

УДК 614.841

УСТОЙЧИВОСТЬ ПОЖАРНОЙ АВТОЦИСТЕРНЫ ПРОТИВ ЗАНОСА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Кулаковский Б.Л., к.т.н., доцент
Командно-инженерный институт МЧС Республики Беларусь
e-mail: Dexter_off@mail.ru

Выполнен анализ опубликованных работ по исследованию устойчивости автомобиля при торможении. Проведено комплексное исследование влияния момента инерции емкости с жидким грузом относительно вертикальной оси и соотношения тормозных сил автомобиля на параметры тормозной динамики и устойчивости автоцистерны против заноса. Предложены рекомендации для повышения устойчивости автоцистерны при торможении.

The analysis of the published works about the research of the stability of a braking car has been completed. The complex research of the influence of the vertical axis linear moment of the tank with liquid and the ratio of the brake forces of the car on the brake dynamic parameters as well as the tanker stability against a drifting has been carried out. The recommendations to increase the tanker stability to the braking have been proposed.

(Поступила в редакцию 23 декабря 2009 г.)

При форсированном режиме движения пожарного аварийно-спасательного автомобиля (ПАСА) максимальная его скорость в 1,3–1,5 раза больше по сравнению с другими транспортными средствами, а водители ПАСА при этом для обеспечения безопасности движения вынуждены тормозить в 3–5 раз чаще.

Анализ дорожно-транспортных происшествий с автоцистернами за последние 10 лет в Республике Беларусь и других странах СНГ свидетельствует, что вследствие превышения скорости в опасных условиях происходят более половины ДТП, причем 20 % – по причине заноса при экстренном торможении.

Причина этого – низкая устойчивость автоцистерны при торможении и заносе по сравнению с грузовым автомобилем, имеющим аналогичные весовые и размерные параметры: большее ускорение, угловая скорость, угол поворота относительно вертикальной оси. При таком заносе водителю трудно принимать меры по предотвращению ДТП.

Одной из важных задач повышения безопасности движения является улучшение тормозных качеств автомобиля. Вопросы исследования процесса торможения, теории торможения автомобиля освещены в трудах академика Е.А. Чудакова, ученых Н.А. Бухарина, А.Б. Гредескула, Л.В. Гуревича, Б.Б. Генбома и др. В работах [1, 2] академиком Е.А. Чудаковым определены основные положения теории торможения автомобиля. Дальнейшее развитие науки по тормозной динамике получила в книге Н.А. Бухарина [3], где подробно был рассмотрен процесс торможения и предложены расчетные схемы узлов и деталей тормозного управления. Вопросы динамики торможения с точки зрения требований к безопасности движения изложены в работах Ю.Б. Беленького, М.И. Дронина, Н.Ф. Метлюка [4], Б.Б. Генбома [5], Л.В. Гуревича [6], В.Г. Розанова и Л.В. Гуревича [7]. Вопросы регулирования тормозных сил и описание конструкций тормозных механизмов, тормозных приводов обобщены в книге Л.В. Гуревича, Р.А. Меламуда [8]. Определенный интерес представляет работа Г.М. Косолапова и В.С. Колесникова [9], где изложены результаты экспериментальных исследований, проведенных в Волгоградском политехническом институте.

С учетом форсированного режима эксплуатации пожарных автомобильных автоцистерн, а также перемещения жидкого груза в емкости при торможении исследование и внедрение автоматического регулирования тормозных сил являются одними из главных мер повышения устойчивости при торможении. В работе [10] А.И. Гришкевич подробно изложил

пути повышения эффективности торможения, улучшения устойчивости автомобиля с установкой в тормозной системе регуляторов тормозных сил. Выполнен анализ работы регуляторов без обратной связи и с обратной связью.

Указанные выше работы не учитывают поведение груза при торможении. Однако характер торможения автоцистерны с жидким грузом принципиально отличается от торможения грузового автомобиля с фиксированным грузом.

В настоящее время в литературе отсутствует в достаточной степени материал по исследованию устойчивости автоцистерны при торможении, а также какая-либо методика по оценке ее тормозных параметров. В то же время практика эксплуатации автоцистерн показывает, что их устойчивость при торможении значительно ниже по сравнению с грузовыми автомобилями [11].

Сравнительный анализ процесса торможения автоцистерны с жидким и «фиксированным» грузом показывает, что в результате перемещения жидкости в емкости возникают дополнительные силы и моменты, оказывающие негативное влияние на тормозную динамику и устойчивость автомобиля против заноса [12, 13].

В связи с этим автором проведено комплексное исследование влияния величин момента инерции емкости с жидким грузом относительно вертикальной оси и соотношения тормозных сил колес автомобиля на параметры тормозной динамики и устойчивости автоцистерны против заноса.

