

ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ФОРМУЛИРОВАНИЮ ЗАКОНА РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИЕЙ АКТИВИЗИРОВАННОГО ПРИЦЕПНОГО ЗВЕНА АВТОПОЕЗДА

К.Т.Н. Лепешкин А.В., д.т.н. Катанаев Н.Т., К.Т.Н. Михайлин А.А.

Университет машиностроения

(495) 223-05-23, доб. 1426, lep@mami.ru

Статья посвящена разработке научно обоснованной методики создания систем автоматического адаптивного управления (СААУ) «интеллектуальными» трансмиссиями многоприводных колесных машин, в частности автопоездов с активизированными прицепными звеньями. Целью исследований является формулирование законов управления, использование которых в таких СААУ должно обеспечивать автоматический выбор в различных условиях движения многоприводной машины энергоэффективного в данном случае режима распределения мощности между ее ведущими колесами. Одним из важнейших вопросов при этом является определение параметров, обладающих необходимой информативностью, контроль характера изменения которых в процессе движения машины позволит сформировать СААУ управляющие сигналы, обеспечивающие поддержание этого энергооптимального режима в изменяющихся условиях движения. Очевидно, что такими параметрами должны быть только те, которые могут контролироваться при движении автопоезда в условиях реальной эксплуатации известными и надежными в настоящее время методами. В статье приведены результаты такого поиска, полученные на основании проведенного математического моделирования установившегося прямолинейного движения автопоезда с активизированным прицепным звеном, привод ведущих колес которого обеспечивается при помощи регулируемой гидрообъемной трансмиссии, в условиях недеформируемой опорной поверхности. Анализ проводился в диапазоне изменения передаточных отношений привода ведущих колес прицепа, при которых в трансмиссии автопоезда не возникает межосевая циркуляция мощности. На основании проведенных исследований выявлены параметры, удовлетворяющие вышеперечисленным требованиям, а также даны предложения по формулированию закона регулирования гидрообъемной трансмиссией активизированного прицепного звена автопоезда, использование которого в разрабатываемой СААУ позволит повысить энергоэффективность автопоезда.

Ключевые слова: многоприводная колесная машина, автопоезд с активизированным прицепным звеном, гидрообъемная трансмиссия, система автоматического адаптивного управления приводом ведущих колес прицепа, закон регулирования

Введение

Приведенные в статье результаты исследований получены при выполнении Государственного контракта № П1131 от 02.06.2010 и Соглашения от «27» июля 2012 г. № 14. В37.21.0290 на поисковые научно-исследовательские работы для государственных нужд по заданию Министерства образования и науки РФ на 2010 – 2012 гг. в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Эти исследования были посвящены разработке научно обоснованной методики создания систем автоматического адаптивного управления (СААУ) «интеллектуальными» трансмиссиями многоприводных колесных машин, в

том числе и автопоездов с активизированными прицепными звеньями.

Данная статья содержит результаты исследований, являющиеся естественным продолжением тех, что вошли в публикацию [1].

Один из главных выводов, сделанный на основании материалов, содержащихся в статье [1], заключается в том, что в пределах изменений величины условного передаточного отношения $i_x = \frac{\omega_{k3}}{\omega_{k2}}$ (где: ω_{k2} – угловая скорость вращения ведущих колес задней оси тягача, ω_{k3} – угловая скорость вращения ведущих колес прицепа) регулируемого привода ведущих колес прицепного звена автопоезда, не приводящих к возникновению межосевой цир-

куляции мощности в трансмиссии автопоезда в данных условиях, всегда существует режим с минимальным потреблением мощности на движение этого автопоезда. Данный режим в статье [1] предлагается рассматривать как энергооптимальный в конкретных условиях движения рассматриваемого автопоезда. Очевидно, что именно к выбору этого режима должна стремиться разрабатываемая СААУ регулируемого привода ведущих колес прицепа автопоезда в конкретных условиях движения.

В связи с этим одной из задач исследований, результаты которых представлены в предлагаемой статье, являлся поиск параметров, обладающих необходимой информативностью, контроль характера изменения которых в процессе движения машины позволит сформировать СААУ управляющие сигналы, обеспечивающие поддержание этого энергооптимального режима в изменяющихся условиях движения. Анализ литературных источников [2 и др.] показал, что для объектов общего машиностроения, которым является рассматриваемый автопоезд, скорее всего, результатом заявленного поиска должны быть только те параметры, которые в настоящее время могут контролироваться при движении автопоезда в условиях реальной эксплуатации известными и надежными методами.

Методы решения поставленных задач исследований

Для решения этой задачи использовалась разработанная математическая модель установившегося прямолинейного движения автопоезда в продольно-вертикальной плоскости [3, 4]. Объектом исследований при этом, так же как и в статье [1], принят автопоезд-лесовоз марки КрАЗ-643701 6Ч6.2, оснащенный

комбинированной трансмиссией, включающей традиционную ступенчатую механическую трансмиссию колес тягача и бесступенчатую регулируемую гидрообъемную трансмиссию (ГОТ) активизированного прицепа-ропуска марки ГKB-9362. Для этой ГОТ и ставится задача создания СААУ, обеспечивающей в разных условиях эксплуатации автопоезда максимально эффективное распределение мощности между его ведущими колесами.

Заметим, что аналогами принятого объекта исследований, очевидно, являются автопоезда, состоящие из тягача и прицепного звена седельного типа, предназначенные для перевозки различных, в том числе и длинномерных, грузов как в народном хозяйстве, так и для оборонных целей, активизация прицепных звеньев которых является актуальной задачей.

На рис. 1 приведена принятая расчетная схема автопоезда. Здесь: G_0 – вес поддрессоренной части тягача; G_{Π} – вес поддрессоренной части прицепа; G_r – вес перевозимого груза; R_{xi} – продольная составляющая усилия, передаваемого на остов от соответствующего движителя; R_{zi} – нормальная к опорной поверхности составляющая усилия, передаваемого на остов от соответствующего движителя; M_{ki} – реактивный момент, передаваемый на остов от соответствующего движителя, равный реализуемому на i -ом ведущем колесе машины; l – расстояния, отсчитанные в направлении продольных осей тягача и прицепа; h – расстояния, отсчитанные в направлении нормали к опорной поверхности; α – угол преодолеваемого автопоездом подъема опорной поверхности; β_T и β_{Π} – угловые отклонения продольных осей тягача и прицепа по отношению к опорной поверхности.

