

техн. наук: 05.02.01. Ростов-на-Дону, 1987.-176.; 4. Чупрынин Ю.В., Шуринов В.А., Балакин В.А. Частотные свойства трансмиссии самоходного энергосредства//Тракторы и с.х машины.-2000.-№10.

УДК 623.005.2:629.114.2

Ю.Е. Атаманов, Г.А. Таяновский

## ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВУХПОТОЧНОЙ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

Концепция бесступенчатой технологии привода колес и активных рабочих органов (АРО) путем использования в трансмиссиях модулей двухпоточных гидромеханических передач (ОГМП) с внешним разделением мощностей на основе планетарных механизмов и объемных гидропередач (ОГП) получает все большее распространение, благодаря преимуществам такой технологии по возможностям управления, повышения производительности, экономичности и показателей других эксплуатационных свойств тракторных агрегатов [1, 2].

За счет бесступенчатого изменения передаточного отношения привода к колесам становится возможным реализовывать сложные алгоритмы объединенного управления двигателем, трансмиссией и колесами или АРО для достижения различных целей управления, например таких, как: постоянство скорости движения, минимальный расход топлива при требуемой производительности, максимальная проходимость или другие рациональные результаты эксплуатации тракторного агрегата [ 1 ].

Выбор структуры, параметров и алгоритмов управления двухпоточной трансмиссии колесного трактора требует учета специфики и многообразия выполняемых технологических операций и отвечающих им штатных режимов работы, проведения исследований рабочего процесса и создания методики структурно-параметрического синтеза колесных тракторов с такими моторно-трансмиссионно-двигательными установками (МГДУ), неотъемлемой частью которых является и система управления. В связи с этим представляет интерес рассмотрение различных аспектов проектного обоснования двухпоточной трансмиссии колесного трактора.

Наиболее приемлемая конструктивная концепция двухпоточной трансмиссии колесного трактора состоит в том, что такая трансмиссия должна быть гидромеханической вально-планетарной диапазонной с переключением диапазонов под нагрузкой и с бесступенчатым изменением передаточного отношения внутри диапазона путем управления регулируемые объемными гидромашинами, валы которых механически связаны зубчатыми колесами с разными звеньями механической передачи.

В с.-х. тракторах целесообразно применение простейших двухпоточных трансмиссионных модулей ( ДТМ) с дифференциалом на входе или на выходе [ 2 ]. При использовании двух дифференциалов возможны еще три разновидности структурных схем ДТМ: с параллельным, параллельно-последовательным и с последовательным соединением дифференциалов.

Статические характеристики ДТМ с одним и двумя дифференциалами в виде выражений для определения их выходных величин по заданным значениям угловой

скорости и крутящего момента на первичном вале передачи известны [ 2 ]. Также аналитически определяются передаточные параметры механической передачи (МП) в составе ДТМ по заданной схеме механизма и числам зубьев колес для любых, сколь угодно сложных МП. В то же время динамические свойства трактора с двухпоточной трансмиссией при работе в составе с.-х. агрегатов изучены недостаточно.

В практике современного тракторо- и комбайностроения известны зарубежные планетарно-вальные ДТМ, которые включают двух- ... пятиступенчатые планетарные ряды с внутренними зубчатыми или фрикционными муфтами переключения диапазонов передач в МП, содержащие более двух регулируемых гидромашин в ОГП [ 2, 4 ]. Структурное разнообразие возможных вариантов таких ДТМ велико, и оно составляет вариантное поле для их аналитических исследований и оптимизации.

Убедительных практических рекомендаций по выбору структуры и параметров ДТМ для с.-х. колесных тракторов в зависимости от условий эксплуатации и предъявляемых требований разработано недостаточно. Например, известно предложение, о том, что для колесных тракторов целесообразно использовать простые конструктивно ДТМ в коробке передач с двумя диапазонами: рабочим и транспортным.

На Западе такой подход реализован в конструкции тракторов Fendt Vario 900-ой серии [ 4 ]. Однако и упомянутые тракторы не лишены недостатков, связанных со степенью достижения за счет автоматического управления МГДУ целесообразных оптимумов показателей тракторного агрегата в различных условиях эксплуатации. Созданный в начале девяностых годов экспериментальный образец трактора «Беларус» с ОГМП обеспечивал бесступенчатое изменение передаточного отношения внутри четырех переключаемых с разрывом потока мощности диапазонов, что не преодолеvalo недостатки тракторов с традиционными коробками передач.