Тормозные системы автомобилей необходимо конструировать с таким расчетом, чтобы в процессе торможения коэффициенты скольжения колес всех мостов были равными. При этом в процессе аварийного торможения полностью используется сцепной вес автомобиля, минимизируется вероятность блокировки колес. Поскольку в пожарных автоцистернах с форсированным режимом движения часто применяется аварийное торможение, то вероятность блокирования колес велика. Когда первыми блокируются колеса заднего моста, автомобиль теряет устойчивость, а когда блокируются передние колеса, автомобиль теряет управляемость.

При блокировке задних колес действующие центробежная сила или момент тормозных сил R_x приводят к боковому скольжению колес заднего моста и вращению автомобиля вокруг вертикальной оси (рис. 1).

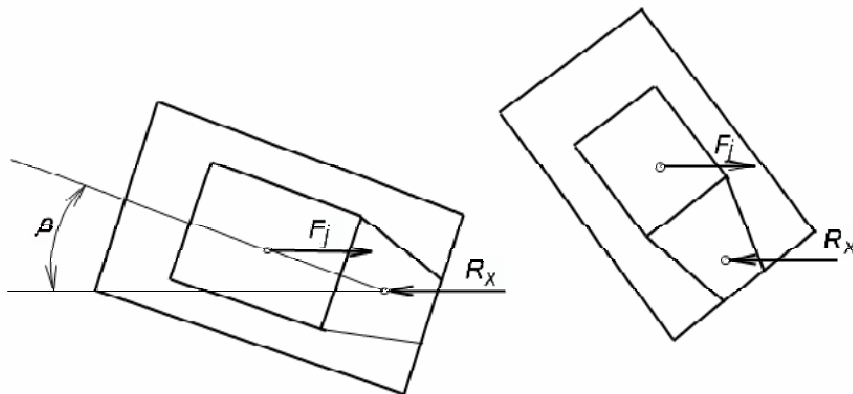


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на автомобиль при заносе и блокировке задних колес

В процессе заноса направление инерционной силы F_j не меняется и с поворотом продольной оси автомобиля на угол β создается момент сил, вызывающий увеличение заноса. При повороте на определенный угол β водитель не в состоянии вывести автомобиль из заноса и восстановить его устойчивость.

При потере управляемости из-за блокировки передних колес действующая инерционная сила создает момент, стремящийся вернуть автомобиль в первоначальное положение прямолинейного движения. Поэтому потеря устойчивости при блокировке задних колес значительно опасней, чем потеря управляемости при блокировке передних.

В автомобильных цистернах при частичном заполнении емкости жидким грузом процесс торможения автомобиля сопровождается перемещением жидкости вперед и перераспределением нормальных реакций. При этом величина нормальных реакций передних колес уменьшается не только от действия силы инерции, но и от перемещения жидкого груза и ударного взаимодействия с передней стенкой цистерны. Этот процесс создает еще большую опасность блокирования задних колес и потери устойчивости автоцистерны. На рис. 2 рассмотрена схема сил, действующих на модель автоцистерны при торможении. Перемещение жидкого груза имитирует тележку, имеющую силу веса G_T , высоту центра тяжести h_T и перемещение относительно центра тяжести O_1 . Автоцистерна имеет силу веса G_A , шасси – G_{III} с высотой центра тяжести O , O_2 соответственно h_A , h_{III} .