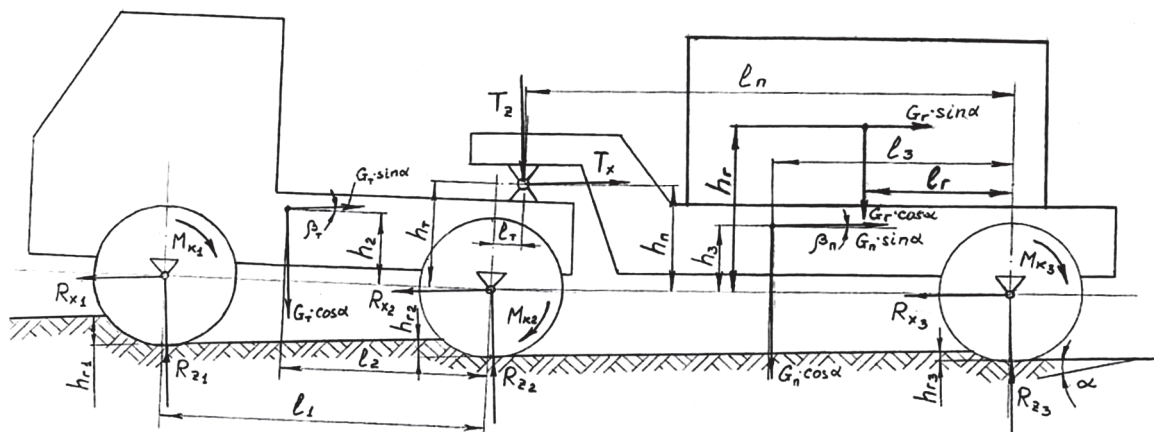


Рис. 1. Расчетная схема рассматриваемого автопоезда

На этой схеме (рис. 1) показаны принятые при моделировании положительные направления сил и моментов, действующих на подвесные части тягача и прицепного звена в общем случае установившегося прямолинейного движения машины. Исключением являются показанные направления действия усилий T_x и T_z , возникающих в узле сцепки. Показанные направления являются положительными для усилий, действующих на тягач. Для прицепного звена, соответственно, положительные направления этих сил имеют противоположное действие. Кроме этого в математической модели, учитывая относительно малые угловые перемещения прицепного звена относительно тягача в продольно-вертикальной плоскости в рассматриваемых условиях движения автопоезда, узел сцепки рассматривается как шарнир, не воспринимающий момент в этой плоскости. При этом также следует отметить, что задним колесным двигателем тягача и колесным двигателем прицепного звена являются двухосные четырехколесные тележки с балансирной подвеской, которые для упрощения схемы на рис. 1 условно показаны как одноосные.

Анализ данной схемы с учетом материалов, опубликованных в статье [5], позволяет заключить, что для решения поставленной задачи в качестве параметров, контролируемых в процессе движения автопоезда для использования в работе СААУ, интерес могут представлять относительно несложно контролируемые усилия R_{zi} (определяемые, например, по величине деформации соответствующего упругого элемента подвески) и момент $M_{к3}$, реализуемый на ведущих колесах прицепа. Этот момент при использовании нерегулируемого гидромотора можно считать пропорциональным легко контролируемому перепаду давления Δp , возникающему в ГОТ, например, на основном насосе.

При этом усилия R_{zi} в формулируемом законе регулирования СААУ согласно [5] предлагается использовать при определении относительной нормальной к опорной поверхности нагрузки \bar{R}_3 , приходящейся на ведущее колесо прицепа, равной:

$$\bar{R}_3 = \frac{R_{z3}}{R_{zcp}} = \frac{5 \cdot R_{z3}}{(R_{z1} + 2 \cdot R_{z2} + 2 \cdot R_{z3})}, \quad (1)$$

где: R_{zcp} – средняя величина нормальных к опорной поверхности нагрузок, приходящихся на колеса автопоезда.

Результаты исследований

На рис. 2 приведен график, иллюстрирующий получение искомого закона изменения передаточного отношения регулируемой ГОТ ведущих колес прицепного звена рассматриваемого автопоезда, предлагаемого для использования в разрабатываемой СААУ. Этот график построен по данным математического моделирования установившегося движения рассматриваемого автопоезда с перевозимым грузом весом 300 кН на скорости 1,3 м/с по недеформируемой опорной поверхности типа «сухой асфальт» для разных значений преодолеваемого угла подъема дороги ($\alpha = 0^\circ; 2^\circ; 4^\circ; 6^\circ; 8^\circ$ и 10°).

Данная графическая иллюстрация состоит из четырех графиков, расположенных в соответствующих квадрантах.

В третьем квадранте расположен график, характеризующий изменение показателя K_N эффективности передачи и преобразования мощности трансмиссией и двигателем автопоезда [6, 7] в функции величины условного передаточного отношения i_x привода ведущих колес прицепа в принятых условиях, приведенный в статье [1]. Он подтверждает сделанный в статье [1] вывод, отмеченный выше, и показывает чувствительность показателя K_N к рассматриваемым изменениям условий движения автопоезда.

Во втором и в четвертом квадрантах, соответственно, построены получившиеся зависимости $\bar{R}_3 = f(i_x)$ и $\Delta p = f(i_x)$, показывающие характер изменения предлагаемых для использования в разрабатываемой СААУ показателей от принятых условий движения и величины условного передаточного отношения i_x .

В первом квадранте представлены получившиеся при этом взаимозависимости $\bar{R}_3 = f(\Delta p)$ предлагаемых показателей в принятых условиях движения рассматриваемого автопоезда.

