

гойчивости и управляемости при торможении с антиблокировочными устройствами. Автореф. канд. дис. М., 1969. 3. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. Омск, 1973. 4. Певзнер Я.М. Исследование устойчивости автомобиля при заносе. М., 1937. 5. Madison R.H., Riordan Hugh E. Evoliton of suretrack bracke sistem.- "SAE preprint", 1969. N1213. 6. Harned J.L., Johnston L.E., Scharpf G. Measurement of tire bracke force characteristics as related to wheel slip (anti-lock control system design.- "SAE Preprint", s. a., N690214.

УДК 629.113

В.В. Мочалов

### ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОГО УСТРОЙСТВА С УЧЕТОМ РЕАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ

Настоящая работа посвящена исследованию односигнального противоблокировочного устройства (ПБУ) с прогнозированием скорости колеса для автомобилей особо большой грузоподъемности. В известных устройствах [1, 2, 3] электронно-решающий блок (ЭРБ) ПБУ вырабатывает сигнал, прогнозирующий поведение скорости колеса при торможении без юза. Для исследования зависимости прогнозируемой скорости от параметров процесса торможения составлена математическая модель. Она включает в себя уравнения движения колеса автомобиля при торможении [4], уравнения динамики гидравлического тормозного привода [5] и уравнения, описывающие алгоритм работы ЭРБ.

Движение колеса при торможении описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\dot{v}_k = \frac{G_{ак} r^2}{J_k} \varphi_x - \frac{r}{J_k} M_T; \quad (1)$$

$$\dot{v}_a = - \varphi_x g; \quad (2) \quad \lambda = 1 - \frac{v_k}{v_a}; \quad (3)$$

$$G_{ак} = \frac{mg}{2L} \left( a - \frac{h_{ц}}{g} \dot{v}_a \right); \quad (4) \quad \varphi_x = \varphi_x(\lambda), \quad (5)$$

где  $v_k$  - окружная скорость колеса;  $r$  - динамический радиус колеса;  $G_{ak}$  - вертикальная нагрузка, действующая на колесо;  $J_k$  - момент инерции колеса;  $\varphi_x$  - коэффициент продольного сцепления;  $M_T$  - тормозной момент, развиваемый тормозным механизмом;  $v_a$  - поступательная скорость колеса;  $\lambda$  - относительное скольжение;  $m$  - масса автомобиля;  $L$  и  $h_{II}$  - соответственно база и высота центра тяжести автомобиля;  $a$  - расстояние от центра тяжести до передней оси.

Алгоритм работы ЭРБ ПБУ с прогнозированием скорости моделировался с учетом инерционных свойств, т.е. с учетом временного запаздывания при формировании в ЭРБ электрического эквивалента измеряемого физического оригинала. В момент времени  $t_{3n}$  начала  $n$ -й фазы затормаживания формировалось начальное значение прогнозируемой скорости

$$v_{pr}^H = k_{pr} v_k, \quad (6)$$

где  $k_{pr}$  - коэффициент коррекции прогнозируемой скорости. В фазе затормаживания прогнозируемая скорость уменьшается с интенсивностью  $\dot{v}_{pr}^B$  в виде

$$v_{pr} = v_{pr}^H - \dot{v}_{pr} t, \quad t_{3n} \leq t \leq t_{3n+1}, \quad (7)$$

где  $t_{3n+1}$  - момент времени начала  $n+1$ -й фазы затормаживания. Переход к фазе отгормаживания начинается в момент времени  $t_0$  при выполнении условия

$$v_{pr} = v_k (t - \Delta t_3), \quad (8)$$

где  $\Delta t_3$  - время запаздывания формирования сигнала окружной скорости колеса в ЭРБ. Фаза выдержки начинается в момент времени  $t_B$  при переходе через нуль сигнала отрицательного ускорения колеса, сформированного в ЭРБ с запаздыванием  $\Delta t_4$ ,

$$\dot{v}_k (t - \Delta t_4) = 0. \quad (9)$$

Переход к новой фазе затормаживания происходит в момент прохождения сигналом ускорения колеса своего положительного максимума, определяемый с запаздыванием  $\Delta t_5$ ,

$$\dot{v}_k (t - \Delta t_4 - \Delta t_5) = \max \dot{v}_k (t - \Delta t_4 - \Delta t_5). \quad (10)$$

Приведенная модель позволяет учитывать быстроедействие реальных узлов ЭРБ.