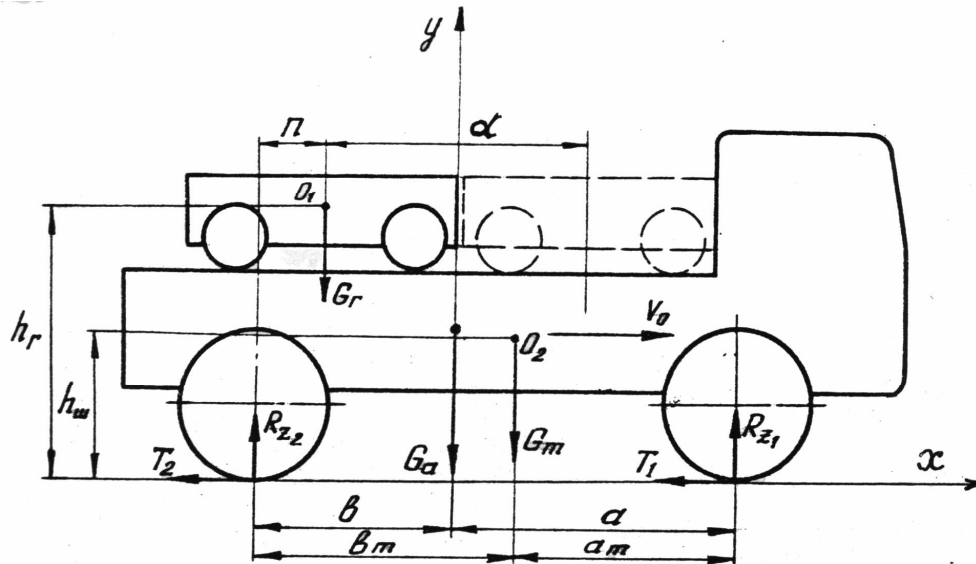


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на автомобильную цистерну

Рассматривались три этапа торможения: от начала торможения до момента ударного взаимодействия жидкости со стенкой цистерны; удар жидкости в стенку цистерны; последующее торможение автомобиля до остановки. После составления уравнений моментов сил относительно точек контакта колес с дорогой и выполнения преобразований были получены аналитические зависимости величин замедления. На первом этапе торможения

$$j_1 = \frac{(G_T(L - b_T - \frac{d}{2}) + G_{III}(L - b_{III}) - \frac{2\mu x l_{II} b_{II}}{m_{III}} \varphi(1 + \beta_T))}{m_{III}(L + h_{III}\varphi(1 + \beta_T))}, \quad (1)$$

где φ – коэффициент сцепления колеса с дорогой;

β_T – коэффициент распределения тормозных сил между мостами автоцистерны;

l_{II} , b_{II} – соответственно длина и ширина цистерны;

μ – динамическая вязкость жидкости.

На втором этапе торможения в момент действия ударного импульса S_n величина замедления значительно уменьшается и равна

$$j_2 = \frac{(G_T(L - b_T - d) + G_{III}(L - b_{III})) - \frac{m_T m_{III} \sqrt{\frac{2d}{j_1}} j_1 (h_{ж} + z)}{\Delta t (m_T + m_{III}) L} \varphi(1 + \beta_T)}{m_A(L + h_{III}\varphi(1 + \beta_T))}. \quad (2)$$

На третьем этапе

$$j_3 = \frac{(G_{\Gamma}(L - b_{\Gamma} - d) + G_{\text{ш}}(L - b_{\text{ш}}))\varphi(1 + \beta_{\Gamma})}{m_A(L + h_A\varphi(1 + \beta_{\Gamma}))}. \quad (3)$$

Расчет величин замедлений методом последовательных приближений показал, что на первом этапе торможения автоцистерны на шасси МАЗ-5337 с заполнением емкости водой на 50 %, величина j_1 (1) достигает сравнительно больших значений из-за перемещения жидкого груза и малых значений силы ее инерции. С увеличением вязкости замедление соответственно уменьшается и приближается к соответствующим характеристикам грузового автомобиля при равных весовых и размерных параметрах. В момент действия ударного импульса по времени, равному Δt , величина замедления j_2 (2) резко уменьшается и зависит от соотношения массы жидкого груза к полной массе автомобиля, степени заполнения емкости, вязкости жидкости. При этом происходит значительное по величине перераспределение нормальных реакций колес с уменьшением их значений на заднем мосту, опасностью блокирования и потерей устойчивости автоцистерны.

На третьем этапе торможения автоцистерна движется с замедлением j_3 (3) при неподвижном центре тяжести жидкого груза, смещенном к передней стенке емкости.

На основании данных теоретических исследований можно сделать вывод, что процесс торможения автоцистерны при частичном заполнении емкости жидким грузом отличается резким изменением величин замедления. На первом этапе торможения автоцистерна имеет сравнительно большую величину замедления и меньший участок тормозного пути, создавая опасность столкновения с грузовым транспортом,двигающимся за автоцистерной. Следовательно, водителю грузопассажирского транспорта,двигающегося за автоцистерной, необходимо обеспечивать большую дистанцию безопасности. На втором этапе торможения происходит ударное взаимодействие жидкого груза с передней стенкой цистерны, снижение величин нормальных реакций и опасность блокирования задних колес. Водителю при торможении необходимо учитывать это и обеспечивать такое усилие на педаль тормоза, чтобы не допустить блокирования задних колес. Начало блокирования и потери устойчивости автоцистерны водителю можно устранить, если своевременно принять меры по прекращению торможения и повороту рулевого колеса в необходимом направлении. Это возможно, когда величина угловой скорости вращения автомобиля позволяет водителю по времени предотвратить возникший занос. В свою очередь, величины угла заноса, угловых скорости и ускорения зависят от значений момента инерции автомобиля. Чем большие габариты по длине, момент инерции относительно вертикальной оси имеет автомобиль, тем лучшей курсовой устойчивостью он обладает и при блокировании задних колес в процессе торможения движется в заносе с меньшей угловой скоростью. На рис. 1 рассмотрен процесс заноса автомобиля с неподвижным грузом. В автоцистернах с жидким грузом момент инерции вокруг вертикальной оси сравнительно меньше грузового автомобиля с равными весовыми и размерными параметрами.