Кроме этого, на каждом из приведенных графиков (рис. 2) представлены две получившиеся зависимости:

- черная пунктирная линия 1 – линия, соединяющая точки, соответствующие значениям рассматриваемых параметров на энергооптимальных режимах движения автопоезда с $K_N = K_{N \max}$;
- сплошная красная линия 2 – линия, соединяющая точки, соответствующие значениям рассматриваемых параметров на режимах движения автопоезда, при которых продоль-

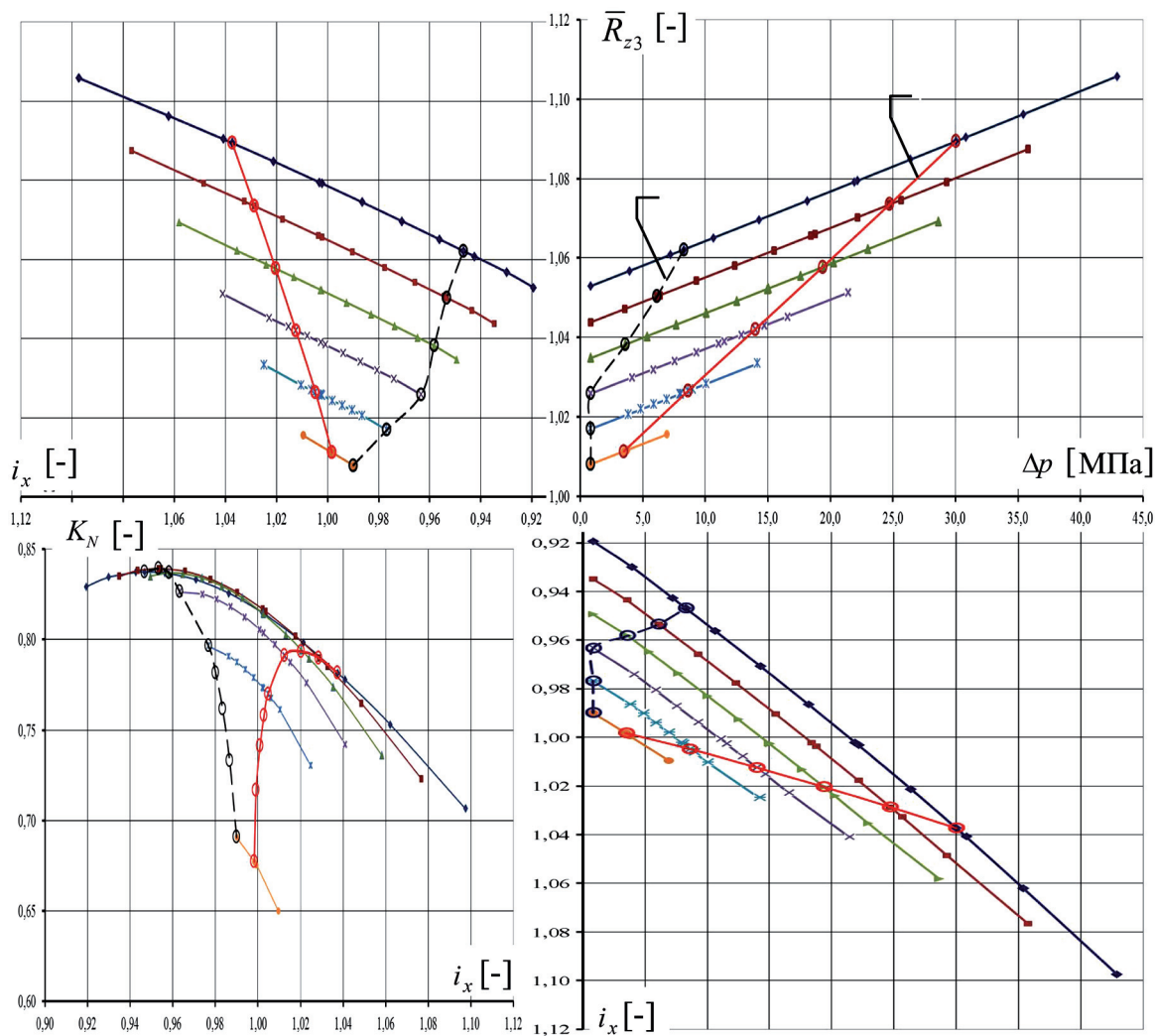


Рис. 2. Графическая иллюстрация получения предлагаемого закона регулирования ГОТ ведущих колес прицепа

ная составляющая усилия в сцепке близка к нулевому значению ($T_x = 0$).

Анализ приведенных на рис. 2 графиков позволяет сделать следующие выводы:

- чем тяжелее условия движения автопоезда (чем больше преодолеваемый угол α подъема дороги), тем больше диапазон изменения величины условного передаточного отношения i_x , в пределах которого не возникает в трансмиссии автопоезда межосевая циркуляция мощности. Обусловлено это тем, что с увеличением сопротивления движению машины возрастает допустимый с этой точки зрения тангенциальный сдвиг в контакте эластичного колеса с опорной поверхностью. Заметим, что в проведенном исследовании этот сдвиг складывается из упругой составляющей (тангенциальная эластичность шины) и фрикционной составляющей (продольное скольжение в пятне контакта);

- возрастание величины условного передаточного отношения i_x регулируемой ГОТ ведущих колес прицепного звена рассматриваемого автопоезда в данных условиях движения приводит к соответствующему возрастанию предлагаемых для использования в разрабатываемой СААУ показателей \bar{R}_3 и Δp ;
- графики зависимостей $\bar{R}_3 = f(i_x)$ и $\Delta p = f(i_x)$ при увеличении преодолеваемого автопоездом угла α подъема дороги в принятом диапазоне, соответственно, смещаются в области больших значений. Аналогичные изменения указанных зависимостей следует ожидать и при разгоне автопоезда на горизонтальной дороге с разной интенсивностью;
- ГОТ ведущих колес прицепного звена рассматриваемого автопоезда становится эффективным с энергетической точки зрения в условиях его движения по «сухому асфальту», если преодолеваемый автопоездом угол

α подъема дороги превышает 4° . При меньших углах α энергооптимальным следует признать режим, при котором колеса прицепа работают в ведомом режиме качения;

