

**ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕСТВА РАБОТЫ
ЗАПАСНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ**

**INVESTIGATION OF THE BRAKING QUALITY
OF THE SPARE BRAKE SYSTEM**

Поварехо А. С., канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
A. Pavarekha, Ph. D. in Eng., Ass. Prof.,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Согласно требованиям нормативных документов, транспортные средства должны в обязательном порядке оборудоваться рабочей, стояночной и запасной тормозными системами, причем разрешается использовать стояночную тормозную систему в качестве запасной. Как правило, у автомобилей в качестве стояночной тормозной системы используются колесные тормозные механизмы рабочей тормозной системы, приводимые механически. Для универсально-пропашных тракторов, с точки зрения обеспечения агротехнической проходимости, тормозные механизмы устанавливаются в трансмиссии. При этом в качестве стояночного используется дополнительный тормозной механизм, связанный с одним из элементов дифференциала, обеспечивая тем самым передачу момента на оба борта трактора. Однако наличие дифференциальной связи левого и правого колес ведущего моста вызывает некоторые проблемы с реализацией сцепных качеств колес, появление разворачивающего момента и прочих ситуаций в различных эксплуатационных условиях при использовании стояночного тормоза в качестве запасной тормозной системы. Исследованию этих особенностей и посвящена данная статья.

According to the requirements of regulatory documents, vehicles must necessarily be equipped with working, parking and spare brake systems, and it is allowed to use the parking brake system as a spare. As a rule, vehicles use the wheel brakes of the service braking system, which are mechanically driven, as a parking brake system. For universally tilled tractors, from the point of view of ensuring agrotechnical passability,

braking mechanisms are installed in the transmission. At the same time, an additional braking mechanism is used as a parking mechanism, connected to one of the differential elements, thereby ensuring the transmission of torque to both sides of the tractor. However, the presence of a differential connection between the left and right wheels of the drive axle causes some problems with the implementation of the coupling qualities of the wheels, the appearance of torque and other situations in various operating conditions when using the parking brake as a spare brake system. This article is devoted to the study of these features.

Ключевые слова: *запасная тормозная система, тормозные силы, разворачивающий момент, блокировка дифференциала.*

Keywords: *spare brake system, braking forces, turning torque, differential lock.*

ВВЕДЕНИЕ

Запасная тормозная система используется для остановки трактора или тракторного поезда при выходе из строя основной рабочей тормозной системы и должна обеспечивать предписанную ей эффективность действия при любом отказе тормозного управления.

Запасной тормозной системой может быть как специальная автономная система, так и контуры рабочей или стояночной тормозной системы [1]. Исходя из вышеперечисленных требований следует, что стояночный тормоз трактора кл. 1,4 может быть использован в качестве запасной тормозной системы. Эффективность запасной тормозной системы оценивается замедлением трактора или тракторного поезда и его тормозным путем [2].

При этом стояночный тормозной механизм может быть связан с одним из элементов дифференциала, обеспечивая тем самым передачу момента на оба борта трактора. Одним из вариантов является установка тормозного механизма на валу, связанном с корпусом (крестовиной) дифференциала [3]. Именно этот вариант исполнения стояночной тормозной системы и будет рассмотрен в данной работе.

ОЦЕНКА РАБОТЫ ЗАПАСНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

Тормозные силы на правом и левом колесах трактора при торможении на горизонтальном участке дороги при равных сцепных условиях можно определять по следующей зависимости

$$P_{\text{тп}} = P_{\text{тл}} = \frac{M_{\text{т}} \cdot u_{\text{кп}}}{2 \cdot r_{\text{к}}}, \quad (1)$$

где $M_{\text{т}}$ – момент, развиваемый стояночным тормозным механизмом; $u_{\text{кп}}$ – передаточное отношение конечной передачи; $r_{\text{к}}$ – радиус колес заднего моста.

При этом тормозные силы будут ограничиваться сцепными качествами колес ведущего моста трактора

$$P_{\text{тп}} = P_{\text{тл}} \leq \frac{m_{\text{т}} \cdot g \cdot l_1 \cdot \varphi}{2 \cdot (L_{\text{т}} - h_{\text{т}} \cdot \varphi)}, \quad (2)$$

где l_1 – расстояние от центра масс до передних колес трактора; φ – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью; $L_{\text{т}}$ – база трактора; $h_{\text{т}}$ – координата центра масс трактора.