Следовательно, и скорость наращивания заноса, угловая скорость вращения автоцистерны относительно вертикальной оси будут также больше. Это обстоятельство вызвало необходимость провести теоретические и экспериментальные исследования поведения емкостей с жидким и неподвижным грузом в процессе потери устойчивости автомобиля.

Проведенные автором исследования поведения жидкости (воды) в модели параллелепипедной формы при вращении вокруг вертикальной оси показали, что при ускоренном вращении (начало заноса) часть жидкости, занимающая объем условного цилиндра (участок С), имеет характер движения, отличный от движения на участках А и В (рис. 3). Для выяснения качественной картины влияния жидкости на устойчивость автоцистерны против заноса рассмотрены две расчетные модели: цилиндрической (участок С) и параллелепипедной форм (участки А и В). Поведение жидкости в расчетной модели цилиндрической формы рассматривается в цилиндрической системе координат r, φ, z .

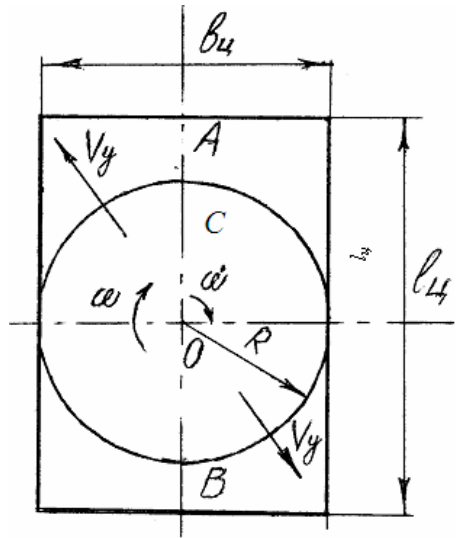


Рисунок 3 – Движение жидкости в модели при ускоренном вращении

Для описания движения вязкой жидкости применена система уравнений Навье–Стокса и неразрывности:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r^2} \right); \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial r} = \rho \cdot \frac{v^2}{r}, \quad (5)$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$;
 r – радиус цилиндра, м ;
 ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Условие, граничное на внутреннем условном цилиндре при $r = r_1$, включает неизвестную зависимость $\omega_1(t)$, которая удовлетворяет уравнению

$$J_z \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = M_z(t), \quad (6)$$

где J_z – момент инерции внутреннего цилиндра, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$M_z(t) = \int_0^{2\pi} \mu \cdot \left(\frac{dv}{dz} - \frac{v}{r} \right) \cdot r^2 \cdot d\varphi, \quad (7)$$

где μ – динамическая вязкость, $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$.

В уравнении (7) $M_z(t)$ зависит от неизвестной функции $v(t)$. Задача по определению угловой скорости вращения условного цилиндра решена с применением численного метода.

Более полно физическая сущность процесса заноса автоцистерны раскрывается при рассмотрении расчетной модели, показанной на рис. 4. Модель учитывает движение участков жидкости *A* и *B* (см. рис. 3) в момент начала заноса.

Составлены уравнения Лагранжа по обобщенным координатам θ , φ и x с получением системы дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} I_d \ddot{\theta} + K_2((x_0 + x)\dot{\theta} - (x_0 + x)\dot{\varphi})(x_0 + x) = M - M_{\text{тр}}; \\ I_d \ddot{\varphi} + m_{\Gamma} \ddot{\varphi}(x_0 + x)^2 - K_2((x_0 + x)\dot{\theta} - (x_0 + x)\dot{\varphi})(x_0 + x) = 0; \\ m_{\Gamma} \ddot{x} - m_{\Gamma} \dot{\varphi}^2(x_0 + x) + cx + K_1 \dot{x} = 0, \end{cases} \quad (8)$$

где I_D, I_G – соответственно моменты инерции диска и груза;

K_1, K_2 – соответственно удельное жидкостное трение при поступательном и вращательном движении;

$M, M_{тр}$ – соответственно момент силы и момент трения;

c – жесткость пружины, имитирующей подъем центров тяжести.

Система уравнений (8) решена с помощью метода Рунге–Кутты.

Решение уравнений (6) и (7), описывающих движение жидкости в условном цилиндре и остальных ее участков A и B (8), показало, что с увеличением вязкости жидкости устойчивость автоцистерны против заноса повышается со снижением величин угла поворота, угловой скорости и ускорения при начале заноса (рис. 5).