- в области, где энергооптимальным является режим работы ГОТ, соответствующий ведущему режиму качения колес прицепа, предлагаемая в качестве закона регулирования взаимозависимость $\bar{R}_{z3} = f(\Delta p)$ (наклонная часть линии 1) имеет во всех рассмотренных случаях практически линейный характер и может быть аппроксимирована следующим уравнением:

$$\bar{R}_{z3} = a \cdot \Delta p_n + b, \quad (2)$$

где: a и b – коэффициенты, получающиеся в результате аппроксимации соответствующих расчетных значений параметров, полученных в результате математического моделирования, и зависящие от свойств ГОТ, условий и сроков эксплуатации рассматриваемого автопоезда;

- во всех рассмотренных случаях движения автопоезда энергооптимальный режим его работы (линия 1) находится в области меньших величин условного передаточного отношения i_x регулируемого привода ведущих колес прицепа по сравнению с режимами, при которых обеспечивается значение продольной составляющей T_x усилия в сцепке близкое к нулю (линия 2). Это указывает на то, что СААУ, настроенная на поддержание продольной составляющей усилия в сцепке автопоезда, близкой к нулю, будет выбирать режим его работы с увеличенным энергопотреблением по сравнению с энергооптимальным.

Приводимые далее результаты исследований связаны с анализом зависимостей коэффициентов a и b , входящих в уравнение (2). Они получены на основании проведенных исследований разработанной математической модели [3, 4] при следующей вариации условий движения рассматриваемого автопоезда, которые задавались:

- величиной перевозимого автопоездом груза G_r (от нуля до 300 кН);
- величиной преодолеваемого автопоездом угла α подъема опорной поверхности (от нуля до 10 градусов);
- угловой скоростью ω_{k2} вращения колес тележки тягача (определялись соответствующими

передачами в КП трансмиссии тягача, обеспечивающими теоретические продольные скорости V_x движения автопоезда равными 1,3; 2,67; 4,52 и 6,87 м/с);

- параметрами, характеризующими условия взаимодействия колес автопоезда с опорной поверхностью, под которыми понимается максимальное значение коэффициента сцепления $\varphi_{x\max}$ шины с поверхностью. Для сравнения было принято [1] три варианта таких поверхностей с условными названиями: «сухой асфальт» ($\varphi_{x\max}=0,7$), «влажный асфальт» ($\varphi_{x\max}=0,45$), «влажная грязь на асфальте» ($\varphi_{x\max}=0,24$). Вид $\varphi(s)$ -диаграмм, принятый для каждой из этих трех опорных поверхностей, соответствует среднестатистическим, приведенным в специальной литературе, например [8].

На основании данных, полученных в результате этих расчетов, для всех перечисленных условий движения автопоезда были построены графики аналогичные взаимозависимости 1, приведенной на рис. 2, соединяющие точки, соответствующие энергооптимальным режимам движения машины.

Примеры этих зависимостей представлены на рис. 3, 4 и 5.

На рис. 3 представлены зависимости, полученные при движении автопоезда на скорости 1,3 м/с по опорной поверхности типа «сухой асфальт» с разным по величине грузом G_r , перевозимым автопоездом.

На рис. 4 представлены зависимости, полученные при движении автопоезда с грузом $G_r = 300$ кН по опорной поверхности типа «сухой асфальт» на разной по величине продольной скорости V_x .

На рис. 5 представлены зависимости, полученные при движении автопоезда с грузом $G_r = 300$ кН на скорости 1,3 м/с по разной по сцеплению опорной поверхности.

При этом набор точек, принадлежащий каждой из представленных на графиках зависимостей, соответствует изменяющемуся углу α преодолеваемого автопоездом подъема дороги или соответствующему по интенсивности разгону.

Кроме этого, у каждого из графиков на рисунках 3, 4 и 5 приведены линейные уравнения по типу выражения (2), характеризующие соответствующие этим графикам линии тренда (на рисунках не показаны) в области,

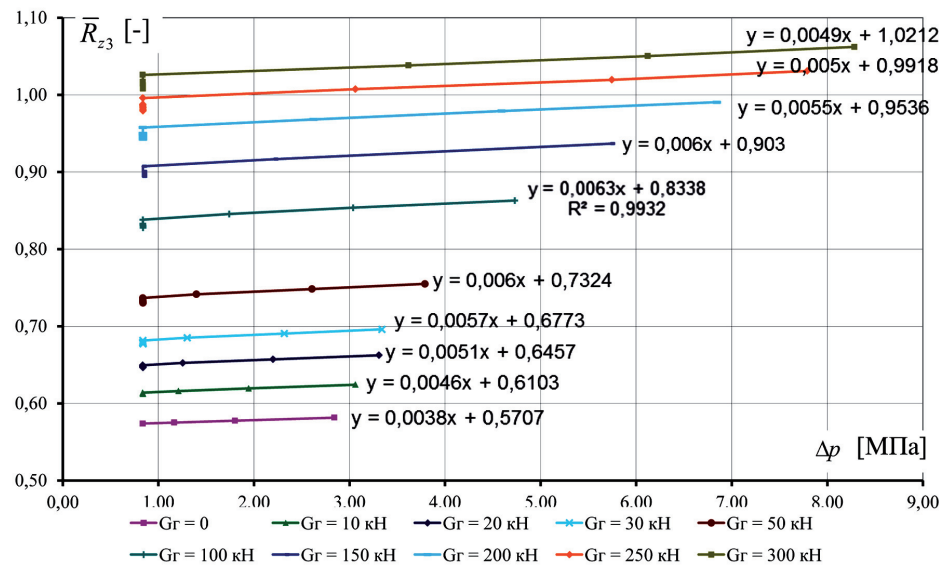


Рис. 3. Влияние веса G_r перевозимого автопоездом груза на характер зависимости $\bar{R}_{z3} = f(\Delta p)$

