

ПОВЫШЕНИЕ ПОТРЕБИТЕЛЬСКИХ СВОЙСТВ МЕЛИОРАТИВНОГО ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА «БЕЛАРУС»

А.И. Бобровник, доктор технических наук

Белорусский национальный технический университет

г. Минск, Беларусь

Ключевые слова: гидравлическая система, гусеничный трактор, вал отбора мощности, машинно-тракторный агрегат, мелиоративный, потребительские свойства, топливная экономичность, частота вращения

Введение

Интенсивное развитие агропромышленного комплекса республики на основе внедрения высокоэффективных технологий невозможно без создания высокопроизводительных, надежных и экономичных машинно - тракторных агрегатов с широким комплексом современных многооперационных орудий.

При выполнении мелиоративных и сельскохозяйственных работ вследствие ограниченной проходимости колесных машинно-тракторных агрегатов в тяжелых условиях эксплуатации в основном используются гусеничные машины. Более высокие сцепные качества гусеничного движителя по сравнению с колесным обуславливают расширение диапазона применения по тяговым возможностям в различных отраслях народного хозяйства, особенно на деформируемых переувлажненных грунтах и почвах с малой несущей способностью, где коэффициент сцепления у гусеничных машин больше, а сопротивление качению меньше, чем у колесных [1].

Впервые в республике после длительного перерыва на ОАО «МТЗ» создан гусеничный трактор класса 4,0 с рядом новых принципиальных инженерных решений: двухпоточным гидрообъемным механизмом поворота с бесступенчатым радиусом поворота, торсионной подвеской опорных обрезиненных катков, комфортабельной кабиной с возможностью комплектации движителя, как на металлической гусенице, так и на разработанной совместно с канадской фирмой «Sousu» резино- тросовой гусенице с пластмассовыми звездочками и обрезиненными катками и др. Создан гусеничный трактор «БЕЛАРУС» 1502-01 мелиоративной и лесохозяйственной 1502-02 модификации с эксплуатационной массой 10,4-12,0 т, со средним удельным давлением движителей на грунт 46-52 кПа, номинальной мощностью 156 кВт при частоте вращения 2100 мин⁻¹, минимально устойчивой частотой вращения двигателя 800 мин⁻¹, частотой вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте 1500 мин⁻¹, удельным расходом топлива на

режиме эксплуатационной мощности 249 г/кВтч, с подачей шестеренным насосам 55 л/мин для гидравлической навесной системы. С целью повышения эффективности использования трактора предусмотрена установка передней навески, бульдозерного отвала, рыхлителей, корчевателя, фронтального погрузчика и другого оборудования. Разрабатывается семейство гусеничных трактора класса 5,0. Эксплуатационно-технологические показатели гусеничного трактора, полученные на пахоте с 8-ми корпусным плугом, составили: производительность 3,87 га/час, расход топлива 9,64 кг/га, что меньше на 2,7 кг/га, чем при пахоте колесным трактором «БЕЛАРУС» 2522, и на 9 кг/га, чем при пахоте трактором «Кировцем» К 701. Белорусские тракторы по уровню мощности, весовым показателям, сроку эксплуатации в основном не уступают зарубежным аналогам, но нужна постоянная работа над совершенствованием производимой техники [2]. Поиску путей повышения потребительских свойств базовой модели гусеничного трактора посвящена настоящая статья.

Результаты исследований

Выполненная оценка потребительских свойств созданных тракторов после постановки их на производство по разработанной методике [3] показала, что по ряду показателей требуется проведение дальнейших научно-исследовательских работ, в первую очередь по совершенствованию системы отбора мощности тракторов. (п. методики 3.4; 6.25; 11.4; 16.5). Из последних зарубежных разработок следует отметить американского производителя сельскохозяйственной техники Case IH, представившего свою новинку – гусеничный пропашной трактор 2013 Steiger Quadtrac (рис.1).



Рисунок 1. Гусеничный трактор Steiger Quadtrac

Он будет доступен в трех моделях – 350, 400 и 450 Steiger Quadtrac [4]. Их двигатели располагают очень большим количеством лошадиных сил. Они будут снабжены технологией Quadtrac, которая позволит трактору обрести многофункциональность – проводить первичное и вторичное вспахивание почвы, применяться во всех полевых работах,

включая посевные работы, междурядную подкормку, внесение удобрений и в другие сельскохозяйственные работы. Колесная база гусеничного трактора была увеличена с 3912 мм до 4064 мм, тем самым было улучшено сцепление с почвой при передвижении. Применение шарнирной рамы с гусеничным двигателем улучшает щадящее воздействие двигателя при криволинейном движении, способствует лучшей тяге.

Преимущество тракторов **Steiger Rowtrac** заключается в великолепной топливной экономичности и низких эксплуатационных издержках благодаря двигателям Tier 4 **Case IH FPT**; очень мощной рамной конструкции, сваренной из стали, толщиной в 127 мм для оперирования тяжелым почвообрабатывающим оборудованием и непревзойденной гидравлической системой с циркуляцией в 514 литров в минуту, что позволяет им с легкостью управлять огромными сеялками и посевными орудиями.

Показатели качества выполнения технологического процесса мобильными агрегатами с активным приводом от системы отбора мощности трактора определяются и нормируются при постоянной частоте вращения вала отбора мощности трактора, соответствующей, при работе в независимом режиме, назначенной заводом-изготовителем при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя. Однако в условиях реальной эксплуатации для экономии топлива от 5 % до 15 % и улучшения качества выполнения технологических процессов, повышения долговечности двигателя целесообразнее работать на частичных режимах в зависимости от конкретных условий, то есть перевести его на экономичный режим. Но при существующей конструкции привода ВОМ трактора это приведет к уменьшению частоты его вращения и изменению их качественных показателей.

С учётом всё возрастающей тенденции к расширению номенклатуры и количественного выпуска машин с активными рабочими органами, а также комбинированных агрегатов, ростом энергонасыщенности тракторов, повышением требований к качеству технологических процессов требует своего решения проблема совершенствования и развития систем отбора мощности тракторов.

Широкое применение механических, гидравлических и пневматических систем, средств автоматизации и электроники позволяет значительно повысить как надёжность машин, так и качество выполнения технологических процессов, увеличить производительность машинно-тракторных агрегатов.