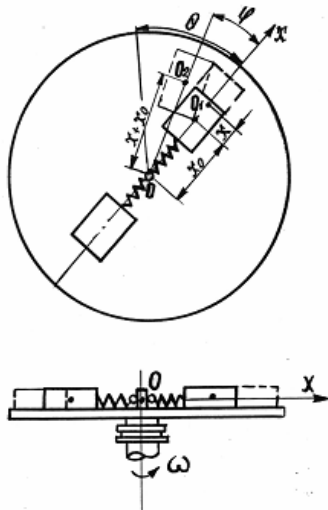
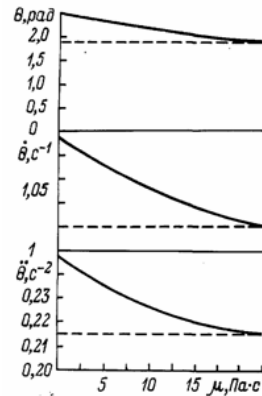


Рисунок 4 – Расчетная модель автомобильной цистерны



--- модель с жидким грузом;
- - - модель с твердым грузом

Рисунок 5 – Зависимость угла поворота, угловой скорости и ускорения модели цистерны от вязкости жидкости

Исходя из полученных данных, можно сделать вывод, что наибольшую опасность заноса со сравнительно большими показателями угла поворота угловых скоростей и ускорений будут иметь автоцистерны с перевозкой жидкостей малой вязкости (топливозаправщики, бензовозы, молоковозы, цистерны с водой и т.д.).

Теоретические исследования были проверены с помощью экспериментальной установки, оснащенной контрольно-регистрирующей аппаратурой (рис. 6).

Модель цистерны с прозрачными стенками была установлена на поворотной площадке.

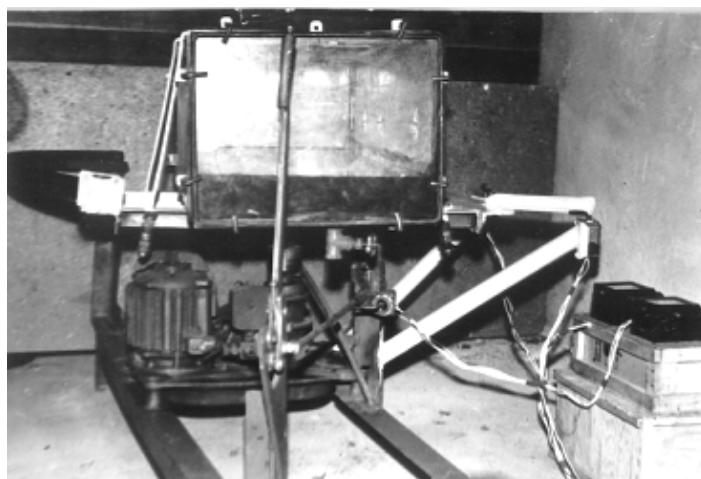
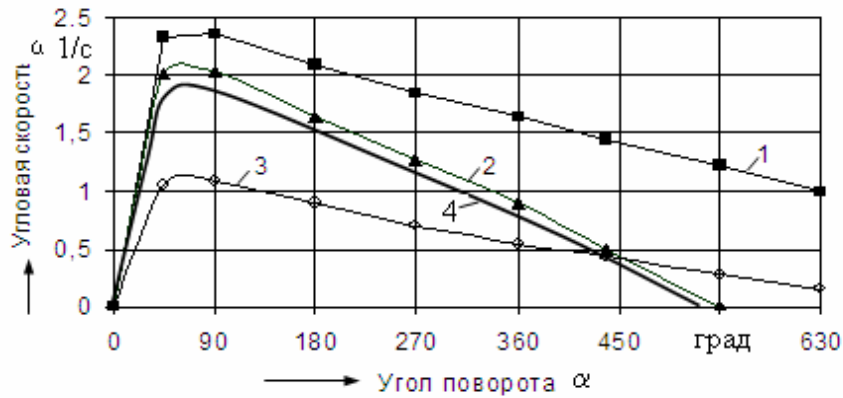


Рисунок 6 – Экспериментальная установка



1 – порожняя цистерна; 2 – цистерна с жидким грузом, степень заполнения – 50 %; 3 – цистерна с неподвижным грузом; 4 – расчетные параметры

Рисунок 7 – Зависимость угловой скорости ω цистерны от угла α

С помощью пружины можно создавать ускоренное вращение модели цистерны с жидкостью с последующим замедлением ее вращения до остановки. В процессе исследований определялись величины углов поворота, угловых скоростей и ускорений вращения модели цистерны.

На рис. 7 показаны результаты исследований по определению величины угловых скоростей модели цистерны при ускоренном и замедленном вращении.