При моделировании исполнительской части ПБУ учитывалось запаздывание реакции тормозного момента  $M_T$  на сигналы управления, поступающие от ЭРБ. Характер изменения тормозного момента описывался с различной степенью приближения следующими уравнениями:

а) для линейной модели

$$M_T = \begin{cases} M_{Tз}^H + \frac{M_{\max}}{T_з} (t - \Delta t_2), t_{3n} + \Delta t_2 \leq t \leq t_{3n} + T_з + \Delta t_2; \\ M_{\max}, t_{3n} + T_з + \Delta t_2 \leq t \leq t_o + \Delta t_1; \\ M_{To}^H - \frac{M_{\max}}{T_o} (t - \Delta t_1), t_o + \Delta t_1 \leq t \leq t_o + T_o + \Delta t_1; \\ 0, t_o + T_o + \Delta t_1 \leq t \leq t_{3n+1} + \Delta t_2; \\ M_{Tв}^H, t_в + \Delta t_1 \leq t \leq t_{3n+1} + \Delta t_2; \end{cases} \quad (11)$$

б) для экспоненциальной модели

$$M_T = \begin{cases} M_{\max} (1 - e^{-t/\tau_з}) + M_{Tз}^H e^{-t/\tau_з}, t_{3n} + \Delta t_2 \leq t \leq t_o + \Delta t_1; \\ M_{To}^H e^{-t/\tau_o}, t_o + \Delta t_1 \leq t \leq t_в + \Delta t_1; \\ M_{Tв}^H, t_в + \Delta t_1 \leq t \leq t_{3n+1} + \Delta t_2, \end{cases} \quad (12)$$

где  $M_{Tз}$ ,  $M_{To}$ ,  $M_{Tв}$  - значения тормозного момента в фазах затормаживания, отгормаживания и выдержки соответственно;  $M_{Tз}^H$ ,  $M_{To}^H$ ,  $M_{Tв}^H$  - начальные значения  $M_T$  в этих фазах;  $T_з$  - время нарастания  $M_T$  от нуля до своего максимального значения  $M_{\max}$ ;  $T_o$  - время полного отгормаживания;  $\Delta t_1$  и  $\Delta t_2$  - соответственно время запаздывания на включение и выключение исполнительного элемента ПБУ (время от момента подачи команды ЭРБ на управление тормозным моментом  $M_T$  и до начала изменения  $M_T$ );  $\tau_з$  и  $\tau_o$  - постоянные времени для процессов затормаживания и отгормаживания.

В работе [5] предлагаются следующие уравнения, описывающие закон изменения тормозного момента  $M_T$  с учетом характерных нелинейностей гидропривода:

$$M_T = M_T (P_{\text{кц}}) ; \quad (13)$$

$$\ddot{Z} = b_1 P_{\text{вх}} - b_1 Q_T(z) - b_2 \dot{Z} - b_3 \dot{Z}^2 \text{Sign } \dot{Z} ; \quad (14)$$

$$P_{\text{вх}} = P_{\text{вх}}(t) ; \quad (15) \quad Q_T = Q_T(Z), \quad (16)$$

где  $P_{\text{кц}}$  - давление в колесном цилиндре;  $Z$  - перемещение штока колесного цилиндра;  $P_{\text{вх}}$  - давление на входе модулятора ПБУ;  $b_1, b_2, b_3$  - коэффициенты аппроксимации;  $Q_T$  - упругая характеристика тормозного механизма.

Зависимости  $Q_T(Z)$  и  $M_T(P_{\text{кц}})$  для торможения и оттормаживания могут быть описаны как с учетом гистерезиса их изменения, так и без его учета в усредненном виде.

Данная модель решалась на аналоговых вычислительных машинах (АВМ) МНБ-1.

