

Введение шестигранных поясов в конструкцию керамических элементов естественно вызывает увеличение их массы. Чтобы при необходимости компенсировать это увеличение массы, предусмотрено выполнение в каждом керамическом элементе со стороны его нижнего торца продольной осесимметричной полости (рисунок 4), или обработка его цилиндрической части с меньшим диаметром d , чем диаметр D окружности основания выпуклого верхнего торца керамического элемента (рисунок 6), или выполнение и того и другого вместе.

Ещё одна проблема, которая также может быть решена конструктивно, связана с живучестью брони, которая существенно снижается при использовании брони при низких температурах, порядка -40, -50 град. по Цельсию. Это связано с тем, что при низких температурах связующий состав керамических элементов теряет свои свойства, ослабляя живучесть брони.

Для обеспечения стойкости и живучести брони при пониженных температурах в её конструкцию введены слои: основной внешний слой и дополнительный внутренний слой из специальной высокопрочной арамидной ткани из нитей «Русал», СВМ, Армос и др., обладающей высокой прочностью и низким удельным весом (рисунок 4) [5]. Основной внешний слой из высокопрочной ткани устанавливается сразу после заливки полиуретанового связующего состава на верхнюю поверхность керамических элементов брони, при этом происходит адгезия основного внешнего слоя ткани с полиуретановым связующим составом. Дополнительный внутренний слой устанавливается под керамическими элементами, которые установлены на нём. Основной внешний и дополнительный внутренний слои связывают своими поверхностями связующий состав (полиуретан), которым залиты керамические элементы, и тем самым не дают распасться связующему составу (полиуретану) на мелкие части, что характерно для него при пониженной температуре. Таким образом, сохраняется работоспособность связующего состава, а значит, стойкость, и живучесть брони в целом при пониженных температурах, как показывают испытания до -50 град. по Цельсию. При этом и сами по себе слои, выполненные из высокопрочной ткани, обладая высокой прочностью, компенсируют потери прочности брони из-за низких температур.

Рассмотрены конструктивные особенности композитной брони и предложены конструктивные варианты её исполнения, которые обеспечивают возможность использования брони для крупных калибров бронебойных пуль, сохраняя весовые характеристики и защитные свойства от бронебойных пуль меньшего калибра и одновременно расширяя диапазон её рабочих температур при сохранении требуемого уровня защитных свойств. Таким образом, конструктивно решается задача создания композитной брони повышенной живучести для обеспечения её защитных свойств в случае применения более широкого диапазона калибров бронебойных пуль, и для расширения диапазона её рабочих температур [5].

Литература

1. Патент США №6497966, МКИ В32В 15/08, F41Н 5/02, Н Кл. 428/626, публ. 2002 г.
2. Патент США №5972819, МКИ С04В 35/10, Н Кл. 501/127, публ. 1999 г.
3. Патент РФ №2329455, МПК F41Н5/04, публ. 20.07.2008 г. Авторы: Заболотский А.А., Кулаков Н.А.
4. Кулаков Н.А., Любин А.Н. Исследование взаимодействия пробойника с композиционной защитной панелью. Известия МГТУ «МАМИ», научный рецензируемый журнал. М., 2008, № 2(6) с. 53-56.
5. Заявка №2010150701/11 от 13.12.2010 на изобретение «Композитная броня». Авторы: Кулаков Н.А., Любин А.Н.

Структура системы автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства

к.т.н. проф. Лепешкин А.В.

МГТУ «МАМИ», зав. кафедрой «Гидравлика и гидروприводы»
(495) 223-05-23 доб. 1426, lep@mami.ru

Аннотация. В статье на основании результатов проведенного оптимизационно-

го анализа возможности повышения энергоэффективности автопоезда за счет активизации его прицепного звена предлагается разработанная структура системы автоматического адаптивного управления режимом работы трансмиссии многоприводного транспортного средства.

Ключевые слова: многоприводные колесные машины, автопоезд с активизированным прицепным звеном, критерий оценки энергоэффективности, оптимальное управление трансмиссией, структура системы автоматического адаптивного управления.

