

6. Birger, I. A., Shorr, B. F., & Iosilevich, G. B. (1993) *Calculation of Strength in Machine Parts*. 4th Edition. Moscow, Mashinostroenie. 640 p. (in Russian).

7. Kogaev, V. P., & Makhutov, N. A. (1985) *Calculation of Machine Parts and Structures for Strength and Durability*. Moscow, Mashinostroenie. 224 p. (in Russian).

8. Kragelsky, I. V., Dobychin, M. N., & Kombalov, V. S. (1977) *Principles of Calculation for Friction and Wear*. Moscow, Mashinostroenie. 526 p. (in Russian).

9. Serensen, S. V., Kogaev, V. P., & Shneiderovich, R. M. (1975) *Load-Bearing Ability and Calculation of Machine Parts for Strength*. Moscow, Mashinostroenie. 488 p. (in Russian).

10. Hevilend, R. (1966) *Engineering Reliability and Calculation on Durability*. Leningrad, Energiia. 231 p. (in Russian).

Поступила 25.09.2013

УДК: 629.114.2-43.001:531.3

СПЕЦИФИКА И НАПРАВЛЕНИЯ УЛУЧШЕНИЯ ДИНАМИКИ ТОРМОЖЕНИЯ АКТИВНЫХ ТРАКТОРНЫХ ПОЕЗДОВ

Канд. техн. наук, доц. ТАЯНОВСКИЙ Г. А., инж. БАСАЛАЙ Г. А.

Белорусский национальный технический университет

E-mail: irgrig@tut.by

Статья посвящена важной проблеме улучшения потенциала тормозной динамики как части общей динамики тракторных поездов в составе полноприводного трактора и выпущенных промышленностью или создаваемых с участием авторов большегрузных прицепов, имеющих механический привод на колеса прицепа от двигателя трактора. Они предназначены для перевозки торфа, органических удобрений, различных грузов на лесозаготовках и в других сложных почвенно-климатических и дорожных условиях, в которых оправдана активизация колес прицепов.

Разработан методический инструментальный для анализа влияния заблокированного межмостового привода колес активного тракторного поезда на распределение тормозных сил по мостам с учетом специфики большегрузных прицепов-торфовозов. При решении задачи развиты положения теории колесных машин применительно к специфике торможения активного тракторного поезда с механическим разветвленным приводом колес многомостового движителя. Получены расчетно-теоретические выражения для оценки распределения удельных тормозных сил по мостам звеньев активного тракторного поезда при включенном заблокированном межмостовом приводе колес трактора и прицепа, а также в случае участия в тормозном процессе двигателя трактора при включенной муфте сцепления.

В полной мере выполнена последовательность расчетных выражений, включающих в явном виде конструктивные и эксплуатационные параметры активного тракторного поезда. Это позволило реализовать их в виде программного приложения, удобного для анализа процесса торможения исследуемых объектов при выборе средств улучшения динамики торможения, рациональных параметров разветвленного привода колес и комплектации шинами проектируемого активного тракторного поезда. Изложенный материал имеет теоретическое значение и представляет практический интерес для разработчиков новых машинно-тракторных агрегатов транспортного назначения для торфоразработок, лесного и сельского хозяйства.

Ключевые слова: активный тракторный поезд, привод колес прицепа, динамика торможения, выбор рациональных параметров межмостовых связей.

Ил. 9. Библиогр.: 10 назв.

SPECIFICITY AND TRENDS IN IMPROVEMENT OF TRACTOR TRAIN BRAKING DYNAMICS

TAYANOVSKY G. A., BASALAY G. A.

Belarusian National Technical University

The paper considers an important problem in improvement of braking dynamics potential as part of the overall tractor train dynamics consisting of an all-wheel drive tractor and heavy-duty trailers which are either locally manufactured or developed with the participation of the paper's authors. The trailers have a mechanical drive for their wheels from the tractor engine. The trains are intended for transportation peat, organic fertilizers and various loads in forest exploitation and under other complicated soil and climatic and road conditions where there is justified necessity to activate the trailer wheels.

Methodological tools have been developed with the purpose to analyze an influence of the blocked inter-double-reduction axle drive of an active tractor train on distribution of braking forces in double-reduction axles with due account of the heavy-duty peat trailer specificity. Theoretical provisions for wheeled vehicles have been developed with regard to the braking application specificity of active tractor trains with mechanical multi-path drive for wheels of a multi-double-reduction axle propulsion device. The paper presents calculation and theoretical data in order to estimate distribution of specific braking forces in the double-reduction axle links of the active tractor train when the blocked inter-double-reduction axle drive of the tractor and trailer wheels is switched on and also in the case when the tractor engine is involved in braking process and a clutch coupling is switched-on.

Sequence of the calculation formula has been completely carried out in the paper. They represent clear design and operational parameters of the active tractor train. Such approach has made it possible to realize them in the form of a software application which is convenient for analysis of the braking process pertaining to the investigated objects in order to select means for improvement of braking dynamics, rational parameters of multi-path wheel drive and tire completing of the active tractor train under design. The proposed information has a theoretical and practical value for specialists who are involved in development of new machine-tractor units for transport application in peat extraction, forestry, and agriculture.

Keywords: active tractor train, trailer wheel drive, braking dynamics, selection of rational parameters in inter-double-reduction axle relationships.

Fig. 9. Ref.: 10 titles.

Введение. Разработка и внедрение в народное хозяйство нового типажа тракторных прицепов-торфовозов позволят сократить до целесообразного минимума число моделей прицепов, их модулей и блоков, лучше согласовать параметры и характеристики прицепов с тракторами, достичь высоких показателей их качества и технического уровня, даст возможность эффективной эксплуатационной замены соседних моделей ряда. Кроме того, такой типаж обеспечивает необходимую степень увязки номинальных параметров тракторных прицепов между собой и характеристик транспортных агрегатов на их базе с параметрами и характеристиками машин технологических комплексов, в состав которых включаются прицепы для выполнения транспортной части технологии, а также позволит углубить унификацию эксплуатационной базы [1–6].

