

РАСЧЕТ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ ТРАНСМИССИИ ПРИВОДНЫХ ПРИЦЕПОВ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ТОРФА

Яблонев А.Л., Гусева А.М., Щербакова Д.М., Андрианова А.А.
Тверской государственный технический университет

Повышение производительности тракторно-транспортных агрегатов на операциях по вывозке торфа с производственных участков сопряжено с увеличением объема кузова прицепов, требующего применения прицепов приводного типа с активными передними колесами. В статье представлена методика расчета передаточного отношения трансмиссии приводных прицепов в зависимости от параметров синхронного режима работы вала отбора мощности трактора. Обоснована принципиальная кинематическая схема приводных прицепов. Даны рекомендации по подбору агрегатов трансмиссии.

Развитие торфяной отрасли во всех странах мира подчиняется экономическим и экологическим факторам, в пользу которых доступность, невысокая себестоимость и возможность многопрофильного использования торфа [1]. Важнейшей стадией торфяного производства является транспортирование торфа с производственных участков. Причём речь идёт не только о перевозке собранного торфа в штабели, но и о доставке его потребителю. Отсутствие автомобильных дорог в области болот заставляет искать наиболее приемлемые способы доставки торфа посредством узкоколейных железных дорог и тракторно-транспортных агрегатов. Но содержание внутримассивных железных дорог является весьма затратным мероприятием, значительно повышающим стоимость продукта [2]. Поэтому построение транспортного модуля торфодобывающей компании должно опираться, прежде всего, на собственные силы и технику, задействованную как на уборочных, так и на транспортных работах [3]. Такой техникой являются пневмоколесные тракторы с прицепами. Емкость кузова прицепов является фактором, определяющим их экономическую эффективность [4]. Однако, повышение емкости кузова ведет к увеличению нагрузки на колесный ход, в результате чего тракторно-транспортный агрегат теряет проходимость [5]. Это характерно не только для торфяных разработок, но и для других условий при эксплуатации колесной

техники на почвах с низкой несущей способностью, например в лесной отрасли [6].

Попытка смоделировать и рассчитать взаимодействие пневмоколесного хода прицепов с торфяной залежью по аналогии с рабочими органами лесных машин [7] привела к обоснованию максимально возможной вместимости кузова пассивного прицепа (25 м^3) по условию сцепной и опорной проходимости [8]. При этом учитывалось, что несущая способность торфяной залежи гораздо ниже органогенных пород, например таких, как лигнин [9]. Но найденная вместимость кузова не позволяет добиться высокой эффективности уборочно-транспортных операций торфяного производства, особенно при использовании метода уборки из укрупненных валков, на которых задействованы погрузчики непрерывного типа с большой производительностью.

Выход из данного противоречия может быть найден в применении не пассивных, а приводных прицепов (рис. 1).

Благодаря использованию двух осей в таком прицепе понижается нагрузка на колеса, а, следовательно – и давление на торфяную залежь. Передние колеса прицепа – приводные, что увеличивает сцепную проходимость тракторно-транспортного агрегата. Такое комплексное решение обеспечивает транспортирование $45\text{-}50 \text{ м}^3$ фрезерного торфа [10].



Рис. 1 – Приводной прицеп для перевозки торфа

Передача крутящего момента на переднюю ось прицепа осуществляется от вала отбора мощности трактора, работающего в режиме “синхронный привод”. Но сложным и малоизученным остается вопрос согласованности работы трансмиссий

трактора и прицепа, в частности – подбора адекватного передаточного отношения трансмиссии прицепа.

Работа редуктора вала отбора мощности в синхронном режиме возможна как на тракторах VALTRA, так и на МТЗ-1221. Оба эти трактора с успехом применяются торфодобывающими компаниями. Но данные о синхронных режимах представлены различными способами. Так, для трактора VALTRA, в руководстве по эксплуатации, этот режим описан в виде “40,81 оборота вала отбора мощности за 1 оборот заднего ведущего колеса”. В технической характеристике МТЗ-1221, режим синхронной работы представлен в виде “4,18 оборота вала отбора мощности за 1 метр пути” при использовании колес 18,4R38. Несмотря на разность представлений, тем не менее, это данные об одном и том же процессе синхронизации частоты вращения вала отбора мощности и частоты вращения ведущих колес.

Величина, которая представлена в виде “40,81 оборота вала отбора мощности за 1 оборот заднего ведущего колеса” – жесткое передаточное отношение между валом отбора мощности и задней полуосью трактора i_t .

