

Gregoriy Tayanovski*, Wojciech Tanas**

АСПЕКТЫ ПРОБЛЕМЫ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО ВЫБОРА ДВУХПОТОЧНОЙ ТРАНСМИССИИ И УПРАВЛЕНИЯ ТРАКТОРНЫМ АГРЕГАТОМ

Резюме. В статье отражены проблемные вопросы выбора на стадии проектирования структурно-параметрических решений двухпоточных трансмиссий тракторных агрегатов и управления таким агрегатом.

Ключевые слова: Тракторный агрегат, Двухпоточная трансмиссия, Выбор структурно-параметрических решений, Управление.

ВВЕДЕНИЕ

Концепция бесступенчатой технологии привода колес и активных рабочих органов (АРО) тракторных агрегатов путем использования в трансмиссиях модулей двухпоточных гидромеханических передач с внешним разделением мощностей (бесступенчатых трансформаторов крутящего момента) на основе планетарных (дифференциальных) механизмов и объемных гидромашин получает все большее распространение. Это обусловлено преимуществами такой технологии по возможностям управления и, в результате, - повышения производительности, экономичности и расширения спектра эксплуатационных свойств тракторного агрегата [1].

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

* Prof. dr Gregoriy Tayanovski, Beloruskij Nacyonalny Tekhnicheskij Uiversytet, Belarus

** Dr inż. Wojciech Tanas, Akademia Rolnicza w Lublinie, Polska

Выбор структуры и параметров двухпоточных трансмиссий тракторных агрегатов осложняется необходимостью учета специфики и многообразием выполняемых технологических операций и отвечающих им штатных режимов работы и представляет определенную проблему в связи с отсутствием исследований по анализу рабочего процесса и соответствующих методик структурно-параметрического синтеза тракторных агрегатов с такими моторно-трансмиссионно-двигательными системами, неотъемлемой частью которых является и система управления.

Решения задач выбора структуры и параметров двухпоточной трансмиссии в составе тракторных агрегатов и управления последними на основе анализа их рабочих процессов в научных изданиях представлены недостаточно.

Поэтому представляет интерес рассмотрение различных аспектов данной проблемы, с целью определения методических приемов ее разрешения.

КОНЦЕПЦИЯ И ВАРИАНТНОСТЬ СТРУКТУР ДВУХПОТОЧНОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Наиболее приемлемая концепция построения двухпоточной трансмиссии тракторного агрегата состоит в том, что такая трансмиссия является 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 вально-планетарного механизма.

Обобщенные структурные схемы одного из простейших двухпоточных трансмиссионных модулей (ДТМ) показаны на рис. 1 а), 1 б).

На рисунке обозначено: P , n , M - мощность, частота вращения и крутящий момент, соответственно, на входе в ДТМ; P_g - гидравлическая мощность объемной гидropередачи (ОГП); n_n , M_n , n_m , M_m - соответственно частота вращения и крутящий момент насоса и мотора ОГП; P_t , n_t , M_t - мощность, частота вращения и крутящий момент, соответственно, на выходе из ДТМ. Такая схема ДТМ называется схемой с дифференциалом на входе. В ней центральное ведущее колесо 1 связано через зубчатое зацепление с валом насоса объемной гидropередачи (ОГП), а вал мотора - с водилом 3. На рис. 1 б) показана схема ДТМ с дифференциалом на выходе, в ней с ОГП связаны ведомое центральное колесо 2 и водило 3

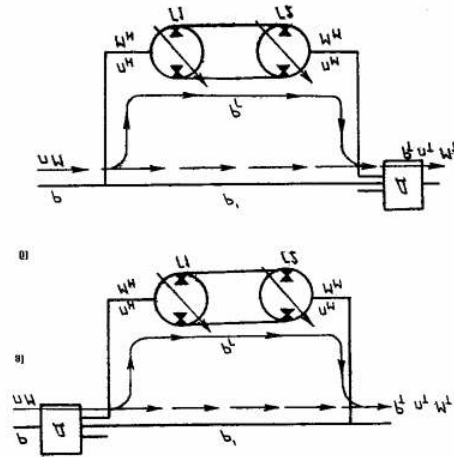


Рис. 1. Обобщенные структурные схемы ДТМ в виде двухпоточной гидромеханической передачи: а) - с дифференциалом на входе; б) - с дифференциалом на выходе.

Fig. 1. Structural diagrams of two-flow transmission modules in the form of hydraulic torque converter with: а) – primary differential gear, б) – exit differential gear.