Рациональное использование тракторных поездов в широком спектре дорожных условий может быть достигнуто путем применения прицепов с ведущими мостами. С ростом грузоподъемности современных прицепов-торфовозов, несмотря на малые скорости их движения в агрегате с колесными тракторами, необходимо обеспечивать требования безопасной эксплуатации таких тракторных поездов не только в тяговом режиме, но и при торможении. При значительном росте инерционности прицепного звена уже недостаточно потенциала торможения одного трактора. Поэтому представляет научный и практический интерес определение рациональных параметров раз-

ветвленного привода колес активного тракторного поезда с позиции обеспечения требуемых показателей качества торможения.

Объекты исследования. С учетом некоторого повышения стоимости прицепа из-за оборудования его ведущим мостом в парке тракторных прицепов торфопредприятий целесообразно иметь некоторую долю активных или приспособленных для активизации прицепов за счет нетрудоемкой быстрой замены одной или нескольких осей на ведущие мосты, что создаст возможности для организации нормального транспортного процесса в требуемые календарные сроки проведения работ даже в тяжелых дорожно-полевых и почвенно-климатических условиях.

В Белорусском национальном техническом университете на протяжении ряда лет по запросам производителей сельскохозяйственной, лесной и торфяной техники проводятся расчетно-теоретические и натурные исследования проблемных вопросов динамики активных тракторных поездов, предназначенных для разнообразных сфер народного хозяйства. Разработаны и испытаны поворотные тележки прицепов различных типов с приводом колес. Такие колесные тележки предназначены для оперативной активизации прицепов, агрегируются с тракторами Минского тракторного завода (МТЗ), полунавесным прицепом и полуприцепом или с сельскохозяйственными автомобильными полуприцепами при необходимости использования одного полуприцепа с разными видами тягачей (рис. 1–5).

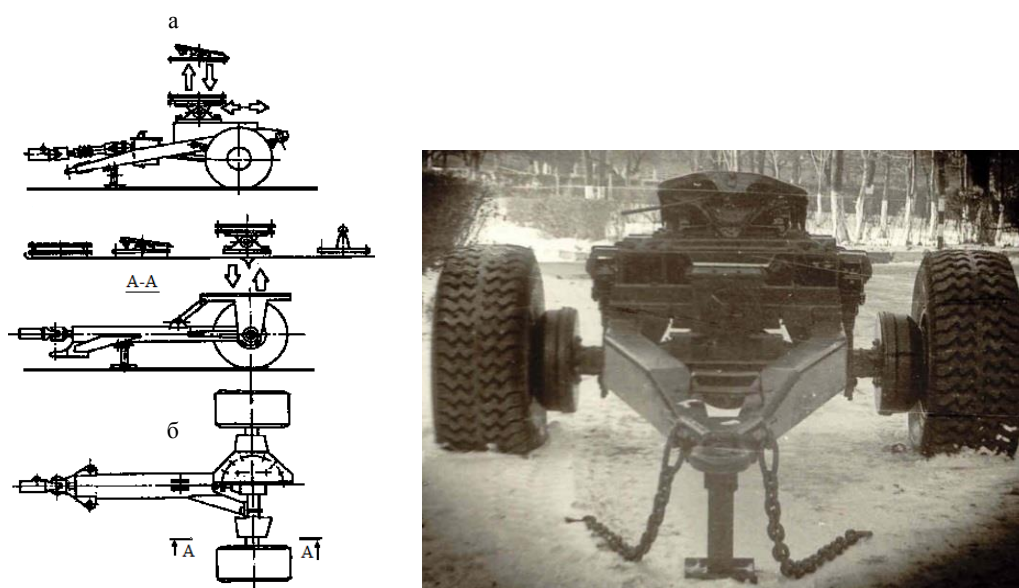


Рис. 1. Универсальная активная поворотная тележка прицепа и варианты средств агрегатирования

В конструкторском бюро МТЗ с учетом проведенных в БНТУ исследований разработан прицеп-форвардер для лесного хозяйства, оборудованный приводными ребристыми роликами, от которых крутящий момент передается на колеса тандемной тележки прицепа, как показано на рис. 2.

Поворотные тележки прицепов с приводом колес могут применяться как периодически подключаемое средство повышения проходимости тракторного поезда в тяжелых дорожных условиях или как постоянно действующая часть его движителя, обеспечивающая существенное повышение грузоподъемности прицепа и загрузки тракторного двигателя при экс-

плуатации по дорогам с большой разницей между коэффициентами максимального сцепления и суммарного дорожного сопротивления качению колес.

Тягово-сцепные и тормозные свойства тракторного поезда в значительной степени определяются его конструктивной схемой, обуславливающей распределение нагрузок по колесам, характеристиками шин, числом и размещением ведущих мостов, мощностью двигателя и т. д., а величины показателей этих свойств изменяются на различных поверхностях движения, характеризуя степень проявления проходимости и тормозных качеств активного тракторного поезда [3, 7–9].



Рис. 2. Вид на привод колес прицепа-форвардера



Рис. 3. Полуприцеп-торфовоз

Существенное улучшение показателей рабочего процесса тракторного поезда при активизации колес прицепа в сравнении с агрегатом с обычным прицепом при одинаковой в обоих случаях массе перевозимого груза обусловлено, в частности, снижением мощности, затрачиваемой на буксование колес движителя. Использование особенностей межосевых связей в трансмиссии активного тракторного поезда позволяет улучшить также динамику торможения тракторного агрегата.

