолинейно; жесткостные характеристики шин и подвески линейны и пропорциональны их деформации.

Разработанная математическая модель [7, 8], учитывающая выше обозначенные обстоятельства, позволяет оценивать тягово-скоростные свойства троллейбуса, а также исследовать нагруженность его трансмиссии. Данная модель, особенностью которой является сочетание механической трансмиссии, не содержащей коробки передач и фрикционных элементов, и тягового электродвигателя, а также учитывающая перераспределение по мостам сцепного веса, включает в себя три основные подсистемы. Первая подсистема моделирует поступательное движение троллейбуса и учитывает его колебательный характер, т. е. жесткостные и демпфирующие свойства не только подвески, но и тягово-сцепного устройства. Вторая – представляет собой математическую модель трансмиссии, а третья – моделирует работу тягового электродвигателя.

Обоснование и описание тяговых характеристик двигателя вида  $M_{дв} = f(\omega_{дв})$  (зависи-

мость момента от угловой скорости) рассматривались в [9]. Эта зависимость достаточно точно описывает характеристики двигателей троллейбусов,

что в дальнейшем позволит оценить точность и адекватность всей комплексной математической модели на основании сравнительного анализа результатов моделирования и экспериментальных исследований. Интенсивность нарастания тягового момента во времени при трогании троллейбуса описывалась дополнительно.

Широко известен разрабатываемый в ОИМ НАН Беларуси комплекс методик и пакетов программ по автоматизированному построению и расчетам трансмиссий мобильных машин [1, 10]. В их основу положены известные принцип регулярности структурных схем и методика применения базовых (типовых) элементов [10–12], которые нацелены на создание именно универсальных и автоматизированных продуктов по проектированию. В этой связи представляется возможным автоматизировать с их помощью проектирование и расчет в том числе трансмиссии троллейбуса. А предложенная выше динамическая модель может служить некоторым дополнением, учитывающим специфику троллейбуса и облегчающим процесс проектирования. При необходимости с помощью разработанного математического описания можно дополнить базы данных (элементов, характеристик и т. п.) имеющихся программных продуктов, особенно в части моделирования: характеристик электродвигателя [9] в тяговом и тормозном режимах; специфической для сочлененного троллейбуса расчетной схемы; режимов совместной работы рабочей и вспомогательной тормозных систем.

Результаты теоретических исследований, полученных в ходе реализации описанной выше комплексной математической модели, представлены на рис. 1–3.

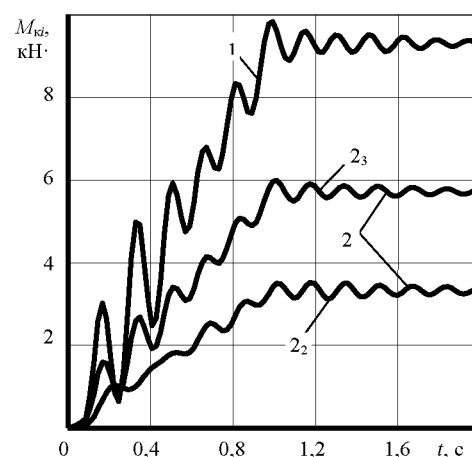


Рис. 1. Изменение тягового момента на одном из ведущих колес трехосного сочлененного троллейбуса полной массы: 1 — один (третий) ведущий мост; 2 — два (2<sub>2</sub> — второй; 2<sub>3</sub> — третий) ведущих моста

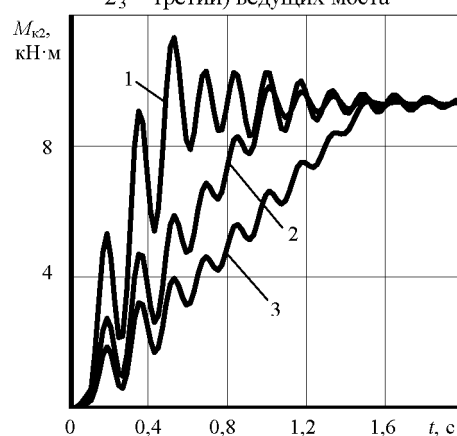
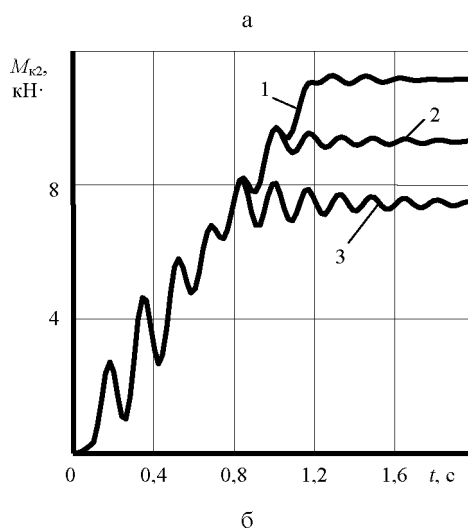