В трансмиссиях тракторов нашли наибольшее применение пять типов трехзвенных планетарных механизмов с двумя степенями свободы [1]. В зависимости от того ведущим, ведомым или тормозным является конкретное звено (центральные колеса, водило) данного планетарного механизма, можно получить шесть вариантов передач на основе трехзвенного планетарного механизма. Каждый вариант передачи имеет свой несовпадающий с другими интервал возможных передаточных отношений в пределах данного типа планетарного механизма. Число возможных вариантов механизмов, включающих несколько планетарных передач, велико. Так, при необходимости создания двухступенного планетарного механизма на $n > 1$ передач, такой механизм должен содержать n планетарных рядов и $n+2$ звена. Тогда число всех возможных вариантов трехзвенных планетарных механизмов равно числу сочетаний из $n+2$ звеньев по три:

$N_c = C_{n+2}^3 = (n+2)! / 3!(n+2-3)!$. Например, при $n=4$ получим $N_c=60$ вариантов построения механизма. Аналогично подсчитывается и число вариантов ДТМ на базе двухступенных передаточных механизмов и число их также значительно.

При использовании в ДТМ двух дифференциалов в разнообразие вариантов передачи вносит свой вклад схема связи-соединения звеньев одного дифференциала со звеньями другого. И этот признак дает еще три разновидности структурных схем ДТМ: а) с параллельным соединением дифференциалов; б) с параллельно-последовательным; в) с последовательным.

Закономерности приведенных ДТМ, связанные с аналитическим определением выражений физических величин, обозначенных на рис. 1 по заданным значениям P , n , M , известны [1]. Также аналитически определяются передаточные параметры механической передачи (МП) ДТМ по заданной схеме механизма и числам зубьев колес для любых, сколь угодно сложных МП [1, 2].

В практике современного тракторостроения и сельхозмашиностроения известны зарубежные планетарно-вальные ДТМ, которые включают даже четырех-, пятиступенчатые планетарные ряды с внутренними зубчатыми или фрикционными муфтами переключения диапазонов передач в МП, содержащие более двух регулируемых гидромашин в ОГП. Структурное разнообразие возможных вариантов таких ДТМ очень велико. Этим, среди прочего, объясняется сложность аналитических исследований таких ДТМ и немногочисленность публикаций.

На рис. 2 и рис. 3 приведены кинематические схемы зарубежных трансмиссий с ДТМ сельскохозяйственных машин и тракторов.

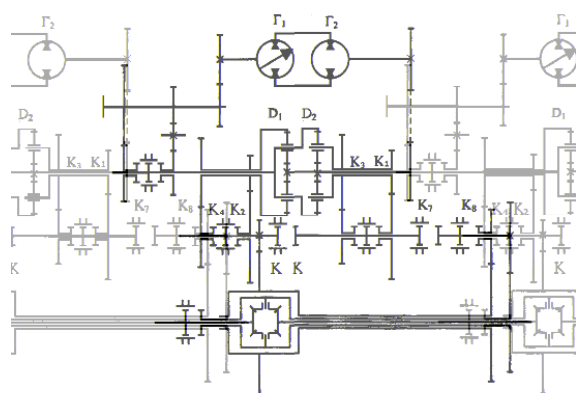


Рис. 2. Кинематическая схема
бесступенчатой трансмиссии
Claas HM8

Fig. 2. Kinematic diagram of
variable-speed transmission
Class HM8

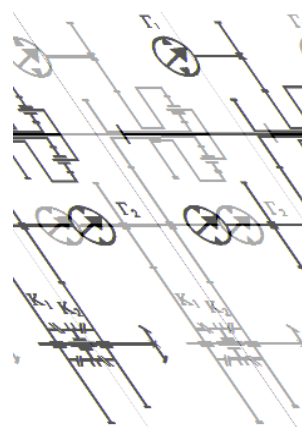


Рис. 3. Кинематическая схема
бесступенчатой трансмиссии
Fendt Vario

Kinematic diagram of
variable-speed transmission
Fendt Vario

ДТМ Claas HM8 применяется на сельскохозяйственных комбайнах, имеет 7 диапазонов бесступенчатого регулирования. Недостатки состоят в большом числе диапазонов, сложности их переключения, отсутствии нулевой скорости, изменении направления давления при переключении передач.

ДТМ Fendt Vario применяется на тракторе, имеет переключение диапазонов при остановленной машине, при максимальной скорости вся мощность передается только механическим путем, однако при заднем ходе - низкий КПД и высокая нагруженность гидромашин, то есть простота конструкции уменьшает ее функциональные возможности.

