

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ПОЛНОПРИВОДНОГО ТРАКТОРА

Поварехо А. С., канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь, e-mail: *povarekho.bntu.by*

FUNCTIONAL CHARACTERISTICS BRAKE SYSTEM OF A FOUR-WHEEL DRIVE TRACTOR

A. Pavarekha, PhD in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus,
e-mail: *povarekho.bntu.by*

Ряд конструктивных решений для полноприводных колесных тракторов, направленные на повышение эффективности их торможения, приводят к увеличению тепловой нагруженности фрикционных пар тормозных механизмов, муфт управления приводом дополнительного ведущего моста, а также силовой нагруженности элементов трансмиссии.

Работоспособность и выходные характеристики фрикционных муфт и тормозных устройств существенным образом зависят от температурного режима их работы, который определяется величиной энерговыделения в последних и условиями отвода тепла. Таким образом, актуальным является оценка энерговыделения во фрикционных узлах, задействованных в процессе торможения. При этом энергонагруженность этих узлов зависит от эффективности торможения, темпа изменения передаваемого момента и согласования работы фрикционных узлов.

Данная статья посвящена исследованию влияния указанных выше параметров на выходные характеристики процесса торможения и

оценке тепловой нагруженности тормозных механизмов и муфты включения переднего ведущего моста (ПВМ).

Ключевые слова: трактор, тормозные механизмы, ведущий мост, привод, тепловая нагруженность, управление, гидропривод, динамические характеристики.

A number of design solutions for four-wheel drive wheeled tractors, aimed at improving the efficiency of their braking, lead to an increase in the thermal load of friction pairs of braking mechanisms, drive control clutches of the additional drive axle, as well as the power load of transmission elements.

The operability and output characteristics of friction clutches and braking devices depend significantly on the temperature regime of their operation, which is determined by the amount of energy release in the latter and the conditions of heat removal. Thus, it is relevant to assess the energy release in the friction units involved in the braking process. At the same time, the energy load of these nodes depends on the braking efficiency, the rate of change of the transmitted torque and the coordination of the operation of the friction nodes.

This article is devoted to the study of the influence of the above parameters on the output characteristics of the braking process and the assessment of the thermal load of the braking mechanisms and the coupling of the front drive axle.

Keywords: tractor, braking mechanisms, drive axle, drive, thermal loading, control, hydraulic drive, dynamic characteristics.

Введение

В настоящее время все в большей степени прослеживается тенденция расширения комплекса работ, выполняемого колесными тракторами, что позволяет обеспечить более высокую их круглогодичную загрузку. Все шире потребители используют тракторную технику для выполнения транспортных работ при осуществлении местных перевозок в целях сокращения затрат на использование автомобильной техники. Скорости движения тракторов достигают 40 км/ч, некоторые имеют скоростной диапазон до 50 км/ч и выше.

Рост транспортных скоростей тракторов сдерживается рядом проблем. Это касается в первую очередь систем подрессоривания, которые должны обеспечить удовлетворительные условия труда оператора, и тормозных систем, обеспечивающих безопасность движения трактора, в том числе в транспортном потоке на дорогах общего пользования. Требования, предъявляемые к тормозным системам, регламентируются рядом нормативных документов [1, 2].

Основными направлениями совершенствования тормозных систем тракторов являются [3]:

- повышение эффективности торможения и устойчивости движения за счет обеспечения рационального распределения тормозных сил между колесами;
- увеличение надежности работы и долговечности тормозных механизмов.

Одним из важных путей повышения тормозных качеств пропашных тракторов является торможение всеми колесами. Однако оборудование передних колес тормозными механизмами, размещенными в колесах по принятой в автомобилестроении схеме, для таких тракторов связано с принципиальными усложнениями конструкции.

В данной статье рассматриваются вопросы, касающиеся оценки выходных характеристик тормозных систем полноприводных тракторов, оборудованных тормозными механизмами на заднем мосту.