Создание высокоэффективных трансмиссий с ДТМ и систем управления ими отражает мировой технический уровень тракторостроения и во многом определяет лидерство в конкурентной борьбе среди ведущих тракторостроительных фирм. Особое внимание уделяется доведению КПД трансмиссий с ОГМП до уровня традиционных механических, существенному снижению рабочих объемов гидромашин, расширению диапазона регулирования передаточного отношения, повышению их надежности и снижению стоимости, созданию эффективных систем автоматического управления.

Проектирование трансмиссий колесных тракторов с ДТМ должно выполняться с системных позиций одновременно с созданием системы автоматического управления (САУ) тягово-скоростными и топливно-экономическими режимами тракторного агрегата. Раздельное управление двигателем, трансмиссией и движителем практически не может быть оптимальным [3]. При этом целесообразно создание САУ оптимального или адаптивного многозадачного управления, которая обеспечивает поддержание во времени таких режимных параметров двигателя, трансмиссии и движителя, при которых достигаются минимаксные значения обобщенного показателя в виде некоторого вектора  $I$  с компонентами, отражающими качество или результат работы тракторного агрегата.

Общепринятый подход состоит в том, что в основе аппаратного решения такой САУ лежит электронный блок управления (ЭБУ) моторно-трансмиссионно-двигательной установкой ( по английски: ETWSCU - Engine-Transmission-Wheels System Control Unit ), который реализуется на основе бортового компьютера [3, 4] . При этом основой программного обеспечения ЭБУ и аналитической базой для разработки алгоритма управления, генерируемого им, является математическая модель тракторного агрегата, «работающая» в режиме реального времени и отражающая процесс всех взаимодействующих составных частей объекта управления в форме их

факторных моделей, которые реализуются в программируемых микросхемах, за счет чего, отчасти, достигается приемлемое быстродействие САУ [3,4].

По значениям полученных от датчиков информационных сигналов, характеризующих состояние и параметры режима тракторного агрегата САУ рассчитываются и отслеживаются требуемые установки параметров двигателя, ДТМ, структуры трансмиссии и движителя, положения или состояния исполнительных механизмов, так как в процессе работы последние могут многократно меняться в неизвестной заранее последовательности. Далее, САУ вырабатывается команда на замену прежних установок новыми, соответствующими искомому оптимуму по  $I$ .

Локальной целью оптимального управления структурой движителя и режимами колес - компонентом вектора  $I$  - чаще всего может являться, например, максимум КПД ходовой системы в данный момент времени. В этом случае система управления также на основе факторной модели МГДУ рассчитывает установки для органов управления сменой структуры движителя и режимов работы каждого или группы колес.

При формировании алгоритмов управления МГДУ тракторного агрегата, которые обеспечивают рациональные, к примеру, экономичные режимы работы при заданной скорости движения агрегата, необходимо учитывать закономерности взаимодействия колес с опорной поверхностью.

Так, применительно к тракторному агрегату с одним ведущим мостом, для упрощения выражений, угловая скорость ведущего колеса и вала двигателя равны

$$\omega_k = \frac{V_d}{r_k} = \frac{V_t(1-\delta)}{(r_k^o - \lambda M_k)}, \quad (1)$$

$$\omega = \frac{V_t(1-\delta)u_{tr}}{(r_k^o - \lambda M_k)}, \quad (2)$$

где  $V_d$ ,  $V_t$  - действительная и теоретическая скорость движения оси колеса;  $r_k^o$  - радиус качения колеса в ведомом режиме;  $\delta$  - буксование колеса;  $\lambda$  - параметр, отражающий влияние момента на ведущем колесе на изменение его радиуса качения;  $M_k$  - крутящий момент, приложенный к ободу ведущего колеса;  $u_{tr}$  - передаточное отношение трансмиссии с ДТМ.

Для того, чтобы  $V_d$ , согласно цели управления, была постоянной и равной заданному значению  $[V_d]_i$ , необходимо выполнение условия  $\omega r_k^o(1-\delta)/u_{tr} = [V_d]_i$  (3)

Из выражения (3) следует, что при  $\delta = 0$   $u_{tr} = \omega r_k^o / [V_d]_i$ .