В данной статье приведены данные, полученные автором при выполнении научных исследований, проводимых по Государственному контракту № П1131 от 02.06.2010 на выполнение поисковых научно-исследовательских работ для государственных нужд по заданию Министерства образования и науки РФ в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Предлагаемая структура системы автоматического адаптивного управления (СААУ) бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства разработана на основании результатов оптимизационных исследований, посвященных анализу возможности повышения энергоэффективности автопоездов за счет активизации их прицепных звеньев.

Объектом проведенных исследований являлся автопоезд, имеющий комбинированную трансмиссию, включающую традиционную механическую трансмиссию, обеспечивающую привод колес задней сдвоенной оси тягача, и бесступенчатую регулируемую трансмиссию ведущих колес прицепа. При этом за основу при исследовании взят автопоезд-лесовоз марки КрАЗ-643701 6×6.2, а указанные его трансмиссии на данном этапе исследований рассматривались как идеальные, то есть при их моделировании не учитывались потери на передачу ими механической энергии.

При проведении этих исследований использовалась разработанная математическая модель движения рассматриваемого автопоезда, и в каждом из рассматриваемых условий его эксплуатации решался функционал вида:

$$K_N = \frac{F_{\Sigma} \cdot V_d}{N_e} \Rightarrow \max, \quad (1)$$

где: K_N – интегральный энергетический критерий, характеризующий эффективность реализации мощности двигателя трансмиссией многоприводной колесной машины;

N_e – мощность, снимаемая с вала двигателя машины;

V_d – действительная скорость продольного движения машины;

F_{Σ} – суммарная сила сопротивления движению транспортно-тяговой колесной машины, определяемая при условии, что все ее колеса работают в ведомом режиме качения.

Физический смысл и информативность используемого показателя энергоэффективности K_N рассмотрены в статье [1].

Целью этих исследований было определение режимов работы трансмиссии прицепного звена рассматриваемого автопоезда, обеспечивающих его максимальную энергоэффективность в рассмотренных условиях эксплуатации. Регулируемым параметром при этом исследовании являлось относительное передаточное отношение привода ведущих колес прицепного звена автопоезда, равное отношению частоты вращения ведущих колес прицепа к частоте вращения ведущих колес тягача.

Полученные в результате этих исследований значения относительных передаточных отношений привода ведущих колес прицепа, удовлетворяющие требованию максимальной энергоэффективности автопоезда, принято считать оптимальными и обозначать $i_{\text{опт}}$.

Ввиду того, что исследования проводились на математической модели движения автопоезда по недеформируемой опорной поверхности, полученный диапазон изменения значений $i_{\text{опт}}$ в рассмотренных условиях составляет всего около 2% (от ~0,982 до ~1,003). Есть ос-

нования полагать, что при анализе движения колесной машины по деформируемой опорной поверхности этот диапазон за счет податливости грунта в тангенциальном направлении может несколько увеличиться, однако существенным это увеличение вряд ли будет. Это обстоятельство указывает на то, что при создании СААУ привода ведущих колес прицепа к ней должны быть предъявлены очень жесткие требования по точности отслеживания $i_{\text{опт}}$. Скорее всего, создание СААУ такой точности для нужд общего машиностроения в настоящее время представляется не целесообразным. Поэтому предлагается строить СААУ режимами работы трансмиссии ведущих колес прицепа по выходным параметрам, характеризующим условия работы этих ведущих колес.

С этой целью в результате проведенных исследований получены значения параметров, характеризующих условия работы ведущих колес автопоезда на этих оптимальных режимах работы его трансмиссий в рассмотренных конкретных условиях эксплуатации. Наиболее удобными с точки зрения построения СААУ из этих параметров являются: нормальная к опорной поверхности составляющая нагрузки R_{z3} , приходящаяся на ведущее колесо прицепа, и момент $M_{к3}$, реализуемый на этом колесе. Проведенное исследование также показало, что при формулировании искомого закона регулирования СААУ удобнее эти величины рассматривать в относительном виде, а именно:

- относительная нормальная к опорной поверхности нагрузка \bar{R}_{z3} , приходящаяся на ведущее колесо прицепа, которая определяется по формуле:

$$\bar{R}_{z3} = \frac{R_{z3}}{R_{z\text{ср}}} = \frac{5 \cdot R_{z3}}{(R_{z1} + 2 \cdot R_{z2} + 2 \cdot R_{z3})}, \quad (2)$$

