

Georgij TAJANOWSKIJ, Grigorij BASALAJ
The Belarussian National Technical University, Minsk, Belarus

Wojciech TANAS

Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie, ul. Akademicka 13, 20-950 Lublin, Poland
e-mail: wojciech.tanas@up.lublin.pl

Agnieszka TANAS

Uniwersytet im. Marii Curie-Skłodowskiej w Lublinie
pl. Marii Curie-Skłodowskiej 5, 20-031 Lublin, Poland

REGULARITIES OF RATIONAL BREAKING PROCESS OF ACTIVE TRACTOR AGGREGATE

Summary

The article presents the main mathematical analytical expression patterns of breaking tractor at work with coupled trailer having a drive wheel. The mathematical analysis of the dynamics to improve the breaking of the tractor aggregate is concluded from the research.

Key words: active tractor aggregate, trailer wheels drive, breaking dynamics, choice of rational parameters of the drive system of the trailer

ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАЦИОНАЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ АКТИВНЫХ ТРАКТОРНЫХ ПОЕЗДОВ

Резюме

В статье приведены основные математическо-аналитические выражения закономерностей торможения полноприводного трактора при работе в сцепе с прицепом, имеющим привод на колеса, и выводы из их анализа по улучшению динамики торможения таких тракторных поездов.

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

1. Введение

Разработка и внедрение в народное хозяйство нового типажа тракторных прицепов позволила сократить до целесообразного минимума число моделей прицепов, их модулей и блоков, лучше согласовать параметры и характеристики прицепов с тракторами-тягачами, достичь высоких показателей их качества и технического уровня, дала возможность эффективной эксплуатационной замены соседних моделей ряда [3, 4, 12]. 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 углубляет унификацию эксплуатационной базы.

Рациональное использование тракторных поездов в широком спектре дорожных условий может быть достигнуто путем применения прицепов с ведущими мостами. С ростом грузоподъемности современных тракторных прицепов различного назначения 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 только одного трактора. Поэтому представляет научный и практический интерес определение рациональных параметров разветвленного привода колес активного тракторного поезда с

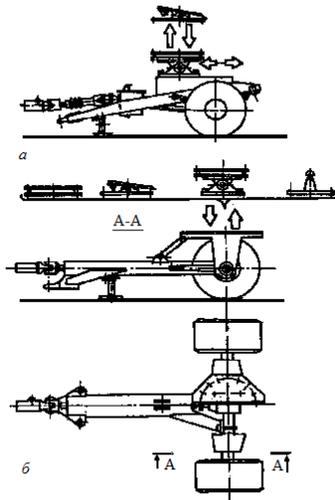
позиции обеспечения требуемых показателей качества торможения.

2. Объекты исследования

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

В Белорусском национальном техническом университете на протяжении ряда лет по запросам производителей проводятся расчетно-теоретические и натурные исследования проблемных вопросов динамики активных тракторных поездов, предназначенных для различных сфер народного хозяйства, разработаны и испытаны поворотные тележки прицепов различных типов с механическим и гидромеханическим приводом колес.

Такие колесные тележки предназначены для оперативной активизации прицепов, агрегируются с тракторами Минского тракторного завода (МТЗ), полунанесным прицепом, полуприцепом или с сельскохозяйственными автомобильными полуприцепами, при необходимости использования одного полуприцепа с разными видами тракторов-тягачей (рисунок 1).



Source: own work

Рис. 1. Универсальная активная поворотная тележка прицепа с возможностью сдваивания колес и варианты средств ее агрегатирования

Fig. 1. Universal trailer chassis with torsion and possible assembly of twin wheels

МТЗ с учетом проведенных учеными исследований выпускается прицеп-форвардер для лесного хозяйства, оборудованный приводными ребристыми роликами, от которых крутящий момент передается на колеса тандемной тележки прицепа (рисунок 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 эксплуатации по дорогам с большой разницей между коэффициентами максимального сцепления и суммарного дорожного сопротивления качению колес (рисунки 3-6).



Source: own work

Рис. 2. Привод колес прицепа

Fig. 2. Chassis wheel drive of tandem trailer

Тягово-сцепные и тормозные свойства тракторного поезда в значительной степени определяются его конструктивной схемой, обуславливающей распределение нагрузок по колесам, характеристиками шин, числом, размещением и трансмиссионными связями между собой ведущих мостов, мощностью двигателя и др., а величины показателей этих свойства изменяются на различных поверхностях движения, характеризуя степень проявления проходимости и тормозных качеств активного тракторного поезда.