При торможении трактора на дороге с разными сцепными качествами правого и левого колес, имеющих между собой дифференциальную связь, будет происходить снижение эффективности его торможения. Суммарная тормозная сила по сцеплению, за счет выравнивания моментов между колесами по меньшему тормозному моменту, будет равна

$$P_{\text{тmin}} = N_2 \cdot \varphi_{\text{min}},$$

где N_2 – нормальная реакция на задней оси трактора; φ_{min} – минимальный коэффициент сцепления колеса, находящегося в худших сцепных условиях.

Блокирование межколесного дифференциала позволит увеличить суммарную тормозную силу

$$P_{\text{тmax}} = \frac{m_{\text{т}} \cdot g \cdot l_1 \cdot (\varphi_{\text{max}} + \varphi_{\text{min}})}{2 \cdot L_{\text{т}} - h_{\text{т}} \cdot (\varphi_{\text{max}} + \varphi_{\text{min}})}.$$

На основе двух последних уравнений можно вычислить значение коэффициента повышения тормозной силы

$$K_{P_T} = \frac{P_{Tmax}}{P_{Tmin}} = \frac{(L_T - h_T \cdot \varphi_{min}) \cdot (\varphi_{max} + \varphi_{min})}{(2 \cdot L_T - h_T \cdot (\varphi_{max} + \varphi_{min})) \cdot \varphi_{min}}. \quad (3)$$

К примеру, если один борт трактора находится на асфальте $\varphi = 0,8$, а второй – на укатанном снегу $\varphi = 0,2$, то тормозная сила за счет блокировки дифференциала увеличивается примерно в 2,8 раза.

Кроме того, снижение эффективности торможения при дифференциальной связи колес происходит также на дороге, имеющей поперечный уклон. Суммарная тормозная сила в этом случае равна

$$P_{Tmin} = 2 \cdot N_{2min} \cdot \varphi = \frac{\varphi \cdot m_T \cdot g \cdot l_1 \cdot (B_2 \cdot \cos \theta - 2 \cdot h_T \cdot \sin \theta)}{B_2 \cdot (L_T - \varphi \cdot h_T)},$$

где N_{2min} – нормальная реакция на колесе, расположенном сверху по склону; θ – поперечный уклон дороги; B_2 – колея задних колес трактора.

При блокировании дифференциала задних колес трактора, движущегося по дороге с поперечным уклоном, эффективность торможения его увеличивается. Коэффициент повышения тормозной силы в этом случае равен

$$K_{P_T} = \frac{B_2}{B_2 \cdot \cos \theta - 2 \cdot h_T \cdot \sin \theta}. \quad (4)$$

Торможение трактора на дороге с поперечным уклоном 20° приводит при заблокированном дифференциале к увеличению суммарной тормозной силы с колеей задних колес $B_2 = 1,8$ м примерно в 1,5 раза, а при $B_2 = 1,2$ м – в 2 раза.

Одной из проблем, возникающей при торможении с заблокированным мостом приводит к возникновению разворачивающего момента за счет разности тормозных сил по бортам.

$$M_p = (P_2' - P_2'') \cdot \frac{B_2}{2}, \quad (5)$$

где P_2', P_2'' – тормозные силы на отстающем и забегающем колесе соответственно.

Подставляя в выражение (5) значения P_2' и P_2'' при торможении трактора на горизонтальном пути с разными коэффициентами сцепления колес и, проведя соответствующие преобразования, получим формулу для определения разворачивающего момента

$$M_p^\varphi = \frac{m_T \cdot g \cdot l_1 \cdot (\varphi_{max} - \varphi_{min}) \cdot B_2}{4 \cdot (2 \cdot L_T - h_T \cdot (\varphi_{max} + \varphi_{min}))}. \quad (6)$$

При торможении трактора на дороге с поперечным уклоном разворачивающий момент будет равен

$$M_p^\theta = \frac{m_T \cdot g \cdot l_1 \cdot \varphi \cdot h_T \cdot \sin \theta}{L_T - \varphi \cdot h_T}. \quad (7)$$

Значительная разница в тормозных силах на колесах может приводить к заносу или боковому уводу. Эта разница определяется коэффициентом блокировки дифференциала.

$$K_6 = \frac{N_{2max}}{N_{2min}}, \quad (8)$$

где N_{2max} – нормальная реакция на колесе, расположенном внизу по склону.

