

эффективность торможения при сохранении динамической устойчивости автомобиля можно достичь путем регулирования давления в исполнительных элементах [привода](#).

УДК 629.025

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ТРАКТОРА

А.С.Поварехо, С.А.Кривицкий

Аннотация: Важным вопросом при исследовании эффективности процесса торможения трактора является оценка рационального соотношения тормозных сил на его мостах, а также их сравнение с реальными значениями при имеющихся параметрах тормозной системы, что позволяет оценить потенциальные возможности совершенствования тормозной системы. Объектом исследований в данной работе является полноприводный колесный трактор "Беларус 3023".

С точки зрения безопасности дорожного движения наилучшим является режим торможения, при котором достигается максимальная эффективность и обеспечивается устойчивость движения. В этом случае должно реализовываться распределение тормозных сил между мостами с учетом изменяющихся нормальных реакций на колесах и дорожных условий, определяемых сцепными качествами колес с дорогой.

Тормозная система, применяемая на рассматриваемом тракторе, имеет постоянное распределение тормозных сил, что позволяет потенциально обеспечить идеальное торможение только в установившемся режиме торможения при определенном значении коэффициента сцепления колес с дорогой φ_0 .

В связи с тем, что невозможно в реальных условиях одновременно довести все колеса до грани блокирования во всем диапазоне изменения коэффициента сцепления, отдается предпочтение первоочередному блокированию колес передней оси. Однако коэффициент распределения тормозных сил должен быть таким, чтобы обеспечивалась управляемость при служебных торможениях на криволинейном участке дороги с малым коэффициентом сцепления.

Торможение трактора сопровождается изменением нормальных реакций на его мостах, т.е. происходит перераспределение веса с заднего моста на передний, которое зависит от величины суммарной тормозной силы, конструктивных параметров трактора и условий движения.

С учетом полного использования сцепного веса распределение тормозных сил по мостам трактора должно соответствовать следующим выражениям:

$$F_1 = \frac{m \cdot g \cdot \varphi \cdot (l_2 + h \cdot \varphi)}{l_1 + l_2}; \quad F_2 = \frac{m \cdot g \cdot \varphi \cdot (l_1 - h \cdot \varphi)}{l_1 + l_2}$$

где m – масса трактора; l_1, l_2, h – горизонтальные и вертикальная координаты центра масс; φ – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью; замедление трактора в процессе торможения.

По данным зависимостям построены графики идеального распределения тормозных сил между мостами машины для различной загрузки и разных значений вертикальной координаты центра масс (рисунок 1).

Идеальное соотношение тормозных сил изменяется по параболическим кривым, кривизна которых увеличивается при увеличении высоты центра масс трактора. Штриховые линии, пересекающие характеристики распределения тормозных сил, соответствуют различным значениям коэффициента сцепления колес с дорогой и позволяют для реальной и идеальной характеристики определить соответствующую величину коэффициента сцепления.

На данные графики можно нанести реальные, полученные в результате экспериментальных исследований характеристики. Если какая-либо точка реальной характеристики находится выше идеальной характеристики, то происходит недотормаживание передних и перетормаживание задних колес. При расположении точки соотношения тормозных сил ниже идеальной характеристики происходит недотормаживание задних и перетормаживание передних колес. Оба случая нежелательны, так как происходит снижение эффективности торможения и возникает возможность потери устойчивости или управляемости.

Как видно из графиков идеального распределения тормозных сил, при увеличении вертикальной координаты центра тяжести возрастает доля тормозной силы, реализуемой на колесах переднего моста в общем балансе торможения и уменьшается доля тормозной силы на колесах заднего моста.

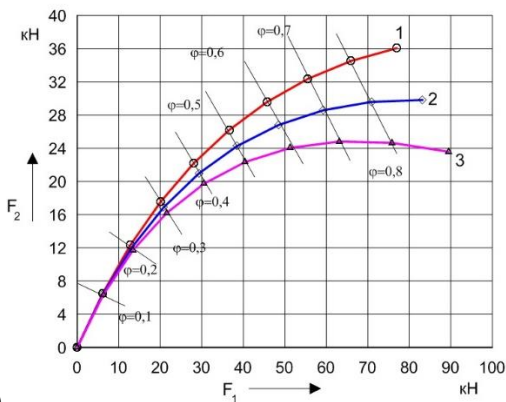
В частности, при массе трактора 12800 кг, для $h=0,8$ м и $\varphi=0,65$ соотношение $F_{T1}/F_{T2}=1,63$, а для $h=1,2$ м - $F_{T1}/F_{T2}=2,34$.