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 (рисунки 3-6). Использование особенностей межосевых связей в трансмиссии активного тракторного поезда позволяет улучшить также и динамику торможения тракторного агрегата [2, 3, 4, 5, 6, 8, 9, 10].

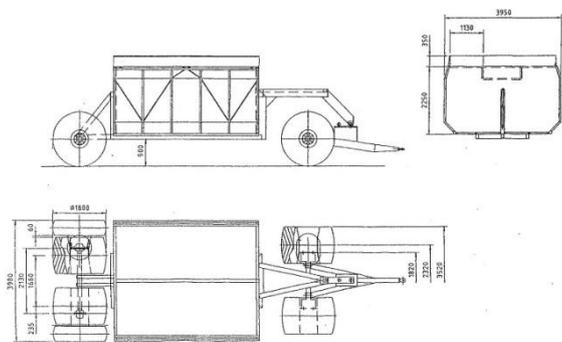


Source: own work

Рис. 3. Прицеп-разбрасыватель

Fig. 3. Trailer – manure spreader

В данной статье получены необходимые для оценки тормозных свойств выражения, которые могут быть полезны при разработке большегрузных активных прицепов, например, навозоразбрасывателей, торфозовов и др., схемы или виды которых приведены на рисунках 3-6 и которые активизируются заменой, соответственно, штатной поворотной или тандемной колесных тележек на активные с приводом колес, при необходимости их длительного использования в тяжелых дорожных условиях.



Source: own work

Рис. 4. Схема и вид большегрузного прицепа для перевозки грузов малой плотности
Fig. 4. The scheme and picture of large capacity trailer



Source: own work

Рис. 5. Большегрузный прицеп «Бобруйскагромаш»
Fig. 5. Large capacity trailer „Bobrujskagromash”



Source: own work

Рис. 6. Полуприцеп ОАО «Проммашремонт»
Fig. 6. Semi trailer ОАО „Promashremont”

3. 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 [3, 9].

Включение межосевого привода при торможении приводит к перераспределению тормозных моментов между ведущими мостами, величина которого зависит от наличия и эффективности тормозных механизмов на ведущих колесах трактора и прицепа, схемы их агрегатирования и загрузки прицепного состава [4, 11]. Возможные схемы распределения тормозных моментов в трансмиссии тракторного поезда при торможении с заблокированным межосевым приводом приведены на рисунке 7.

В первой схеме (см. рисунок 7,а) 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. Торможение по данной схеме предпочтительно для тракторов малых классов, у которых отсутствует привод для управления тормозами прицепа. Такой принцип торможения 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 [5, 6, 7, 12].

Приведенная на рисунке 7,б 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 Минским тракторным заводом.

Третья схема (см. рисунок 7,в) предусматривает тормозные механизмы на всех ведущих колесах тракторного поезда. Рассмотренная 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_{mi} 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:

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

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

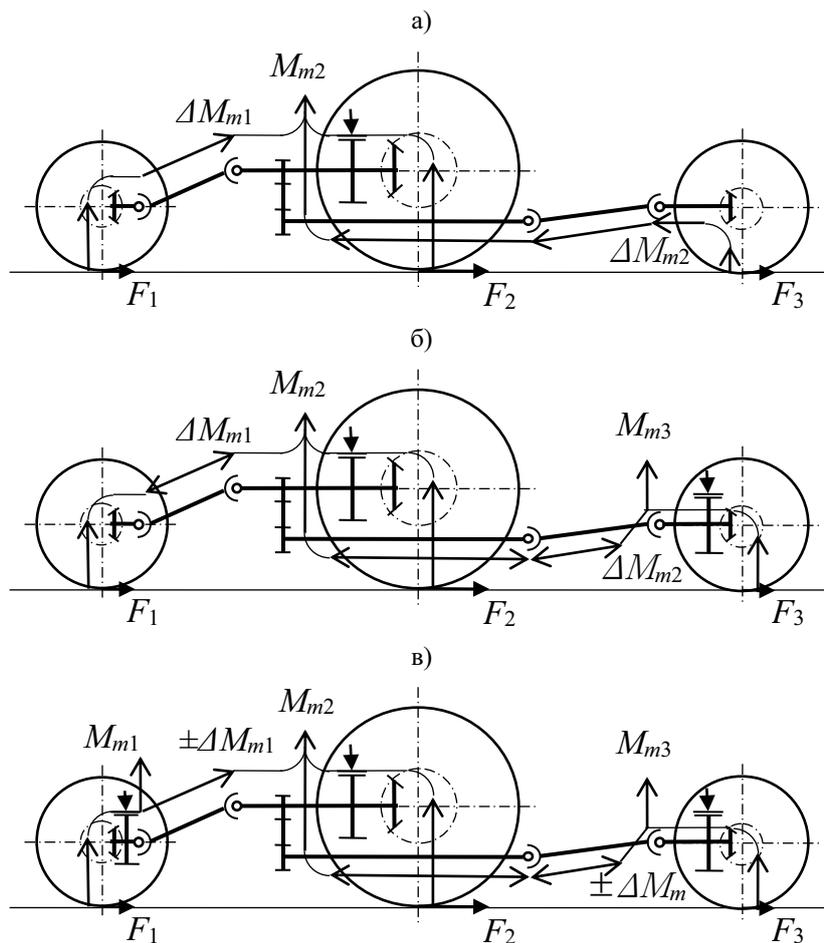
где $\gamma_{m(n)}$ - удельные тормозные силы i -й оси трактора (прицепа); N_i , F_i - соответственно, нормальная реакция и тормозная сила на i -й оси тракторного поезда; $m_{m(n)}$ - масса трактора (прицепа); g - ускорение свободного падения; $F_{m(n)}$ - тормозная сила трактора (прицепа).

Оптимальное распределение тормозных сил по осям предполагает в любых дорожных условиях соблюдение равенства удельных тормозных сил $\gamma_i = \gamma_n = \gamma_m$.

При полном использовании сцепного веса, т. е. при торможении с максимальной эффективностью, будет справедливо следующее равенство:

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

где μ - коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью.



Source: own work

Рис. 7. 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

Fig. 7. Schemes of distribution of breaking torque of tractor aggregate with drive lock between chassis' axes: а – breaking mechanism on rear tractor wheels; б – breaking mechanism on rear tractor wheels and trailer drive bridge; в – breaking mechanism on all drive wheels of tractor aggregate

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 одновременному 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 рисунке 8. 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.

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 взаимосвязаны между собой. Поэтому для ведущих мостов, учитывая, что действительные скорости всех колес тракторного поезда равны, можно записать

$$\frac{v_{m1}}{1 - S_1} = \frac{v_{m2}}{1 - S_2} = \frac{v_{m3}}{1 - S_3}, \quad (5)$$

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

$$S_1 = 1 - \frac{v_{m1}}{v_{m2}} (1 - S_2); \quad (6)$$

$$S_2 = 1 - \frac{v_{m2}}{v_{m3}} (1 - S_3). \quad (7)$$

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

$$K_{H1} = \frac{v_{m2} - v_{m1}}{v_{m2}} = 1 - \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{i_1}{i_2}; \quad (8)$$

$$K_{H2} = \frac{v_{m3} - v_{m1}}{v_{m3}} = 1 - \frac{r_2}{r_3} \cdot \frac{i_3}{i_4}, \quad (9)$$

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_{m1} / v_{m2}) и (v_{m2} / v_{m3}) , полученные из выражений (1, 3), в формулы (2) и, проведя некоторые преобразования, получим