Оценка эффективности функционирования тормозных систем полноприводных тракторов

Анализ конструкции ходовых систем универсально-пропашных тракторов показывает, что порталная конструкция как ведомых, так и ведущих передних мостов пропашных тракторов, обусловленная необходимостью высокого агротехнического просвета, вносят дополнительные трудности: при торможении передними колесами плечо тормозных сил (от опорной поверхности до оси балки моста) значительно увеличивается по сравнению с конструкциями, у которых колеса расположены соосно с балками мостов. Поэтому для использования передних колес в тормозном режиме требуется усиление конструкции и, следовательно, увеличение металлоемкости.

Рациональное распределение тормозных сил обеспечивается при реализации колесами транспортного средства одинаковых удельных

тормозных сил, определяемых как отношение тормозной силы к нормальной реакции на колесе [4]. Для полноприводных колесных тракторов данный эффект достигается в результате блокирования при торможении межосевого привода. Различные варианты конструктивного исполнения тормозной системы при подключении ПВМ представлены на рисунке 1. Принцип регулирования тормозных сил у них идентичен, а отличие состоит в расположении и количестве тормозных механизмов.

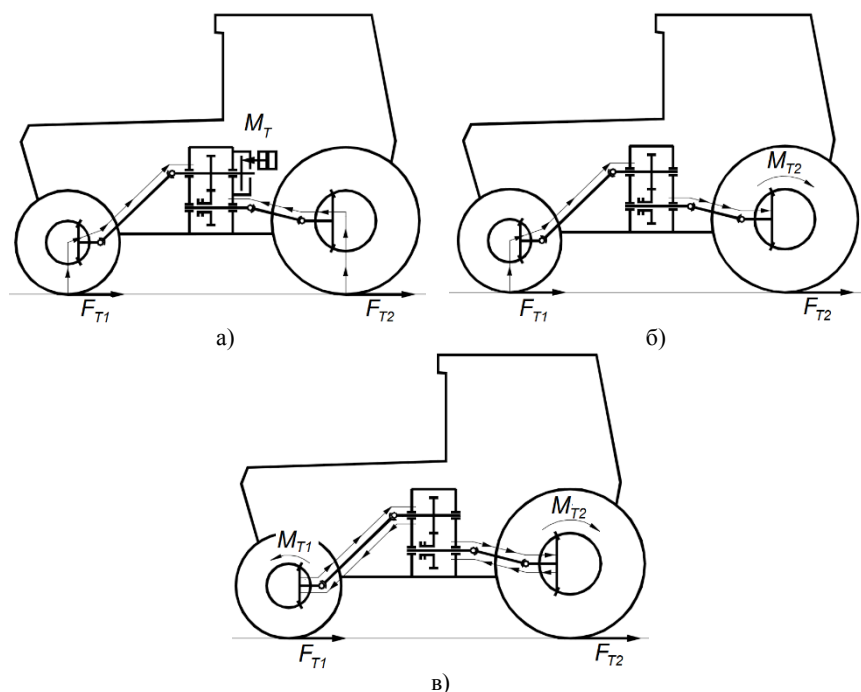


Рисунок 1 – Схемы систем регулирования тормозных сил при блокированном межосевом приводе

На рисунке 1, а приведена схема, у которой тормозной механизм расположен на валу раздаточной коробки. Тормозные силы колес переднего и заднего моста создаются моментом, реализуемым тормозным механизмом. При этом происходит циркуляция момента от колес переднего и заднего моста к тормозному механизму раздаточной

коробки, что приводит к нагружению межосевого привода, связывающего раздаточную коробку с передним и задним мостами.

Особенность схемы, представленной на рисунке 1, б состоит в том, что тормозные механизмы установлены на заднем мосту трактора, а за счет включения межосевого привода осуществляется торможение как задних, так и передних колес. В данном случае также происходит перераспределение момента от тормозного механизма к колесам переднего моста, что нагружает межосевой привод.

Наиболее рациональной, с точки зрения нагруженности трансмиссии, является третья схема (рисунок 1, в). Тормозные механизмы располагаются на колесах переднего и заднего мостов, а регулирование тормозных сил осуществляется за счет блокирования межосевого привода. При этом перераспределение моментов может осуществляться как с тормозных механизмов передних колес на задние колеса, так и с тормозных механизмов заднего моста на передние колеса. Направление перераспределяющегося момента зависит от многих факторов: соотношения эффективности тормозных механизмов передних и задних колес, развесовки трактора, вида агрегатирования, перераспределения при торможении весовой нагрузки, сцепных качеств передних и задних колес и т. д.