В статье приведены необходимые для оценки тормозных свойств выражения, которые мо-

гут быть полезны для проведения расчетно-теоретического анализа конструкции при разработке большегрузных активных прицепов-торфовозов, схемы которых показаны на рис. 4, 5. В БНТУ разработана техдокументация на большегрузный активный полуприцеп с большой высотой разгрузки платформы, предназначенный для перевозки мелкокускового топливного торфа, который позволяет существенно упростить доставку и перегрузку торфа в другие дорожные транспортные средства (рис. 5).

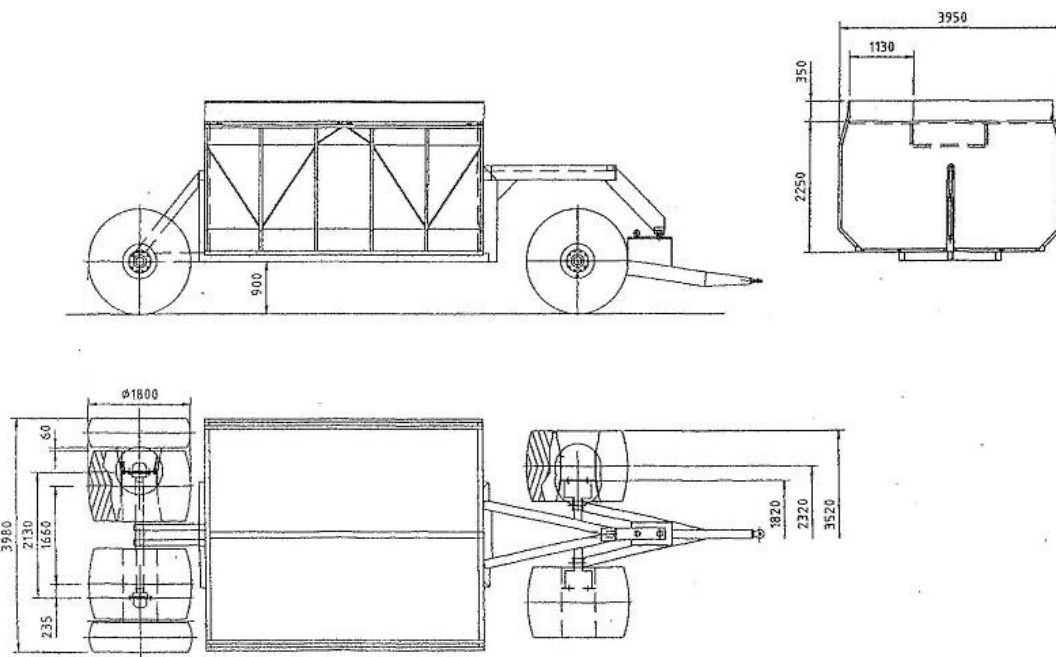


Рис. 4. Вариант прицепа-торфовоза с поворотной тележкой, которую в тяжелых условиях движения заменяют на тележку с приводом колес

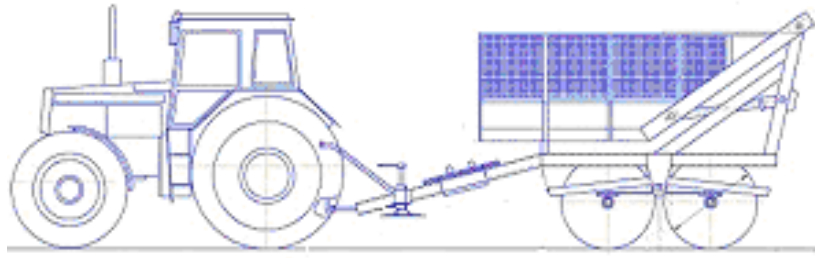


Рис. 5. Полурицеп-торфвоз с активной тандемной колесной тележкой

Специфика торможения шин тракторных поездов и направления улучшения показателей их динамики. Эффективное использование тракторных поездов при выполнении транспортных работ в значительной мере зависит от его тормозных качеств. При этом для тракторных поездов, содержащих прицеп с ведущим мостом, возникает возможность осуществлять рациональное распределение тормозных сил между его ведущими мостами, включая при торможении межосевой привод трактора и прицепа. Принудительное включение межосевого привода при торможении приводит к взаимосвязи угловых скоростей ведущих колес трактора и прицепа, а следовательно, к взаимосвязи их скольжений. Это содействует выравниванию удельных тормозных сил ведущих колес тракторного поезда, а при полном использовании сцепного веса они одновременно блокируются [1, 2].

Включение межосевого привода при торможении приводит к перераспределению тормозных моментов между ведущими мостами, величина которых зависит от наличия и эффективности тормозных механизмов на ведущих колесах трактора и прицепа, схемы их агрегатирования и загрузки прицепного состава [3, 10]. Возможные схемы распределения тормозных моментов в трансмиссии тракторного поезда при торможении с заблокированным межосевым приводом приведены на рис. 6.

В первой схеме (рис. 6а) тормозные механизмы содержат только задние колеса полноприводного трактора, а торможение передних колес трактора и ведущих колес прицепа осуществляется через межосевой привод. При отсутствии у трактора переднего ведущего моста торможение будет производиться задними колесами трактора и ведущими колесами прицепа

па. Торможение по данной схеме предпочтительно для тракторов малых классов, у которых отсутствует привод для управления тормозами прицепа. Такой принцип позволяет повысить эффективность торможения за счет использования сцепного веса на ведущих колесах тракторного поезда, не оборудованных тормозными механизмами. Кроме того, вследствие торможения прицепа снижаются усилия сжатия в тягово-сцепном устройстве, что способствует устойчивому движению тракторного поезда при торможении [4, 5].

