

УДК 629.114.2.001.063 (075.8)

АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ ПРИВОДА КОЛЕС ПРИЦЕПНЫХ ЗВЕНЬЕВ АКТИВНЫХ АВТОПОЕЗДОВ

д.т.н. Горелов В.А., Чудаков О.И.МГТУ им. Н.Э. Баумана
8(917)516-09-26, ochi88@mail.ru

В статье представлены материалы аналитического обзора, посвященного реализации привода колес прицепных звеньев активных автопоездов в отечественном и зарубежном автомобилестроении. Приведена краткая информация, касающаяся разработанной математической модели прямолинейной динамики седельного автопоезда с активным прицепным звеном.

Ключевые слова: активный автопоезд, трансмиссия, индивидуальный привод, проходимость, математическая модель, имитационное моделирование

Одним из важных направлений развития отечественного автомобилестроения является разработка новых и модернизация существующих специальных транспортных средств повышенной проходимости. Значительная часть разрабатываемых месторождений нефти и газа находится в труднодоступных районах Крайнего Севера и Дальнего Востока, в условиях “вечной мерзлоты” и бездорожья, в связи с чем, транспортное обеспечение их разведки, обустройства и обслуживания весьма затруднено. Колесные машины повышенной и высокой проходимости находят также активное применение при решении транспортных задач других отраслей экономики страны, и конечно, незаменимы при обеспечении обороноспособности.

Особая роль в решении проблем, связанных с перевозкой грузов в условиях бездорожья, отводится специальным внедорожным автопоездам [1]. Однако рост перевозок с помощью автомобильных поездов существенным образом сдерживается их недостаточной проходимостью и невозможностью в связи с этим широко применения в районах с неразвитой дорожной сетью.

В [2] отмечается, что для повышения проходимости большегрузных и длиннобазных автопоездов недостаточно иметь только тягач повышенной (или даже высокой) проходимости, необходимо также обеспечить активизацию колес прицепных звеньев, т.е. иметь систему

повышения сцепного веса автопоезда при преодолении наиболее трудных по проходимости участков дороги и местности, а также при движении в условиях гололеда.

Активизация осей прицепов и полуприцепов позволяет без существенных усложнений и изменений конструкции решить проблему повышения проходимости, в том числе при использовании серийных моделей тягачей.

Привод активных прицепных звеньев может быть постоянного и периодического действия. Приводы постоянного действия имеют относительно малое распространение и применяются главным образом на большегрузных многозвенных автопоездах. На двухзвенных автопоездах обычно используются приводы периодического действия (бустерного типа) [3]. По типу трансмиссии системы привода активных осей прицепных звеньев подразделяют на механические, гидрообъемные и электрические.

Возможны две конструктивные схемы механического привода: с передачей крутящего момента обычной карданной передачей и через шкворень седельно-сцепного устройства. Существенным недостатком первой схемы является ограничение угла складывания между тягачом и полуприцепом предельно допустимыми углами карданных шарниров (до 45°), что значительно ухудшает маневренные свойства. Такой привод находит широкое применение в активных автопоездах с одноосными тягачами.

Для улучшения маневренности автопоездов с передачей крутящего момента карданной передачей британская компания Multidrive использует сцепное устройство с двойным механизмом сочленения (рис. 1). Для устранения необходимости работы карданной передачи на критических углах введен поворотный стол задней тележки полуприцепа. Такое сцепное устройство обеспечивает повышенные углы продольной (до $\pm 15^\circ$), поперечной (до $\pm 10^\circ$) и горизонтальной (до $\pm 100^\circ$) гибкости.

Отбор мощности для привода колес прицепного звена при такой схеме осуществляется от заднего моста тягача, который выполняется проходным. Для обеспечения подвода дополнительного момента на задние ведущие мосты модернизации требует также раздаточная коробка тягача. Схема компоновки агрегатов трансмиссии активного автопоезда (8Ч8) с приводом прицепа такого типа представлена на рис. 2.

Как показывает опыт компании Multidrive [4], такой тип привода наиболее рационален для автопоездов с колесной формулой 8Ч8.