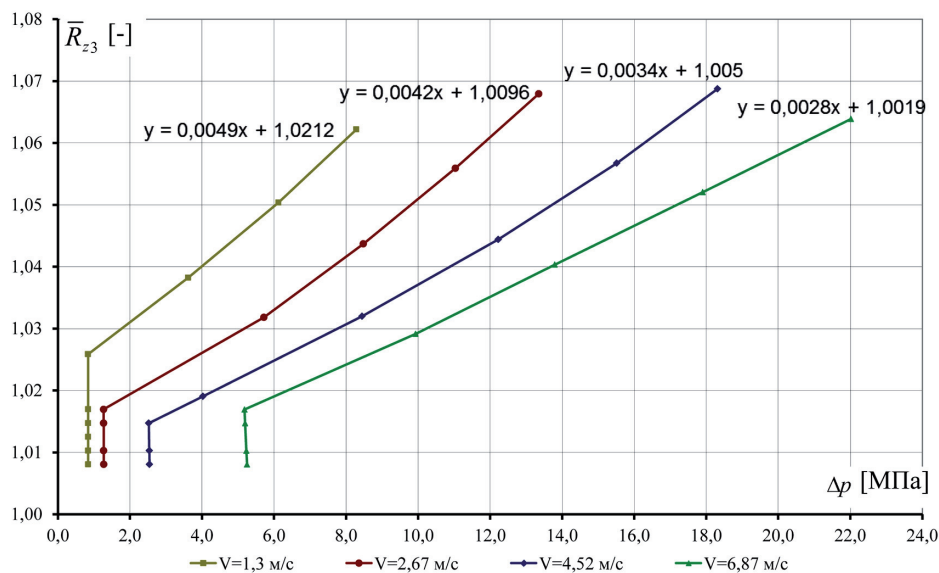


Рис. 4. Влияние продольной скорости V_x автопоезда на характер зависимости $\bar{R}_{z3} = f(\Delta p)$

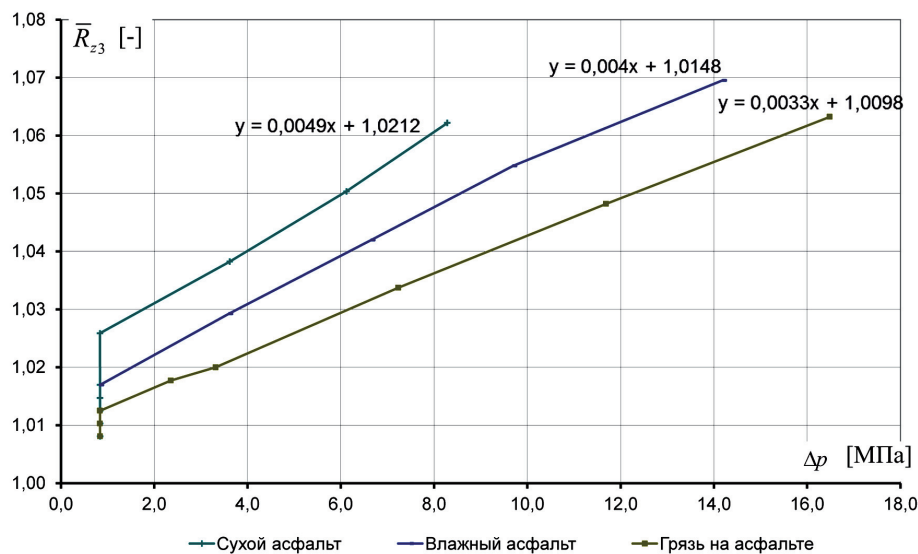


Рис. 5. Влияние качества опорной поверхности на характер зависимости $\bar{R}_{z3} = f(\Delta p)$

где энергооптимальными являются режимы работы ГОТ, соответствующие ведущим режимам качения колес прицепа. Заметим, что получившаяся при этом достоверность аппроксимации во всех рассмотренных случаях превышает $R^2 = 0,99$.

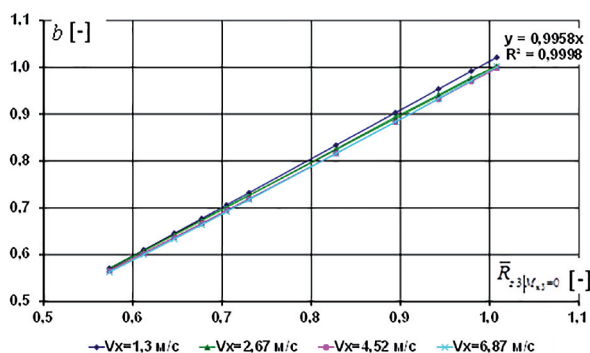
Проведенный анализ результатов аппроксимации получившихся взаимозависимостей $\bar{R}_{z3} = f(\Delta p)$, примеры которых приведены на рис. 3, 4 и 5, показал, что величины коэффициентов a и b , входящих в аппроксимирующую функцию (2), зависят прежде всего от получившейся статической развесовки после загрузки автопоезда.

В качестве показателя этого предлагается использовать относительную нормальную к опорной поверхности нагрузку $\bar{R}_{z3}|_{M_{k3}=0}$, вычисляемую по формуле (1), приходящуюся на ведущее колесо прицепа при значении реализуемого на нем момента, равном нулю. Значение $\bar{R}_{z3}|_{M_{k3}=0}$ на практике может быть определено средствами СААУ после загрузки автопоезда и

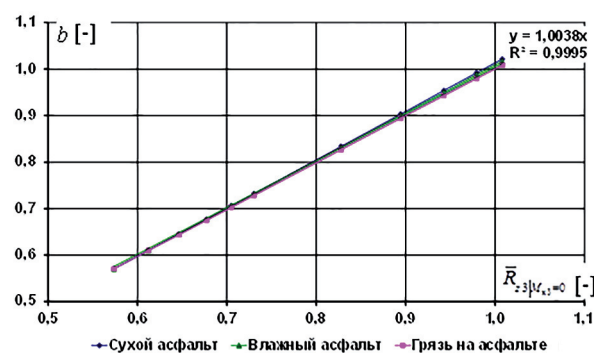
фиксации значений усилий R_{zi} , приходящихся на его колеса в статическом положении на горизонтальном основании.

На рис. 6 показаны графики зависимостей $b = f(\bar{R}_{z3}|_{M_{k3}=0})$, получившиеся в результате проведенных исследований. Анализ этих графиков позволяет сделать вывод о том, что коэффициент b , входящий в формулу (2), во всех рассмотренных случаях с погрешностью, не превышающей 1%, может быть принят численно равным величине относительной нагрузки $\bar{R}_{z3}|_{M_{k3}=0}$.