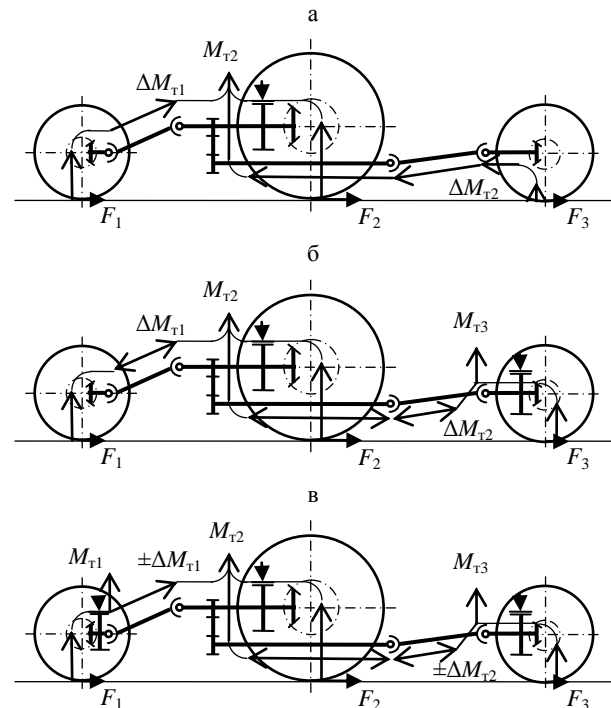


Рис. 6. Схемы распределения моментов между ведущими мостами при торможении тракторного поезда с заблокированным межосевым приводом:
а – тормозные механизмы на задних колесах трактора;
б – тормозные механизмы на задних колесах трактора и ведущем мосту прицепа; в – тормозные механизмы на всех ведущих колесах тракторного поезда

Приведенная на рис. 6б схема тракторного поезда предусматривает тормозные механизмы на колесах заднего моста трактора и ведущего моста прицепа. Для этой тормозной системы характерно то, что нагруженность межосевого привода моментом существенно ниже, чем у ранее рассмотренной схемы. Данный принцип торможения может быть использован для тракторного поезда, тягачом которого являются полноприводные колесные тракторы классов 1,4; 2. Причем у современных полноприводных моделей тракторов МТЗ предусмотрено включение при торможении межосевого привода, в результате чего передние колеса работают в тормозном режиме, повышая эффективность торможения трактора более чем в 1,5 раза. В полном объеме рассмотренная схема использована в опытных конструкциях активных тележек, разработанных МТЗ.

Третья схема (рис. 6в) предусматривает тормозные механизмы на всех ведущих колесах тракторного поезда. Данная тормозная система рекомендуется для большегрузных тракторных поездов, содержащих прицепы с активными мостами.

Для всех рассмотренных схем торможения общим является то, что при торможении за счет циркуляции моментов M_{Ti} через межосевой привод тягача и прицепа будет обеспечиваться рациональное распределение тормозных сил F_i между ведущими мостами тракторного поезда. Это существенно повышает его устойчивость движения при торможении.

Основное требование, предъявляемое к распределению тормозных сил, заключается в том, что для любой загрузки прицепа и коэффициента сцепления тормозных колес тракторного поезда с опорной поверхностью должно происходить одинаковое использование сцепного веса, приходящегося на его оси при торможении. Оценочным показателем распределения тормозных сил является соотношение удельных тормозных сил оси и транспортного средства в целом:

$$\gamma_i = \frac{P_i}{N_i}; \quad (1)$$

$$\gamma_{T(n)} = \frac{F_{T(n)}}{m_{T(n)}g}, \quad (2)$$

где $\gamma_{T(n)}$ – удельные тормозные силы i -й оси трактора (прицепа); N_i , F_i – соответственно нормальная реакция и тормозная сила на i -й оси тракторного поезда; $m_{T(n)}$ – масса трактора (прицепа); g – ускорение свободного падения; $F_{T(n)}$ – тормозная сила трактора (прицепа).

Оптимальное распределение тормозных сил по осям предполагает в любых дорожных условиях соблюдение равенства удельных тормозных сил $\gamma_i = \gamma_n = \gamma_T$. При полном использовании сцепного веса, т. е. при торможении с максимальной эффективностью, будет справедливо следующее равенство:

$$\gamma_i = \gamma_n = \gamma_T = \mu, \quad (3)$$

где μ – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью.

Реальные тормозные системы, применяемые на тракторах и прицепах, имеют постоянное распределение тормозных сил и не позволяют обеспечить рациональное распределение тормозных сил во всем диапазоне изменения нормальных реакций на осях поезда и коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью. Это приводит к разновременному блокированию колес тягача и прицепа и наличию усилий сжатия в тягово-сцепном устройстве, что снижает эффективность торможения и ухудшает устойчивость движения тракторного поезда.

Рассмотренные различные схемы торможения с заблокированным межосевым приводом позволяют за счет перераспределения моментов через трансмиссию получить рациональное распределение тормозных сил на ведущих осях тракторного поезда. Применение такого принципа регулирования тормозных сил требует разработки рекомендаций, на основании которых можно рассчитывать параметры тормозной системы и оценивать ее эффективность.

Наиболее общая расчетная схема торможения трактора и прицепа с ведущим мостом приведена на рис. 7. Причем соединение ведущей оси прицепа с трактором осуществляется через гидрофицированный крюк, и часть веса прицепа перераспределяется на трактор. Составив систему уравнений равновесия, легко определить основные силы, действующие при торможении тракторного поезда.