Рис. 2. Изменение тягового момента на одном из ведущих колес трехосного сочлененного троллейбуса полной массы с одним (вторым) ведущим мостом при различном времени  $t_n$  нарастания момента двигателя: 1 —  $t_n = 0,5$  с; 2 — 1,0; 3 — 1,5 с



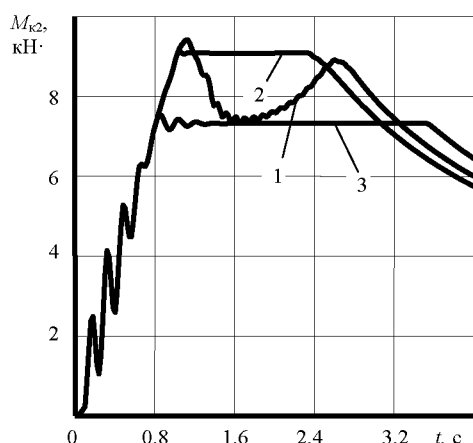


Рис. 3. Изменение тягового момента на одном из ведущих колес трехосного сочлененного троллейбуса с одним (вторым) ведущим мостом при максимальном крутящем моменте двигателя, равном: 1 – 2400 Н·м; 2 – 2000; 3 – 1600 Н·м; а – полная масса троллейбуса, б – снаряженная масса

Как показал анализ, наибольшие по величинам крутящие моменты, нагружающие элементы ведущих мостов, как и предполагалось, имеют место при трогании троллейбуса с полной загрузкой.

Следует отметить, что динамические моменты в элементах тягового привода имеют колебательный затухающий характер. Вследствие высокой жесткости тягового привода качественный характер изменения моментов во всех элементах имеет идентичный характер, и разница заключается лишь в количественных значениях пиковых нагрузок. При этом пиковые значения не всегда пропорциональны передаточным отношениям, а, как показали исследования, определяются соотношениями инерционных и жесткостных характеристик.

Исследованиями установлено, что введение в трансмиссию дополнительного демпфера практически не влияет на характер изменения и величины максимальных динамических нагрузок (разница 2–3 %). Это связано с достаточно высокими значениями инерционных характеристик звеньев системы, относительно высокими жесткостями и короткими ветвями распределения момента двигателя к колесам.

В этом смысле силовые передачи автомобиля, имеющие большое число динамических звеньев и податливостей (сцепление, коробка передач и пр.), являются более чувствительными к изменению характеристик динамической системы.

Анализ результатов также показал, что максимальные нагрузки существенным образом зависят от наличия второго ведущего моста (рис. 1) и интенсивности разгона, которая при моделировании задавалась временем выхода тягового двигателя на максимальный крутящий момент (рис. 2) и величиной этого момента (рис. 3). Так, при сравнении нагруженности трансмиссии троллейбусов с одним и двумя ведущими мостами (рис. 1, 2) очевидна меньшая нагрузка последних как в начальный, так и в установившийся периоды разгона в силу распределения тягового усилия на два моста. Так, коэффициент динамичности  $k_d$ , определяемый отношением максимального значения момента к его установившемуся значению, снижается с 1,065 (рис. 1, кривая 1) до 1,034 (рис. 1, кривые 2<sub>3</sub> и 2<sub>2</sub>), а установившееся значение момента на одном из ведущих колес снижается с 9,3 до 5,8 кН·м на третьем и до 3,4 кН на втором мосту (рис. 1).