где: $R_{z\text{ср}}$ – средняя величина нормальных к опорной поверхности нагрузок, приходящихся на колеса автопоезда;

- относительная величина момента $\bar{M}_{к3}$, реализуемого на ведущем колесе прицепа, рассчитываемая по формуле:

$$\bar{M}_{к3} = \frac{M_{к3}}{M_{к\text{ср}}}. \quad (3)$$

Здесь $M_{к\text{ср}}$ – средняя величина моментов, реализуемых на ведущих колесах автопоезда, значение которой в рассматриваемом случае можно определить из выражения:

$$M_{к\text{ср}} = \frac{1}{8} \cdot M_e \cdot i_{\text{кп}} \cdot i_p \cdot i, \quad (4)$$

где: $i_{\text{кп}}$, i_p , i – передаточные отношения коробки передач, раздаточной коробки и главной передачи трансмиссии тягача автопоезда соответственно;

M_e – момент нагрузки на валу двигателя машины.

Согласно формуле (4) необходимая величина среднего момента $M_{к\text{ср}}$ определяется по моменту M_e на валу двигателя машины. При этом формула (4) получена из условия, что ведущие колеса тягача и прицепа реализуют мощность N_e , потребляемую от вала двигателя тягача автопоезда.

Итак, в результате этого исследования получен график $\bar{M}_{к3}(\bar{R}_{z3})$, характеризующий взаимозависимость параметров в разных условиях эксплуатации автопоезда (варьировались: вес перевозимого груза и преодолеваемый угол α подъема дороги) при работе трансмиссии с оптимальным относительным передаточным отношением $i_{\text{опт}}$ привода ведущих колес цепного звена. Этот график приведен на рисунке 1.