В настоящее время существует несколько способов передачи мощности от двигателя трактора к активным рабочим органам машин [5]. Разделяются они по виду энергоносителя, посредством которого происходит передача мощности между трактором и агрегатом, на механические системы отбора мощности или валы отбора мощности (ВОМ); гидравлические системы отбора мощности (ГСОМ); электросистемы отбора мощности; пневмосистемы отбора мощности.

Электрический и пневматический приводы не нашли широкого применения на тракторах для передачи мощности к активным рабочим органам, а гидросистемы отбора мощ-

ности применяются только совместно с ВОМ. Связано это с рядом преимуществ, которыми механический привод обладает в сравнении с ГСОМ, основными из которых являются [6]: более высокий КПД, составляющий 0,90...0,95 против 0,70...0,80 для гидропривода; возможность передачи всей мощности двигателя; простота и технологичность конструкции; меньшая стоимость изготовления; простота обслуживания, ремонта и т.д., что и обеспечивает сохранение и дальнейшее развитие механического привода как основного типа привода рабочих органов сельскохозяйственных машин от двигателя трактора.

Возможности современного машиностроения обуславливают наличие широкой номенклатуры валов отбора мощности, классификационная схема которых представлена на рис. 2.

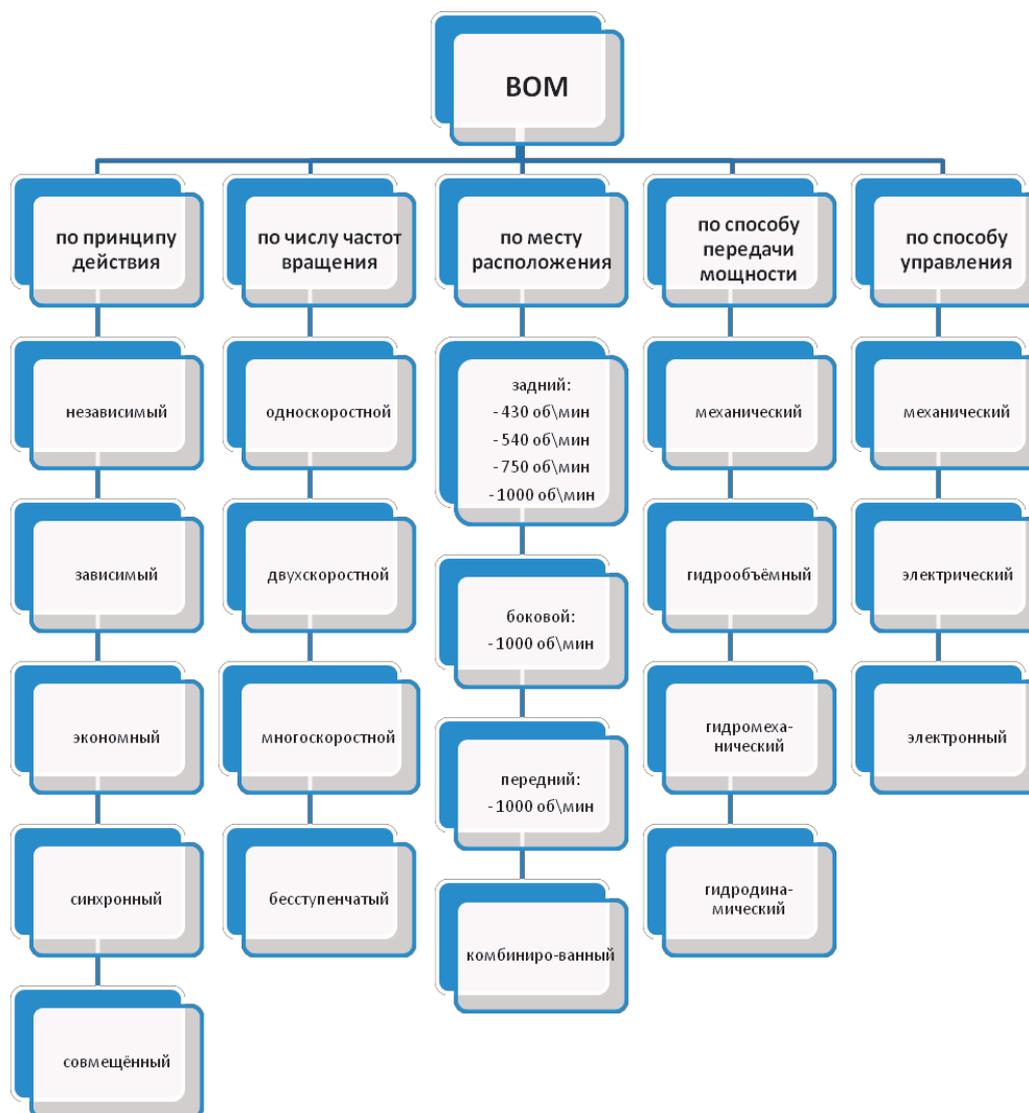


Рисунок 2- Схема - классификация валов отбора мощности

Основными производителями тракторов в широком диапазоне мощности являются фирмы Case IH, Deutz-Fahr, Fendt, JohnDeere, Lamborghini, MasseyFerguson и Same.

На рис. 2 приведены обобщенные структурные схемы основных типов приводов ВОМ [7].

При независимом приводе его приводной механизм 1 (рис. 3а) связан с двигателем 2 до устройства для управления подачей мощности 3 к движителю 4 трактора. Для управления подачей мощности к его хвостовику 5 ВОМ с независимым приводом снабжается собственным фрикционным устройством 6.

При зависимом приводе ВОМ (рис. 3б) его приводной механизм 1 связан с двигателем 2 после устройства для управления подачей мощности 3 к движителю 4 трактора, которое используется для управления подачей мощности и к его хвостовику 5.

