

делитель 4 срабатывает от падения значения давления в штоковой полости В, связанной только с соединительной магистралью 7.

Когда величина изменения значения давления сжатого воздуха в тормозных камерах 6 придет в соответствие с величиной изменения значения давления в контуре тормозных камер 3, управляющий сигнал с электромагнитных клапанов 9 и 19 будет снят. Если после завершения этого процесса значение давления сжатого воздуха в контуре тормозных камер 3 будет продолжать изменяться в сторону увеличения, процесс повторится.

При растормаживании тормозной кран 1 связывает тормозные камеры 3 тягача с атмосферой, а магистраль 7 – с ресивером 2. Значение давления сжатого воздуха в соединительной магистрали 7 будет увеличиваться, а в тормозных камерах 3 – падать. В тормозных камерах 6 прицепа величина давления воздуха уменьшается с некоторым отставанием по сравнению с тормозными камерами 3 тягача из-за задержки срабатывания воздухораспределителя 4. При этом если величина падения давления воздуха в тормозных камерах 6 равна нулю, на электромагнитный клапан 15 подается управляющий сигнал от электронного блока 11. Электромагнитный клапан 15 займет положение, при котором штоковая полость В воздухораспределителя 4 сообщается с тормозными камерами 6 прицепа. Сжатый воздух из тормозных камер 6 поступает в полость В воздухораспределителя 4, увеличивая тем самым темп нарастания в ней давления сжатого воздуха в совокупности с магистралью 7. Это вызывает ускорение срабатывания воздухораспределителя 4, который связывает тормозные камеры 6 прицепа с атмосферой. Когда величина падения значения давления воздуха в тормозных камерах 6, при наличии падения давления в контуре тормозных камер 3, будет отлична от нуля и достигнет порогового значения из-за срабатывания воздухораспределителя 4, управляющий сигнал с электромагнитного клапана 15 будет снят.

Таким образом, при растормаживании, частичная подача воздуха из тормозных камер 6 прицепа в штоковую полость В воздухораспределителя 4 совместно с наполнением из соединительной магистрали 7 позволяет повысить быстродействие электропневматического тормозного привода.

При этом ресивер 5 прицепа соединен с источниками 2 сжатого воздуха тягача дополнительной питающей магистралью 16 через соединительную головку 17 и обратный клапан 18, что обеспечивает поддержание в тормозном приводе прицепного звена номинального значения давления воздуха.

Применение в автопоездах комбинированного электропневматического привода по сравнению с пневматическим позволяет добиться повышения эффективности торможения за счет сокращения времени срабатывания на 6% и, соответственно, тормозного пути на 20%.

В результате применения предлагаемой конструкции тормозного привода автопоезда достигается повышение эффективности и обеспечения устойчивости его торможения за счет быстрого срабатывания, а, следовательно, безопасности движения, сохранения жизни и здоровья людей, сохранности оборудования и специальной техники, имущества за счет снижения вероятности совершения ДТП и высокой степени гарантии выполнения поставленных задач.

Список литературы

1. Свиридов Е.В. Методика расчета показателей устойчивости торможения армейских автопоездов: дис. канд. техн. наук. – Рязань, 2007 – 189 с.

2. ГОСТ Р 51709–2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки. – Введ. 2002-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – 27 с.

3. Пат. 140948 Российская Федерация, МПК В60Т 13/68, В60Т 13/36, В60Т 15/04. Комбинированный электропневматический тормозной привод автопоезда / Е.В. Свиридов, С.Л. Овечкин, В.А. Павлов, Д.А. Солодовников, В.Н. Планкин, С.Н. Казанцев, В.В. Логинов; заявитель и патентообладатель Перм. воен. ин-т. ВВ МВД России. – № 2013152484/11; опубл. 20.05.2014, Бюл. № 14 – 2с.: ил.

ОСОБЕННОСТИ ОЦЕНКИ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОЛНОПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

¹Сафибеков С.Д., ²Свиридов Е.В.

¹Пермский военный институт внутренних войск МВД России, Пермь, e-mail: SOSVOY94@mail.ru;

²Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь

Одной из причин, создающих проблемные вопросы безопасной эксплуатации автотранспортных средств, является снижение устойчивости торможения ввиду различных конструкционных и эксплуатационных факторов.