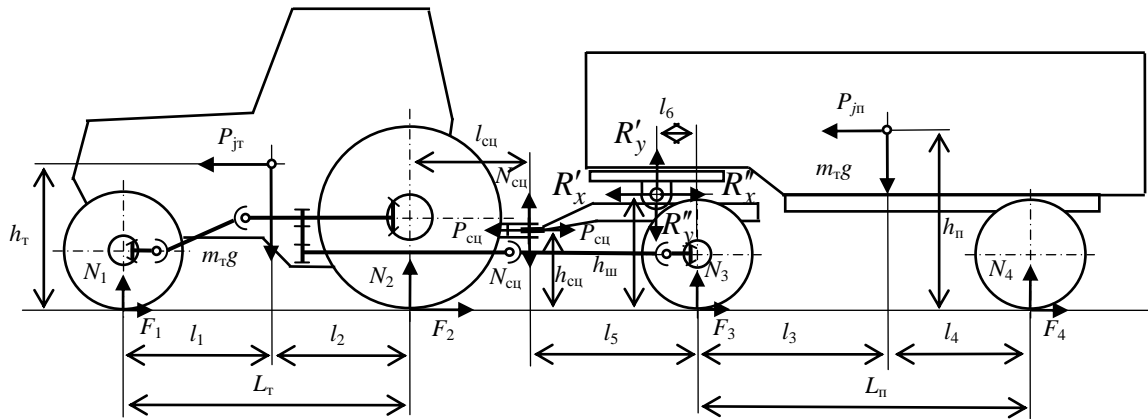


Рис. 7. Расчетная схема тракторного поезда при торможении с заблокированным межосевым приводом

Тормозные силы на осях тракторного поезда зависят от скольжения колес

$$F_i = N_i [\gamma_i - a_i (b_i - S_i)], \quad (4)$$

где S_i – коэффициент скольжения колес i -й оси; a_i , b_i – коэффициенты аппроксимации зависимости коэффициента сцепления от скольжения колес при торможении.

Торможение с заблокированной трансмиссией приводит к тому, что скольжение колес переднего и заднего мостов трактора и ведущего моста прицепа взаимосвязано между собой. Поэтому для ведущих мостов, учитывая, что действительные скорости всех колес тракторного поезда равны, можно записать

$$\frac{v_{т1}}{1 - S_1} = \frac{v_{т2}}{1 - S_2} = \frac{v_{т3}}{1 - S_3}. \quad (5)$$

Исходя из выражения (5) определим взаимосвязь скольжений ведущих колес тракторного поезда:

$$S_1 = 1 - \frac{v_{т1}}{v_{т2}} (1 - S_2); \quad (6)$$

$$S_2 = 1 - \frac{v_{т2}}{v_{т3}} (1 - S_3). \quad (7)$$

Теоретические линейные скорости колес ведущих мостов тракторного поезда не равны между собой вследствие наличия кинематического рассогласования вращения колес. Для оценки их соотношения используются коэффициенты кинематического несоответствия:

$$K_{н1} = \frac{v_{т2} - v_{т1}}{v_{т2}} = 1 - \frac{r_1 i_1}{r_2 i_2}; \quad (8)$$

$$K_{н2} = \frac{v_{т3} - v_{т1}}{v_{т3}} = 1 - \frac{r_2 i_3}{r_3 i_4}, \quad (9)$$

где r_1 , r_2 , r_3 – радиусы качения колес трактора и ведущей оси прицепа; i_1 , i_2 – передаточные числа от раздаточной коробки до передних и задних колес трактора; i_3 , i_4 – передаточные числа от муфты включения ведущего моста прицепа до задних колес трактора и колес ведущего моста прицепа.

Подставим значения $(v_{т1}/v_{т2})$ и $(v_{т2}/v_{т3})$, вычисленные из (1) и (3), в формулу (2) и, проведя некоторые преобразования, получим:

$$S_2 = \frac{S_1 - K_{н1}}{1 - K_{н1}}; \quad (10)$$

$$S_3 = \frac{S_1 - (K_{н1} + K_{н2} - K_{н1} K_{н2})}{(1 - K_{н1})(1 - K_{н2})}. \quad (11)$$

Произведением $K_{н1}$, $K_{н1}$ в числителе уравнения (11) можно пренебречь как величиной второго порядка малости. Тогда удельные тормозные силы на ведущих мостах тракторного поезда будут равны:

$$\gamma_1 = -a_1 (B_1 - S_1); \quad (12)$$

$$\gamma_2 = -a_2 \left(B_2 - \frac{S_1 - K_{н1}}{1 - K_{н1}} \right); \quad (13)$$

$$\gamma_3 = -a_3 \left(B_3 - \frac{S_1 - (K_{н1} + K_{н2})}{(1 - K_{н1})(1 - K_{н2})} \right). \quad (14)$$

Если тормозящие колеса находятся на дороге с равными сцепными условиями, то $a_1 = a_2 = a_3$; $ab_1 = b_2 = b_3$. Таким образом, неравенство удельных тормозных сил ведущих колес в этом случае будет зависеть только от кинематического рассогласования вращения колес, величина которого незначительна и характеризуется значениями $K_n = \pm(0,01-0,08)$. При отсутствии кинематического несоответствия ($K_{н1} = K_{н2} = 0$) удельные тормозные силы ведущих мостов тракторного поезда будут равны между собой, что обеспечивает идеальное распределение тормозных сил между ведущими мостами тракторного поезда.