При действии момента силы модель с жидкостью в процессе ускоренного вращения имеет значительно большую угловую скорость по сравнению с твердым грузом. При отсутствии момента силы и замедленном вращении модель с жидким грузом останавливается быстрее и имеет меньший общий угол поворота по сравнению с твердым грузом. Расчетные параметры (линия 4) имеют достаточную сходимость с экспериментальными (линия 2).

Установив, что автоцистерна при торможении имеет повышенную склонность к блокированию задних колес и потере устойчивости, что в момент начала заноса она имеет большую угловую скорость и ускорение вращения по сравнению с грузовым автомобилем, выполним исследование и определим параметры моментов тормозных сил, которые являются одной из главных причин возникновения заноса. Эти моменты тормозных сил возникают из-за разности тормозных сил колес правого и левого бортов. Для решения этой задачи предлагается расчетная схема, показанная на рис. 8.

Автомобиль движется при торможении по плоскости xOy . В момент времени t автомобиль занимает положение, показанное на рис. 8.

Положение определяется координатами x_t, y_t, α_t (x_t, y_t – координаты центра масс автомобиля; α_t – угол между осью Ox и продольной осью автомобиля).

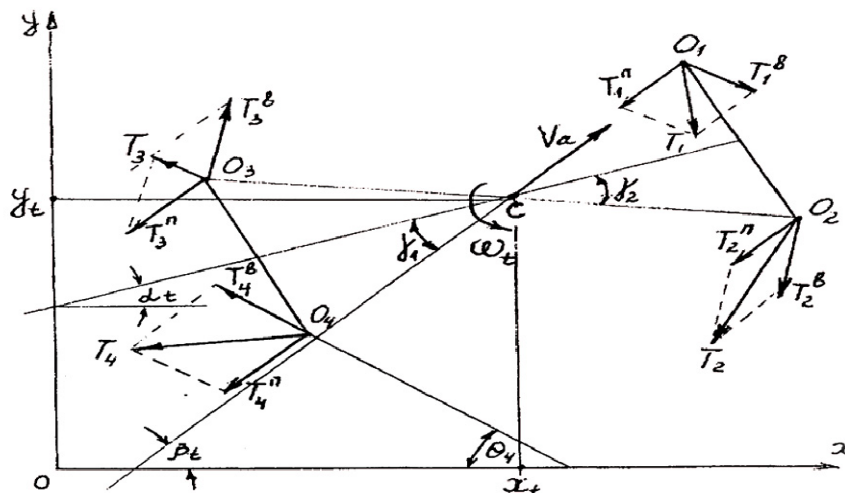


Рисунок 8 – Схема сил торможения АЦ

В рассматриваемый момент времени центр тяжести движется с поступательной скоростью v_a . При этом вектор скорости направлен по отношению к оси Ox под углом β . При вращении автоцистерны имеет угловую скорость ω .

В соответствии с принятой схемой составлена система уравнений:

$$\begin{cases} M_a j_x = -(T_1^n + T_2^n + T_3^n + T_4^n) \cos \beta + T_1^B \cos \theta_1 + T_2^B \cos \theta_2 - T_1^B \cos \theta_3 - T_4^B \cos \theta_4; \\ M_a j_y = -(T_1^n + T_2^n + T_3^n + T_4^n) \sin \beta - T_1^B \sin \theta_1 - T_2^B \sin \theta_2 + T_1^B \sin \theta_3 + T_4^B \sin \theta_4; \\ I_c j_\omega = -T_1^B r_1 - T_2^B r_2 - T_3^B r_3 - T_4^B r_4 + (T_1^n + T_3^n) \cos(\beta_t - \alpha_t) \frac{B}{2} - (T_2^n + T_4^n) \cos(\beta_t - \alpha_t) \frac{B}{2}, \end{cases} \quad (9)$$

где
$$j_x = \sum_1^4 \frac{T_{ix}}{M_a}; \quad j_y = \sum_1^4 \frac{T_{iy}}{M_a}; \quad j_\omega = \sum_1^4 \frac{M_c T_i}{I_c}, \quad (10)$$

где T_{ix}, T_{iy} – проекции тормозной силы T_i на оси x и y соответственно;

$M_c T_i$ – момент силы T_i относительно центра масс автомобиля.

Силы T_{ni} направлены под углом β к оси Ox . Угол θ_i между осью Ox и направлением силы T_i^B

$$\theta_i = \frac{\pi}{2} - (\alpha - \gamma_i), \quad (11)$$

где γ_i – угол между продольной осью автомобиля и линией, соединяющей центр тяжести и соответствующую точку контакта колеса с опорной поверхностью.

Если угол γ отсчитывается против часовой стрелки (по направлению угловой скорости), то он положителен.