Недостатком схемы является уязвимость элементов привода прицепного звена при движении по пересеченной местности, а также сложность операций сцепки и расцепки.

В нашей стране работы над созданием активных автопоездов велись с конца 50-х годов. Наиболее распространен в те годы был механический привод колес прицепного звена через шкворень седельно-сцепного устройства. В результате разработок советских автозаводов и СКБ были изготовлены различные образцы активных двухзвенных автопоездов военного назначения [5], некоторые примеры представлены на рис. 3. После испытаний ряда экспериментальных конструкций наиболее эффективными были признаны автопоезда с колесной формулой 10х10, состоявшие из трехосных полноприводных седельных тягачей и активных двухосных полуприцепов со всеми ведущими односкатными колесами.

Отбор мощности обычно осуществляется от раздаточной коробки тягача. Далее крутящий момент передается через специальное проходное опорно-сцепное устройство и си-



а

б

Рис. 1. Активные автопоезда компании Multidrive:

а – транспортер танков МТМ30-40; б – сельскохозяйственная машина М8-40 8х8

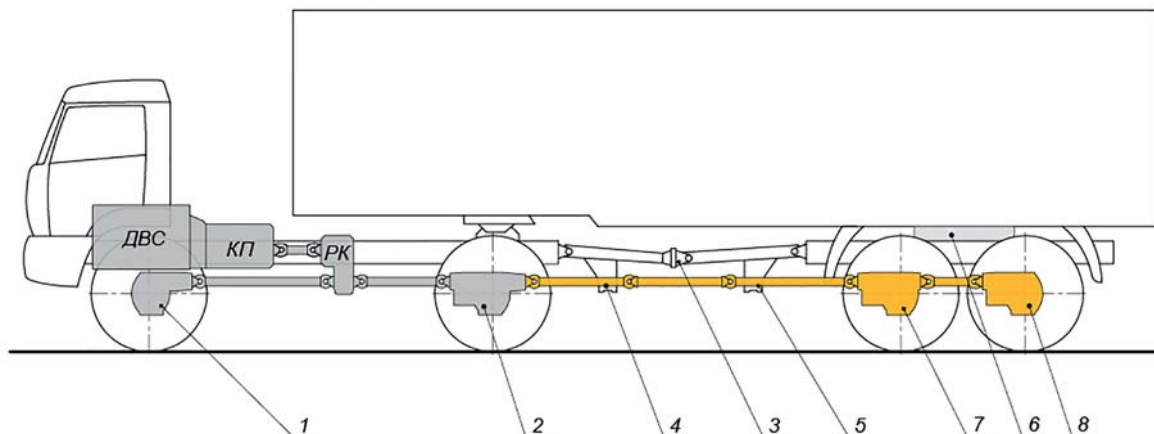


Рис. 2. Компоновка агрегатов привода типа «Multidrive»:

1, 2 – ведущие мосты тягача; 3 – механизм сочленения; 4, 5 – промежуточные опоры; 6 – поворотный механизм; 7, 8 – ведущие мосты полуприцепа

стему угловых (конических) редукторов и карданных валов на ведущие мосты полуприцепа, ходовая часть которых унифицирована с тягачами (поэтому общее передаточное число привода для прицепного звена должно быть таким же, как и для тягача). Схема компоновки активного автопоезда (10Ч10) с механическим приводом представлена на рис. 4.

Для включения привода предусмотрены две муфты: одна на коробке отбора мощности, другая перед тележкой полуприцепа. В обычных условиях движения обе муфты выключены, в результате чего нет потерь на холостое вращение редукторов. Привод необходимо включить для преодоления автопоездом особо трудных участков местности, где происходит движение на пониженных передачах. После прохождения этих участков привод необходи-

мо отключить для предотвращения циркуляции мощности между тягачом и полуприцепом.