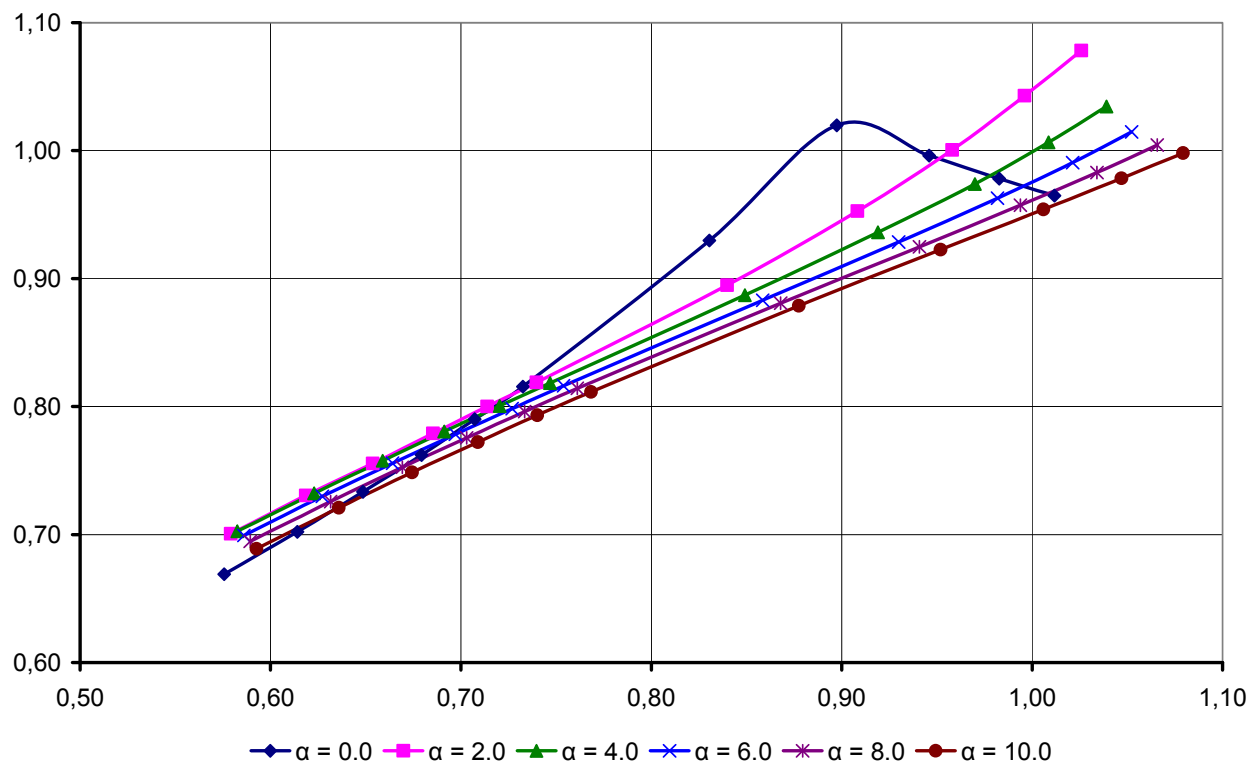


Рисунок 1 – Графическая взаимозависимость относительного момента $\bar{M}_{к3}$, реализуемого на ведущем колесе прицепа, и относительной нормальной нагрузки \bar{R}_{z3} на нем при оптимальном регулировании СААУ, то есть при $i_{\text{опт}}$

Очевидным преимуществом этих взаимозависимостей является то, что в них диапазон изменения контролируемых и регулируемых параметров имеет достаточную для удобства контроля и регулирования величину. Так, на рисунке 1:

- $\bar{M}_{к3}$ изменяется в диапазоне от $\sim 0,67$ до $\sim 1,1$, то есть величина диапазона изменения $\bar{M}_{к3}$ составляет $\sim 0,43$ (или $\sim 39\%$ от возможного максимального значения);
- \bar{R}_{z3} изменяется в диапазоне от $\sim 0,57$ до $\sim 1,08$, то есть величина диапазона изменения \bar{R}_{z3} составляет $\sim 0,51$ (или $\sim 47\%$ от возможного максимального значения).

Удобство использования графика, приведенного на рисунке 1, в СААУ заключается также и в том, что величины, взаимозависимость между которыми получена, имеют ясную физическую природу и в принципе могут надежно контролироваться в процессе движения транспортного средства.

Очевидно, что воспользоваться зависимостями, графически представленными на рисунке 1, для работы СААУ можно, если в процессе регулирования обеспечить соотношение между $\bar{M}_{к3}$ и \bar{R}_{z3} , определенное этими графиками. Выполнение этого соотношения означает получение в данных условиях движения машины оптимального относительного передаточного отношения привода $i_{\text{опт}}$ ведущих колес прицепа. Таким образом, для работы СААУ такой конструкции необходимо надежно в процессе эксплуатации машины контролировать величины $\bar{M}_{к3}$ и \bar{R}_{z3} .

Используя приведенную выше методику, получены результаты математического моделирования движения рассматриваемого автопоезда в различных условиях, представленные в виде координат точек на поле графика аналогичного рисунку 1. Этот массив точек (количеством порядка 200 штук) аппроксимировался линейной зависимостью (строилась линия тренда), аналитический вид которой получился следующим:

$$\bar{M}_{кз} = a + b \cdot \bar{R}_{z3}, \quad (5)$$

где: a и b – безразмерные коэффициенты аппроксимации, которые для СААУ передаточного отношения привода ведущих колес прицепного звена рассматриваемого автопоезда получились равными: $a = 0,3215$, $b = 0,6427$.

Ранг R^2 достоверности проведенной линейной аппроксимации превышает 93%.

Полученную функцию (5) или функцию, аналогичную ей (полученную для конкретного транспортного средства по выше приведенной методике), предлагается использовать в качестве базовой при построении структуры разрабатываемой СААУ.

Результатом этого является разработанная структура СААУ, в которой реализуется предложенный способ автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства, на который получен патент РФ № 2397893, опубликованный 27.08.2010.

Это изобретение [2] относится к области транспортного машиностроения и предназначено для автоматического адаптивного управления бесступенчатыми трансмиссиями многоприводных транспортных средств различного назначения, в т.ч. многоколесных, например, автомобилей всех видов, тракторов, строительно-дорожных машин и многих других видов транспортных и/или тяговых средств, трансмиссии которых содержат, как минимум, два независимых привода их движителей, причем хотя бы один из них с автоматическим бесступенчатым управлением.