Следует отметить, что в полноприводных автомобилях наличие механической связи между колесами через трансмиссию оказывает существенное влияние на процесс их торможения. Вопросы распределения тормозного момента между колесами и осями в зависимости от внешних и внутренних факторов освещаются недостаточно.

В качестве оценочных параметров устойчивости при торможении принимаются угловое и боковое отклонения автомобиля от заданного направления скорости и заданной ориентации его продольной оси, а также величина разворачивающего автомобиль момента:

$$\alpha = \int \omega_A dt; \tag{1}$$

$$Y = \iint (\dot{v}_y + v_x \omega_A) dt; \tag{2}$$

$$M_{\text{разв}} = \left(\sum_1^n R_{xi1} - \sum_1^n R_{xi2} \right) \frac{B}{2}, \tag{3}$$

где α – обобщенный угол поворота продольной оси автомобиля относительно начального положения, град; ω_A – угловая скорость автомобиля, рад/с; Y – боковое смещение центра масс автомобиля относительно начального положения его продольной оси, м; \dot{v}_y – боковое ускорение центра масс автомобиля, м/с²; v_x – скорость всех точек автомобиля в направлении его продольной оси в плане, м/с; $M_{\text{разв}}$ – разворачивающий момент, создаваемый касательными реакциями, Н×м; n – число осей на автомобиле; i – порядковый номер оси при отсчете от передней; R_{xi} – касательная реакция на колесе в контакте с дорогой (1 – для левого борта, 2 – для правого борта), Н; B – колея автомобиля, м.

При заблокированном дифференциале раздаточной коробки (ДРК) величины тормозных сил, передаваемых через трансмиссию, в случае отсутствия осей, на колесах которых создаются разные значения тормозных моментов (из двух колес тормозящим является только одно) или колеса различаются сцеплением с опорной поверхностью (ОП) (далее будем называть такие оси полуактивными), определяются соотношением активных (тормозят оба колеса) и пассивных (без тормозящих колес или с максимальным сцеплением колес с ОП) осей, а также нормальными нагрузками.

Уравнения вращения колес и деталей трансмиссии имеют вид:

для каждого активного колеса:

$$M_{xil} + M_{oil} + M_{kil} = 0; \quad (4)$$

для каждого пассивного колеса:

$$M_{xil} + M_{kil} = 0; \quad (5)$$

для деталей трансмиссии (полуосей):

$$\sum_1^n M_{ki} = 0, \quad (6)$$

где l – индекс, указывающий принадлежность колеса к левому ($l = 1$) или правому ($l = 2$) бортам автомобиля; M_{xil} – момент, создаваемый касательной реакцией в контакте колеса с дорогой, Н×м; M_{oil} – тормозной момент, приложенный к колесу от тормозного барабана, Н×м; M_{kil} – вращающий момент, приложенный к колесу от полуоси, Н×м.

При наличии на автомобиле полуактивных осей при одинаковой нормальной нагрузке на колесах активных и пассивных осей касательные реакции всегда одинаковы между собой, потеря сцепления этих колес с опорной поверхностью и их блокировка происходит одновременно. На колесах полуактивных осей до их блокировки касательные реакции иные и не равны между собой.

В общем, анализ распределения касательных реакций по колесам полноприводного автомобиля можно вести по зависимостям:

$$\begin{cases} M_{xППА} = -\frac{m+n}{2n} \sum_1^m M_6; \\ M_{xП} = M_{xA} = -\frac{m}{2n} \sum_1^m M_6; \\ M_{xППА} = -\frac{m-n}{2n} \sum_1^m M_6, \end{cases} \quad (4)$$

где $M_{xППА}$, $M_{xП}$, M_{xA} , $M_{xППА}$ – соответственно момент касательной реакции на активных колесах полуактивных осей, колесах пассивных осей, активных осей и пассивных колесах полуактивных осей, Н×м; m – число активных колес.

На рис. 1 представлено рассчитанное таким способом распределение касательных реакций по колесам трехосного полноприводного автомобиля при различном количестве активных колес. За 100% принята суммарная тормозная сила, действующая на одном активном колесе.