$$S_2 = \frac{S_1 - K_{H1}}{1 - K_{H1}}; \quad (10)$$

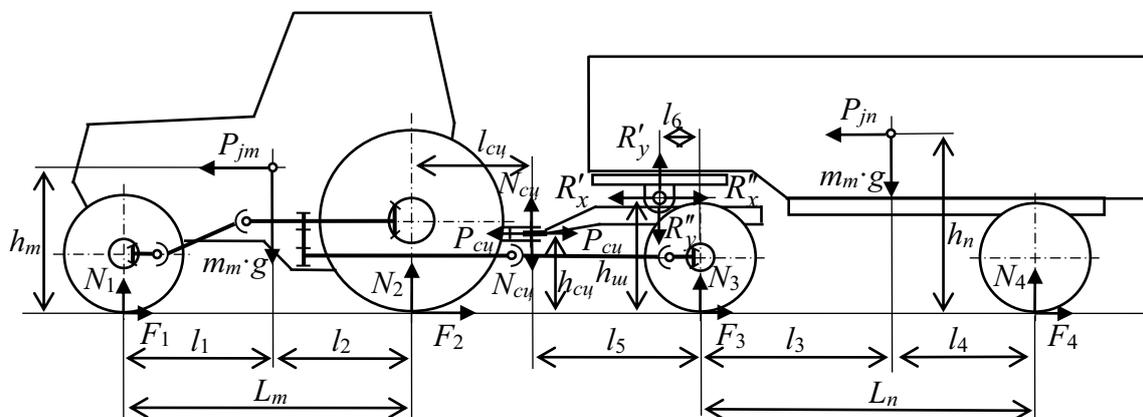
$$S_3 = \frac{S_1 - (K_{H1} + K_{H2} - K_{H1} \cdot K_{H2})}{(1 - K_{H1})(1 - K_{H2})}. \quad (11)$$

Произведением K_{H1} , K_{H1} в числителе уравнения (11) можно пренебречь как величиной второго порядка малости. Тогда удельные тормозные силы на ведущих мостах тракторного поезда будут равны

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

$$\gamma_2 = -a_2 \left(B_2 - \frac{S_1 - K_{H1}}{1 - K_{H1}} \right); \quad (13)$$

$$\gamma_3 = -a_3 \left(B_3 - \frac{S_1 - (K_{H1} + K_{H2})}{(1 - K_{H1})(1 - K_{H2})} \right). \quad (14)$$



Source: own work

Рис. 8. Расчетная схема тракторного поезда при торможении с заблокированным межосевым приводом
Fig. 8. Schemes of calculation of tractor aggregate with drive lock between chassis' axes during braking process

Если тормозящие колеса находятся на дороге с равными сцепными условиями, то $a_1 = a_2 = a_3$, $a \cdot b_1 = b_2 = b_3$. Таким образом, неравенство удельных тормозных сил ведущих колес в этом случае будет зависеть только от кинематического рассогласования вращения колес, величина которого незначительна и характеризуется величинами $K_{H1} = \pm(0,01...0,08)$. Влияние параметров привода колес прицепа на распределение скольжений и удельных тормозных сил колес объединенного движителя, применительно к решаемой авторами статьи задаче активизации одного из тракторных прицепов, используемых в сельском хозяйстве Польши, показано на рисунках 9-11 и подтверждает сделанный вывод.

При отсутствии кинематического несоответствия ($K_{H1} = K_{H2} = 0$) 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 межосевую

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

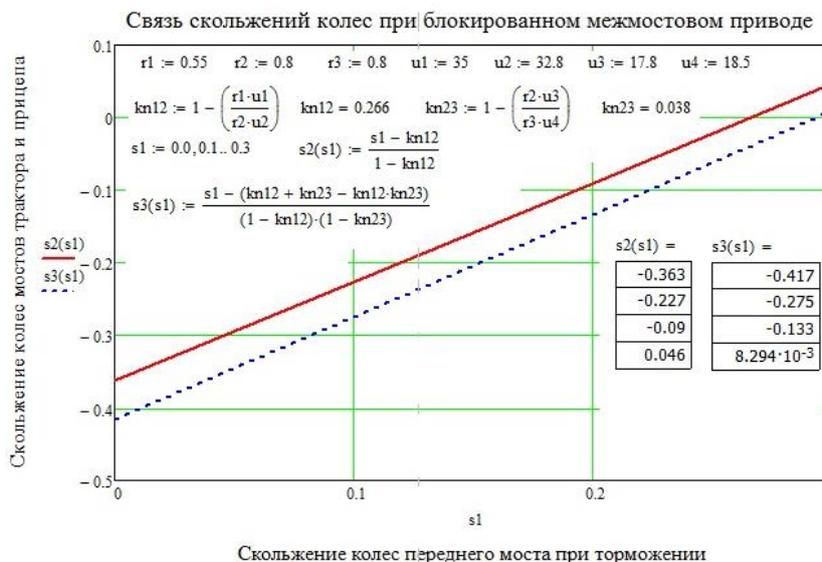


Рис. 9. Распределение скольжений колёс при блокированном приводе
 Fig. 9. Wheels slide distribution during drive lock