Результатом работы системы автоматического адаптивного управления по разработанному способу является повышение приспособляемости многоприводного транспортного средства к условиям движения за счет коррекции передаточных отношений приводов активных движителей, входящих в его трансмиссию. При этом обеспечивается минимизация отклонений измеряемых параметров, характеризующих текущий режим работы привода каждого конкретного движителя, от значений, принятых за базовые для этого движителя в данных условиях движения машины (например, выражение (5)). Анализ показывает, что достижение этой цели нормализует работу приводов конкретных движителей, входящих в состав трансмиссии, уменьшает нагруженность ее агрегатов, исключает возникновение в ней циркуляции мощности, а значит, снижает потери энергии на движение транспортного средства в данных условиях, а также уменьшает его разрушающее воздействие на почву при движении по бездорожью.

Сущность предложенного способа поясняется следующими схемами, где:

- на рисунке 2 приведена принципиальная схема бесступенчатой трансмиссии многоприводного транспортного средства, содержащего, как минимум, два привода (Π_1, \dots, Π_i) его активных движителей (D_1, \dots, D_i) с независимым управлением от системы автоматического адаптивного управления (СААУ);
- на рисунке 3 приведена функциональная блок-схема получения разностного сигнала сравнения Δy_{i1} по реализуемому моменту на 1-ом активном движителе;
- на рисунке 4 приведена функциональная блок-схема получения разностного сигнала сравнения Δy_{i2} по частоте вращения 1-ого активного движителя;
- на рисунке 5 приведен вариант блок-схемы получения сигналов управления передаточным отношением привода 1-ого активного движителя транспортного средства.

Бесступенчатая трансмиссия многоприводного транспортного средства (рисунок 4) обеспечивает распределение мощности от энергоустановки (ЭУ) между его активными движителями (D_1, \dots, D_i). Для этого служит соответствующее количество приводов (Π_1, \dots, Π_i) с независимым управлением от общей системы управления (СААУ).

СААУ отслеживает текущие значения параметров (x_1, \dots, x_m), указывающих на необходимость изменения режима работы трансмиссии. В частности, этими параметрами могут быть: x_1 – частота вращения вала двигателя транспортного средства, x_2 – угол поворота рулевого колеса, x_3 – положение педали акселератора, соответствующее желанию водителя изме-

нить продольную скорость движения транспортного средства. К отслеживаемым параметрам могут относиться и другие, в зависимости от типа транспортного средства и конструкции трансмиссии. Так, например, на транспортном средстве, оснащённом системой автовождения, в качестве отслеживаемых параметров СААУ могут быть продольная скорость машины, расстояние до движущегося впереди автомобиля, неровности дороги и т.д.

В данном способе управления для достижения поставленной цели ведут измерения параметров (y_{i1}, \dots, y_{ik}), характеризующих текущий режим работы каждого (i -го) привода трансмиссии. Эти параметры характеризуют: y_{i1} – момент, реализуемый на активном двигателе; y_{i2} – частоту его вращения; y_{i3} – нормальное усилие в пятне его контакта с опорной поверхностью. В качестве параметра, определяющего нормальное усилие в пятне контакта ведущего колеса с опорной поверхностью, может быть измерена величина деформации упругого элемента подвески этого колеса, которую затем математическим путем преобразуют в упомянутый параметр.

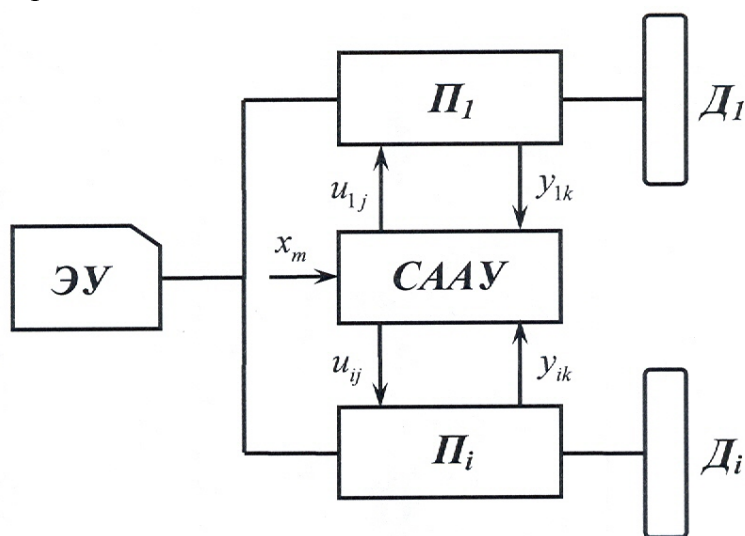


Рисунок 2 – Принципиальная схема многоприводного транспортного средства с СААУ бесступенчатой трансмиссии