Так как  $u_{tr} = u_{er} u_{ae} u_{ad}$  (равно произведению передаточных отношений, соответственно, коробки передач с ДТМ, главной передачи и бортового редуктора, если он есть, в противном случае последняя величина равна 1), то при условно принятом значении  $u_{er} = 1$  условие (3) должно выполняться до значений буксования колес, равных

$$\delta = 1 - u_{ae} u_{ad} [V_d]_i / \omega r_k^o \quad (4)$$

Если дизель оборудован топливным насосом высокого давления со всережимным регулятором и при работе агрегата остается только на регуляторных ветвях скоростной характеристики, то в первом приближении допустимо принять угловую скорость вала двигателя, равной скорости  $\omega_{Nai}$  при мощности, соответствующей точке перехода с регуляторной ветви на внешнюю. С учетом этого получим значение максимального буксования колес, при выбранной для удержания постоянной скорости:

$$[\delta_{\max}] = 1 - u_{\alpha} u_{\delta} [V_d]_i / \omega_{N\alpha} r_k^0 \quad (5)$$

При больших значениях буксования удержать скорость постоянной нельзя, она уменьшится. Однако величина буксования  $\delta$  колеса однозначно связана не только с его кинематическими характеристиками, но и с силовыми, например, согласно моделирующего выражения

$$\varphi = \varphi_m (1 - e^{-k\delta}), \quad (6)$$

где  $\varphi$  - безразмерный коэффициент использования сцепного веса ведущего колеса;  $\varphi_m$ ,  $k$  - константы аппроксимации экспериментальной зависимости  $\varphi = F(\delta)$ .

Тогда наложение ограничений на значения  $[\delta_{\max}]$  и  $[V_d]_i$  потребует изменения подачи топлива, передаточного отношения трансмиссии и воздействия на структуру ходовой системы, например, подключения дополнительного ведущего моста, других средств повышения тягово-сцепных свойств, изменения давления воздуха в шинах и тому подобных мер, чтобы обеспечить преодоление текущих значений сил сопротивления движению тракторного агрегата.

Таким образом, взаимодействие колес с опорной поверхностью оказывает существенное влияние на требуемые значения текущих параметров МТДУ в зависимости от цели управления работой тракторного агрегата и говорит о целесообразности комплексно и в автоматическом режиме управлять моторно-трансмиссионно-двигательной установкой такого тракторного агрегата.

Учитывая изложенное, обобщенную схему структуры многозадачной САУ моторно-трансмиссионно-двигательной установкой тракторного агрегата можно представить, как показано на рис. 1.