Source: own work

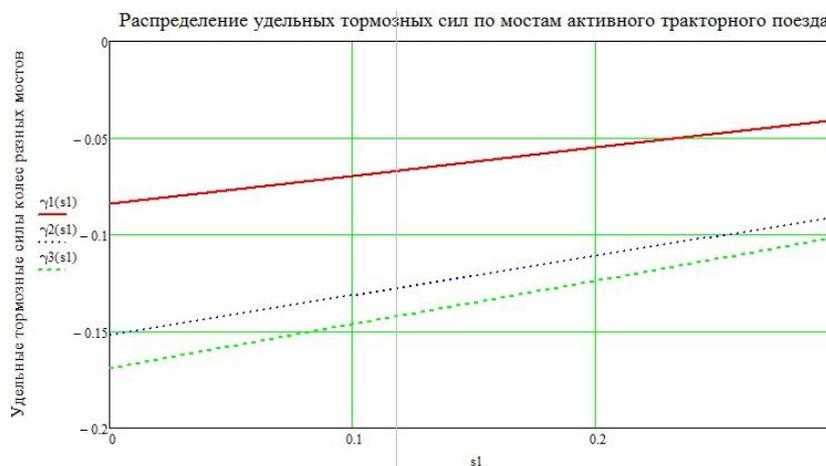
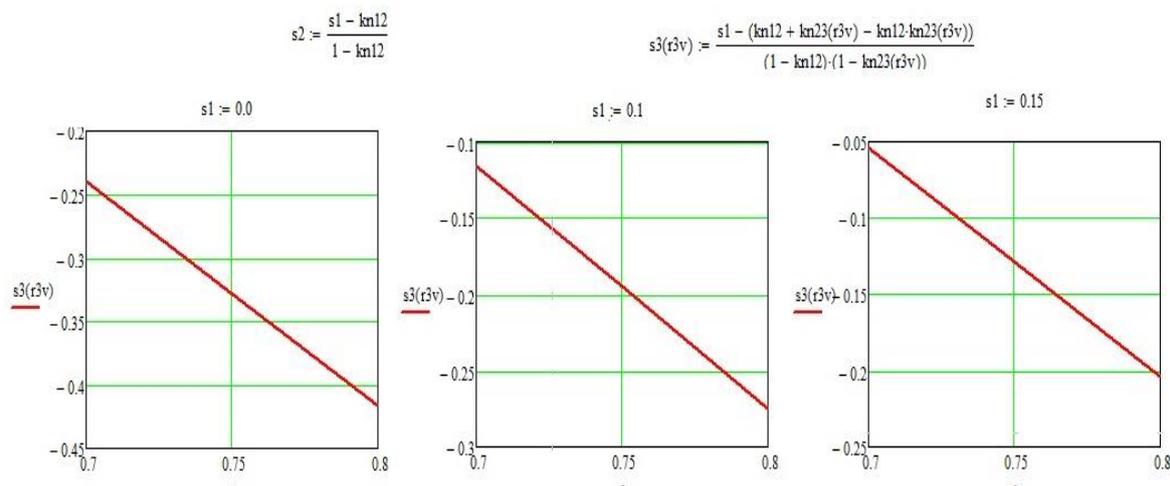


Рис. 10. Распределение удельных тормозных сил
 Fig. 10. Distribution of unit breaking forces

Source: own work



Source: own work

Рис. 11. Взаимосвязи скольжений (S_i) затормаживаемых колес различных мостов тракторного поезда при различных значениях радиуса (r_3v) качения приводных колес прицепа

Fig. 11. Slide pass (S_i) of drive wheels during braking process at different wheel radius (r_3v)

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 (рисунок 12) [8, 10]. Эти параметры можно определить из общего уравнения движения тракторного поезда, в котором поглощение кинетической энергии осуществляются посредством тормозных сил, возникающих вследствие естественных и искусственных потерь моторного тормоза-замедлителя.