В вариантах реализации предлагаемого способа в зависимости от типа привода в качестве параметра, определяющего момент, реализуемый на активном приводе, измеряют перепад давления на гидромоторе, создаваемый основным насосом (для трансмиссии с гидрообъемным типом привода), или ток фазы в обмотке электромотора (для трансмиссии с электрическим типом привода).

Возможны варианты, когда при необходимости, в зависимости от конструкции используемого привода, в качестве величины, определяющей момент, могут вести измерение других параметров.

Каждый из сигналов, характеризующий отслеживаемые и измеряемые параметры, после поступления в СААУ усредняется в соответствующем интегрирующем блоке 1 (рисунки 3 и 4) за установленный операционный промежуток времени $\Delta t = t_2 - t_1$ в соответствии с выражением:

$$\bar{x} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} x \cdot dt}{\Delta t}, \quad (6)$$

где: \bar{x} – усредненное значение сигнала на интервале Δt ;

x – текущее значение сигнала.

Таким образом, для каждого из отмеченных выше параметров в СААУ получают усредненные сигналы \bar{y}_{ik} или \bar{x}_m (рисунки 3, 4 и 5) – это позволяет исключить недостаточно обоснованное срабатывание СААУ, т.к. практически все сигналы, поступающие на вход

СААУ, имеют существенную нестабильность, обусловленную случайным характером изменения контролируемых процессов.

По усредненным сигналам \bar{y}_{ik} , характеризующим измеренные одноименные параметры в разных приводах, в соответствующем блоке 2 вычисляют средние их значения для трансмиссии в целом, которые в дальнейшем принимают за базовые сигналы y_{kcp} (рисунки 3, 4). Эти базовые сигналы используются в блоке 3 для получения разностных сигналов сравнения Δy_{ik} для каждого привода по параметрам, характеризующим для данного активного движителя реализуемый момент Δy_{i1} и частоту вращения Δy_{i2} .

Для получения разностного сигнала сравнения Δy_{i1} по параметру, характеризующему реализуемый момент на i -ом активном движителе (рисунок 3), используют соотношение:

$$\Delta y_{i1} = \bar{y}_{i1} - y_{1cp} \cdot f\left(\frac{\bar{y}_{i3}}{y_{3cp}}\right). \quad (7)$$