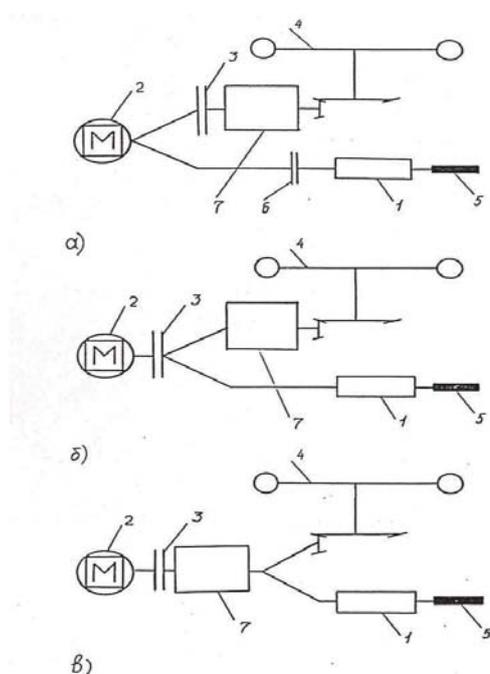


Рисунок 3 - Обобщенные структурные схемы типовых приводов ВОМ

- а) - независимый привод ВОМ;
- б) - зависимый привод ВОМ;
- в) - синхронный привод ВОМ

Это упрощает его конструкцию, однако приводит и к ряду существенных недостатков, так как не позволяет осуществлять следующие операции: производить последовательный разгон в начале рабочих органов машин, а затем тракторного агрегата; осуществлять кратковременную остановку трактора без остановки рабочих органов машины; переключать передачи во время работы трактора без остановки рабочих органов машины; включать и выключать агрегируемые машины без остановки трактора.

В процессе работы машинно-тракторного агрегата с зависимым приводом ВОМ происходит нарушение технологии выполняемого процесса и ухудшается его качество. Присутствующая при этом возможность забивания рабочих органов машины влияет как на

технику безопасности, так и на трудоёмкость обслуживания. Кроме того, зависимый привод ВОМ для обеспечения одновременного разгона агрегата и рабочих органов машины требует дополнительного запаса мощности двигателя, при установившемся режиме не используемой. Величина данного запаса составляет около 30 % [7].

И при синхронном приводе ВОМ (рис. 3в) его приводной механизм 1 связан с двигателем 2 после вариатора скорости 7 трактора. Характерным для синхронного привода ВОМ является: привод от валов трансмиссии, расположенных за КПП; хвостовик ВОМ вращается только тогда, когда вращаются ведущие колеса трактора; передаточное число между хвостовиком синхронного ВОМ и ведущими колесами трактора постоянно, в связи с чем число оборотов хвостовика, приходящееся на 1 метр пути, не зависит от числа оборотов двигателя и включенной передачи; направление вращения ВОМ различно при движении трактора вперед и назад.

Приводной механизм ВОМ, в большинстве случаев, представляет собой довольно сложную конструктивную систему, в которую, в зависимости от типа привода и выполнения, могут входить следующие различные по назначению и выполняемым функциям конструктивные элементы: силовая цепь (или цепи) между приводным элементом и выходным элементом (или выходными элементами); согласующий редуктор (или редуктора) частот и направлений вращений приводных и выходных элементов; управляющее устройство для подачи и прекращения подачи мощности от приводных элементов к выходным элементам; механизм управления управляющим устройством; устройство для переключения режимов работы (в случае нескольких приводных элементов); редуктор для обеспечения нескольких частот вращения выходных элементов и устройство для исключения несоответствия типа хвостовика его скоростному режиму; редуктор для реверсирования направления вращения выходных элементов или изменения направления подачи мощности; вариатор для обеспечения бесступенчатой регулировки частоты вращения выходных элементов; устройство для предохранения от перегрузок при работе или пуске.

Данное разделение в некоторой мере условно, так как на практике функции нескольких конструктивных элементов или даже практически всех может выполнять один неразделимый узел.

Анализ конструкций задних ВОМ тракторов основных зарубежных фирм показывает, что двухскоростной привод применяется в основном на тракторах с мощностью на ВОМ 36,8...110 кВт. Для тракторов меньшей мощности используется односкоростной привод, позволяющий передать всю мощность двигателя. Для тракторов с мощностью на ВОМ более 110 кВт используется односкоростной привод с частотой вращения 1000 мин⁻¹, так как применение на данных тракторах привода 540 мин⁻¹, передающего только незначительную часть мощности двигателя, нецелесообразно с экономической точки зрения.

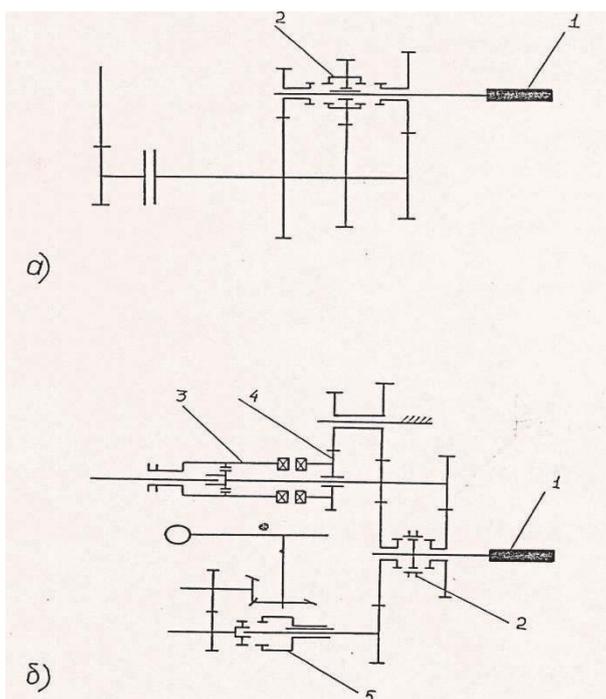
С целью повышения экономичности МТА на работах с незначительной нагрузкой двигателя по мощности некоторые зарубежные тракторы снабжаются трехскоростным

ВОМ. Примером могут служить тракторы моделей 303LS...308LS фирмы Fendt, на которых по заказу потребителей может устанавливаться ВОМ, обеспечивающий три частоты вращения его выходного хвостовика - 540, 750 и 1000 мин⁻¹ (рис. 4а).

Привод машин от ВОМ с частотой вращения 750 мин⁻¹ получил специальное название – «экономичный ВОМ». При работе с такой скоростью, за счёт возможности обеспечения стандартной частоты вращения ВОМ - 540 об/мин, при снижении частоты вращения двигателя до 70...75 % от номинальной, обеспечивается экономия топлива до 30 % [8, 9]. Это вполне окупает затраты, связанные с некоторым усложнением конструкции привода ВОМ. Различные частоты вращения выходному хвостовику ВОМ 1 обеспечиваются переключением муфты 2 (рис. 3а).