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

$$P_{jвр} = \left[\frac{1}{r_{1,2}^2} \left(\frac{J_q \cdot i_{mp}^2}{\eta_m} + n_i \cdot J_1 \right) + \frac{n_2 \cdot J_2}{r_3^2} \right] \frac{dv}{dt}, \quad (16)$$

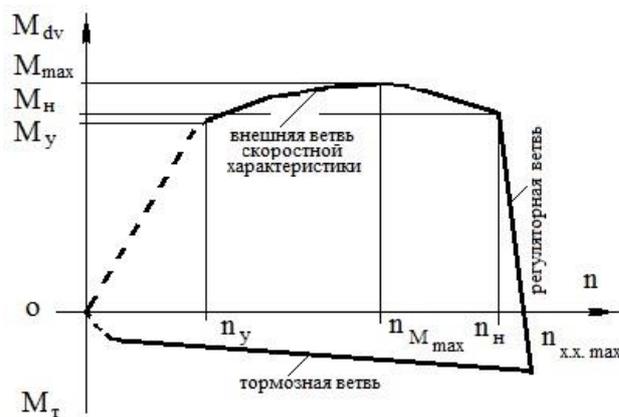
где J_q , J_1 , J_2 – моменты инерции маховика двигателя совместно с деталями трансмиссии, колес трактора и прицепа; n_i – число колес трактора и прицепа; i_{mp} и η_m – передаточное число и КПД трансмиссии.

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, быстрому их износу.



Обозначения: M – моменты двигателя и n – частоты вращения; устойчивые, при максимальном моменте, на номинальной мощности, максимальные холостого хода

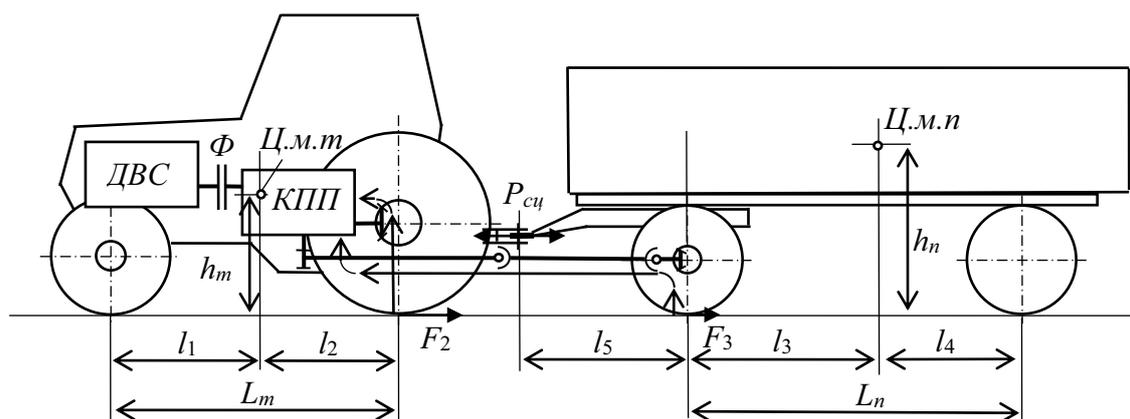
Source: own work

Рис. 12. Вид скоростной характеристики дизеля со всережимным регулятором при тяговом и тормозном режимах

Fig. 12. Diesel engine speed characteristic while moving and stopping

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 рисунке 13 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:

$$F_2 = \frac{\gamma_2 \cdot m_m \cdot g \cdot l_1}{L_m + \gamma_2 \cdot h_m}; \quad (17) \quad F_3 = \frac{\gamma_3 \cdot m_n \cdot g \cdot l_4}{L_n + \gamma_3 \cdot h_n}. \quad (18)$$



Source: own work

Рис. 13. Схема распределения тормозных сил между ведущими мостами тракторного поезда при торможении двигателем

Fig. 13. Distribution of braking forces between drive bridges during the engine-braking process

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 следующей зависимостью:

$$M_m = M_2 + M_3 = \frac{\gamma_2 \cdot m_m \cdot g \cdot l_1 \cdot r_2 \cdot \eta_m}{i_{mp}(L_m + \gamma_2 \cdot h_m)} + \frac{\gamma_3 \cdot m_n \cdot g \cdot l_4 \cdot r_2 \cdot \eta_m \cdot i_3}{i_n(L_n - \gamma_3 \cdot h_n)(1 - K_{H2})i_2}, \quad (19)$$

где: η_m, 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 выражения (19) следует, что на распределение моментов между мостами трактора и прицепа влияет 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.

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

$$P_{cu} = \frac{m_m \cdot m_n}{m_m + m_n} (\gamma_n - \gamma_m) g. \quad (20)$$

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

$$\gamma_m = \frac{l_1 \cdot \gamma_2}{L_m - h_m \cdot \gamma_2}; \quad (21)$$

$$\gamma_n = \frac{l_3 \cdot \gamma_3}{L_n - h_n \cdot \gamma_3}. \quad (22)$$

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

$$S_3 = \frac{S_2 - K_{H2}}{1 - K_{H2}}. \quad (23)$$

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 [3, 4]. 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 нежелательного явления необходимо выбирать рациональную величину кинематического несоответствия путем её 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.