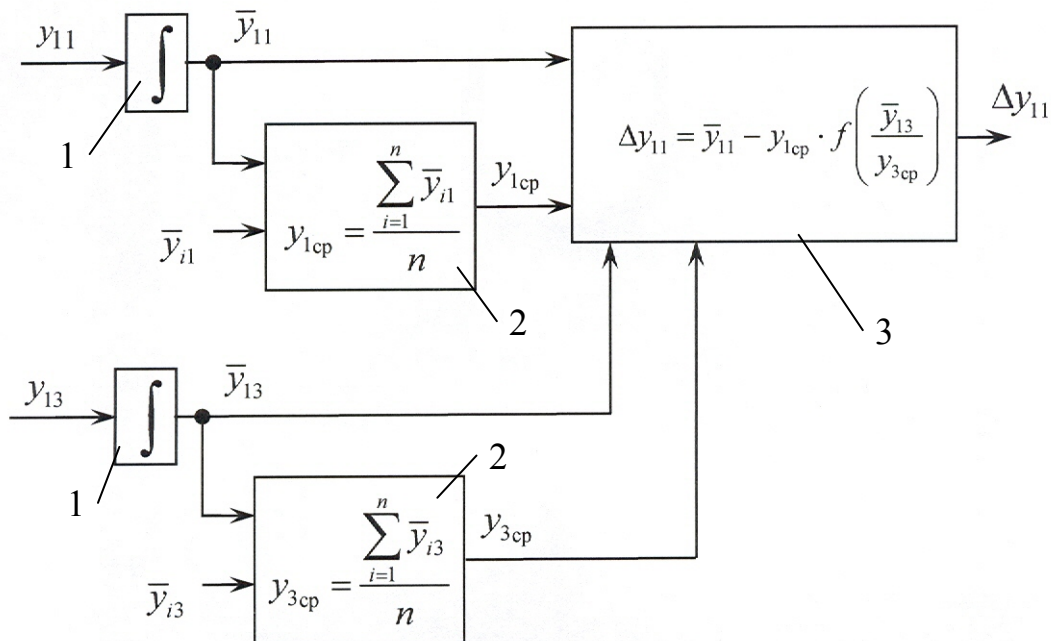


Рисунок 3 – Функциональная блок-схема получения разностного сигнала сравнения по реализуемому моменту на 1-ом активном движителе

Из формулы (7) видно, что при вычислении разностного сигнала сравнения по этому параметру для i -ого движителя базовый сигнал y_{1cp} , характеризующий среднее значение моментов, реализуемых на активных движителях транспортного средства, корректируется при помощи функциональной зависимости вида (5) от отношения усредненного за принятый промежуток времени сигнала \bar{y}_{i3} , характеризующего величину нормального усилия в пятне контакта этого движителя с опорной поверхностью, к базовому сигналу y_{3cp} по этому параметру, вычисляемого по формуле вида (2).

Для получения разностного сигнала Δy_{i2} по параметру, характеризующему частоту вращения i -ого активного движителя (рисунок 6), используют следующее соотношение:

$$\Delta y_{i2} = \bar{y}_{i2} - y_{2cp} \cdot \psi_i(\bar{x}_2). \quad (8)$$

Из формулы (8) видно, что базовый сигнал y_{2cp} , характеризующий среднее значение частот вращения всех активных движителей транспортного средства, при вычислении разностного сигнала сравнения по этому параметру для i -ого движителя корректируется в зависи-

мости от усредненного за принятый промежуток времени сигнала \bar{x}_2 , характеризующего величину угла поворота рулевого колеса, по функциональной зависимости $\psi(\bar{x}_2)$. Эта зависимость для каждого активного движителя имеет свой вид, зависящий от расположения этого движителя по отношению к полюсу поворота машины [3, 4, 5]. При прямолинейном движении, когда $\bar{x}_2 = 0$, эта функциональная зависимость для всех активных движителей принимает значение $\psi_i(0) = 1$.

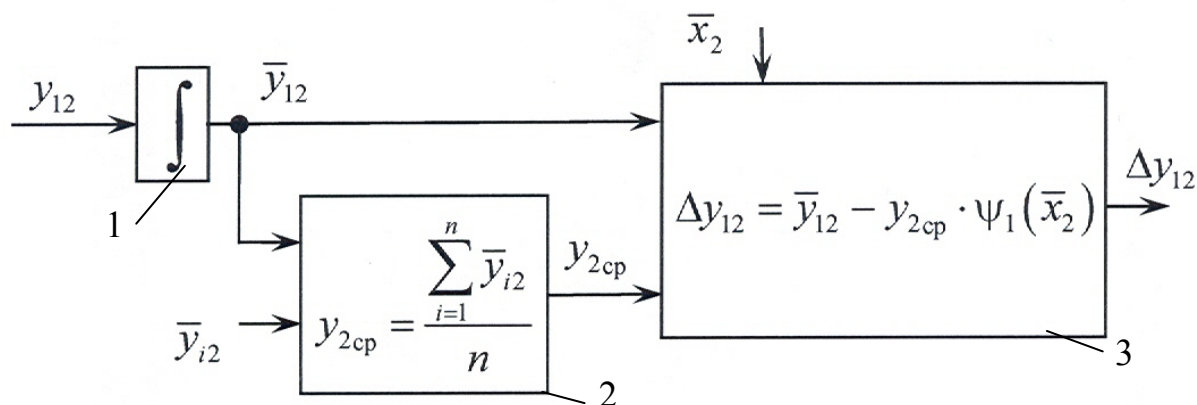


Рисунок 4 – Функциональная блок-схема получения разностного сигнала сравнения по частоте вращения 1-ого активного движителя



Рисунок 5 – Вариант блок-схемы получения сигнала управления передаточным отношением привода 1-ого активного движителя транспортного средства