Из графиков, приведенных на рис. 7а и 8а, видно, что зависимость коэффициента $a = f(\bar{R}_{z3}|_{M_{k3}=0})$ для рассмотренных случаев близка к параболе второй степени. При этом величины коэффициентов k_0 , k_1 и k_2 , получающиеся при аппроксимации этих парабол (примеры соответствующих линий тренда приведены на рис. 7а и 8а) уравнением вида:

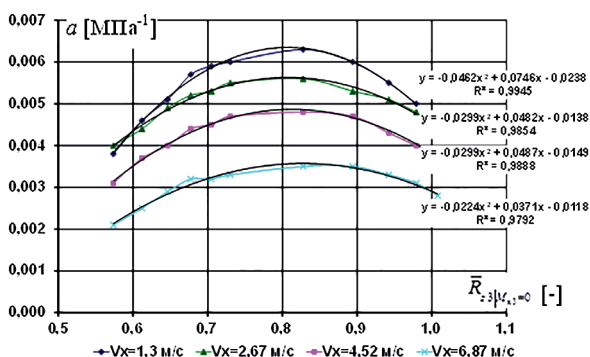


а) на разной скорости

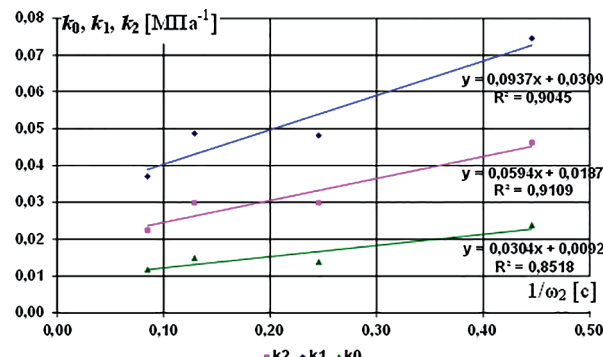


б) на разной опорной поверхности

Рис. 6. Зависимость коэффициента b от относительной нагрузки $\bar{R}_{z3}|_{M_{k3}=0}$



а) $a = f(\bar{R}_{z3}|_{M_{k3}=0})$



б) $k_0 = f(1/\omega_2)$, $k_1 = f(1/\omega_2)$, $k_2 = f(1/\omega_2)$

Рис. 7. Зависимость коэффициентов аппроксимации от величины продольной скорости V_x движения автопоезда по «сухому асфальту»

$$a = -k_2 \cdot \left(\bar{R}_{z3} \Big|_{M_{k3}=0} \right)^2 + k_1 \cdot \bar{R}_{z3} \Big|_{M_{k3}=0} - k_0, \quad (3)$$

зависят от продольной скорости V_x движения автопоезда (угловой скорости ω_{k2} ведущих колес тягача) (рис. 7б) и сцепных свойств ($\varphi_{x\max}$) его ведущих колес с опорной поверхностью (рис. 8б).

При этом из приведенных графиков видно, что чем хуже условия сцепления ведущих колес с опорной поверхностью (меньше $\varphi_{x\max}$), тем, во-первых, меньше диапазон изменения коэффициента a в рассмотренном диапазоне нагрузок $\bar{R}_{z3} \Big|_{M_{k3}=0}$, а во-вторых, более стабильными получаются значения коэффициентов k_0 , k_1 и k_2 .

Выводы

Итак, приведенные результаты позволяют сделать вывод о том, что принципиально существует возможность построения СААУ для многоприводных колесных машин, подобных рассмотренному автопоезду с активизированным прицепным звеном. Главным препятствием этому, о чем говорят многие исследователи [2 и др.], является сложность контроля эффективности взаимодействия ведущих колес многоприводной машины с опорной поверхностью во время ее движения.

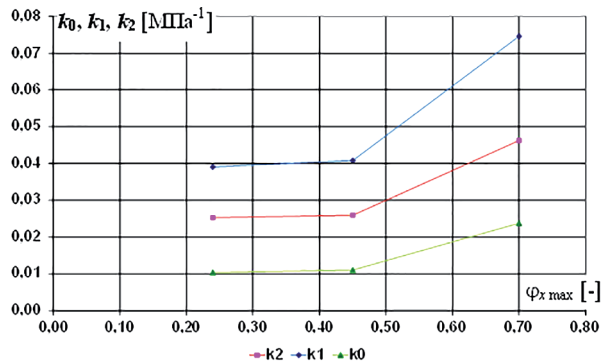
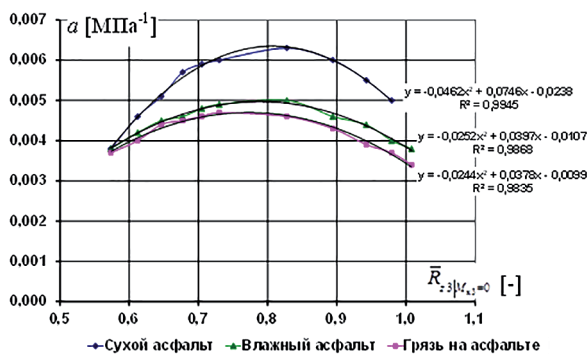
Полученные в результате анализа данных математического моделирования взаимозависимости $\bar{R}_{z3} = f(\Delta p)$ позволяют косвенно оценивать степень тяжести условий движения рассматриваемого автопоезда на данной продольной скорости при известных сцепных свойствах ведущих колес с недеформируемой опорной поверхностью.

Взаимозависимости $\bar{R}_{z3} = f(\Delta p)$, полученные для различных условий эксплуатации рассматриваемого автопоезда, или подобные им, полученные по разработанной методике для других сочлененных колесных машин с активизированными прицепными звеньями, могут быть рекомендованы для использования в разрабатываемых СААУ как базовые, по величине отклонения от которых СААУ формирует сигналы управления режимами работы регулируемой трансмиссии прицепа, обеспечивающие работу данного автопоезда на энергооптимальном режиме в данных условиях.

Графическая иллюстрация предлагаемого процесса формирования разрабатываемой СААУ необходимого сигнала управления режимом работы ГОТ рассматриваемого автопоезда представлена на рис. 9. Для построения этого графика использовался график, приведенный на рис. 2.