Фирмы MasseyFerguson, Steyr и др. [8] в настоящее время оснащают по заказу некоторые модели своих тракторов четырехскоростным ВОМ, что позволяет осуществлять работу двигателя на частичных режимах для машин, приводящихся как с низшей стандартизованной частотой вращения - 540 мин⁻¹, так и с повышенной стандартизованной частотой вращения – 1000 мин⁻¹.

На рис. 4б представлена схема приводного механизма четырехскоростного ВОМ



а) – тракторов моделей 303LS..
.308LS фирмы Fendt,
б) - тракторов фирмы Massey-
Ferguson

Рисунок 4 - Схема приводных
механизмов многоскоростных
валов отбора мощности [8]

фирмы MasseyFerguson. Стандартизованные частоты вращения - 540 мин⁻¹ и 1000 мин⁻¹ выходному хвостовику 1 обеспечиваются муфтой 2. Включение дополнительных частот вращения хвостовика ВОМ на частичных режимах работы двигателя транспортного средства осуществляется связью муфты 3 с шестерней 4 дополнительного редуктора.

Различные синхронные частоты вращения хвостовику ВОМ обеспечиваются муфтами 2, 5.

В целом, все конструкции двухскоростных ВОМ [2] характеризуются тем, что скорость вращения выходного или выходных хвостовиков не зависит от его профиля, в результате чего агрегируемые с трактором машины могут получать двухскоростной привод. Это позволяет для высокоскоростным машинам в случае необходимости их незначительной загрузки осуществлять работу при меньшей скорости ВОМ с передачей большей мощности на движитель. Примером может служить агрегируемый с трактором «БЕЛАРУС-82.1» траншейный цепной экскаватор ЭТЦ-165 ПО «ТАЛЛЭКС», который, в зависимости от вида разрабатываемой почвы, работает или на приводе с 1000 мин^{-1} , или на приводе с 540 мин^{-1} .

Разделяются они на две большие группы: двухскоростные ВОМ со сменными хвостовиками; двухскоростные ВОМ с переставным хвостовиком.

Недостатком двухскоростных ВОМ первой группы со сменными хвостовиками, один из которых устанавливается на трактор, а другой должен быть приложен к нему, является возможность потери одного из хвостовиков. В настоящее время известно большое число двухскоростных ВОМ второй группы, в которых используется один переставной хвостовик, концы которого снабжены шлицами с различным профилем. Рассматривая данную группу двухскоростных ВОМ, можно разделить ее на две подгруппы: ВОМ с не переключаемым при перестановке хвостовика редуктором; ВОМ с переключаемым при перестановке хвостовика редуктором.

Одно из направлений развития двухскоростных ВОМ - упрощение конструкций за счёт уменьшения числа приводных шестерён, которое привело к созданию трехшестеренных рядных редукторов. Характерная, присущая только данным рядным редукторам особенность - два места установки выходных хвостовиков, что определяется возможной компоновочной связью данных трёх шестерён.

Примером трехшестеренного двухскоростного рядного редуктора может служить ВОМ трактора модели 744 фирмы International Harvester (США), а также двухскоростной задний ВОМ на тракторе модели БМ-2654 фирмы Volvo (Швеция).

Определенный интерес представляет группа двухшестеренных двухскоростных рядных редукторов ВОМ. Обладая минимальным числом шестерён редуктора, они значительно проще по конструкции и обладают повышенным КПД.

С целью повышения экономичности машинотракторного агрегата на работах с незначительной загрузкой двигателя некоторые зарубежные тракторы начали снабжаться трехскоростными ВОМ.

Наличие на тракторе третьей скорости ВОМ 750 мин^{-1} позволяет осуществлять работу двигателя на частичных режимах для машин, приводящихся с первой низшей стандартизованной скоростью 540 мин^{-1} . Постоянное увеличение доли машин, приводящихся со второй повышенной скоростью 1000 мин^{-1} , требует обеспечения такой возможности и для данной скорости ВОМ, т.е. в настоящее время имеется необходимость в четырехскоростных ВОМ.

Величину четвертой скорости ВОМ можно определить из произведения величины второй стандартизованной скорости на отношение первой стандартизованной скорости к третьей, то есть ее значение составит $1000 \times 540 / 750 = 1389 \text{ мин}^{-1}$.

Округляя данное значение, получаем следующий скоростной ряд четырехскоростных ВОМ: 1 стандартизованная скорость – $n_1 = 540 \text{ мин}^{-1}$; стандартизованная скорость – $n_2 = 1000 \text{ мин}^{-1}$; дополнительная скорость – $n_3 = 750 \text{ мин}^{-1}$; дополнительная скорость – $n_4 = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Если идти по пути фирмы «Fendt», то для обеспечения четвертой скорости необходимо дополнительное введение двух шестерней, в результате чего редуктор ВОМ, который будет состоять из восьми шестерен, превратится в настоящую коробку передач с довольно сложным устройством.

Наиболее просто решается проблема создания четырехскоростных ВОМ на основе планетарных механизмов. А использование гидромеханических приводов позволит перейти на бесступенчатое регулирование.

Недостатком гидравлической навесной системы тракторов, унифицированных для класса тракторов 1,4-4,0, является снижение производительности гидравлического насоса во время перегрузки тракторного двигателя при уменьшении частоты вращения ниже номинальной или переводе двигателя на частичный режим, так как гидравлический насос кинематически связан с коленчатым валом двигателя и в этом случае увеличивается время на выполнение технологических операций потребителей гидравлической энергии. Нами предложена система поддержания номинального расхода в гидравлической навесной системе во время эксплуатации в различных почвенно-климатических условиях на всех режимах двигателя при агрегатировании трактора с различными машинами, чем обеспечивается улучшение функционирования узлов потребителей гидравлической энергии.

На рис. 5 изображена гидравлическая схема навесной системы макета, а на рис. 6 - кинематическая схема [10].