Составляющие T_i^n и T_i^B могут быть найдены из соотношения

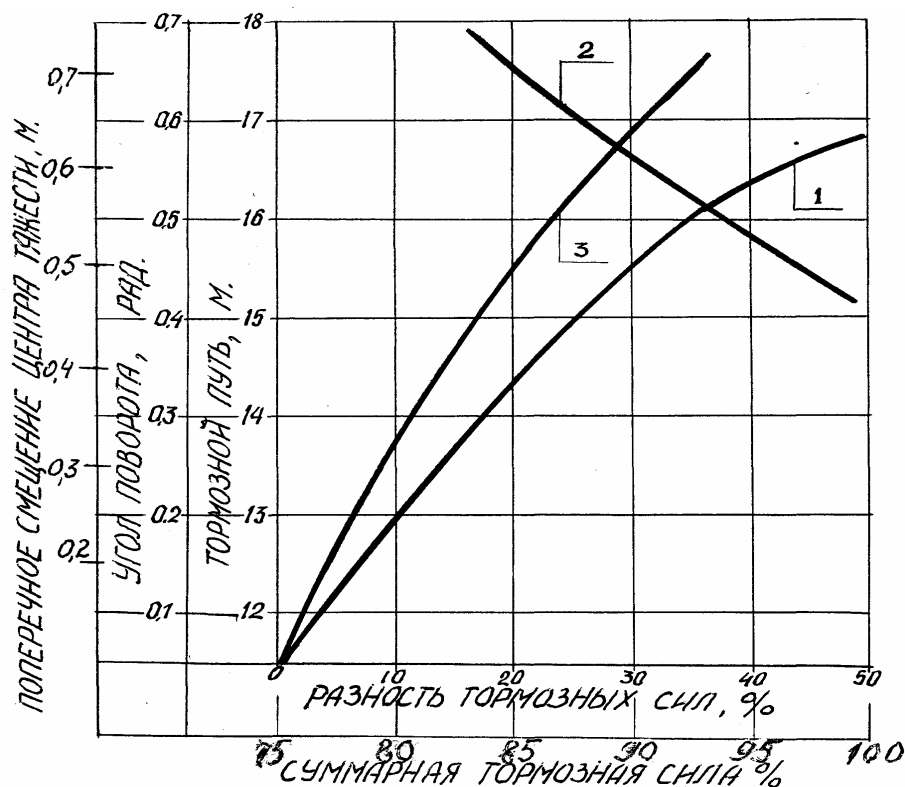
$$\frac{T_i}{\sin(\pi - (\beta + \theta_i))} = \frac{T_i^B}{\sin \beta} = \frac{T_i^n}{\sin \theta}. \quad (12)$$

Положение автомобиля и характеристики движения в момент времени $(t + \Delta t)$ могут быть найдены по следующим выражениям:

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathcal{G}_x = \mathcal{G}_{ax} + \int_t^{t+\Delta t} j_x dt; \\ \mathcal{G}_y = \mathcal{G}_{ay} + \int_t^{t+\Delta t} j_y dt; \\ \omega = \omega_t + \int_t^{t+\Delta t} j_\omega dt; \\ x = x_t + \int_t^{t+\Delta t} \mathcal{G}_x dt; \\ y = y_t + \int_t^{t+\Delta t} \mathcal{G}_y dt; \\ \alpha = \alpha_t + \int_t^{t+\Delta t} \omega dt; \\ \operatorname{tg} \beta = \frac{\mathcal{G}_y}{\mathcal{G}_x} \end{array} \right. \quad (13)$$

с начальными условиями $\mathcal{G}_x = \mathcal{G}_0, x = 0, \mathcal{G}_y = 0, y = 0, \omega = 0, \alpha = 0$.

Системы уравнений (9) и (13) решены с помощью численного метода Рунге–Кутты. Анализ полученной зависимости (рис. 9) показал, что тормозные механизмы автомобиля необходимо рассматривать как единую взаимосвязанную систему.



1 – угол поворота; 2 – тормозной путь; 3 – поперечное смещение

Рисунок 9 – Зависимость показателей устойчивости автоцистерны АЦ-40(130) от бортовой разности тормозных сил

С увеличением бортовой разности тормозных сил за счет уменьшения зазоров между тормозными колодками и барабаном интенсивно возрастают, ухудшая устойчивость против заноса, величины угла поворота автоцистерны, поперечного смещения ее центра тяжести. С созданием диагональной разности тормозных сил указанные величины резко уменьшаются с повышением устойчивости автоцистерны.

На основании полученных результатов исследований были определены величины допустимых диагностических параметров тормозных механизмов колес автоцистерны с учетом диагональной и бортовой разности тормозных сил.