Как видно из рис. 2, со снижением интенсивности разгона (увеличением времени нарастания  $t_n$  тягового момента двигателя до максимального значения) величина динамических моментов, нагружающих детали тягового привода троллейбуса, также снижается. При этом в случае  $t_n \geq 1,5$  с практически отсутствуют колебания крутящего момента в тяговом приводе троллейбуса. Коэффициент  $k_d$  снижается с 1,21 при  $t_n = 0,5$  с до 1,05 при  $t_n = 1$  с (рис. 2). Следует также отметить равнозначность, с точки зрения нагруженности привода, трансмиссий со 2-м или 3-м ведущим мостом сочлененного троллейбуса (рис. 1, кривая 1, рис. 2, кривая 2), так как максимальные и установившиеся значения моментов в этих случаях практически одинаковы ( $k_d = 1,05$ – $1,065$ ;  $M_{ki} = 9,3$ – $9,38$  кН·м). Невысокие значения  $k_d$  (от 1,034 до 1,065) при нарастании тягового момента до максимального значения за время, большее 1–1,5 с, дают основание утверждать, что нагруженность трансмиссии в этих случаях с достаточной степенью точности можно оценить, используя статические модели.

Величина максимально ограничиваемого момента  $M_{дв.маx}$  двигателя оказывает очевидное влияние на нагрузку тягового привода, а также на ее продолжительность (рис. 3). Так, с повышением  $M_{дв.маx}$  пропорционально увеличивается установившееся значение момента на ведущем колесе, однако продолжительность его

действия в силу тяговой характеристики двигателя сокращается. В свою очередь, снижение загрузки троллейбуса в этой ситуации может привести к повышенному буксованию ведущих колес и, как следствие, к изменению характеристики нагруженности (рис. 3б, кривая 1).

Адекватность разработанной математической модели подтверждается результатами дорожных испытаний троллейбуса, оборудованного ТИСУ, проведенными испытательным центром РУП «МАЗ» с целью исследования нагруженности трансмиссии. Отдельные результаты этих исследований опубликованы в [6], а также представлены на рис. 4. Сравнительный анализ диаграммы на рис. 4 и кривой 3 на рис. 2, полученной при моделировании аналогичных схемы и условий эксплуатации (процесс трогания троллейбуса при одинаковой интенсивности нарастания тягового момента), показал качественное соответствие (одинаковые показатели переходного процесса) зависимостей, смоделированных и полученных экспериментально. Количественное же различие между ними объясняется прежде всего исследуемыми элементами трансмиссии (ведущее колесо – при моделировании и полуось – в эксперименте), разделенными колесным редуктором, передаточное отношение которого и определяет эту разницу.

## ВЫВОДЫ

1. Разработанная математическая модель, обладающая высокой степенью адекватности, может быть использована при оценке динамической нагруженности трансмиссии троллейбусов и формировании алгоритмов оптимальной работы систем управления тяговым и тормозным приводами.

2. В исследованиях нагруженности трансмиссии троллейбуса при условии плавного нарастания тягового момента при трогании с достаточной степенью точности можно использовать статические модели.

3. Для снижения нагруженности элементов трансмиссии троллейбуса необходимо: обеспечить в меру более плавное (за 1,0–1,5 с) нарастание тягового момента двигателя; предпочтительно использовать схему трансмиссии с двумя ведущими мостами; предусмотреть наименьшее максимально установленное зна-

чение тягового момента двигателя, но при этом обеспечивающее тягово-скоростные свойства машины.

4. Полученные в ходе моделирования значения динамических моментов, действующих в трансмиссии троллейбуса, можно использовать в расчетах ее отдельных элементов на прочность.

Проведенные исследования являются частью комплекса научно-исследовательских работ, проводимых кафедрой «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» БНТУ с 1997 г. в рамках хоздоговорной и госбюджетной тематики по разработке тяговых и тормозных приводов нерельсового городского электрического транспорта. Результаты проведенных исследований, в частности по снижению динамической нагруженности трансмиссии за счет формирования оптимальной характеристики двигателя, используются УП «Белкоммунмаш» и могут быть использованы другими предприятиями автомобилестроения при создании и совершенствовании тяговых и тормозных приводов пассажирских и грузовых транспортных средств, оборудованных электромеханической трансмиссией.