В качестве расчетных значений тормозных моментов, подводимых к колесам мостов, целесообразно принять во внимание их значения для $\varphi=0,65$ (наиболее характерный фон для эксплуатации трактора) и $h=1$ м (координата центра масс базовой модели).

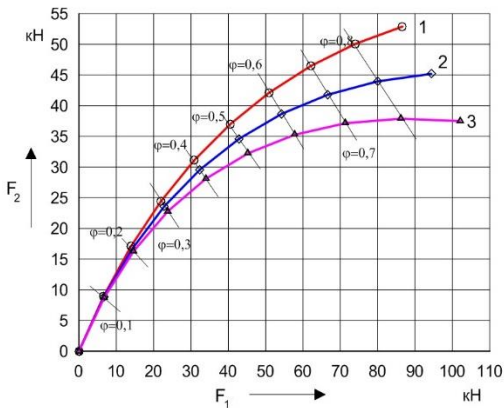
Тогда эффективность тормозных механизмов вычисляется согласно выражения:

$$M_{Ti} = \frac{F_i r_i}{u_i n_i \eta_i},$$

где n_i - число тормозных механизмов i -го моста; η_i , u_i - КПД и передаточное отношение участка трансмиссии от тормозных механизмов до колес соответствующего моста.



а)



б)

а) масса трактора 12600 кг;

б) масса трактора 15800 кг;

1 – $h=0,8$ м; 2 – $h=1,0$ м; 3 – $h=1,2$ м

Рисунок 1 – Рациональное распределение тормозных сил по мостам «Беларус-3023»

В результате получаем, что с учетом установки тормозных механизмов только на заднем мосту, подключения переднего ведущего моста и приведенных зависимостей требуемая эффективность каждого тормозного механизма заднего моста:

- при эксплуатационной массе 12800 кг $M_T=3,88$ кН·м;
- при максимально допустимой массе 15800 кг $M_T=4,8$ кН·м

Для оценки тормозных качеств трактора, согласно нормативным требованиям, необходимо использование математических моделей тормозного привода, привода управления муфтой подключения ПВМ, силовой передачи трактора и процесса непосредственно торможения.

Приведенная методика также может быть использована при проектировании тормозных систем полноприводных тракторов, оборудованных тормозными механизмами на обоих мостах, в том числе и при блокировании при торможении межосевого [привода](#).

УДК 629.025

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ФРИКЦИОННЫХ ПАР ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ, РАБОТАЮЩИХ В МАСЛЕ

Д.В.Татур, А.С.Поварехо

Аннотация: Рассмотрены особенности работы пар трения дисковых тормозных механизмов, работающих в масле, приведена математическая модель для определения толщины масляной пленки при сжатии дисков, представлены графические результаты расчетов.

Одной из важных проблем, с которыми сталкиваются разработчики тормозных механизмов, работающих в масле, заключается в том, что переходные режимы их работы зависят от вязкостно-температурной характеристики применяемого для охлаждения пар трения масла, нажимного усилия и некоторых конструктивных параметров. В связи с этим интерес представляет оценка характеристик процесса выдавливания масляной пленки при замыкании фрикционных пар для определения влияния температуры масла, размеров дисков и условий нагружения на его выходные характеристики.

При исследовании переходных процессов, связанных с выдавливанием масла из зазора между сжимаемыми дисками, использовалось уравнение Рейнольдса [1] в котором учитывается влияние масляного клина и растяжения жидкости на процесс сближения дисков. В случае параллельного расположения сжимаемых дисков уравнение имеет вид:

$$\nabla^2 = \frac{12 \cdot \mu}{h^3} \cdot \frac{dh}{dt},$$

где p – местное давление внутри масляной пленки; μ – коэффициент динамической вязкости масла; h – толщина пленки; t – текущее время.

Усилие, действующее на диски, уравнивается силами давления и его можно определить:

$$F = \int_S p \cdot dA$$