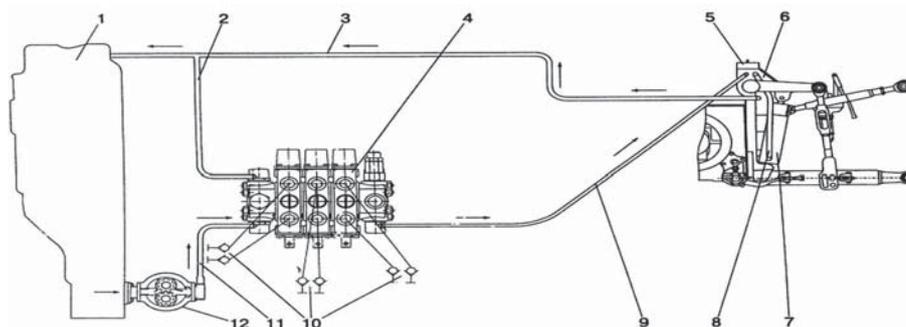
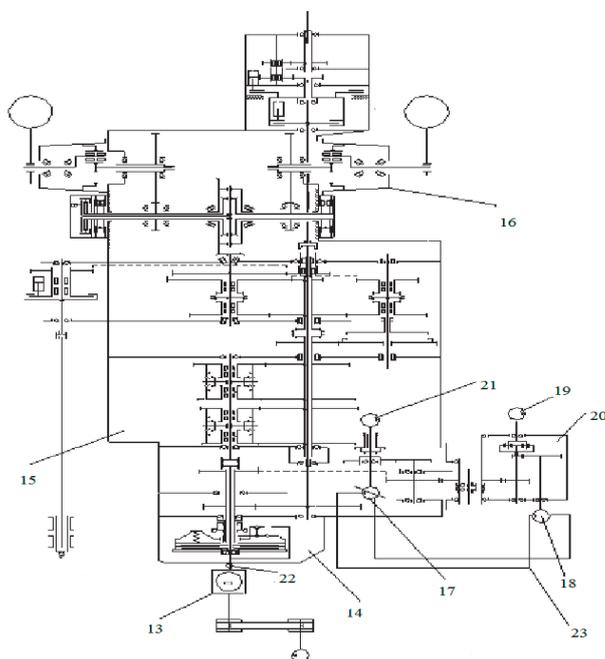


Рисунок 5 - Схема гидравлической навесной системы макета

1 - масляный бак с фильтром; 2 - сливной маслопровод секционного распределителя; 3 - сливной маслопровод гидроподъемника; 4 - секционный распределитель; 5 - регулятор-распределитель; 6 - гидроподъемник; 7 - гидроцилиндры; 8 - шланги гидроцилиндров; 9 - нагнетательный маслопровод гидроподъемника; 10 - выходы для выносного гидроцилиндра; 11 - нагнетательный маслопровод секционного распределителя; 12 - гидронасос



- 13 - двигатель внутреннего сгорания;
- 14 - муфта сцепления;
- 15 - коробка передач;
- 16 задний мост;
- 17 гидравлический насос регулируемой производительности;
- 18 – гидромотор;
- 19 - гидравлический насос навесной системы;
- 20 - планетарный редуктор;
- 21 - гидравлический насос питания коробки передач;
- 22 - датчик угловой скорости коленчатого вала двигателя;
- 23 - гидравлические маслопроводы

Рисунок 6 - Кинематическая схема макета

Гидравлическая навесная система работает следующим образом: при работе двигателя внутреннего сгорания 13 (рис. 6) на номинальном скоростном режиме привод гидравлического насоса навесной системы осуществляется посредством кинематической связи через шестерни гидравлического насоса питания коробки передач 21 и планетарного редуктора 20. В случае перехода двигателя на частичные режимы работы срабатывает датчик угловой скорости коленчатого вала двигателя 22, сигнал которого через систему управления изменяет поток гидравлического насоса регулируемой производительности 17, который, в свою очередь через гидравлические маслопроводы 23 изменяет скорость вращения вала гидромотора 18, докручивающего гидравлический насос навесной системы 19 через планетарный редуктор 20, поддерживая тем самым необходимые обороты гидравлического насоса для создания требуемого расхода в магистралях гидравлической навесной системы.

Как указывалось ранее, гусеничный трактор содержит гидрообъемный механизм поворота - двухпоточный, дифференциального типа с бесступенчатым изменением радиуса поворота, однопоточный при прямо-линейном движении и двухпоточный при повороте. Он состоит из двухпоточного дифференциального механизма поворота, гидрообъемного привода, привода управления и редуктора привода насоса [11].

Механизм поворота расположен в корпусе, прифланцованном к коробке передач трактора. Механизм поворота включает в себя суммирующие дифференциалы, представляющие собой трехзвенные планетарные механизмы с одновенцовыми сателлитами и

отрицательными внутренними передаточными отношениями [11]. На корпусе механизма поворота расположены: гидромотор, тормозные камеры с энергоаккумуляторами и рычагами включения тормозов, рычаг переключения привода ВОМ. В корпусе смонтированы суммирующие дифференциалы, тормоза трактора, механизм переключения привода ВОМ, механизм отключения гидромотора при буксировке трактора.

В механизме поворота установлены два (правый и левый) суммирующих трехзвенных планетарных дифференциала. Они суммируют два потока мощности (основной и дополнительный при повороте) и передают крутящий момент через карданные валы на главные передачи заднего моста. Суммирующий дифференциал (рис. 7) состоит из солнечной шестерни 13, шестерни эпицикла 12 и сателлитов. Основной поток мощности, передается от двигателя через вторичный вал коробки передач, шестерни 6 и 3 на эпициклы 12 левого и правого дифференциалов. При прямолинейном движении гидромотор заторможен и вместе с ним заторможены солнечные шестерни 13 (рис. 7) суммирующего дифференциала, поэтому их эпициклы 12 передают одинаковые по величине и направлению крутящие моменты через сателлиты на водила 21 и через карданные валы на главные передачи заднего моста.