Анализ конструкций трансмиссий полноприводных универсально-пропашных тракторов показал, что для них наиболее целесообразной является схема, приведенная на рисунке 1, б [5]. Данное техническое решение не увеличивая металлоемкость трактора, существенно повышает эффективность торможения за счет использования сцепного веса трактора, приходящегося на передние колеса. Кроме того, принудительное включение межосевого привода при торможении приводит к взаимосвязи угловых скоростей колес переднего и заднего мостов, а, следовательно, к взаимосвязи их скольжений, что способствует рациональному распределению тормозных сил по мостам полноприводного трактора независимо от вида агрегатирования и эффективности торможения.

Однако следует учитывать, что величина перераспределяющегося момента дополнительно нагружает элементы привода и самого переднего моста. При этом с учетом перераспределения веса при торможении с заднего моста на передний величина момента по сцепле-

нию колес может превышать его значения в тяговом режиме, что требует повышения прочности узлов и деталей ПВМ. Также возрастает энергонагруженность самих рабочих тормозных механизмов.

Ограничение нагрузок на передний мост обеспечивается установкой в приводе фрикционной муфты, которая при превышении перераспределяющимся моментом определенного значения пробуксовывает.

Таким образом в процессе торможения полноприводного трактора с подключаемым с помощью фрикционной муфты передним мостом, имеются две группы фрикционных узлов, которые пробуксовывают в процессе торможения, поглощая кинетическую энергию движения трактора – тормозные механизмы и муфта подключения ПВМ.

Как известно работоспособность и выходные характеристики фрикционных муфт и тормозных устройств существенным образом зависят от температурного режима их работы, который определяется величиной энерговыделения в последних и условиями отвода тепла [6, 7]. Оценка тепловых режимов работы фрикционных устройств может быть произведена по величинам работы трения и изменению мощности трения в процессе буксования их фрикционных пар. С другой стороны, длительность буксования и реализуемый при этом фрикционный момент определяются темпом и согласованностью включения тормозных механизмов муфты подключения переднего моста.

В качестве привода к тормозным механизмам тракторов «Беларусь» применяется либо механический, либо гидростатический привод, обеспечивающие прямопропорциональную связь между перемещением (усилием) педали и развиваемым тормозным моментом. Привод муфты переднего моста может осуществляться механически или, что имеет место в современных моделях тракторов, с помощью гидравлического привода от гидронасоса. В последнем случае управление осуществляется с помощью электрогидравлических клапанов, что позволяет регулировать запаздывание, а за счет изменения проходного сечения клапана и время включения фрикционной муфты. Таким образом, использование электрогидравлического привода позволяет задавать алгоритм ее включения, согласуя его в процессе

торможения с темпом включения тормозных механизмов, обеспечивая опережающее включение муфты ПВМ, что снижает ее энергонагруженность и снижает температуры пар трения.

Для анализа характеристик электрогидравлического привода муфты ПВМ на основе рекомендаций [8] была составлена математическая модель и рассчитаны динамические характеристики электрогидравлического привода.

На рисунке 2 приведены динамические характеристики электрогидропривода муфты ПВМ для электрораспределителей с различным значением условного прохода. С качественной точки зрения характеристики имеют типичный вид для исполнительных частей гидросистем с насосным приводом. В начальный период времени имеет место незначительное повышение давление и задержка его дальнейшего роста, связанная с заполнением соединительных трубопроводов и полости нажимного механизма фрикционной муфты. После заполнения полостей происходит резкое увеличение давления, которое приводит к замыканию пар трения.