Такой тип привода имеет следующие недостатки:

- применение нестандартного опорно-сцепного устройства, которое не предусматривает возможность расцепления звеньев автопоезда и замены прицепного состава;
- значительное количество угловых редукторов и карданных валов, увеличивающих массу привода;
- кинематические несоответствия при вращении колес тягача и прицепного состава и проблемы оптимального перераспределения необходимых сил тяги и торможения на каждое колесо автопоезда, особенно заметные на ровной дороге, при поворотах и торможении.



а



б



в



г

Рис. 3. Активные автопоезда с механическим приводом полуприцепа:
а – НАМИ-058С; б – БАЗ-6009; в – Урал-44201-862А; г – КрАЗ-260Д-9382

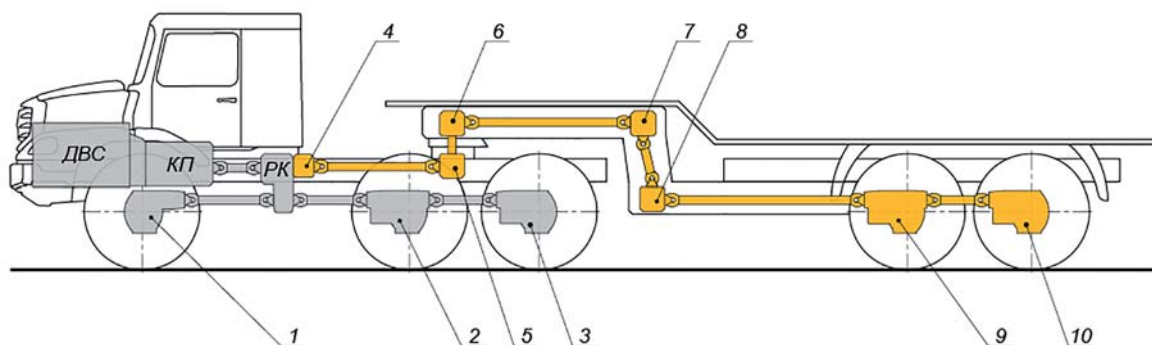


Рис. 4. Компоновка агрегатов механического привода полуприцепа:

1, 2, 3 – ведущие мосты тягача; 4 – коробка отбора мощности; 5, 6, 7, 8 – угловые редукторы; 9, 10 – ведущие мосты полуприцепа

Широкое применение для активизации колес прицепных звеньев в отечественном и зарубежном автомобилестроении находит гидрообъемный привод. Использование гидрообъемного привода для активных автопоездов по сравнению с применением механического имеет следующие преимущества [6]:

- устойчивость работы при малых скоростях и больших нагрузках;
- удобство компоновки агрегатов привода;
- легкость и простота реверсирования (позволяет производить «раскачку» застрявшего транспортного средства);
- надежная защита от перегрузок (с помощью предохранительных клапанов и ограничителей давления).

По данным фирмы Sisu автопоезд, оснащенный объемной гидравлической трансмиссией, развивает тягу на 25% выше и преодолевает подъем в 1,5 раза круче, чем без нее [6].

Схемы гидрообъемных приводов активных колес прицепных звеньев делятся на два основных типа: «гидровал» и «гидромотор-колесо». В СССР был распространен привод типа «гидровал». Примеры автопоездов, выполненных по такой схеме, представлены на рис. 5.

В таких конструкциях гидропривод выполняет функции карданных валов, обеспечивая подвод крутящего момента на ведущие мосты прицепного звена [7]. Компоновка агрегатов привода типа «гидровал» приведена на рис. 6. Особенностью такого привода является широкое использование стандартных агрегатов. Однако из-за малого количества гидроагрегатов (один насос и один мотор) значительная часть привода приходится на механические агрегаты (главные передачи, дифференциалы, карданные передачи). При данной компоновке для повышения проходимости должна быть реализована возможность блокировки межколесных дифференциалов в мостах прицепного звена автопоезда.

На современном этапе технического развития реализация гидропривода происходит по схеме типа «гидромотор-колесо». В таком случае гидромотор встраивается в каждый из движителей. Примеры автопоездов приводом «гидромотор-колесо» представлены на рис. 7.