Исследовались следующие варианты алгоритма работы ПБУ: 1) двухфазовый - отсутствовала фаза выдержки; 2) трехфазовый - с повторным переходом к фазе затормаживания при изменении знака измеряемого положительного ускорения колеса (см. уравнение (9)); 3) трехфазовый адаптивный (описан уравнениями (6) . . . (10)).

Зависимости (5), определенные на основании работ [6, 7, 8], а зависимости (13), (16) - по работе [5] приведены в табл. 1 . . . 3.

Расчеты производились для колеса автомобиля БелАЗ-549 ( $r = 1,16 \text{ м}$ ,  $J_k = 1400 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ ).

Решение осуществлялось в масштабе двадцатикратного замедления по времени. На рис. 1 приведена структурная схема модели гидропривода с учетом и без учета гистерезиса изменения тормозного момента. Интегратор 12 с диодными ограничителями реализует функцию линейного изменения  $P_{\text{вх}}$  от нуля до максимального значения. Ноль - орган 6 на блоке специальных нелинейностей БСН-1 реализует функцию  $\text{Sign } \dot{Z}$ . Усредненный характер изменения  $M_T$  без учета гистерезиса моделируется на блоке нелинейностей БН-ЗА 7. На БСН 10 и 11 набраны восходящие и нисходящие ветви  $M_T$ . Выходы 10 и 11 переключаются с помощью компаратора 13, подключенного одним из входов к элементу аналоговой памяти на операционном

Таблица 1. Зависимость  $\varphi_x = \varphi_x(\lambda)$

Переменная	Значения					Примечания
$\lambda$	0	0,13	0,15	0,18	1,0	
$\varphi_x$	0	0,75	0,75		0,6	Сухой асфальтобетон
$\varphi_x$	0	0,6	0,6	0,6	0,35	Сырой асфальтобетон

Таблица 2. Зависимость  $P_{кц} = P_{кц}(Z)$

$Z, \text{ см}$	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,275
$P_{кц} \times 10^6,$ $\text{Н/м}^2$	0	7,5	19,5	37,5	57	85,5	115

Таблица 3. Зависимость  $M_T = M_T(P_{кц})$

Переменная	Значения									Примечания
$P_{кц} \times 10^6,$ $\text{Н/м}^2$	0	10	20	30	40	60	80	100	120	
$M_T \times 10^3,$ $\text{Н} \cdot \text{м}$	0	13	23	36	45	64	78	87	95	Возрастание $M_T$
$M_T \times 10^3,$ $\text{Н} \cdot \text{м}$	0	26	46	60	67	82	89	93	95	Уменьшение $M_T$
$M_T \times 10^3,$ $\text{Н} \cdot \text{м}$	0	19,5	34,5	48	56	73	83,5	90	95	Усредненный $M_T$

усилителе 14. На выходе 14 получается сигнал тормозного момента  $M_T$  с учетом гистерезиса изменения  $M_T$ . На рис. 2 приведены результаты решения на АВМ нелинейной модели (вариант 3, без учета гистерезиса изменения  $M_T$ ).

Характер влияния интенсивности изменения прогнозируемой скорости на величину тормозного пути для различных вариантов алгоритма показан на рис. 3. Здесь видно, что наибольшую эффективность торможения обеспечивает трехфазовый режим адаптивного ПБУ с коррекцией прогнозируемой скорости при максимуме углового ускорения колеса (кривые 3 на рис. 3).