При некоторой разности тормозных сил может произойти разблокирование дифференциала и дальнейшее увеличение разворачивающего момента прекратится.

Подставляя значения вертикальных реакций в выражение (8), можно определить предельный поперечный уклон дороги, при котором произойдет разблокирование дифференциала

$$\theta_n = \arctg \left[\frac{B \cdot (K_6 - 1)}{2 \cdot h_T \cdot (K_6 + 1)} \right].$$

На рис. 1 приведены зависимости предельного поперечного уклона дороги от коэффициента блокировки дифференциала для различной ширины колеи.

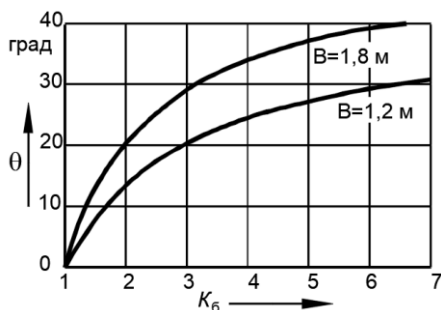


Рисунок 1 – Зависимость предельного поперечного уклона дороги от коэффициента блокировки дифференциала

Приведенные на рис. 2 зависимости разворачивающего момента от поперечного уклона дороги свидетельствуют, что увеличение коэффициента блокировки приводит к возрастанию разворачивающего момента, действующего на трактор.

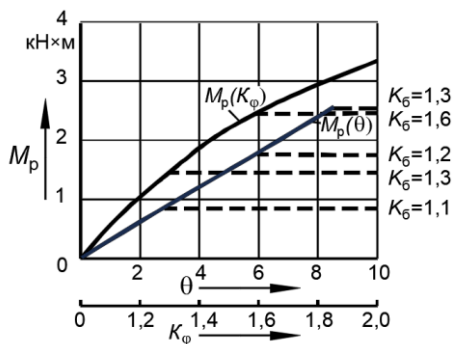


Рисунок 2 – Зависимость разворачивающего момента от поперечного угла наклона дороги и коэффициента неравномерности сцепления

Разворачивающий момент в этом случае определяется по выражению (7). При превышении предельного уклона дороги дифференциал разблокируется и разворачивающий момент будет равен

$$M_p'' = \frac{m_T \cdot l_1 \cdot g \cdot \varphi \cdot (K_\phi - 1)}{(L_T - \varphi \cdot h_T) \cdot 2} \cdot (0,5 \cdot B_2 \cdot \cos \theta - h_T \cdot \sin \theta).$$

Разблокирование дифференциала может произойти и на прямолинейном горизонтальном участке пути за счет действия неодинаковых тормозных сил на колесах вследствие разных коэффициентов сцепления их с дорогой. Обозначив через K_ϕ коэффициент неравномерности сцепления колес с дорогой, т. е. соотношение большего φ_{max} к меньшему φ_{min} и преобразовав формулу (6) получим величину разворачивающего момента

$$M_p' = \frac{B_2 \cdot m_T \cdot g \cdot l_1 \cdot \varphi_{min} \cdot (K_\phi - 1)}{4 \cdot [2 \cdot L_T - h_T \cdot \varphi_{min} \cdot (K_\phi + 1)]}.$$

При $K_\phi = K_\phi$ дифференциал разблокируется, и колеса начинают вращаться с разной угловой скоростью. Дальнейшее увеличение K_ϕ не приводит к возрастанию разворачивающего момента. Максимальный разворачивающий момент в этом случае будет равен

$$M_{pmax}' = \frac{B_2 \cdot m_T \cdot g \cdot l_1 \cdot \varphi_{min} \cdot (K_\phi - 1)}{4 \cdot [2 \cdot L_T - h_T \cdot \varphi_{min} \cdot (K_\phi + 1)]}.$$

ОЦЕНКА РАБОТЫ ЗАПАСНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

При торможении трактора запасной тормозной системой на повороте с дифференциальной связью колес, тормозной момент, развиваемый стояночным тормозом, распределяется поровну между задними колесами. Блокирование дифференциала приводит к тому, что на забегающем колесе момент возрастает, а на отстающем уменьшается, т. е. происходит перераспределение моментов.

Реализацию тормозных сил на каждом колесе можно оценить по их скольжению. Коэффициент скольжения равен отношению разницы действительной V_δ и теоретической V_m скорости колеса к

действительной скорости [4].