- 1 - кольцо;
- 2 - подшипник;
- 3 - шестерня;
- 4 - штифт;
- 5 - переходник;
- 6 - шестерня;
- 7 - подшипник;
- 8 - вал;
- 9 - втулка;
- 10 - корпус;
- 11 - подшипник;
- 12 - шестерня-эпицикл;
- 13 - шестерня солнечная;
- 14 - шестерня ведомая;
- 15 - подшипник;
- 16 - крышка;
- 17 - кольцо стопорное;
- 18 - тормоз дисковый;
- 19 - крышка;
- 20 - полумуфта;
- 21 - водило;
- 22 - штифт установочный

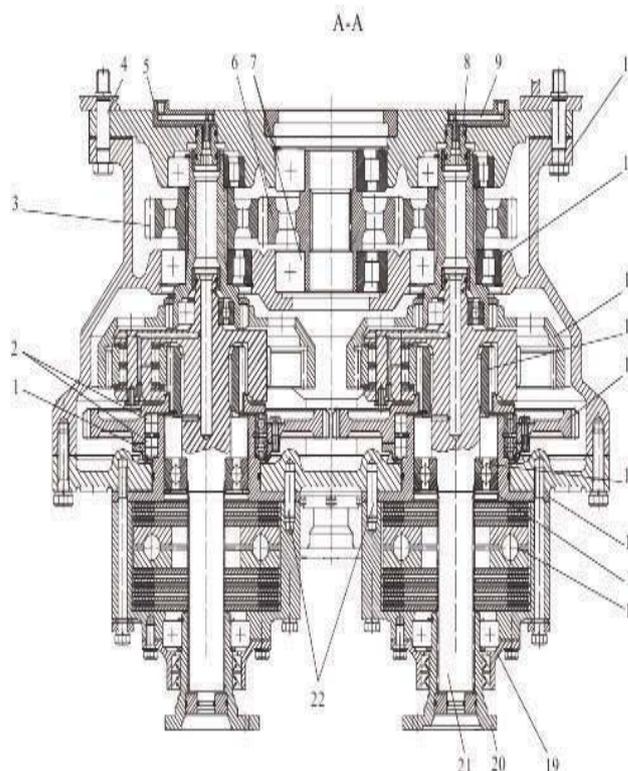


Рисунок 7 - Механизм поворота (продольный горизонтальный разрез)

При повороте часть мощности двигателя через гидромотор и шестерни 7 и 14 передается на солнечные шестерни 13 суммирующего дифференциала, которые начинают вращаться с одинаковой скоростью, но в противоположные стороны. Планетарные дифференциалы суммируют поступившие на их эпициклы и солнечные шестерни частоты вращений, в результате получается различная частота вращения, с которой вращаются водила, связанные с главной передачей заднего моста. Величина радиуса поворота зависит от включенной передачи, производительности насоса (регулируется поворотом рулевой колонки) и сопротивления движению трактора.

Недостатком привода ВОМ гусеничного трактора является непостоянство частоты вращения заднего вала отбора мощности при работе с переменным тяговым сопротивлением рабочих машин, агрегируемых с трактором.

Эта задача вполне решаема. На приводе вала отбора мощности гусеничного трактора (содержит смонтированные на раме двигатель; муфту сцепления; коробку перемены передач с шестернями для переключения передач; двухпоточный дифференциальный механизм поворота с гидрообъемным приводом; рабочие дисковые тормоза, установленные на водилах механизма поворота с раздельным торможением правого и левого бортов трактора, соединенные карданными валами с главными передачами заднего моста и далее через конечные передачи с ведущими звездочками гусеничного движителя; редуктор отбора мощности муфты сцепления, соединенный через коробку перемены передач и карданный вал; редуктор привода заднего вала отбора мощности с хвостовиком; систему управления трактором; редуктор привода заднего вала отбора мощности, выполненный в виде дифференциального механизма, эпициклическая шестерня которого кинематически связана с ведомым валом редуктора отбора мощности муфты сцепления через карданный вал, а солнечная шестерня соединена с соосной шестерней и промежуточной с муфтой включения тормоза или карданной передачей с гидромотором гидрообъемного привода механизма поворота, а водило соединено с хвостовиком через дисковый тормоз) датчик частоты вращения вала отбора мощности соединен через управляющий элемент регулируемого гидронасоса гидрообъемного привода механизма поворота [12].

На рис. 8 представлена кинематическая схема привода вала отбора мощности и ходовой системы гусеничного трактора; на рис. 9 – кинематическая схема редуктора привода заднего вала отбора мощности; на рис. 10– план скоростей планетарного редуктора.

Система управления трактором содержит дисплей индикации частоты вращения вала отбора мощности, скорости движения трактора, частоты вращения коленчатого вала двигателя.

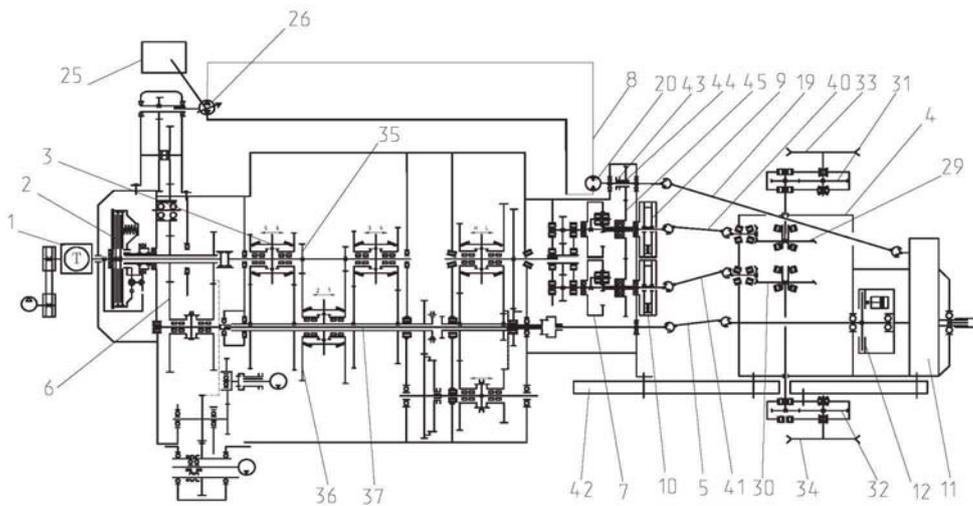


Рисунок 8 - Кинематическая схема привода вала отбора мощности и ходовой системы гусеничного трактора