Графическая интерпретация оценочных показателей устойчивости, исследованных с учетом торможения различным количеством колес, с интенсивностью торможения, соответствующей значению тормозного момента на тормозных механизмах $M_0 = 8,5$ кН×м, на опорной поверхности с коэффициентом сцепления $\varphi = 0,2$ и при различных начальных скоростях торможения (v_{x0}), представлена на рис. 2.

В результате теоретического исследования установлено, что в случае возникновения ситуаций, при которых тормозится только часть колес, наиболее опасным является торможение полуактивными осями с расположением тормозящих колес по одному борту автомобиля. Наименее опасным – одной активной и одной полуактивной осями задней тележки.

Вообще, влияние механической бездифференциальной связи между осями на устойчивость полноприводного автомобиля в сторону ее повышения более себя проявляет, если торможение одной активной и одной полуактивной осями происходит на опорных поверхностях с низким коэффициентом сцепления, так как в этом случае блокируются все колеса автомобиля. Известно, что при таком распределении тормозящих колес устойчивость автомобиля ухудшается с возрастанием начальной скорости торможения. При одном и том же значении начальной скорости торможения параметры α и Y имеют большие значения при меньшей интенсивности торможения, не смотря на то, что с ростом интенсивности торможения увеличивается и разворачивающийся момент вследствие увеличения неравномерности тормозных сил по бортам. Это может быть объяснено тем, что с уменьшением тормозных моментов на тормозных барабанах увеличиваются путь и время торможения, в течение которого автомобиль дальше уходит от осевой линии и разворачивается на больший угол.

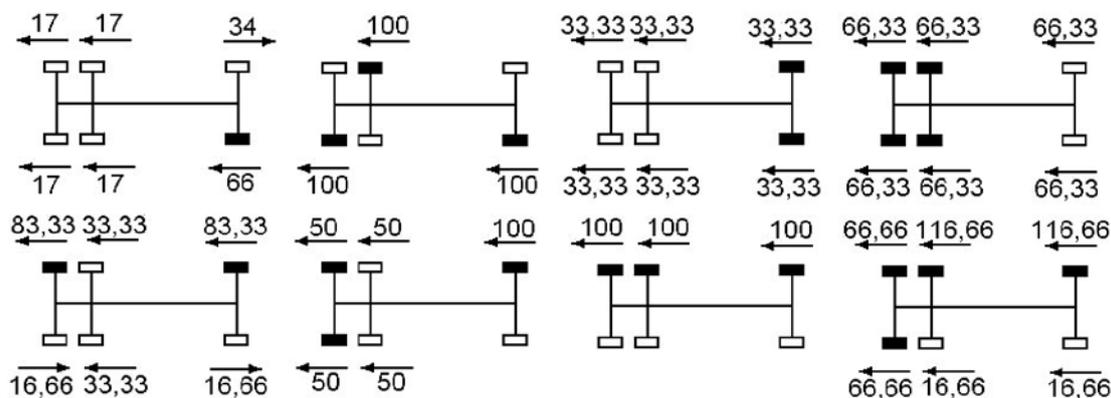


Рис. 1. Распределение касательных реакций по колесам трехосного полноприводного автомобиля, %