Убедительных методик и практических рекомендаций по выбору структуры и параметров ДТМ для тракторных агрегатов в зависимости от условий эксплуатации и предъявляемых требований опубликовано крайне недостаточно. Известно предложение о том, что для тракторов целесообразно использовать простые конструктивно ДТМ в коробке передач с двумя диапазонами: рабочим и

транспортным, однако каких-либо аналитических обоснований этого утверждения не приводится.

К ПРИНЦИПАМ УПРАВЛЕНИЯ ТРАКТОРНЫМ АГРЕГАТОМ С ДТМ

Сегодня успехи на пути создания высокоэффективных ДТМ и систем управления ими отражают мировой технический уровень тракторостроения и во многом определяют лидерство в конкурентной борьбе среди ведущих тракторостроительных фирм.

Методологически проектирование трансмиссий тракторов с ДТМ должно выполняться с системных позиций одновременно с созданием системы автоматического управления (САУ) тягово-скоростными и топливно-экономическими режимами тракторного агрегата. Так как раздельное ручное управление двигателем, трансмиссией и движителем практически не может быть оптимальным.

САУ оптимального или адаптивного многозадачного управления обеспечивают поддержание во времени таких режимных параметров двигателя, трансмиссии и движителя, при которых достигаются минимаксные значения некоторого обобщенного показателя в виде вектора I качества или результата работы тракторного агрегата.

В основе аппаратного решения такой САУ лежит электронный блок управления (ЭБУ) моторно-трансмиссионно-движительной установкой (по английски: ETWSCU - Engine-Transmission-Wheels System Control Unit), который реализован на основе бортового компьютера. При этом основой программного обеспечения ЭБУ и аналитической базой алгоритма управления, генерируемого им, является математическая модель тракторного агрегата, “работающая” в режиме реального времени и отражающая процесс всех взаимосвязанных и взаимовлияющих составных частей объекта управления. В такой системе управления в качестве исходной статической характеристики - “первичного образа” для динамической модели двигателя трактора необходимо использовать оболочковую трехмерную модель многопараметровой характеристики реального дизеля. Такую характеристику можно получить на основе ее традиционной формы. Выбор пространственного представления характеристики дизеля в математической модели позволяет наглядно представить один из компонент ранее упомянутого вектора I - как критерия одной из целей управления в данной САУ. В случае выбора водителем какой-либо из программ управления, где одной из целей является достижение наилучшей топливной экономичности или наименьшей токсичности выхлопа, поле оптимальных режимов, в которых САУ должна удерживать дизель при работе тракторного агрегата, может быть наглядно очерчено каким-то подмножеством точек поверхности его объемно представленной характеристики.

По значениям скорости, моментам или силам сопротивления движению тракторного агрегата и по упомянутому подмножеству САУ рассчитываются и отслеживаются требуемые установки параметров 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 смену прежних установок на новые, соответствующие искомому оптимуму по I.

Следует отметить, что аналогичный подход может быть использован и в отношении модели взаимодействия шин колес с опорной поверхностью движения. При этом можно использовать удельные безразмерные обобщенные характеристики колес, например, в форме кривой буксования или базовой характеристики шины. Локальной целью оптимального управления структурой движителя и режимами колес - компонентом вектора I - чаще всего может являться, например, максимум КПД ходовой системы в данной точке маршрута движения. В этом случае также на основе математической модели САУ рассчитывает установки для органов управления сменой структуры движителя и режима работы каждого или группы колес.

Причем при формировании алгоритмов управления моторно-трансмиссионной и ходовой системой тракторного агрегата, которые обеспечивают, к примеру, экономичные режимы работы при заданной скорости движения агрегата, необходимо учитывать закономерности взаимодействия колес с опорной поверхностью.

Применительно к тракторному агрегату с одним ведущим мостом, для упрощения выражений, покажем влияние взаимодействия колес с дорогой на значение требуемого передаточного отношения трансмиссии, необходимого для поддержания скорости агрегата постоянной при изменении сопротивления его движению.