1 – двигатель; 2 - муфта сцепления; 3 - коробка перемены передач; 4 - задний мост; 5 - карданная передача; 6 - редуктор отбора мощности муфты сцепления; 7 - двухпоточный механизм поворота; 8 - гидрообъемный привод; 9 - рабочий тормоз; 10 - фрикционные накладки; 11 - редуктор привода заднего вала отбора мощности; 12 - муфта включения заднего ВОМ; 13 - дифференциальный механизм; 14 - эциклическая шестерня; 15 - солнечная шестерня; 16 - промежуточная шестерня; 17 - шестерня; 18 - муфта включения; 19 - карданный вал; 20 – гидромотор; 21 – водило; 22 – хвостовик; 23 - дисковый тормоз; 24 - датчик частоты вращения вала; 25 - управляющий элемент ГОР; 26 - механизм регулирования потока; 27, 28 - борта трактора; 29, 30 - главные передачи; 31, 32 - конечные передачи; 33, 34 - ведущие звездочки; 35, 36 - шестерни постоянного зацепления КПП; 37 - вал привода вала отбора мощности; 38, 39 - шлицевые втулки; 40, 41 – карданные валы; 42 – рама; 43 – муфта; 44, 45 - шестерни

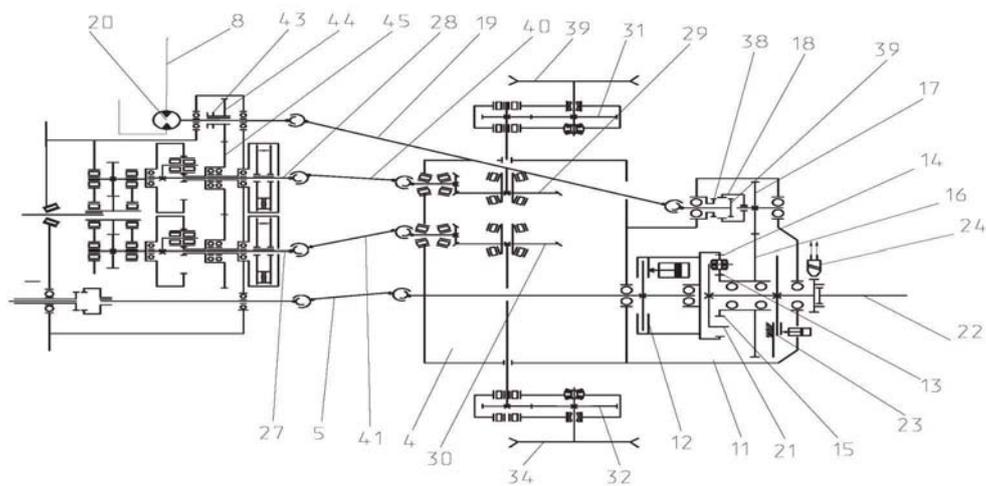


Рисунок 9 - Кинематическая схема редуктора привода заднего ВОМ гусеничного трактора (обозначения на рис.8)

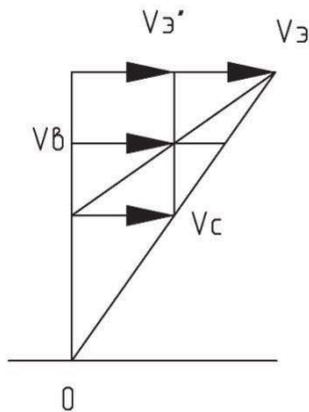


Рисунок 10 – План скоростей планетарного редуктора

$V_э', V_э$ - скорость эпициклической шестерни при различной частоте вращения двигателя;
 $V_с$ - скорость солнечной шестерни;
 $V_δ$ - скорость водила

Вал отбора мощности служит для передачи всей или части мощности тракторного двигателя навесным и прицепным машинам, агрегатируемым с трактором. Вал обеспечивает стандартные режимы вращения хвостовика 540 мин⁻¹ или 1000 мин⁻¹, а также экономичные режимы при различной частоте вращения коленчатого вала.

Привод вала отбора мощности работает следующим образом (рис. 8): развиваемый двигателем 1 крутящий момент передается на муфту сцепления 2 и далее через шестерни 35, 36 коробки перемены передач 3 на задний мост 4. С помощью коробки перемены передач 3 включают необходимую передачу для получения требуемой технологической скорости движения гусеничного трактора.

Криволинейное движение трактора обеспечивается двухпоточным механизмом поворота 7, связанным с гидрообъемным приводом 8 и рабочим тормозом 9, имеющим фрикционные накладки 10.

Крутящий момент от двухпоточного механизма поворота 7 поступает на левый 27 и правый 28 борта трактора через карданы 40 и 41 на главные передачи 29 и 30 и далее на конечные передачи 31 и 32 и на ведущие звездочки 33 и 34, приводящие в движение обе гусеницы трактора.

При прямолинейном движении трактора во время выполнения технологического процесса муфтой 43 выводят из зацепления шестерню 44 с шестерней 45. Двухпоточный механизм поворота 7 превращается в однопоточный. Раздельное торможение правого 28 и левого 27 бортов рабочим тормозом 9 корректируется отклонение от прямолинейного движения.

Для включения двухпоточного механизма поворота 7 с гидрообъемным приводом 8 муфтой 43 переводят шестерню 44 в зацепление с шестерней 45, а муфту включения 18 отсоединяют от шлицевой втулки 39.

Развиваемый двигателем 1 крутящий момент одновременно передается на редуктор отбора мощности муфты сцепления 6. Крутящий момент на редуктор привода заднего вала отбора мощности 11 через муфту включения 12 и карданную передачу 5, вал 37 коробки перемены передач 3 поступает от редуктора отбора мощности муфты сцепления 6.

Для стабилизации частоты вращения хвостовика 22 вала отбора мощности крутящий момент передается двумя потоками. Основной поток мощности от двигателя 1 через муфту сцепления 2, редуктор отбора мощности муфты сцепления 6 вал 37 привода вала

отбора мощности карданную передачу 5, муфту включения 12 поступает на эпициклическую шестерню 14.

Второй поток мощности поступает от гидрообъемного привода 8 через карданный вал 19 на муфту включения 18, соединенную с шлицевой втулкой 39 и далее на шестерню 17, 16, солнечную шестерню 15. В дифференциальном механизме 13 оба потока мощности суммируются, обеспечивая необходимую частоту вращения.