На рис. 9 принято, что исходный энергооптимальный режим работы рассматриваемого автопоезда характеризуют точки a , a' и a'' на графиках в соответствующих квадрантах при условном передаточном отношении привода ведущих колес прицепа, равном i_a . Этот режим, по данным математического моделирования, получается при движении автопоезда с грузом 300 кН в 8° подъем на скорости 1,3 м/с по «сухому асфальту».

Далее делается предположение о том, что в какой-то момент условия движения автопоезда меняются (преодолеваемый подъем дороги становится равным 10°). Если при этом условное передаточное отношение привода колес прицепа не меняется, то режим работы автопоезда



$$a) a = f\left(\bar{R}_{z3} \Big|_{M_{k3}=0}\right) \quad б) k_0 = f(\varphi_{x\max}), \quad k_1 = f(\varphi_{x\max}), \quad k_2 = f(\varphi_{x\max})$$

Рис. 8. Зависимость коэффициентов аппроксимации от сцепных свойств ведущих колес автопоезда с опорной поверхностью на скорости $V_x = 1,3$ м/с

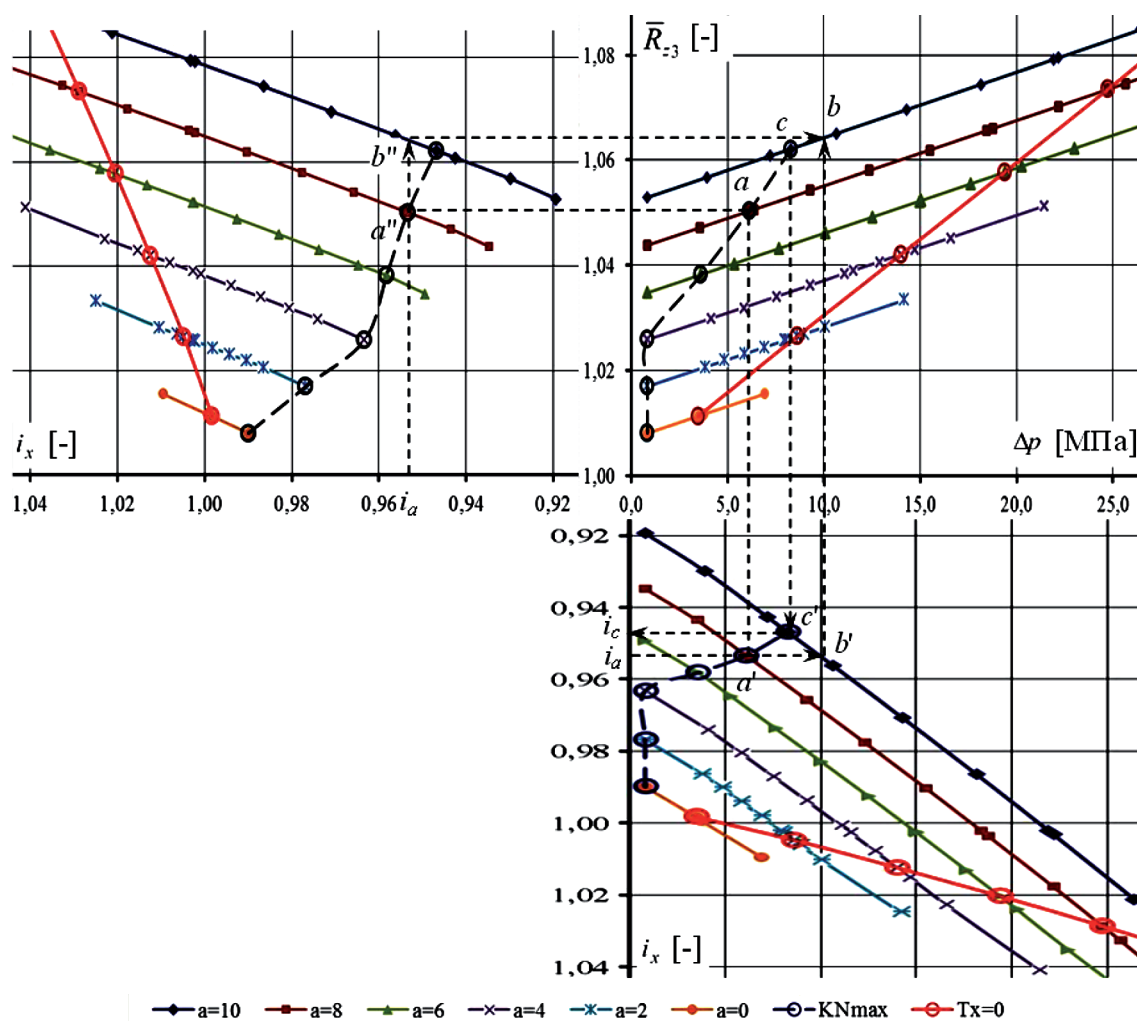


Рис. 9. Пример формирования управляющего сигнала разрабатываемой СААУ

да уже будут характеризовать точки b , b' и b'' (рис. 9).

Очевидно, что этот режим не является энергооптимальным. Поэтому СААУ должна сформировать сигнал управления, результатом обработки которого является обеспечение режима работы автопоезда, характеризующегося точками c и c' .

Из графика видно, что этому режиму соответствует условное передаточное отношение привода ведущих колес прицепа $i_c < i_a$. То есть при попадании автопоезда в более тяжелые условия движения (преодолевается больший угол подъема дороги) СААУ для получения энергооптимального режима работы автопоезда должна уменьшить передаточное отношение привода ведущих колес прицепа, а не увеличить его, как могло бы показаться на первый взгляд. Объясняется это тем, что при возрастании передаваемой мощности в ГОТ прицепа и в механической трансмиссии тягача

по-разному увеличиваются потери (в ГОТ это происходит значительно интенсивнее). Поэтому для уменьшения суммарных потерь на движение машины целесообразно большую часть мощности передавать через более экономичную механическую трансмиссию тягача при наличии запаса по сцеплению его ведущих колес с дорогой, что и делает в рассмотренном случае СААУ, уменьшая передаточное отношение ГОТ.