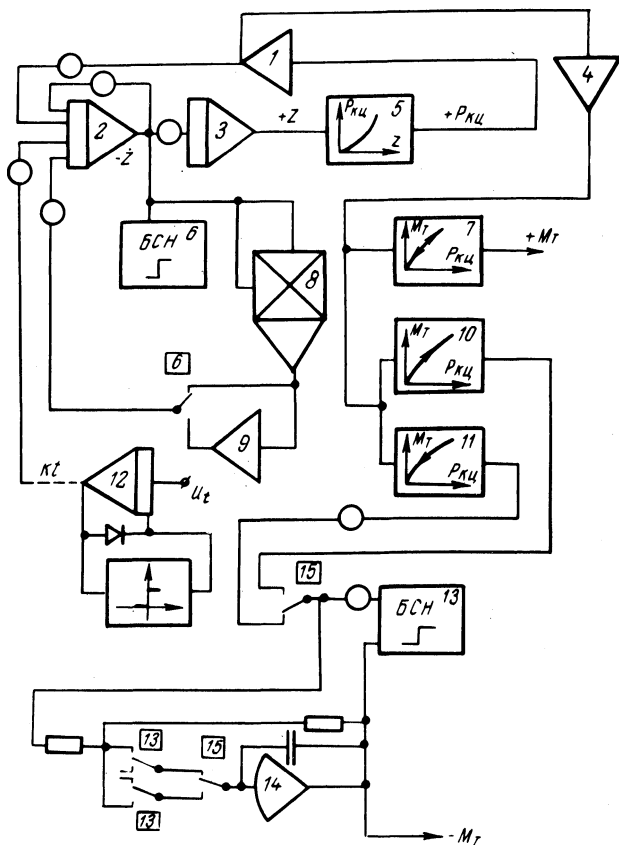


Рис. 1. Структурная схема модели гидропривода с учетом гистерезиса изменения тормозного момента.

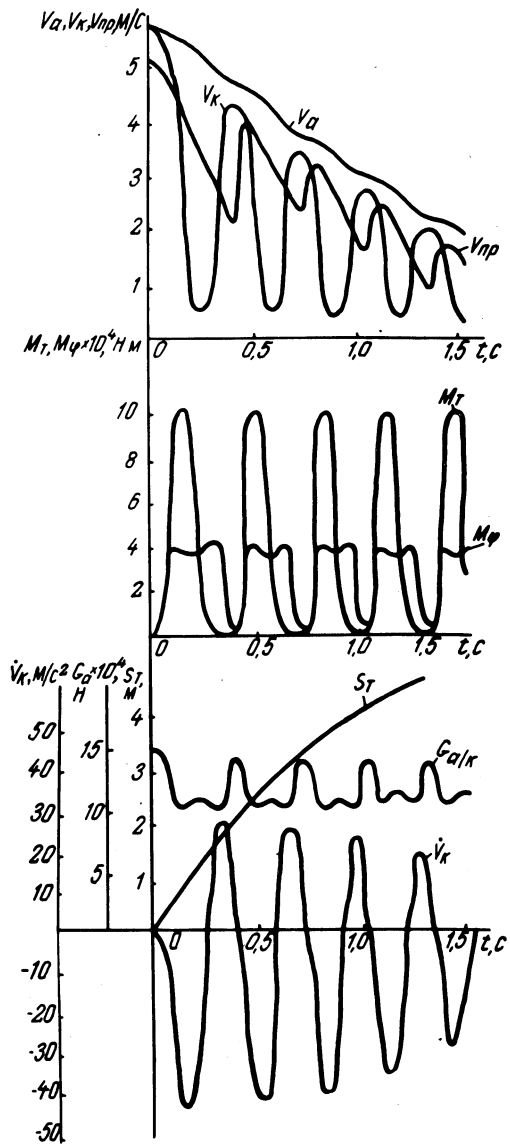


Рис. 2. Моделирование на АВМ работы ПБУ с прогнозированием скорости. (Порожный автомобиль, сырой асфальтобетон:  $\dot{v}_{пр} = 8,32 \text{ м/с}^2$ ;  $k_{пр} = 0,97$ ;  $\Delta t_3 = 50 \text{ мс}$ ;  $\Delta t_4 = 75 \text{ мс}$ .)