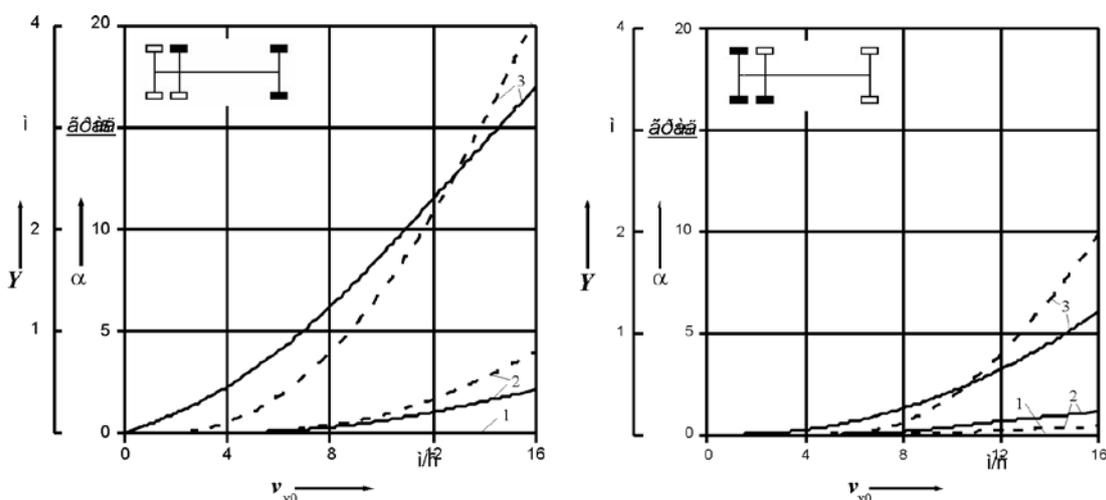


Рис. 2. Зависимость угла разворота автомобиля и смещения его центра масс при торможении различными колесами: — α — угол разворота автомобиля относительно его начального положения; — Y — боковое смещение центра масс автомобиля относительно начального направления его продольной оси; 1, 2, 3 — соответственно заблокированный, частично заблокированный и дифференциальный силовой привод

Блокирование трансмиссии при отказе одного из контуров тормозного привода или нарушении регуляторов тормозов позволяет значительно повысить эффективность и устойчивость торможения полноприводных автомобилей и, следовательно, их безопасность.

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ДИНАМИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ НА КОЛЕСАХ АВТОПОЕЗДА СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

¹Сеидов Р.Б., ²Свиридов Е.В.

¹Пермский военный институт внутренних войск МВД России, Пермь, e-mail: frol44kos@gmail.com;

²Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь

На динамику торможения автопоездов существенное влияние оказывают их характерные особенности: наличие шарнирной связи звеньев автопоезда, допускающей их высокую относительную подвижность в горизонтальной плоскости, перераспределение нагрузки между звеньями при торможении и другое. Они значительно усложняют процесс торможения и исключают применимость некоторых расчетных формул, полученных для одиночных автомобилей с обычной конструктивной схемой.

При определении нормальных реакций на осях автопоезда при торможении принимаются постоянные

значения коэффициентов распределения тормозных сил. Уравнения равновесия недостаточны для определения реакций — дополнительным условием является равенство замедлений тягача и прицепа (полуприцепа) при торможении. Нормальные реакции на осях прямо пропорциональны общей тормозной силе автопоезда и зависят от ее распределения между осями.

Блокирование передней и задней осей седельного автопоезда вызывает, как и у одиночного автомобиля, потерю управляемости и устойчивости. Блокирование же задней оси тягача значительно менее опасно. При этом сохраняется управляемость и невелика интенсивность нарастания заноса, поскольку при заносе мгновенные центры поворота тягача и полуприцепа расположены с противоположных сторон автопоезда.

Устойчивость автопоезда против заносов при торможении в значительной мере зависит от направления усилий в сцепке. Для прицепных автопоездов рекомендуется сохранять «растянутость». У седельных автопоездов, как показало исследование [1], это требование можно выполнить только за счет значительного недоиспользование сцепного веса для создания тормозной силы, что влечет за собой соответствующее увеличение тормозного пути. Поэтому в большинстве конструкций полуприцеп стремится наезжать на тягач.

А.Б. Гредескулом [1] предложены коэффициенты распределения тормозных сил на осях автопоезда:

$$\beta_1 = \frac{\gamma l(\phi h_{cn} + b_n) + L_n(\phi h_c + b) + \phi h_k(b + \gamma b_n) + \phi^2 h_k(h_c + \gamma h_{cn})}{L(1 + \gamma)(\phi h_k + L_n)}; \tag{1}$$

$$\beta_2 = \frac{\gamma(L - l)(\phi h_{cn} + b_n) - L_n(\phi h_c - a) + \phi h_k(a - \gamma b_k) - \phi^2 h_k(h_c + \gamma h_{cn})}{L(1 + \gamma)(\phi h_k + L_n)}; \tag{2}$$

$$\beta_3 = \frac{\gamma(\phi h_k - \phi h_{cn} + a_n)}{L(1 + \gamma)(\phi h_k + L_n)}; \tag{3}$$

где L, a, b, h_c — база и координаты центра масс тягача, м; L_n, a_n, b_n, h_{cn} — база и координаты центра масс полуприцепа, м; h_k — высота расположения точки сцепки, м; l — смещение точки сцепки вперед относительно задней оси тягача, м; γ — отношение веса полуприцепа к весу тягача.