Тормозную силу, реализуемую колесом, можно вычислить через нормальную реакцию на колесе и реализуемый коэффициент сцепления [4].

$$P_{\tau i} = N_i \cdot \varphi_i(s_i).$$

Для определения скольжения каждого тормозного колеса на повороте будем считать шины жесткими, т. е. боковой увод шин отсутствует. Из кинематики поворота трактора получим [5]

$$\omega = \frac{V_2'}{R_2'} = \frac{V_2''}{R_2''} = \frac{V_2}{R_2},$$

где V_2' , V_2'' , V_2 – действительные скорости центров наружного, внутреннего колеса и середины задней оси трактора соответственно;

R_2' , R_2'' , R_2 – радиусы поворота забегающего, отстающего колеса и середины задней оси трактора соответственно.

Значение радиусов отстающего и забегающего колеса

$$R_2' = R_2 + 0,5 \cdot B_2 = \frac{L_r}{\operatorname{tg}\alpha} + 0,5 \cdot B_2; \quad R_2'' = R_2 - 0,5 \cdot B_2 = \frac{L_r}{\operatorname{tg}\alpha} - 0,5 \cdot B_2,$$

где α – средний угол поворота управляемых колес трактора.

Тогда действительные скорости центров колес

$$V_2' = (R_2 + 0,5 \cdot B_2) \cdot \frac{V_2}{R_2} = \left(\frac{L_r}{\operatorname{tg}\alpha} + 0,5 \cdot B_2 \right) \cdot \frac{V_2 \cdot \operatorname{tg}\alpha}{L_r};$$

$$V_2'' = (R_2 - 0,5 \cdot B_2) \cdot \frac{V_2}{R_2} = \left(\frac{L_r}{\operatorname{tg}\alpha} - 0,5 \cdot B_2 \right) \cdot \frac{V_2 \cdot \operatorname{tg}\alpha}{L_r}.$$

Если выразить действительные скорости колес V_2, V_2', V_2'' через

теоретические скорости и скольжения, проведя соответствующие преобразования, можно получить зависимости скольжения наружного и внутреннего колеса от угла поворота управляемых колес и среднего скольжения оси.

$$s_2' = 1 - \frac{(1-s_2) \cdot R_2}{R_2 + 0,5 \cdot B_2} = 1 - \frac{(1-s_2) \cdot L_T}{L_T + 0,5 \cdot B_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha};$$

$$s_2'' = 1 - \frac{(1-s_2) \cdot R_2}{R_2 - 0,5 \cdot B_2} = 1 - \frac{(1-s_2) \cdot L_T}{L_T - 0,5 \cdot B_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}.$$

Среднее скольжение оси, которое зависит от величины момента развиваемого стояночным тормозом, можно найти по выражению

$$s_2 = -\frac{1}{k_{s_2}} \cdot \ln \left(1 - \frac{M_T \cdot u_{\text{тр}}}{r_k \cdot N_2 \cdot \varphi} \right),$$

где k_{s_2} – коэффициент кривой скольжения.

Приведенные на рис. 3 зависимости показывают, что существенное влияние на величины скольжений оказывает коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью. При отсутствии тормозного момента внутреннее колесо на повороте буксует и при увеличении угла поворота буксование его возрастает (рис. 4). Наличие тормозного момента приводит к уменьшению буксования внутреннего колеса и при превышении определенного его значения, соответствующего углу поворота управляемых колес, оно переходит в тормозной режим.

На наружном колесе задней блокированной оси при отсутствии тормозного момента наблюдается скольжение, которое возрастает с увеличением угла поворота управляемых колес. Тормозной момент, приложенный к наружному колесу от стояночного тормоза, приводит к увеличению его скольжения.

Следовательно, при торможении трактора запасной тормозной системой на повороте с блокированной задней осью в зависимости от величин M_T , α , φ внутреннее колесо может находиться как в ведущем, так и тормозном режимах. Наружное колесо в этом случае бу-

дет находиться только в тормозном режиме.