В системе гидропривода типа «гидромотор-колесо» один гидронасос обслуживает несколько гидромоторов. Компоновка агрегатов привода типа «гидромотор-колесо» приведена



Рис. 5. Активные автопоезда с гидрообъемным приводом полуприцепа:
а – ЗИЛ-137; б – МАЗ-7410-9988

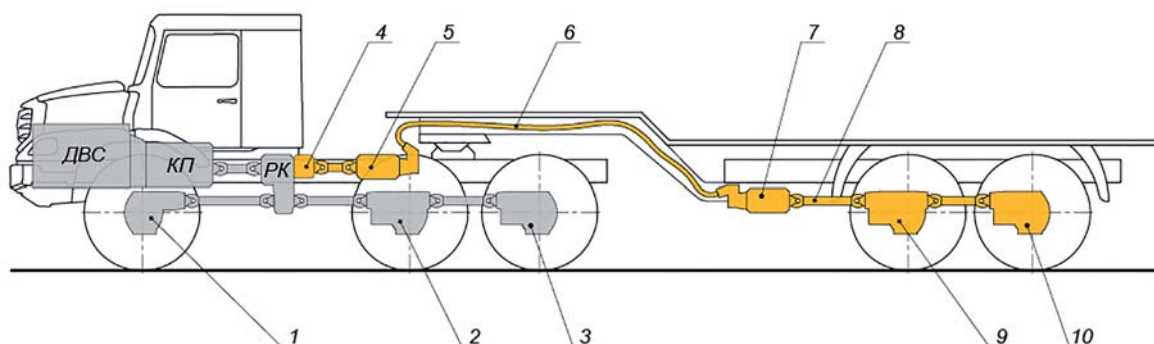


Рис. 6. Компоновка агрегатов гидрообъемного привода полуприцепа типа «гидровал»:
1, 2, 3 – ведущие мосты тягача; 4 – коробка отбора мощности; 5 – насос; 6 – гибкие шланги;
7 – гидромотор; 8 – вал привода полуприцепа; 9, 10 – ведущие мосты полуприцепа

на рис. 8. Преимуществом такой схемы является возможность реализации индивидуального привода колес прицепного звена в зависимости от условий движения.

Для привода колес применяют гидромоторы двух типов: низкооборотные высокомоментные радиально-поршневые (например, фирм Sisu и Poclain) и высокооборотные аксиально-поршневые (фирм Sundstrand и Bosch Rexroth). Достоинством радиально-поршневых гидромоторов является возможность передачи больших крутящих моментов и устойчивой работы под нагрузкой при малых оборотах (7...10 об/мин), что позволяет упростить конструкцию мотор-колеса, поскольку исключается необходимость в колесном редукторе. Аксиально-поршневые гидромоторы имеют меньший диаметр, чем радиально-поршневые, поэтому их используют при малом диаметре ступицы колеса. Под нагрузкой минимально устойчивые обороты такого гидромотора находятся в пределах 100...150 об/мин, поэтому требуется установка понижающего колесного редуктора.

Особенностью гидрообъемной трансмиссии является то, что она работает в достаточно узком диапазоне скоростей движения машины, что объясняется рабочими процессами объемных гидромашин [8]. Скоростной диапазон работы гидропривода лесовоза фирмы Sisu составляет 10% от всего скоростного диапазона машины; на автопоезде ЗИЛ-137 гидропривод работает только при движении со скоростью не более 7 км/час. В конструкции трансмиссий предусматривается блокирование системы управления гидрообъемной трансмиссии, исключающее ее применение на более высоких скоростях.