Угловая скорость ведущего колеса равна

$$\omega_k = V_d / r_k^0 = V_t / r_k^0 * (1 - \delta), \quad (1)$$

где V_d , V_t - действительная и теоретическая скорость движения оси колеса; r_k^0 - радиус качения колеса в ведомом режиме; δ - буксование колеса. Тогда угловая скорость вала двигателя равна

$$\omega = V_t * u_{тр} / r_k^0 * (1 - \delta), \quad (2)$$

где $u_{тр}$ - 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

$$\omega * r_k^0 * (1 - \delta) / u_{тр} = [V_d]_i \quad (3)$$

Из выражения (3) следует, что при $\delta = 0$

$$u_{тр} = \omega * r_k^0 / [V_d]_i$$

Так как : $u_{тр} = u_{кп} * u_{гл} * u_{бр}$ - (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 $u_{кп} = 1$ условие (3) должно выполняться до значений буксования колес, равного

$$\delta = 1 - u_{\text{гл}} * u_{\text{бр}} * [V_{\text{д}}]_i / \omega * r_{\text{к}}^0 \quad (4)$$

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

$$[\delta_{\text{max}}] = 1 - u_{\text{гл}} * u_{\text{бр}} * [V_{\text{д}}]_i / \omega_{\text{ном}} * r_{\text{к}}^0 \quad (5)$$

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

$$\varphi = \varphi_{\text{м}} * (1 - e^{-k * \delta}), \quad (6)$$

где φ - безразмерный коэффициент использования сцепного веса ведущего колеса;

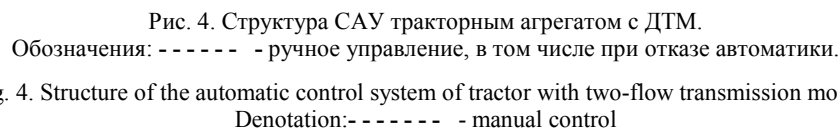
$\varphi_{\text{м}}, k$ - константы аппроксимации экспериментальной зависимости

$\varphi = F(\delta)$.

Тогда наложение ограничений на значения $[\delta_{\text{max}}]$ и $[V_{\text{д}}]_i$ возможно потребует изменения передаточного отношения 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, приведенное рассуждение говорит о существенном влиянии взаимодействия колес с опорной поверхностью на требуемые значения передаточного отношения трансмиссии с ДТМ в зависимости от цели управления работой тракторного агрегата и о необходимости комплексно и в автоматическом режиме управлять моторно-трансмиссионно-двигательной установкой такого тракторного агрегата.

Учитывая изложенное, схему структуры многозадачной САУ моторно-трансмиссионно-двигательной установкой тракторного агрегата можно представить, как показано на рис. 4.



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 с учетом требуемых-задаваемых значений быстродействия, переходных характеристик, запасов устойчивости САУ, текущие значения которых определяются-прогнозируются методами теории автоматического управления.

Проведенный анализ концепции, некоторых аспектов структурно-параметрического выбора конструкции двухпоточной трансмиссии и аспектов управления тракторным агрегатом с ДТМ выявил необходимость разработки методологии системного синтеза ДТМ совместно с системой автоматического управления таким тракторным агрегатом. В работе рассмотрено вариантное поле для такого синтеза, предложена структурно-функциональная схема САУ моторно-трансмиссионно-двигательной установкой тракторного агрегата с ДТМ, учитывающая специфику реальных характеристик динамической системы агрегата, дизельного двигателя и взаимодействия колес ходовой системы с дорогой.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Львовский К.Я. и др.**, 1976: Трансмиссии тракторов. – М.: Машиностроение, 280 с.
2. **Цитович И. С., Грицкевич В. В., Альгин В. Б.**, 1987: Анализ и синтез планетарных коробок передач автомобилей и тракторов. – Мн.: Наука и техника, 224 с.
3. **Gurjewicz A.M., Sorokin E.M.**, 1978: Traktory i automobili, Kołos, Moskwa.
4. **Dreszer A.K., Kwiecień S.**, 2001: Elementy i układy hydrostatyczne w maszynach rolniczych. Wydawnictwo AR Lublin.
5. **Guśkow W.W.**, 1982: Traktornyje pojezda. Maszynostrojenie, Moskwa,.

ASPECTS OF THE PROBLEM OF STRUCTURAL AND PARAMETRIC SELECTION OF
TWO-FLOW TRANSMISSION AND CONTROL OF TRACTOR UNIT

Summary. In the paper some aspects of the selection of the structure and the parameters of two-flow transmission and control of tractor unit are discussed as well as the structural and functional scheme of automatic control system of its engine-transmission-wheels unit is presented.

Keywords: Tractor unit, Two-flow transmission, Selection of structural and parametric solutions, Control.

Recenzent: Prof. dr hab. Janusz Mysłowski