Следовательно, если диаметры колес трактора D_t и прицепа D_m будут одинаковыми, общее передаточное отношение трансмиссии прицепа i_m должно быть равно передаточному отношению i_t . Но поскольку это не всегда так, то необходимо ввести поправочный коэффициент, учитывающий разность диаметров ведущих колес трактора и прицепа:

$$i_m = i_t \cdot \frac{D_m}{D_t} \quad (1)$$

Так, например, при совмещении тракторов VALTRA N82h и N92h, оснащенных шинами 18,4R34 ($D_t = 1,575$ м) и приводных прицепов, оснащенных шинами 18,4R30 ($D_m = 1,540$ м), общее передаточное отношение прицепа:

$$i_m = 40,81 \cdot 1,540 / 1,575 = 39,9031.$$

Это логично, так как колесо прицепа, будучи меньшего диаметра, чем тракторное, должно за 1 метр пути совершить большее число оборотов, чем колесо трактора, следовательно, общее передаточное отношение трансмиссии прицепа, должно быть меньше, чем жесткое передаточное отношение между валом отбора мощности и ведущей полуосью трактора.

Несколько другая ситуация с трактором типа МТЗ-1221, вал отбора мощности которого имеет синхронную частоту вращения $n_o = 4,18$ оборотов за 1 метр пути при использовании задних ведущих колес с шинами 18,4R38 ($D_t = 1,76$ м).

Первое, что необходимо выяснить в данном случае – каково жесткое передаточное отношение между валом отбора мощности и полуосью ведущего заднего колеса трактора i_t . Воспользуемся следующими рассуждениями. Путь l , который пройдет колесо трактора за один свой полный оборот:

$$l = \pi \cdot D_t \quad (2)$$

Подсчитаем его, подставив в (2) имеющиеся данные:

$l = 3,14159 \cdot 1,76 = 5,5292$ м. За время одного полного оборота колеса трактора, вал отбора мощности совершит необходимое число оборотов n_l :

$$n_l = n_o \cdot l \quad (3)$$

$n_l = 4,18 \cdot 5,5292 = 23,1121$ оборотов. Поделив полученное количество оборотов вала на соответствующий ему 1 оборот ведущего колеса, получим, что жесткое передаточное отношение между валом отбора мощности и полуосью трактора:

$$i_t = \frac{n_l}{1} \quad (4)$$

$i_t = 23,1121$. Тогда передаточное отношение прицепа, согласно (1): $i_m = 23,1121 \cdot 1,54/1,76 = 20,2231$. Как и в случае с трактором VALTRA, меньшее по диаметру колесо прицепа за один метр пути должно совершить большее число оборотов, чем колесо трактора. Следовательно, и общее передаточное отношение трансмиссии прицепа должно быть меньше, чем жесткое передаточное отношение между валом отбора мощности и ведущей полуосью трактора. Подставив в (1) выражения (2), (3) и (4) получим:

$$i_m = \frac{n_o \pi D_t D_m}{D_t} = n_o \pi D_m \quad (5)$$

Следовательно, в случае представления информации о синхронной частоте привода в виде “...оборотов вала отбора мощности за 1 метр пути”, общее передаточное отношение трансмиссии приводного прицепа может быть найдено с использованием только диаметра колеса прицепа.

Найденное выше общее передаточное отношение является первым пунктом подбора агрегатов трансмиссии прицепа. Очевидно, что вторым пунктом является подбор ширококоространенного ведущего моста, имеющего свое внутреннее передаточное отношение i_1 . Третьим пунктом следует считать выбор типа и передаточного отношения входного i_1 и, если потребуется, промежуточного i_2 редукторов. Принципиальная кинематическая схема такого привода представлена на рис. 2.

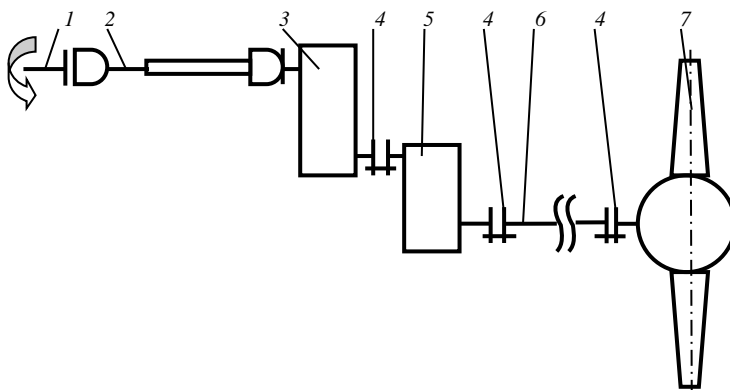


Рис. 2 – Принципиальная кинематическая схема трансмиссии приводного прицепа:

- 1 – вал отбора мощности трактора с синхронным режимом работы;
- 2 – карданная передача; 3 – входной редуктор;
- 4 – муфта соединительная; 5 – промежуточный редуктор;
- 6 – трансмиссионный вал; 7 – ведущий мост

Общее передаточное отношение прицепа i_m представляет собой произведение передаточных отношений отдельных составляющих элементов трансмиссии:

$$i_m = i_1 i_2 i_3 \quad (6)$$

В качестве входного можно рекомендовать использование цилиндрического вертикального редуктора. Необходимость использования в трансмиссии машины планетарного редуктора, учитывая его высокую стоимость, может быть обусловлена лишь явными преимуществами, которые дает планетарная передача: высокое передаточное отношение при небольших диаметрах валов и компактности.