4. Заключение

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. Изложенная методика анализа рабочего процесса исследуемых объектов дает возможность обеспечить настройку проектируемого привода колес прицепа на условия эксплуатации.

Таким образом, в работе получены основные аналитические выражения закономерностей торможения полноприводного трактора при работе в сцепе с прицепом, имеющим привод на колеса, разработаны предложения по техническому решению приводов колес прицепов и выводы из анализа установленных зависимостей по улучшению динамики торможения таких тракторных поездов. Результаты работы необходимы при проектном обосновании новых разработок средств активизации тракторных прицепов, предназначенных для эксплуатации в тяжелых условиях движения.

5. Литература

- [1] Atamanov YU.Ye., Plishch V.N., Povarekho A.S., Ravino V.V., Tayanovskiy G.A.: Modelirovaniye kharakteristik dizel'nogo dvigatelya. Minsk: BNTU, 2014.
- [2] Boykov V.P., Belkovskiy V.N.: Shiny dlya traktorov i sel'skokhozyaystvennykh mashin. M.: VO «Agropromizdat», 1988.
- [3] Gus'kov V.V. Traktory: Teoriya. Gus'kov V.V., Velev N.N., Atamanov YU.Ye. Pod obshch. red. V.V. Gus'kova. – M.: Mashinostroyeniye, 1988.

- [4] Novyye sredstva operativnoy aktivizatsii i uluchsheniya pokazateley dinamiki dvizheniya bol'shegruznykh traktornykh pritsepov. Bogdan N.V., Tayanovskiy G.A. Minsk: BelNIINTI, 1992.
- [5] Tayanovskiy G.A., Filippova L.G.: Usloviya normal'noy raboty v tyagovom rezhime koles polupritsepa s nereguliruyemym gidroob'yemnym privodom. V sb. dokladov MNTK, posvyashchennoy 60-letiyu sozdaniya avtotraktornogo fakul'teta BNTU, 24-28 oktyabrya 2011 g., Minsk: BNTU, 2011, 109-116.
- [6] Tayanovskiy G.A., Tanas W.: Hale properties of driving trailer with no adjustable hydrostatic drive of carriageable system in aggregate with wheel tractor. Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering, 2009, 54(1), 50-55.
- [7] Tayanovskiy G.A.: Perspektivy primeneniya i printsipy agregatirovaniya traktorov "Belarus" s torfyanymi mashinami. Sb. trudov nauchn.-tekhn. konferentsii «Sovremennyye problemy mekhaniki torfa v protsessakh dobychi i pererabotki». – Mn.: UP «Tekhnoprint», 2002, 131-134.
- [8] Tayanovskiy G.A., Atamanov J.E., Tanas W.: Modelling of the diesel engine in researches of dynamics of machine tractor units. Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering, 2013, 58(1), 178-184.
- [9] Tayanovskiy G.A., Tanas W.: 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. Polish Academy of sciences branch in Lublin. Volume VII, Lublin, 2007, 217-224.
- [10] Tarasik V.P. Teoriya dvizheniya avtomobilya. Uchebnik dlya vuzov. M.: izd-vo BHV, 2006.
- [11] Traktory. Projektirovaniye, konstruirovaniye i raschet: uchebnik dlya studentov mashinostroyitel'nykh spetsial'nostey vuzov. [I.P. Ksenevich i dr.]; pod obshch. red. I.P. Ksenevicha. – M.: Mashinostroyeniye, 1991. Unifikatsiya i agregatirovaniye v projektirovanii traktorov i tekhnologicheskikh kompleksov: Ucheb. posobiye/ V.P. Boykov, A.M. Sologub, CH.I. Zhdanovich, P.V. Zelenyy. – Mn.: Adukatsyya i vykhavanne, 2003.
- [12] Unifikatsiya i agregatirovaniye v projektirovanii traktorov i tekhnologicheskikh kompleksov: Ucheb. posobiye/ V.P. Boykov, A.M. Sologub, CH.I. Zhdanovich, P.V. Zelenyy. – Mn.: Adukatsyya i vykhavanne, 2003.– 400. s.