Использование гидропривода носит ограниченный характер по следующим причинам:

- КПД меньше, чем у механического привода (вследствие двойного преобразования энергии);
- сложность эксплуатации в условиях низких температур (для поддержания работоспособности необходимо постоянно прокачивать рабочую жидкость, что приводит к большим барботажным потерям);



Рис. 7. Активные автопоезда с гидрообъемным приводом полуприцепа типа «гидромотор-колесо»: а – FAUN SLT; б – полуприцеп «НАМИ-Сервис» с тягачом КамАЗ-44108

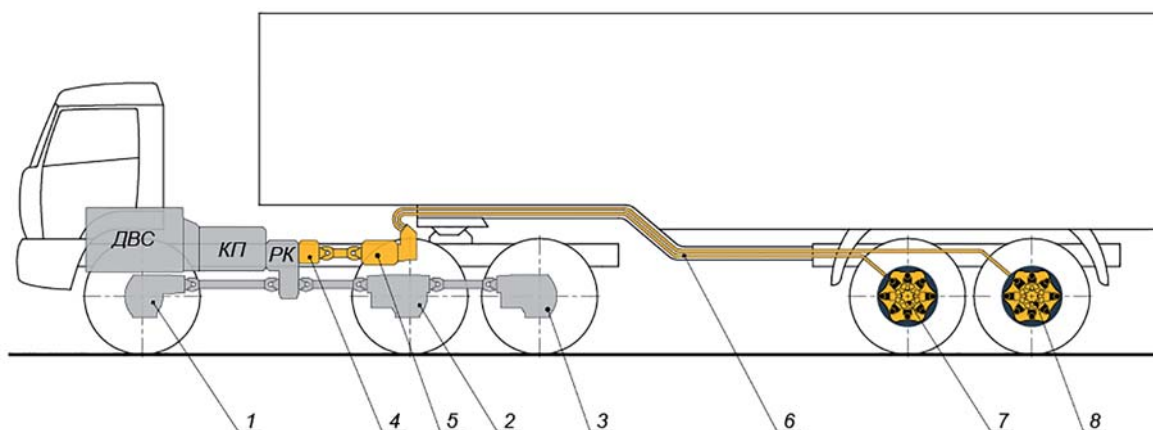


Рис. 8. Компонетка агрегатов гидрообъемного привода полуприцепа типа «гидромотор-колесо»: 1, 2, 3 – ведущие мосты тягача; 4 – коробка отбора мощности; 5 – насос; 6 – гибкие шланги; 7, 8 – гидромотор

- большая себестоимость по сравнению с механическим приводом;
- ограниченная возможность применения в длинномерных автопоездах (из-за больших потерь в трубопроводах).

Наиболее рациональной для многоприводных колесных машин считается электрическая трансмиссия [6]. Электрической называется передача, в которой преобразование факторов силового потока приводного двигателя машины (ДВС) во всем диапазоне регулирования осуществляется электрическим трансформатором крутящего момента. Простейший трансформатор состоит из двух электрических машин, одна из которых работает в режиме генератора, а другая – в режиме электродвигателя. Если в такой передаче установлены ступенчатые (фрикционно-зубчатые) редукторы или другие механические распределяющие механизмы, то она называется электромеханической.

Важным свойством электромеханических трансмиссий является возможность индивидуального управления режимами работы каждого из колесных движителей в соответствии с условиями их движения и состояния опорной поверхности.

Для активизации колес прицепа или полуприцепа автопоезда с тягачом, обладающим серийным приводом, применяют электрический привод периодического действия (рис. 9), который используют при движении на низших передачах. Для снижения потерь при движении на более высоких передачах необходимо разрывать кинематическую связь между колесом и звеньями редуктора с тяговым электродвигателем.

Электрические трансмиссии с приводом постоянного действия применяются на полноприводных автопоездах с большим числом ведущих осей (рис. 10).

При движении в тяжелых дорожных условиях или с полной нагрузкой все электромотор-колеса реализуют мощность, передаваемую от ДВС и генератора, и сцепные свойства автопоезда используются полностью. При движении таких автопоездов по дорогам с усовершенствованным покрытием и с неполным грузом необходимая сила тяги машины значительно уменьшается. В этих условиях целесообразно отключать часть электромотор-колес.