Следует подчеркнуть, что методика расчетов трансмиссии, приведенная в статье справедлива для условий движения колес трактора и прицепа с одинаковыми деформацией и буксованием, когда динамические радиусы колес прицепа и трактора равны. Отсюда следует вывод, что наружный диаметр колес прицепа следует подбирать как можно ближе к наружному диаметру колес трактора. Поскольку радиальная деформация напрямую зависит от вертикальной нагрузки и давления воздуха в шинах, то изменяя эти параметры на стадии проектирования, можно добиться одинакового буксования, а, следовательно, и одинакового динамического радиуса. Небольшое различие в буксовании колес поддается сглаживанию путем введения в состав трансмиссии прицепа обгонной муфты, которая позволяла бы прицепу подталкивать трактор при сильном буксовании его колес.

Включение привода вала отбора мощности ведет к включению привода трансмиссии прицепа. Движение агрегата с включенной задней передачей возможно, так как синхронный режим вала отбора мощности обеспечивает его привод не от коленчатого вала двигателя трактора, а от вторичного вала коробки передач.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы. Различное представление синхронного режима работы вала отбора мощности в паспортах тракторов является следствием одного и того же процесса – синхронизации частоты вращения вала отбора мощности и частоты вращения ведущих колес. Получены формулы (1) и (5), позволяющие подбирать передаточное отношение трансмиссии приводных прицепов. Составлена принципиальная кинематическая схема приводного прицепа. Отмечено, что при проектировании тракторно-транспортного агрегата следует стремиться к установке на прицеп колес, диаметр которых был бы близок к диаметру задних ведущих колес трактора, и добиваться одинакового проектного буксования.

Библиографический список

1. Korpi J. A. *New Peat Production Concept – Results of Development Work During 2004-2007* / J. A. Korpi // *Proceedings of the 2008 13-th International Peat Congress. Tullamore, Ireland.–2008. – Vol. 1. pp. 120-122.*

2. Грудинин Н.Н. *К вопросу обеспечения технологической надежности внутримассового транспорта при добыче торфяного сырья* / Н.Н. Грудинин, Э.А. Кремчеев, Д.О. Нагорнов // *Современные наукоемкие технологии. – 2017. – № 7. – С. 27–31.*

3. Кремчеев Э.А. Принципы построения транспортного модуля торфяного предприятия с карьерной технологией добычи / Э.А. Кремчеев, А.В. Михайлов, Д.О. Нагорнов // Горный информационно-аналит. бюллетень (Н.-техн. журнал). – 2011. – № 7. – С. 75–81.

4. Alexandrov G.A. Score mining rents in terms of investment attractiveness of peat mining / G.A. Alexandrov, A.L. Yablonev // E3S Web Conf. Vol. 21, II-nd International Innovative Mining Symposium. – 2017. – Article Number 04011, DOI <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20172104011>

5. Larminie J.C. Modification to mean maximum pressure system / J.C. Larminie // Journal of Terramechanics. – 1992. – № 29(2). – P. 239–255.

6. Jansson K.-J. Soil Changes after Traffic with a Tracked End a Wheeled Forest Machine: a Case Study on a Slim Loam in Sweden / K.-J. Jansson, J. Johansson // Forestry. – 1998. – № 1. – P. 57–66.

7. Wang J.X. Modelling and Validation the Grabbing Forces of Hydraulic Log Grapples Used in Forest Operations / J.X. Wang, C.B. Le Doux, Y.X. Li // International Journal of Forest Engineering. – 2005. – Vol. 16, – P. 77–85.

8. Яблонеv А.Л. Обоснование параметров пневмоколесного хода пассивных прицепных машин для транспортирования фрезерного торфа / А.Л. Яблонеv, О.В. Дорогов, // Горный информационно-аналит. бюллетень (Н.-техн. журнал). – 2015. – № 7. – С. 174–177.

9. Телего А.В. Обоснование проходимости транспортно-тракторного агрегата при разработке органогенного сырья / А.В. Телего, А.В. Михайлов, А.В. Большунов // Записки горного института. – 2014. – № 209. – С. 87–90.

10. Яблонеv А.Л., Расчет сдвоенного приводного пневмоколесного прицепа для перевозки фрезерного торфа / А.Л. Яблонеv, О.В. Дорогов // Горный информационно-аналит. бюллетень (Н.-техн. журнал). – 2014. – № 6. – С. 154–157.

УДК [553.97:551.345]:534.8.081.7

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА НЕЗАМЕРЗШЕЙ ВОДЫ В МЕРЗЛОМ ТОРФЕ С ПОМОЩЬЮ УЛЬТРАЗВУКА

Иванов Г.Н.

Тверской государственный технический университет

Фазовый состав воды является важнейшей характеристикой мерзлых торфов. Предложена методика определения количества незамерзшей