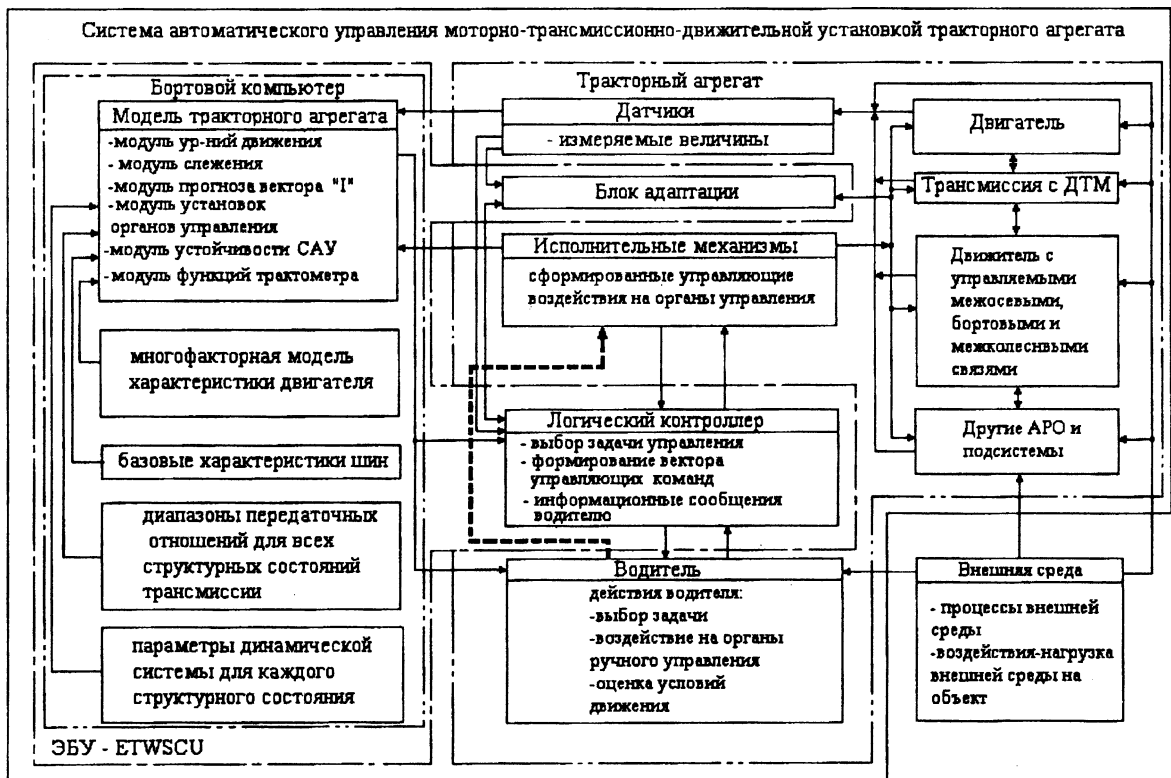


Рис. 1. Структура САУ тракторным агрегатом с ДТМ.

Обозначения: - - - - - - - ручное управление, в том числе при отказе автоматики.

Приведенная схема САУ обобщенно отражает только черты ее аппаратно-функционального построения, а алгоритмы принятия решения и работы системы по управлению тракторным агрегатом конкретизируются в зависимости от содержания выражений и логики формирования компонент вектора  $I$  и составляют обычно ноу-хау разработчиков. Кроме того, при этом учитываются требуемые-задаваемые значения быстродействия, переходных характеристик, запасов устойчивости САУ, текущие значения которых определяются-прогнозируются методами теории автоматического управления.

Разработка принципиальных функциональных схем вариантов САУ МТДУ требует обоснования целесообразного минимума и вида информационных сигналов, которые должны быть получены от датчиков, мест установки и аппаратных решений последних, формулирования и математической формализации спектра многозадачности управления, компонент векторов  $I$  для каждой задачи, разработки метода формирования и алгоритмов выработки управляющих сигналов, соответствующих цели управления, на исполнительные элементы органов управления с учетом динамического состояния ОУ и специфики переходных процессов, что позволит обеспечить необходимые адаптивные свойства всей системы.

В качестве первичных информационных переменных для САУ МТДУ необходимы: угловая скорость коленчатого вала двигателя, ход рейки топливного насоса и угол поворота рычага всережимного регулятора, скорость и ускорение движения центра масс трактора, угловые скорости выходного вала ДТМ и колес движителя, крутящие моменты на колесах, коды положений или состояний исполнительных элементов САУ.

Математическая формализация алгоритма выработки управляющих воздействий на регулирующие органы САУ МТДУ с ДТМ может быть выполнена описательными средствами различных методов теории информации, дифференциального и интегрального исчисления, алгебры логики и теории графов, теории решения задач, концептуального и логического программирования, теории искусственного интеллекта и теории нечетких множеств, кибернетики, теории автоматического управления и мехатроники. Причем в выборе алгоритма управления важнейшие требования состоят в обеспечении его надежности и качества, быстродействия и приемлемой стоимости при аппаратной реализации.

Учитывая сформулированные нерешенные проектные вопросы, необходима разработка методологии системного синтеза конструкции трансмиссии с ДТМ колесного трактора совместно с автоматической системой управления МТДУ тракторного агрегата..

## ЛИТЕРАТУРА

1. Богдан Н.В., Таяновский Г.А. Новые средства оперативной активизации и улучшения показателей динамики движения большегрузных тракторных прицепов. – Мн.: БелНИИНТИ, 1992. – 60 с.;
2. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашины и передачи./ Под ред. В.В. Гуськова. – Мн.: Выш. шк., 1987. – 310 с.;
3. Ксенович И.П., Тарасик В.П. Теория и проектирование автоматических систем. – М.: Машиностроение, 1996. – 480 с.;
4. Рекламный проспект: Fendt Favorit 900 vario: 916, 920, 924, 926. AGCO GmbH & Co.