## ЛИТЕРАТУРА

1. **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.
2. **Богдан, Н. В.** Троллейбус. Теория, конструирование, расчет / Н. В. Богдан, Ю. Е. Атаманов, А. И. Сафонов; под ред. Н. В. Богдана. – Минск: Ураджай, 1999. – 345 с.
3. **Высоцкий, М. С.** Грузовые автомобили: проектирование и основы конструирования / М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес, С. Г. Херсонский. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.
4. **Ефремов, И. С.** Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта / И. С. Ефремов, Б. П. Гуцо-Малков. – М., 1970. – 450 с.
5. **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, посвященной 55-летию автотракторного факультета БНТУ*. – Минск, 2007. – С. 15–19.
6. **Исследование** нагруженности трансмиссии троллейбуса / О. С. Руктешель [и др.] // *Вестник БНТУ*. – 2006. – № 6. – С. 48–51.

7. Сафонов, А. И. Комплексная математическая модель для исследования тягово-скоростных свойств и нагруженности трансмиссии троллейбуса / А. И. Сафонов, С. Н. Новицкий // Вестник БГПА. – 2002. – № 1. – С. 50–52.

8. Богдан, Н. В. Повышение устойчивости движения сочлененного троллейбуса при торможении тяговым электродвигателем / Н. В. Богдан, А. И. Сафонов, А. С. Поварехо // Весті Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2000. – № 4. – С. 56–61.

9. Сафонов, А. И. Алгоритм оценки механической характеристики тягового электродвигателя / А. И. Сафонов // Автомобильная промышленность. – 2005. – № 8. – С. 33–36.  
УДК 621.8

10. Кинематический и динамический расчет трансмиссионных систем на основе регулярных структурных компонентов / В. Б. Альгин [и др.] // Теоретич. и прикл. механика: межвед. сб. науч.-метод. ст. / БНТУ. – Минск, 2006. – Вып. 21. – С. 67–77.

11. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. – Минск: Дизайн ПРО, 1997. – 640 с.

12. Альгин, В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В. Б. Альгин. – Минск: Наука і тэхніка, 1995. – 256 с.

Поступила 20.01.2009

## ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ ДИВЕРСИФИКАЦИИ ГРАЖДАНСКОЙ ТЕХНИКИ В ТЕХНИКУ ВОЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

*Канд. техн. наук, доц. КОТЛОБАЙ А. Я., докт. техн. наук КОРОБКИН В. А.,  
канд. воен. наук, доц. ТАМЕЛО В. Ф., КОСТКО Ю. В., КОНДРАТЬЕВ С. В.*

*Белорусский национальный технический университет*

На заседании 1-го съезда ученых Беларуси секции по военно-техническим проблемам были рассмотрены вопросы развития и модернизации военной техники, использования технологий двойного применения. Диверсификация гражданской техники в военную является одним из основных направлений в модернизации военно-инженерной, автомобильной и бронетанковой техники. В статье сделана попытка провести анализ и выработать рекомендации по решению этих проблем.

Парк машин инженерного вооружения Вооруженных Сил Республики Беларусь укомплектован техникой производства Советского Союза. Согласно существовавшей региональной специализации промышленности основной объем военной техники производился на предприятиях, удаленных от границ единого государства. Существенную роль в размещении специализированных производств играла географическая близость мест добычи и переработки сырьевых ресурсов: металла, энергоресурсов. Все производства военной техники размещались на территории РСФСР, УССР (ныне Российской Федерации и Украины).

Разработка новых военных технологий активно финансировалась, что позволяло поддерживать военно-технический потенциал страны на высоком уровне.

На территории Беларуси размещались военные группировки, оснащенные современной техникой, а также специализированные производства компонентов вооружения. Предпочтение отдавалось созданию средств наведения, отдельных приборов, комплектующих. На машиностроительных предприятиях выпускались базовые шасси широкой гаммы машин, производилась сборка мобильных систем различного назначения. При этом авиационное производство, производство бронетехники, систем вооружения, боеприпасов и т. д. на территории нашей республики не разворачивалось.

Распад Советского Союза и появление ряда «демократических» доктрин в 1990-е гг. существенно снизили военно-технический потенциал Российской Федерации и Беларуси, привели к ликвидации ряда производств военной техники, способствовали перепрофилированию предприятий военно-промышленного комплекса.

Современное политическое руководство России активно реанимирует военно-промышленный комплекс, финансирует разработку и производство новейших систем вооружения.

На современном этапе строительства Вооруженных Сил Республики Беларусь придется сталкиваться с решением задач поддержания боеготовности техники. При анализе