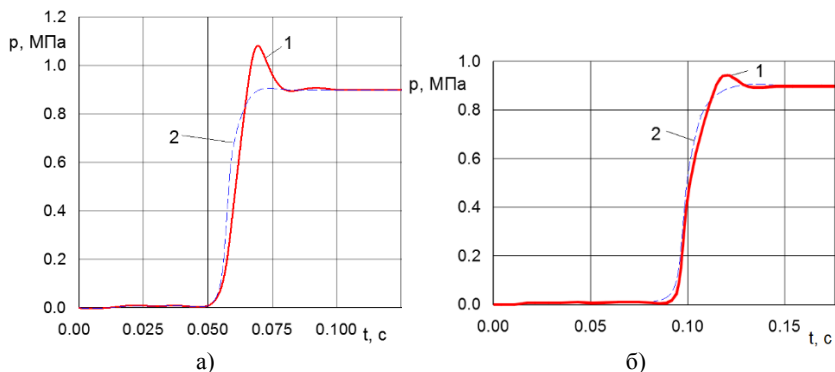


Рисунок 2 – Динамические характеристики электрогидравлического привода муфты ПВМ для гидрораспределителей с различными условными проходами а) 8 мм; б) 5 мм

Время срабатывания привода, как показали расчеты, зависит от условного прохода гидрораспределителя. Для условного прохода 8 мм он составляет 0,07 с, а для условного прохода 5 мм – 0,12 с. Приведенные на графиках зависимости под номером 1 соответ-

ствуют месту расположения электрогидрораспределителя, аналогично серийному. Зависимости под номером 2 соответствуют расположению распределителя непосредственно на входе в муфту ПВМ. В последнем случае имеет место более плавное изменение давления без его заброса при максимальном значении. С точки зрения времени срабатывания существенной разницы для кривых 1 и 2 не отмечено, что объясняется незначительной разницей заполняемых в системе объемов при изменении длины соединительных трубопроводов.

Для оценки влияния характеристик привода муфты ПВМ на энергонагруженность ее пар трения, а также на выходные характеристики процесса торможения были проведены исследования динамики торможения трактора Беларус-1221, которые базировались на приведенных в предыдущих работах математических моделях [8].

Представленные на рисунке 3 графические зависимости позволяют определить энергонагруженность тормозных механизмов и муфты подключения ПВМ при различных значениях моментов, развиваемых тормозными механизмами и передаваемых муфтой ПВМ. При этом рассматривались следующие соотношения времени срабатывания тормозного привода и включения ПВМ: для тормозных механизмов заднего моста $t_n = 0,15$ с; для фрикционной муфты ПВМ $t_n = 0,25$ с. Указанные соотношения характерны для серийной тормозной системы, реализующей подключение ПВМ в процессе торможения. Как следует из приведенных зависимостей, при увеличении эффективности тормозных механизмов заднего моста происходит увеличение энерговыделения в муфте подключения ПВМ. При относительно невысоких значениях M_T энергонагруженность муфты ПВМ близка к нулю. Начиная с некоторого значения M_T наблюдается существенный рост энерговыделения. При этом с увеличением эффективности рабочей тормозной системы начало зоны повышенной энергонагруженности муфты ПВМ смещается вправо.

Проведенные расчетные исследования электрогидравлического привода ПВМ показали, что энерговыделение во фрикционных парах существенно ниже приведенных на рисунке 3 значений и наибольшие значения отмечены для электрораспределителя с условным проходом 5 мм при $M_T = 3$ кН·м: $A_{тр} = 2,71$ кДж и $N_{max} = 61$ кВт. Для распределителя с условным проходом 8 мм аналогичные значения в несколько раз ниже. Это объясняется тем, что при использовании

электрогидравлической системы замыкание муфты по времени осуществляется до достижения тормозными механизмами максимальной эффективности и темп нарастания перераспределяющегося момента ниже темпа роста момента муфты ПВМ.