Тормозные силы, возникающие в контакте колес с опорной поверхностью, реализуются тормозными механизмами, в частности тормозными механизмами задних колес трактора и колес прицепа. При торможении с заблокированной трансмиссией обеспечивается взаимосвязь между тормозными механизмами через межосевой привод. Составив уравнение равенства моментов, которые подводятся от ведущих колес трактора и прицепа к тормозным механизмам с учетом приведения их, например, к задним колесам трактора, и принимая во внимание, что тормозные моменты, развиваемые тормозными механизмами, зависят от характеристик тормозных механизмов и давлений в тормозных камерах

$$M_i = K_i (p_i - p_{0i}), \quad (15)$$

где K_i – коэффициенты пропорциональности тормозных механизмов i -й оси тракторного поезда; p_i – давление в тормозных камерах i -й оси тракторного поезда; p_{0i} – давление в тормозных камерах, соответствующее началу работы тормозов, можно рассчитать основные параметры процесса торможения при полном использовании сцепного веса на осях ($\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_3 = \gamma_4 = \varphi$) и реальное распределение тормозных сил. При этом отыскиваются рациональные параметры K_i тормозных механизмов трактора и прицепа, при которых обеспечиваются высокая эффективность торможения тракторного поезда, отсутствие усилия сжатия в тяго-

во-сцепном устройстве в установившейся фазе торможения с груженым и снаряженным прицепом при условии минимального нагружения межосевого привода прицепа.

При торможении больших масс актуально снижение энергонагруженности колесных тормозных механизмов, особенно большегрузных тракторных поездов, которое можно осуществить за счет вспомогательной тормозной системы (ВТС), в частности моторным тормозом-замедлителем (двигателем). Эффективность ВТС определяется по величине замедления тракторного поезда либо по значению угла наклона дороги, на котором моторный тормоз-замедлитель обеспечивает его спуск с постоянной скоростью движения. Тормозные свойства дизельного двигателя определяются тормозной ветвью его скоростной характеристики (рис. 8) [7, 8]. Эти параметры можно найти из общего уравнения движения тракторного поезда, в котором поглощение кинетической энергии осуществляется посредством тормозных сил, возникающих вследствие естественных и искусственных потерь моторного тормоза-замедлителя.



Рис. 8. Характер скоростной характеристики дизеля со всережимным регулятором при тяговом и тормозном режимах: M – моменты двигателя; n_y – устойчивая частота вращения; $n_{M_{max}}$ – частота вращения при максимальном моменте; n_n – то же на номинальной мощности; $n_{x.x.max}$ – то же максимальная холостого хода

Инерционная сила вращающихся деталей, колес тракторного поезда и трансмиссии трактора может в зависимости от режима движения иметь разный знак и определяется выражением

$$P_{j_{вп}} = \left[\frac{1}{r_{1,2}^2} \left(\frac{J_q i_{тр}^2}{\eta_{тр}} + n_i J_1 \right) + \frac{n_2 J_2}{r_3^2} \right] \frac{dv}{dt}, \quad (16)$$

где J_q, J_1, J_2 – моменты инерции маховика двигателя совместно с деталями трансмиссии,

колес трактора и прицепа; n_i – число колес трактора и прицепа; $i_{тр}$, $\eta_{тр}$ – передаточное число и КПД трансмиссии.

Из уравнения (16) следует, что при установившемся движении инерционные силы будут равны нулю. Замедленное движение тракторного поезда при работе ВТС приводит к тому, что инерционные силы будут способствовать снижению эффективности его торможения, а ускоренное, наоборот, – увеличению. При значительных скоростях движения на замедление тракторного поезда оказывает влияние сила сопротивления воздуха.

Основной силой, препятствующей движению тракторного поезда, является тормозная сила моторного тормоза-замедлителя, которая у существующих ВТС реализуется на задних ведущих колесах тягача. Прицепной состав подтормаживается рабочей тормозной системой, что приводит при длительном торможении на затяжных спусках к перегреву его тормозных механизмов и, как следствие, к быстрому их износу.

Для прицепов, оснащенных с целью повышения тяговых качеств тракторного поезда ведущим мостом, целесообразно при торможении ВТС тягача подключать ведущий мост прицепа. В этом случае тормозной момент двигателя, распределяясь между ведущими мостами, будет осуществлять подтормаживание прицепа.

Приведенная на рис. 9 схема тракторного поезда при торможении двигателем с включенным передним мостом прицепа характеризует распределение силового фактора между мостами трактора и прицепа. Тормозные силы на

заднем мосту трактора и переднем мосту прицепа определяются из выражений:

$$F_2 = \frac{\gamma_2 m_t g l_1}{L_t + \gamma_2 h_t}; \quad (17)$$

$$F_3 = \frac{\gamma_3 m_n g l_4}{L_n + \gamma_3 h_n}. \quad (18)$$

Для автоматического подключения в тяговом режиме колес прицепа при соответствующем буксовании колес тягача между ними конструктивно заложено отрицательное кинематическое несоответствие. Следовательно, реализация тормозного момента двигателя с учетом выражений (17), (18) будет определяться зависимостью

$$M_T = M_2 + M_3 = \frac{\gamma_2 m_t g l_1 r_2 \eta_{тр}}{i_{тр} (L_t + \gamma_2 h_t)} + \frac{\gamma_3 m_n g l_4 r_2 \eta_{тр} i_3}{i_n (L_n - \gamma_3 h_n) (1 - K_{н2}) i_2}, \quad (19)$$

где $\eta_{тр}$, η_n – КПД трансмиссии трактора и прицепа; i_n – передаточное число от двигателя до передних ведущих колес прицепа; M_2 , M_3 – моменты, приводимые к двигателю от задних колес трактора и ведущих колес прицепа.

Из (19) следует, что на распределение моментов между мостами трактора и прицепа влияют соотношение масс трактора и прицепа, передаточные числа трансмиссии и кинематическое несоответствие. При этом в зависимости от использования сцепного веса трактора и прицепа будут определяться знак и величина усилия в тягово-сцепном устройстве.