Таким образом, полученные в результате проведенных исследований и приведенные в данной статье зависимости позволяют наметить пути дальнейших исследований в данном направлении. Очевидно, что они должны включать как дальнейшие аналитические (прежде всего это проверка эффективности сформулированных предложений при установившемся прямолинейном движении подобных машин в условиях деформируемой опорной поверхности), так и экспериментальные исследования.

При этом последние должны быть основаны на комплексном экспериментальном исследовании опытного образца многоприводной колесной машины, оснащенного, кроме регулируемой ГОТ дополнительных ведущих колес (например, прицепа), элементами опытной СААУ, необходимость в которых вытекает из материалов, приведенных в данной статье.

Литература

1. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Катанаев Н.Т. Анализ распределения потоков мощности в трансмиссии автопоезда с активизированным прицепным звеном // Известия МГТУ «МАМИ». 2015, № 2(24), т.1. С. 90–100.
2. Белоусов Б.Н., Шухман С.Б. Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами. Монография. Под общ. ред. д.т.н. проф. Б.Н. Белоусова. М., Агроконсалт, 2013. 612 с.
3. Лепешкин А.В. Математическая модель установившегося движения автопоезда с активизированным прицепным звеном, позволяющая оценить потери в трансмиссии // Известия МГТУ «МАМИ». 2011. № 2(12). С. 27–41.
4. Лепешкин А.В. Математическая модель установившегося прямолинейного движения автопоезда с гидрообъемной трансмиссией ведущих колес прицепа по недеформируемой опорной поверхности. Свидетельство о регистрации электронного ресурса № 19475 от 11.09.2013 в ОФЭРНиО.
5. Лепешкин А.В. Структура системы автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства // Известия МГТУ «МАМИ». 2011. № 1(11). С. 51–59.
6. Лепешкин А.В. Критерии оценки энергоэффективности многоприводных колесных машин // Автомобильная промышленность. 2010. №10. С. 19–23.
7. Лепешкин А.В. Показатели оценки эффективности передачи и преобразования энергии трансмиссией и двигателем колесной машины // Тракторы и сельхозмашины. 2014, №11. С. 29–36.
8. Петрушов В.А., Московин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля. М., Машиностроение, 1984, 160 с.

References

1. Lepeshkin A.V., Mikhaylin A.A., Katanaev N.T. Analysis of power flow distribution in the transmission of articulated truck with activated trailer. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2015, No 2(24), t.1, pp. 90–100 (in Russ.).
2. Belousov B.N., Shukhman S.B. *Prikladnaya mekhanika nazemnykh tyagovo-transportnykh sredstv s mekhatronnymi sistemami* [Applied mechanics of ground transport and tow vehicles with mechatronic systems]. Monografiya. Pod obshch. red. d.t.n. prof. B.N. Belousova. Moscow, Agrokonsalt Publ., 2013. 612 p.
3. Lepeshkin A.V. Mathematical model of steady motion of articulated truck with activated trailer for estimation of loss in transmission. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2011. No 2(12), pp. 27–41 (in Russ.).
4. Lepeshkin A.V. *Matematicheskaya model' ustanovivshegosya pryamolineynogo dvizheniya avtopoezda s gidroob'emnoy transmissiyey vedushchikh koles pritsepa po nedeformiruemoy opornoy poverkhnosti* [Mathematical model of steady linear motion of articulated truck with trailer wheel drive hydrostatic transmission over non-deformable support surface]. Svidetel'stvo o registratsii elektronnoy resursa No 19475 ot 11.09.2013 v OFERNiO.
5. Lepeshkin A.V. Structure of the system of automatic adaptive control of continuously variable transmission of a multidrive vehicle. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2011. No 1(11), pp. 51–59 (in Russ.).
6. Lepeshkin A.V. Criteria for evaluation of energy efficiency of multidrive wheeled vehicles. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. 2010. No 10, pp. 19–23 (in Russ.).
7. Lepeshkin A.V. Indicators for evaluation of efficiency of power transmission and conversion by transmission and propeller of a wheeled vehicle. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2014, No 11, pp. 29–36 (in Russ.).
8. Petrushov V.A., Moskovin V.V., Evgrafov A.N. *Moshchnostnoy balans avtomobilya* [Power balance of the vehicle]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1984. 160 p.

PROPOSALS FOR THE FORMULATION OF LAW OF CONTROL FOR ARTICULATED TRUCK ACTIVATED TRAILER HYDROSTATIC TRANSMISSION

Ph.D. **A.V. Lepeshkin**, Dr.Eng. **N.T. Katanaev**, Ph.D. **A.A. Mikhailin**
Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)
+7 495 223-05-23, ext. 1426, lep@mami.ru

The article is devoted to the development of scientifically based methods of creation of systems of automated adaptive control (SAAC) by "intelligent" transmissions multidrive-wheeled vehicles, such as articulated trucks with activated trailing links. The purpose of the studies is to formulate laws of control, the use of which in such SAAC should provide automatic selection in a variety of driving conditions of energy-efficient mode of power distribution between drive wheels. One of the most important issues in this case is to determine the parameters with necessary information content, which control of changes' nature in the process of vehicle motion will allow SAAC to form control signals, ensuring keeping of the energy-optimal mode of motion in changing conditions. Obviously, these parameters should be the only ones that can be controlled during motion of articulated truck in real operation conditions by currently known and reliable methods. The article contains the results of this research obtained on the basis of the mathematical modeling of steady linear motion of articulated truck with activated trailing link, which wheels' drive is provided by adjustable hydrostatic transmission in conditions of non-deformable bearing surface. The analysis was performed in the range of change gear ratios of trailer wheel drive when the transmission does not have interaxle power circulation. On the basis of studies the authors revealed the parameters that meet the above mentioned requirements, and also present the proposals for the formulation of control law for hydrostatic transmission of articulated truck activated trailer unit, which usage in the developed SAAC will improve energy efficiency of articulated trucks.

Keywords: multidrive wheeled vehicle, articulated truck with active trailer, hydrostatic transmission, system of automatic adaptive control of trailer wheel drive, control law