Отличительной особенностью использования активных автопоездов является наличие в

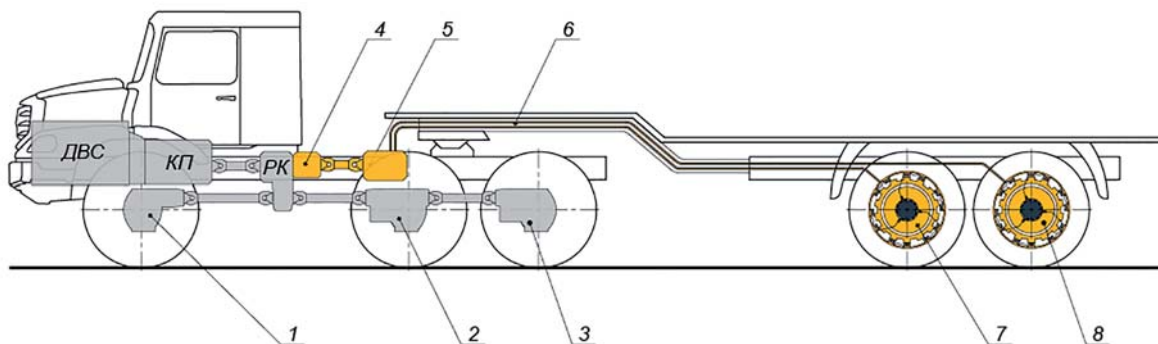


Рис. 9. Компоновка агрегатов электрического привода полуприцепа:

- 1, 2, 3 – ведущие мосты тягача; 4 – коробка отбора мощности; 5 – генератор;
6 – силовые провода; 7, 8 – электромотор-колесо



Рис. 10. Активные автопоезда с электрическим приводом полуприцепа:

- а – Terex, транспортер под МБР МХ; б – LeTourneau TC-497

каждый конкретный момент большого количества возможных комбинаций режимов работы ведущих колес, зависящее от характера распределения мощности между двигателями автопоезда. Это сказывается на тягово-скоростных свойствах, проходимости и экономичности автопоезда.

Доказано [9], что при осуществлении индивидуального управления каждым приводным двигателем можно обеспечить необходимое значение тяги при минимальных энергозатратах. На основании вышесказанного можно сделать заключение, что одной из актуальных задач по обеспечению опорной проходимости автопоезда с активным прицепом или полуприцепом и индивидуальным приводом колес является разработка системы распределения мощности с целью реализации потенциальных возможностей двигателя. Для решения этой задачи создана математическая модель движения активного двухзвенного седельного автопоезда, отличающаяся учетом влияния изменяющейся в процессе движения вертикальной силы в опорно-цепном устройстве на определение нормальных реакций тягача и полуприцепа. Расчетная схема движения автопоезда, представленная на рис. 11, принята с учетом характера решаемой задачи и описывается соответствующими уравнениями движения (1) [10].

$$\begin{cases} m_1 \cdot \dot{V}_1 = \sum_{i=1}^3 R_{xi} - m_1 \cdot g \cdot \sin \alpha - P_w - P_{kr}; \\ m_2 \cdot \dot{V}_2 = \sum_{i=4}^6 R_{xi} - m_2 \cdot g \cdot \sin \alpha + P_{kr}; \\ J_{ki} \cdot \dot{\omega}_i = M_{ki} - R_{xi} \cdot r_d - M_{fi}, \end{cases} \quad (1)$$

где: $i = 1..6$; m_1 и m_2 – масса тягача и прицепа, соответственно; \dot{V}_1 и \dot{V}_2 – продольное ускорение центра масс тягача и прицепа, соответственно; R_{xi} – продольная реакция колеса с опорным основанием; J_{ki} – момент инерции i -го колеса; $\dot{\omega}_i$ – угловое ускорение i -го колеса; M_{ki} – крутящий момент, подводимый к i -му колесу; r_d – расстояние от оси колеса до поверхности дороги; M_{fi} – момент сопротивления качению i -го колеса; g – ускорение свободного падения; α – угол наклона опорной поверхности; P_{kr} – сила на крюке; P_w – сила сопротивления воздуха.