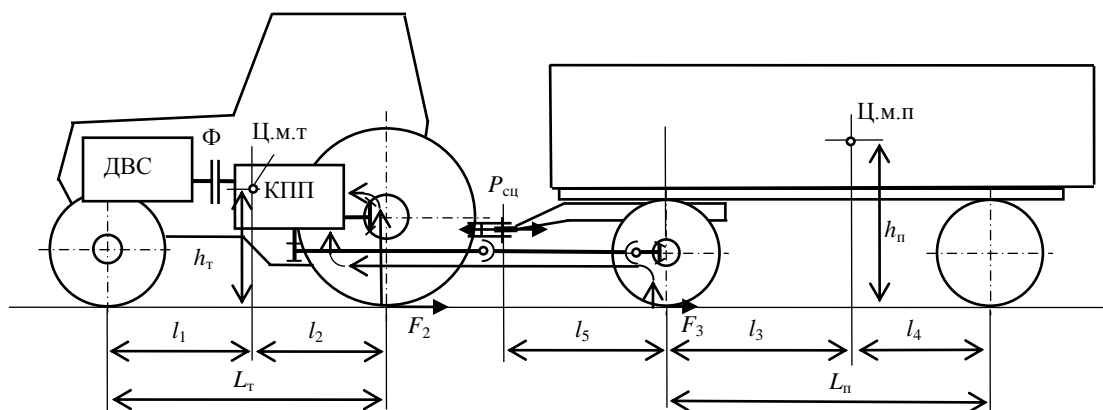


Рис. 9. Схема распределения тормозных сил между ведущими мостами тракторного поезда при торможении двигателем

Для определения усилий в тягово-сцепном устройстве составляются уравнения движения каждого звена поезда, из которых при равенстве ускорений трактора и прицепа получим формулу для нахождения усилий в тягово-сцепном устройстве при жесткой безазорной сцепке

$$P_{\text{сц}} = \frac{m_{\text{т}}m_{\text{п}}}{m_{\text{т}} + m_{\text{п}}}(\gamma_{\text{п}} - \gamma_{\text{т}})g. \quad (20)$$

Удельные тормозные силы трактора и прицепа, выраженные через соответствующие удельные тормозные силы их мостов, будут равны:

$$\gamma_{\text{т}} = \frac{l_1\gamma_2}{L_{\text{т}} - h_{\text{т}}\gamma_2}; \quad (21)$$

$$\gamma_{\text{п}} = \frac{l_3\gamma_3}{L_{\text{п}} - h_{\text{п}}\gamma_3}. \quad (22)$$

Для вычислений по выражениям (17)–(22) необходимо выразить (вследствие кинематической связи заднего моста трактора и переднего моста прицепа) удельные тормозные силы γ_2 и γ_3 через скольжение колес. Взаимосвязь скольжения колес заднего ведущего моста трактора и ведущего моста прицепа при торможении с заблокированным приводом

$$S_3 = \frac{S_2 - K_{\text{н2}}}{1 - K_{\text{н2}}}. \quad (23)$$

Проведенные в БНТУ исследования показали, что при торможении двигателем с увеличением кинематического несоответствия удельные тормозные силы на ведущем мосту прицепа пропорционально возрастают, а на заднем мосту трактора убывают [1, 3]. Вследствие того, что эффективность торможения прицепа с увеличением кинематического несоответствия возрастает, а по абсолютной величине выше, чем у трактора, эффективность торможения которого падает, в тягово-сцепном устройстве присутствуют усилия растяжения, способствующие устойчивому движению трактора.

Значительное увеличение кинематического несоответствия может привести при торможении двигателем, особенно в агрегате трактора с груженым прицепом, к возникновению на задних колесах трактора тяговой силы, т. е. колеса этого моста будут находиться в ведущем режиме. Для исключения такого нежелательно-

го явления необходимо выбирать рациональную величину кинематического несоответствия путем ее регулирования, или перераспределять часть веса прицепа на трактор за счет применения полуприцепов или полунавесных прицепов, что и было подтверждено в натурных испытаниях. Повышение тормозного момента двигателя и увеличение передаточного числа трансмиссии также снижают возможность работы задних колес трактора в ведущем режиме.

ВЫВОД

Тягово-сцепные и тормозные свойства тракторного поезда в значительной степени определяются его конструктивной схемой, распределением нагрузок по колесам, характеристиками шин, числом и размещением ведущих мостов, мощностью двигателя. Величины этих показателей существенно изменяются на различных поверхностях движения, характеризуя степень проявления проходимости и тормозных качеств активного тракторного поезда. В процессе исследований установлены закономерности торможения активных тракторных поездов, что позволяет обеспечить рациональное агрегатирование прицепов-торфовозов с приводом колес в составе активного тракторного поезда. Изложенная методика анализа рабочего процесса исследуемых объектов дает возможность обеспечить настройку проектируемого привода колес прицепа-торфовоза на условия эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Тракторы:** теория / В. В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В. В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
2. **Tajanowskij, G.** Distribution of Loading in Transmission Traction Power Means with All Driving Wheels and with System of Pumping of Trunks at Work with Hinged Instruments / G. Tajanowskij, W. Tanas // Teka Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. – 2007. – Vol. VII. – P. 217–224.
3. **Богдан, Н. В.** Новые средства оперативной активизации и улучшения показателей динамики движения большегрузных тракторных прицепов // Н. В. Богдан, Г. А. Таяновский. – Минск: БелНИИНТИ, 1992. – 60 с.
4. **Таяновский Г. А.** Условия нормальной работы в тяговом режиме колес полуприцепа с нерегулируемым гидрообъемным приводом / Г. А. Таяновский, Л. Г. Филиппова // Проблемы проектирования и развития тракторов, мобильных машин, городского электротранспорта. Современные методы расчетов и проектирования агрегатов и узлов автомобилей: 9-я Международная науч.-техн. конф. «Наука – образованию, производству, экономике», посвященная 60-летию автотракторного факультета БНТУ, Минск,

25–26 октября 2011 г.: сб. докл. конф. – Минск: БНТУ, 2011. – С. 109–116.