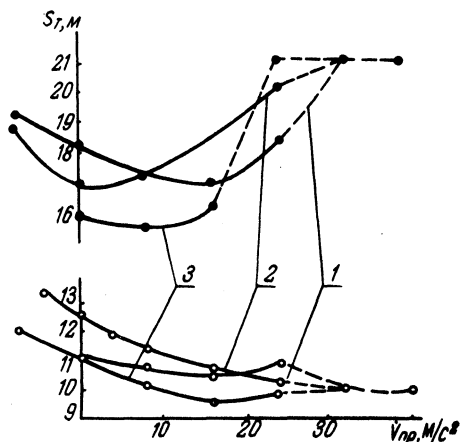
Моделирование работы ПБУ с учетом реальных характеристик его элементов подтвердило работоспособность алгоритма управления с прогнозированием скорости колеса и позволило получить следующие результаты:

1. Определены значения параметров настройки ЭРБ ПБУ:

$$\Delta t_3 \leq 50 \text{ мс}; \quad \Delta t_4 \leq 35 \text{ мс}; \quad \dot{v}_{\text{пр}} = 8,0 \dots 16,7 \text{ м/с}^2;$$

$$k_{\text{пр}} = 0,8 \dots 1,0.$$

Рис. 3. Зависимость тормозного пути  $S_T$  от интенсивности изменения прогнозируемой скорости  $\dot{v}_{\text{пр}}$ : (Порожный автомобиль,  $v_{\text{кр}} = 11,11 \text{ м/с}$ )  
 ○—○ сухой асфальтобетон; ●—● сырой асфальтобетон; — с работающим ПБУ; - - - без ПБУ. 1 — вариант 1; 2 — вариант 2; 3 — вариант 3.



2. Заметное уменьшение тормозного пути получается лишь для случая  $\varphi_x(\lambda = 1) < \varphi_x(\lambda = \lambda_{\text{кр}})$  и достаточного быстродействия ЭРБ.

3. Определены требования к быстродействию ЭРБ и отдельных его узлов. Например, при общем запаздывании ЭРБ в определении ускорения колеса, большем 85 мс, трехфазовый цикл переходит в двухфазовый, так как успевает произойти полный сброс давления в колесных цилиндрах.

4. Установлена необходимость исключения фазы выдержки давления при равенстве нулю угловой скорости колеса.

5. Установлено, что увеличение инерционности ЭРБ ПБУ при высоком быстродействии тормозного привода приводит к увеличению амплитуды колебаний угловой скорости и ускорения колеса, при этом ухудшается плавность изменения скорости автомобиля, а следовательно, комфортабельность торможения.

#### Л и т е р а т у р а

1. Патент США № 3811739. 2. Японский патент № 50 - 7235. 3. Английский патент № 1421106. 4. Пчелин И. К.,



Иларионов В.А. Расчет показателей тормозной динамичности автомобиля. - "Автомобильная промышленность", 1976, № 1.  
5. Капустин В.В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора противоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей. Автореф. канд. дис. Минск, 1977.  
6. Harned, Johnston, Scharpf. Measurement of tirebrake force characteristics as related to wheel slip (anti-lock) control system disig.- SAE, Preprints sa N690214.  
7. Kłodziejczak M. Elektroniczne ukladu przeciwoślizgowe.- Techn. motoryz", 1969, N9.  
8. Haviland G.S. Automatik brake-control for truck what good is it.- SAE, Preprints sa N 680591.

УДК 629.114.3

Ю.М. Жуковский, Г.А. Молош

## К ВОПРОСУ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ МОМЕНТОВ НА ОСЯХ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

Повышение энергонасыщенности и транспортных скоростей современных колесных тракторов открывает широкие возможности для их использования на транспортных работах с различными прицепами. В связи с этим возникла необходимость оснащения тракторных поездов эффективными тормозными системами.

Для остановки тракторного поезда на минимальном отрезке пути, т.е. для обеспечения наибольшей эффективности торможения, необходимо рационально распределить сцепной вес по его осям. Одним из наиболее эффективных способов рационального распределения сцепного веса, а следовательно, и тормозных моментов по осям тракторного поезда является применение регуляторов.

При торможении происходит значительное догружение передней оси трактора (до 60%) [1], которая у большинства серийно выпускающихся моделей универсально-пропашных тракторов не оборудована тормозными механизмами. Поэтому сцепной вес тракторного поезда при торможении снижается по сравнению со статическим сцепным весом на 10...20% [2]. Следовательно, существует возможность без ухудшения управляемости тракторного поезда снять избыточную нагрузку с передней оси трактора, нагрузить ею заднюю ось и тем самым повысить эффективность торможения. Снятие избыточной нагрузки с передней оси