Связь тягача и прицепа реализуется через силу на крюке, которая определяется по зависимости (2) [10]:

$$P_{kr} = (X_{CT} - X_{CПp}) \cdot C + (V_{XT} - V_{XПp}) \cdot B, \quad (2)$$

где: C – коэффициент жесткости сцепного устройства в продольном направлении; B – коэффициент сопротивления демфера сцепного устройства в продольном направлении; X_{CT} – координата центра масс тягача по оси X ; $X_{CПp}$ – координата центра масс прицепа по оси X ; V_{XT} – скорость центра масс тягача; $V_{XПp}$ – скорость центра масс прицепа.

Численное моделирование движения автопоезда проводилось в пакете Simulink системы Matlab. Описанная выше математическая модель была реализована в виде блок-схемы, состоящей из трех основных блоков (рис. 12) [10]: «Тягач» (car), в котором моделируется движение автомобиля-тягача; «Прицеп» (trailer), в котором моделируется движение прицепного звена; «Сцепное устройство» (hitch), в котором реализуется различный характер связи между звеньями автопоезда.

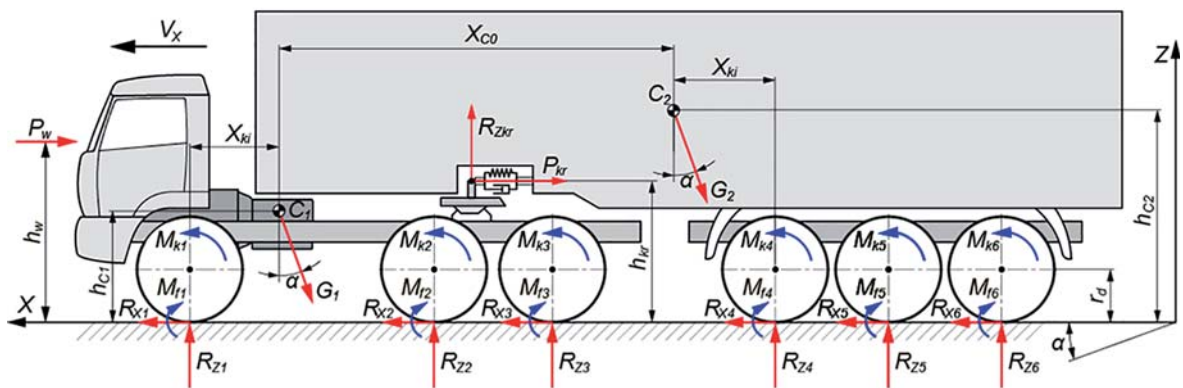


Рис. 11. Расчетная схема движения активного автопоезда

Блок-схема расчета параметров движения отдельного звена автопоезда, представленная на рис. 13, включает в себя следующие под-системы: динамика кузова (Body_dynamics), расчет вертикальных реакций (Calculations_Rzi) и определение параметров качения каждого колеса звена (Wheels).

С помощью данной модели в настоящее время проводится обоснование принципов эффективного использования привода колес полуприцепа и разработка закона управления трансмиссией автопоезда в зависимости от условий движения на недеформируемом опорном основании при различных вариантах индивидуального привода движителей. Проверка эффективности и при необходимости корректировка синтезируемого закона управления трансмиссией предполагаются с помощью математической модели динамики активного седельного автопоезда на деформируемой опорной поверхности.

Выводы

Проведенный аналитический обзор показал, что в конструкциях трансмиссий двухзвенных

автопоездов применяют в основном механические и гидрообъемные приводы бустерного типа, реже электрические. Отбор мощности для прицепных звеньев осуществляется преимущественно от раздаточной коробки тягача. Активные многозвенные автопоезда оборудуют исключительно электрическим приводом.

Перспективным направлением создания активных автопоездов является оснащение их регулируемыми «интеллектуальными» трансмиссиями с системами автоматического адаптивного управления, обеспечивающими оптимальное распределение мощности между ведущими колесами в конкретных условиях движения. Наибольший эффект следует ожидать от построения их на основе гидрообъемного или электрического привода.

Направление дальнейших исследований заключается в разработке автоматических систем управления активным приводом. Значительный научный и практический интерес представляет оптимизация параметров распределения мощности с использованием различных электронных систем управления, эффективность которой должна быть доказана с помощью имитационного математического моделирования на ЭВМ.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках договора №11-38-07/15 от 29.07.2015 г. между ПАО «КАМАЗ» и Московским государственным машиностроительным университетом (МАМИ).