На основании полученных разностных сигналов сравнения Δy_{i1} и Δy_{i2} для каждого из приводов движителей в блоках формирования сигналов управления СААУ (рисунок 5), учитывая, например, усредненные сигналы, характеризующие значение частоты вращения (\bar{x}_1) вала двигателя транспортного средства и положение педали акселератора (\bar{x}_3), соответствующее желанию водителя изменить продольную скорость движения, а также сигналы, характеризующие другие контролируемые параметры, формируются сигналы управления (u_{i1}, \dots, u_{ij}) передаточными отношениями приводов активных движителей транспортного средства (здесь j характеризует количество исполнительных органов изменения передаточного отношения в каждом регулируемом приводе).

Полученные таким образом сигналы управления (u_{i1}, \dots, u_{ij}) поступают на исполнительные элементы каждого из регулируемых приводов движителей машины, обеспечивая изменение величины их передаточного отношения, с интервалом, соответствующим принятому операционному промежутку времени Δt , причем последний устанавливают исходя из условий обеспечения требуемого быстродействия и устойчивости системы управления.

Формирование сигналов управления при необходимости осуществляют с их коррекции-

ей по предварительно вычисленным приращениям их значений за предшествующий упомянутый операционный промежуток времени.

Для уменьшения динамических нагрузок в трансмиссии при работе системы управления величины сигналов управления, подаваемых на исполнительные органы изменения передаточных отношений, могут быть ограничены по их максимальному значению.

В частных вариантах реализации предложенного способа сигналы управления подают:

- в трансмиссии с регулируемым гидрообъемным приводом – на входы устройств изменения рабочих объемов основного насоса и/или гидромотора;
- в трансмиссии с регулируемым электроприводом – на вход пульта управления питанием электродвигателя, формирующего ток фазы в его обмотке.

Примером реализации разработанного способа автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства являются корректирующие алгоритмы, целесообразность использования которых в системе управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного АТС доказана в работе [6]. В этой же работе показана эффективность предложенной СААУ в плане ликвидации возникшего рассогласования в работе приводов ведущих колес полноприводной колесной машины.

В заключение можно отметить, что предложенная структура СААУ режимом работы бесступенчатой трансмиссии многоприводной колесной машины позволяет реализовать предложенный закон регулирования, обеспечивающий повышение приспособляемости машины к изменяющимся условиям ее движения, а следовательно, и повышение ее энергоэффективности.

Литература

1. Лепешкин А.В. Критерии оценки энергоэффективности многоприводных колесных машин. - М., «Автомобильная промышленность», 2010, № 10, с. 19-23.
2. Патент на изобретение № 2397893 от 27.08.2010. Способ автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства. Авт.: С.В. Бахмутов, А.В. Лепешкин, С.Б. Шухман.
3. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. - М., Машиностроение, 1989.
4. Ванцевич В.В. Синтез схем привода к ведущим мостам и колёсам многоприводных транспортно-тяговых машин. Дисс. ... д-ра техн. наук. - Минск, 1992.
5. Форобин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. – М., Машиностроение, 1970, 175 с.
6. Бахмутов С.В., Шухман С.В., Курмаев Р.Х., Лепешкин А.В. Корректирующие алгоритмы для системы управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного АТС при прямолинейном его движении. М., «Автомобильная промышленность», 2010, № 1. с. 14-18.

Классификатор дизайнерских разработок в области транспортного дизайна

Лепешкин И.А.

МГТУ «МАМИ», кафедра «Дизайн»
(495) 223-05-23 доб. 1329; Luc-Li@yandex.ru

Аннотация. Статья посвящена описанию предложенного классификатора, который позволяет определить, относится ли та или иная разработка в области транспортного дизайна к концепт-артам, концептам или к промышленным образцам. Классификатор основан на двух осях – горизонтальная ось учитывает факторы, которыми руководствовался дизайнер при разработке формы объекта, а вертикальная ось оценивает объект и заложенную в него концепцию с точки зрения уровня науки и экономической целесообразности. На основании этого уточнены определения понятий концепт-арта, концепта и промышленного образца.

Ключевые слова: дизайнерские разработки, транспортный дизайн, концепт-