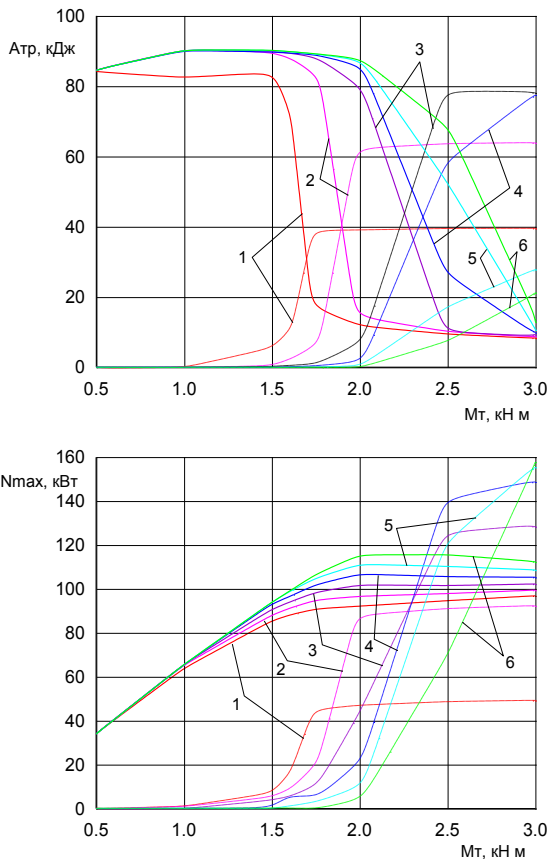


Рисунок 3 – Зависимости энергонагруженности фрикционных узлов трансмиссии трактора Беларус-1221 от моментов, реализуемых тормозными механизмами и муфтой подключения ПВМ

- – тормозные механизмы; - - - - - – муфта ПВМ;
 1 – $M_{ПВМ} = 0,2$ кН·м; 2 – $M_{ПВМ} = 0,4$ кН·м; 3 – $M_{ПВМ} = 0,6$ кН·м;
 4 – $M_{ПВМ} = 0,8$ кН·м; 5 – $M_{ПВМ} = 1,0$ кН·м; 6 – $M_{ПВМ} = 1,2$ кН·м

Заключение

Использование электрогидравлического привода позволяет исключить влияние субъективных факторов на темп включения муфты ПВМ, с одной стороны, а с другой стороны задавать алгоритм ее включения, согласуя его в процессе торможения с темпом включения тормозных механизмов, обеспечивая опережающее включение муфты ПВМ, что снижает ее энергонагруженность и повышает долговечность пар трения.

Время срабатывания привода, как показали расчеты, зависит от условного прохода гидрораспределителя. Для условного прохода 8 мм он составляет 0,07 с, а для условного прохода 5 мм – 0,12 с.

Проведенные расчетные исследования электрогидравлического привода ПВМ показали, что энерговыделение во фрикционных парах существенно ниже значений для серийного привода и наибольшие значения отмечены для электрораспределителя с условным проходом 5 мм при максимальных значениях тормозного момента.

Литература

1. ГОСТ 12.2.019-2015 Система стандартов безопасности труда. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности. – М. : Стандартинформ, 2016.
2. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения : Правила ЕЭК ООН N 13 (11) / Пересмотр 8 : взамен Правил ЕЭК ООН N 13 (11) / Пересмотр 7 : введ. 01.03.2017. – Минск : Госстандарт : БелГИСС, 2017. – II, 337 с.
3. Тракторные поезда / [П. П. Артемьев, Ю. Е. Атаманов, Н. В. Богдан и др.]; Под ред. В. В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1982. – 183 с.
4. Поварехо, А. С., Рахлей, А. И. Исследование распределения моментов в трансмиссиях колесных машин при торможении // Автомобиле-и тракторостроение: материалы междунар. науч.-практ. конф. / БНТУ. – Минск, 2019. – Т. 1. – с. 275–278.
5. Руководство по эксплуатации тракторов «БЕЛАРУС-1221.2/1221В.2/1221.3». РУП «Минский тракторный завод», 2009.

6. Шарипов, В. М. Конструирование и расчет тракторов : учебник для студентов вузов. 2-е изд. перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2009. – 752 с.

7. Чичинадзе, А. В., Берлинер, Э. М., Браун, Э. Д., Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер, Э. Д. Браун и др.; Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 2003. – 575 с.

8. Метлюк Н. Ф., Автушко В. П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с.

9. Бойков, В. П., Грибко, Г. П., Поварехо, А. С., Рахлей, А. И. Математическое моделирование: Метод. указания по выполнению практических курсовых работ для студентов специальностей 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины», 1-37 01 03 «Тракторостроение», 1-37 01 05 «Городской электрический транспорт». – Мн. : БНТУ, 2008. – 60 с.

Статья поступила 23.11.2021