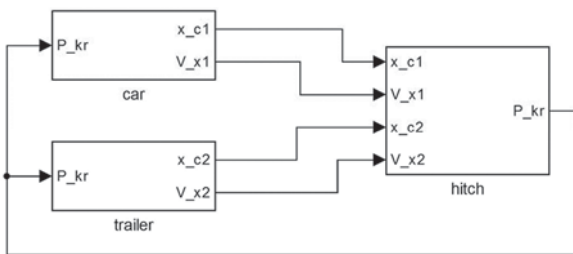


Рис. 12. Блок-схема математической модели движения активного автопоезда

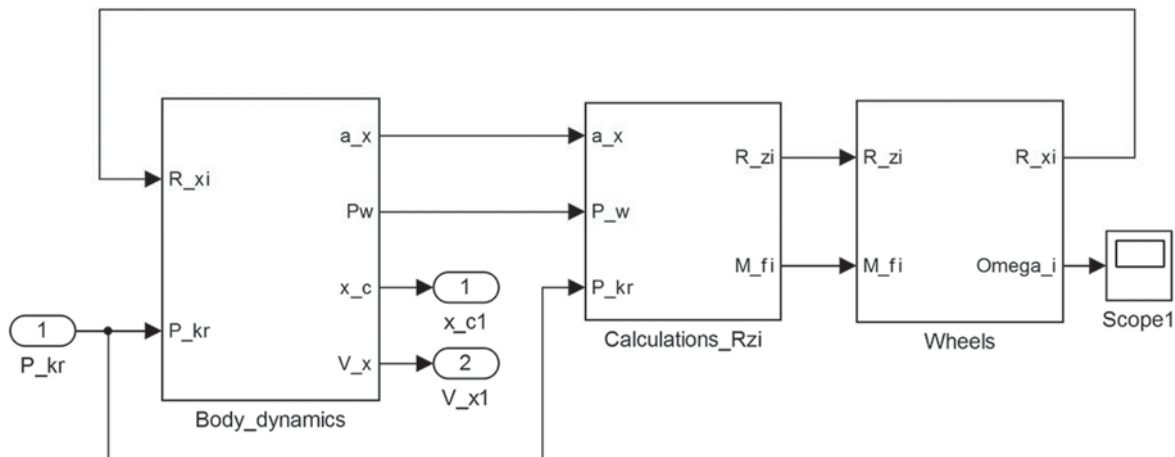


Рис. 13. Блок-схема математической модели динамики звена автопоезда

Литература

1. Котиев Г.О., Жирный Р.И., Смирнов А.А., Горелов В.А. Исследования вездеходной колесной техники в условиях крайнего севера // Грузовик. – 2010. – № 12. – С. 34–37.
2. Фаробин Я.Е., Самойленко Ю.А. Конструкции зарубежных трехзвенных автопоездов. – М.: ЦНИИТЭИавтопром, 1988. – 43 с.
3. Полунгян А.А. Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов: В 3 т. Т. 1. / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 528 с.
4. <http://www.multidrivevehicles.com/innovations>.
5. Кочнев Е.Д. Секретные автомобили Советской Армии. – М.: Эксмо, 2011. – 606 с.
6. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 728 с.
7. Кочнев Е.Д. Активные автопоезда // Автомобильный исторический журнал. – 2013. – №3. – С. 62–79.
8. Шухман С.Б. Соловьев В.И. Прочко Е.И. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости. – М.: Агробизнес-центр, 2007. – 336 с.
9. Серебрянный И.В., Котиев Г.О. Повышение проходимости автомобиля за счет рационального распределения потоков мощности по колесам // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2008. – Специальный выпуск. – С. 193–201.
10. Горелов В.А. Математическое моделирование многозвенных колесных транспортных комплексов с учетом особенностей конструкций сцепных устройств // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. – 2012. Выпуск 2, № 77-30569/343394 – Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/343394.html>, свободный.