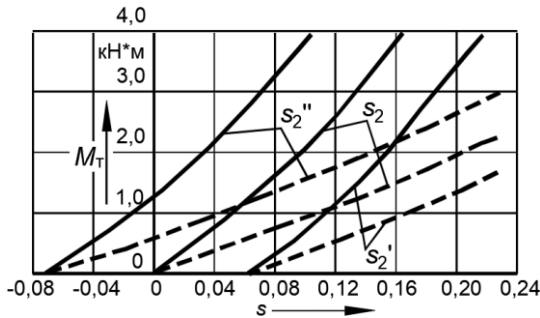


Рисунок 3 – Зависимость скольжений от величины момента тормозного механизма при $\alpha = 10^\circ$:
 — при $\varphi = 0,8$; - - при $\varphi = 0,3$

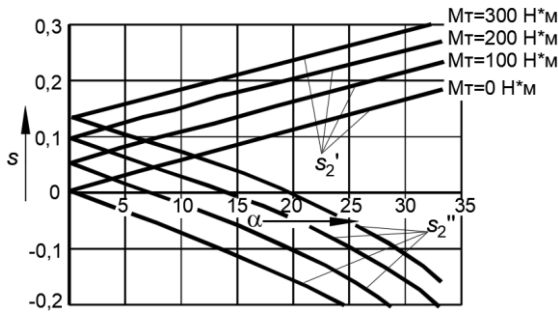


Рисунок 4 – Зависимости скольжений наружного и внутреннего колеса от угла поворота управляемых колес

Проведенные расчеты позволили определить характер изменения нормальных реакций на задних колесах трактора при торможении на повороте (рис. 5). При этом видно, что существенное влияние на распределение нормальных реакций оказывают угол поворота управляемых колес α и начальная скорость торможения V_0 . Увеличение тормозного момента приводит к пропорциональному уменьшению нормальных реакций на наружном и внутреннем колесе.

Распределение тормозных сил на задних колесах трактора при торможении с заблокированным дифференциала (рис. 6) показывает, что с увеличением угла поворота управляемых колес на наружном колесе тормозная сила возрастает, а на внутреннем убывает. При

этом внутреннее колесо при некотором M_T и α может переходить в тяговый режим.

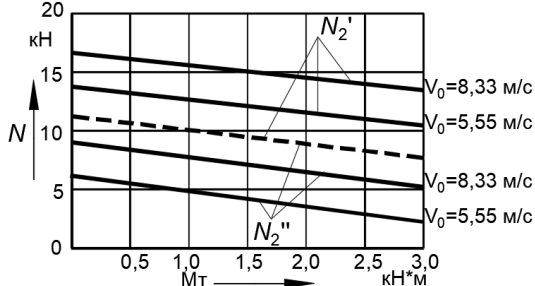


Рисунок 5 – Зависимость нормальных реакций на задних колесах трактора от величины тормозного момента запасной тормозной системы

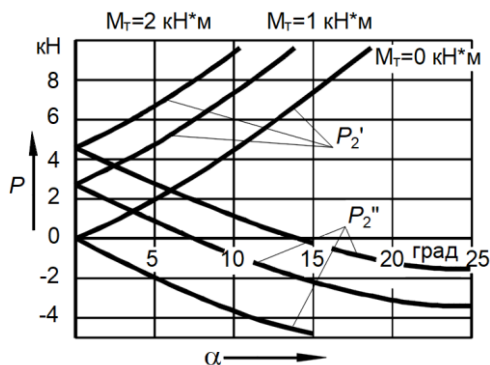


Рисунок 6 – Распределение тормозных сил на задних колесах трактора в зависимости от угла поворота управляемых колес при скорости $V=5,55$ м/с

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании проведенных исследований определен характер распределения тормозных сил между задними колесами трактора при торможении запасной тормозной системой для возможных условий его движения. При этом установлено, что блокирование дифференциала в некоторых условиях значительно повышает эффективность торможения, однако при этом возникает разворачивающий момент, который может привести к потере устойчивости движения трактора.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 22895-77. Государственный Стандарт Республики Беларусь. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Общие технические требования. – Мн. : Госстандарт. – 2011.

2. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности: ГОСТ 12.2.019-2015. – М : Стандартинформ, 2015.

3. Ведущий мост транспортного средства : патент SU 735453 / В. В. Гуськов, Е. А. Романчик, А. М. Расолько, Н. В. Богдан, П. А. Стецко, М. И. Трофимович. – Оpubл. 25.05.80.

4. Тракторные поезда / П. П. Артемьев [и др.]; под ред. В. В. Гуськова. – М: Машиностроение, 1982. – 181 с.

5. Тракторы : Теория : [Учеб. для вузов по спец. «Автомобили и тракторы» / В. В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В. В. Гуськова. – Москва : Машиностроение, 1988. – 374 с.