При передаче мощности на хвостовик 22 одним потоком через механическую передачу муфта включения 18 соединяет шестерню 17 с неподвижным корпусом через шлицевую втулку 38.

При увеличении нагрузки на ходовую систему или на хвостовик 22 вала отбора мощности от рабочего органа сельскохозяйственной машины обороты коленчатого вала двигателя 1 снижаются, а вместе с ними уменьшаются обороты хвостовика 22, измеряемые датчиком частоты вращения вала 24. Сигнал об уменьшении оборотов хвостовика 22 вала отбора мощности передается на управляющий элемент 25 и механизм регулирования потока 26, который увеличивает поток гидронасоса, гидрообъемного привода 8, поступающего к гидромотору 20. Вращение вала гидромотора 20 через карданную передачу 19 передается на муфту включения 18, шестерни 17, 16, 15. На рисунке 10 – схема скоростей планетарного редуктора, где В - водило, С - солнечное колесо, Э - эпициклическая шестерня. При номинальных оборотах коленчатого вала двигателя 1 эпициклическая шестерня 14 имеет скорость V_3 . При этом солнечная шестерня 15 имеет скорость, равную 0. Скорость водила соответствует на схеме $V_в$. При уменьшении скорости эпициклической шестерни до величины V_3' для сохранения скорости водила $V_в$, а следовательно и хвостовика необходимо задать скорость вращения солнечной шестерни 15 значения $V_с$.

Таким образом, при изменении угловой скорости (V_3) эпициклической шестерни за счет гидрообъемной передачи скорость хвостовика 22 будет сохраняться в заданных пределах.

Выводы

1. Созданный на ОАО «МТЗ» гусеничный трактор «БЕЛАРУС-1502» мелиоративной и сельскохозяйственной модификаций по потребительским свойствам, по уровню мощности, весовым показателям, сроку эксплуатации не уступают зарубежным аналогам, однако требует совершенствования систем отбора мощности для привода активных рабочих органов агрегируемых машин.

2. При выполнении малоэнергоемких работ и ограничении рабочей скорости трактора работу двигателя переводят на рабочий режим, уменьшая угловую скорость вала двигателя, а, следовательно, и частоту вращения хвостика вала отбора мощности. Для повышения загрузки двигателя включают более высокую передачу.

3. Использование предложенных устройств позволит уменьшить расход топлива на малоэнергоемких операциях на 8-10 %, повысить надежность работы и долговечность двигателя в связи с работой на меньшей частоте вращения, повысить надежность выпол-

нения технологических процессов рабочих машин.

4. Для трактора «БЕЛАРУС-1502» целесообразно использовать предложенное устройство по стабилизации частоты вращения вала отбора мощности на рабочем ходу, а при разворотах в конце гона использовать имеющийся гидрообъемный привод с двухточечным дифференциальным механизмом.

Библиографический список

1. Гусеничные транспортеры-тягачи. /Под редакцией В.Ф. Платонова.–Москва: Машиностроение.–1978.–351 с
2. Коробкин, В.А. Становление и развитие научно- конструкторской школы проектирования специальных машин на МТЗ/В.А. Коробкин//Перспективы развития белорусского тракторостроения: материалы междунар. науч.- техн. конф (Минск, 29-30 мая 2006 г.).–Минск.–2006.–280 с.
3. Бобровник, А.И. Методика оценки потребительских свойств тракторов «БЕЛАРУС»./А.И. Бобровник//Современные методы проектирования машин: респ. межведом. сб.– Том 7: Экономические аспекты проектирования машин. Теория и практика технического образования.–156 с.
4. Поисковая система Google - Режим доступа: <http://ru.m.wikipedia.org/wiki/Case-STX-Steiger>. Дата доступа 27.09.2014.
5. Николаенка, В.Л. Применение ВОМ в тракторах и транспортных средствах/ В.Л. Николаенка, О.Н. Протасеня//Известия АН БССР. Серия физ.-техн. наук.–1988.–С.9.
6. Протасеня, О.Н. Выбор рациональных схем и обоснование параметров систем отбора мощности приводов машин (применительно к машинно-тракторным агрегатам): дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02, 05.03.03/ О.Н.Протасеня.–Минск–1991.–159 с.
7. Барский, И.Б. Конструирование и расчет трактора/ И.Б.Барский.- 3-е изд., перераб. и доп.–М.: Машиностроение, 1980.//–335 с.
8. Четырехскоростной ВОМ/А.Т. Скойбеда и др.// Тракторы и сельхозмашины-1990.-№ 2-С.25-27.
9. Vernet J. Prise de forse 750 tours de Fendt.-ТМА, 1983 .-№805-р.69-71
10. Гидравлическая навесная система универсально-пропашного трактора: пат. 8063 Республика Беларусь: МПК А01В 63/10/ А.И. Бобровник, В.Е. Барейшо, А.И. Двибородчин, М.Ф. Аль-Кинани; заявитель УО «БГАТУ».- № и 20110492; заявл. 17.06.2011; опубл. 30.04.2012, Афіцыйны бюл.№2.–С.191.
- 11.Трактор гусеничный «БЕЛАРУС» 2103: Руководство по эксплуатации//ОАО «Минский тракторный завод» .–2007.–250 с.
12. Привод вала отбора мощности гусеничного трактора: пат. 9615 Республика Беларусь: МПК В60К/ В.А. Коробкин, А.И. Бобровник, А.Н. Ивановский, М.Ф. Аль-Кинани; А.А. Игнатчик; заявитель УО «БГАТУ».- № и 20130171; заявл. 25.02.2013; опубл. 30.10.2013, Афіцыйны бюл.–№ 5.–С.185.

Summary

A. Bobrovnik

INCREASING OF CONSUMER PROPERTIES OF RECLAMATIV TRACK TRACTOR "BELARUS"

consumer properties of track tractor "Belarus" of reclamativ and agricultural modifications are analysed. To improve the technical level hydraulic and mechanical power take-off systems are equipped with a stabilized power take-off system what increase fuel economy, quality of the manufacturing operations and improve the durability of the engine.

Поступила 2.10.2014