5. **Таяновский, Г. А.** Перспективы применения и принципы агрегатирования тракторов «Беларус» с торфяными машинами / Г. А. Таяновский // Современные проблемы механики торфа в процессах добычи и переработки: сб. трудов науч.-техн. конф. – Минск: Технопринт, 2002. – С. 131–134.

6. **Унификация** и агрегатирование в проектировании тракторов и технологических комплексов: учеб. пособие / В. П. Бойков [и др.]. – Минск: Адукацыя і выхаванне, 2003. – 400 с.

7. **Tajanowskij, G. A.** Modelling of the Diesel Engine in Researches of Dynamics of Machine Tractor Units / G. A. Tajanowskij, J. E. Atamanov, W. Tanas. // *Jornal of Researche and Applications in Agricultural Engineering*. – 2013. – Vol. 58. – P. 178–184.

8. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля: учеб. для вузов / В. П. Тарасик. – М.: Изд-во ВHV, 2006. – 478 с.

9. **Бойков, В. П.** Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин / В. П. Бойков, В. Н. Белковский. – М.: Агропромиздат, 1988. – 240 с.

10. **Тракторы.** Проектирование, конструирование и расчет: учеб. для студ. машиностроительных специальностей вузов / И. П. Ксеневиц [и др.]; под общ. ред. И. П. Ксеневица. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.

REFERENCES

1. **Gus'kov, V. V.,** Velev, N. N., Atamanov, Iu. E., Bocharov, N. F., Ksenevich, I. P., & Solonskii, A. S. (1988) *Tractors: theory*. Moscow, Mashinostroenie. 376 p. (in Russian).

2. **Tajanowskij, G.,** & Tanas, W. (2007) Distribution of Loading in Transmission Traction Power Means with All Driving Wheels and with System of Pumping of Trunks at Work with Hinged Instruments. *Teka Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. Vol. VII*. Lublin, Polish Academy of Sciences Branch in Lublin, 217–224.

3. **Bogdan, N. V.,** & Tajanowskij, G. A. (1992) *New Means for Operative Activation and Improvement in Indices of*

Braking Dynamics of Heavy-Duty Tractor Trailers. Minsk, BelNIINTI. 60 p. (in Russian).

4. **Tayanovsky G. A.,** & Filippova, L. G. (2011) Normal Operational Conditions for Wheel Traction Mode of Semitrailer with Non-Controlled Hydro-Volumetric Drive. *Problemy Proektirovaniia i Razvitiia Traktorov, Mobil'nykh Mashin, Gorodskogo Elektrotransporta. Sovremennye Metody Raschetov i Proektirovaniia Agregatov i Uzlov Avtomobilei. Sbornik Dokladov Mezhdunarodnoi Nauch.-Tekhn. Konf.* [Problems of Designing and Development of Tractors, Mobile Machines, Municipal Electric. Modern Methods of Calculation and Design Units and Units of Vehicles. Proceedings of the International Scientific and Technical Conference]. Minsk: BNTU [Belarusian National Technical University], 109–116 (in Russian).

5. **Tayanovsky, G. A.** (2002) Prospects and Principles of Integrated Application of “Belarus Tractor and Peat Machines. *Sbornik Trudov Nauch.-Tekhnich. Konf. “Sovremennye Problemy Mekhaniki Torfa v Protssakh Dobychi i Pererabotki”* [Collected Papers of Scientific and Technical Conference “Modern Peat Mechanics Problems in Processes of its Extraction And Processing”]. Minsk, Tekhnoprint, 131–134 (in Russian).

6. **Boikov, V. P.,** Sologub, A. M., Zhdanovich, Ch. I., & Zelenyi, P. V. (2003) *Unification and Integrated Application in Designing of Tractors and Technological Complexes*. Minsk, Adukatsia i Vykhanne. 400 p. (in Russian).

7. **Tajanowskij, G. A.,** Atamanov, J. E., & Tanas, W. (2013) Modelling of the Diesel Engine in Researches of Dynamics of Machine Tractor Units. *Jornal of Researche and Applications in Agricultural Engineering*, 58, 178–184.

8. **Tarasik, V. P.** (2006) *Theory of Automobile Movement*. Moscow, BHV Publishing House. 478 p. (in Russian).

9. **Boikov, V. P.,** & Belkovsky, V. N. (1988) *Tires for Tractors and Agricultural Machines*. Moscow, Agropromizdat. 240 p. (in Russian).

10. **Ksenevich, I. P.,** Gus'kov, V. V., Bocharov, N. F., Atamanov, Iu. E., Tarasik, V. P., & Razumovskii, M. A. (1991) *Tractors. Engineering, Designing and Calculation*. Moscow, Mashinostroenie. 544 p. (in Russian).

Поступила 15.12.2014

УДК 621.785

АЗОТНЫЙ ПОТЕНЦИАЛ ПРИ ИОННОМ АЗОТИРОВАНИИ В ПЛАЗМЕ ТЛЕЮЩЕГО РАЗРЯДА

КОЗЛОВ А. А.

Министерство промышленности Республики Беларусь

E-mail: alex-ett@tut.by

Рассмотрены вопросы регулирования фазового состава азотированного слоя при газовом и ионном азотировании в тлеющем разряде. Установлено, что имеющиеся модели управления структурой азотированного слоя с помощью индекса азотирования (азотного потенциала) не применимы для ионного азотирования в тлеющем разряде. Принципиальным отличием ионного азотирования от газового является то, что химически активный азот образуется в разрядной зоне (катодном слое) и его массоперенос осуществляется в виде направленного к поверхности металла потока активных частиц – ионов, атомов и молекул.