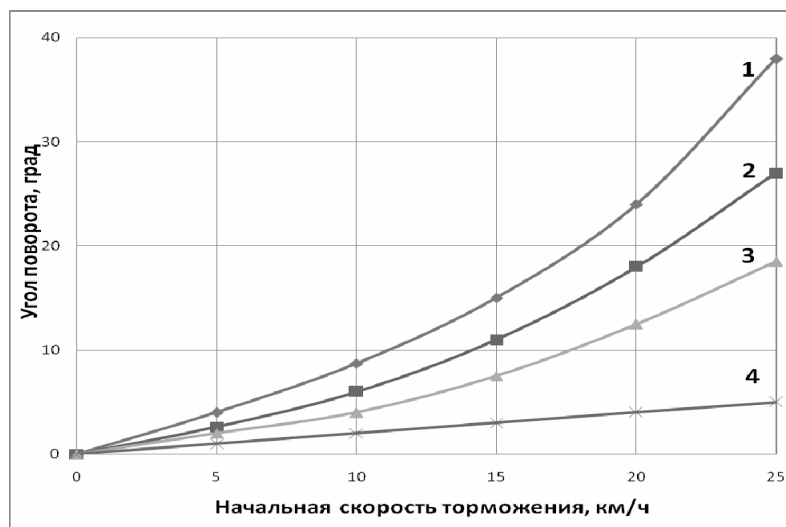
Повысить эффективность торможения и устойчивость автоцистерны можно путем установки в тормозной системе регуляторов тормозных сил, которые применяются двух групп: регуляторы без обратной связи и с обратной связью. Регуляторами без обратной связи оборудованы тормозные системы большей части пожарных автоцистерн, находящихся на вооружении подразделений по чрезвычайным ситуациям. Однако наличие этих регуляторов не исключает возможности потери устойчивости автомобиля при заносе. Регуляторы с обратной связью, или противоблокировочные системы (ПБС), обеспечивают эффективность торможения с исключением возможного блокирования колес и потери устойчивости автомобиля при торможении.

Для оценки эффективности действия ПБС на устойчивость автоцистерны при торможении были проведены экспериментальные исследования. Пожарная автоцистерна АЦ-40(130)63 была оборудована ПБС по двухконтурной системе и включала электронный блок управления, два регулятора давления (модулятора) колес переднего и заднего мостов и датчиков угловой скорости, установленных на каждом колесе. Такая схема уменьшает

вероятность выхода из строя всей системы. Однако при выходе из строя ПБС на колесах переднего или заднего мостов возможна эксплуатация автомобиля с одним работающим контуром, что повлияет на его устойчивость при торможении.

Для определения параметров при торможении: тормозного пути, угла поворота и поперечного смещения – автомобиль был оборудован специальной измерительной аппаратурой. Испытания проводились на ровной площадке с различным покрытием (сухой и мокрый асфальт) при начальной скорости торможения с 10 до 30 км/ч с заполнением цистерны водой на 75 %. Торможение проводилось экстренно при движении по прямой и на повороте с $R = 25$ м до полной остановки автомобиля. Водитель направлял левое переднее колесо автомобиля по намеченной линии и при достижении заданной скорости тормозил при выжатой педали сцепления. До исследования с помощью тормозного стенда КИ-4998 тормозные механизмы колес регулировались с целью получения необходимой величины поворачивающего момента при торможении.

На рис. 10 показана зависимость угла поворота продольной оси автоцистерны при заносе от начальной скорости торможения.



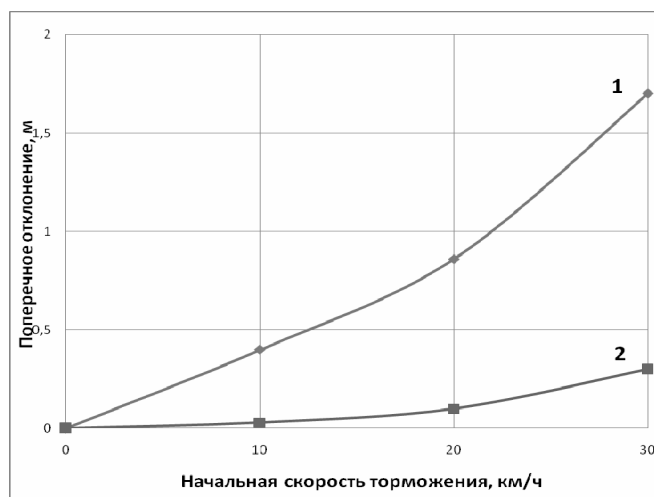
1 – ПБС отключена; 2, 3 – соответственно ПБС заднего и переднего мостов отключена; 4 – ПБС включена;
1, 2, 3, 4 – торможение на мокром асфальте

Рисунок 10 – Зависимость угла поворота продольной оси автоцистерны АЦ-40(130) при торможении на прямой

Автоцистерна при торможении разворачивает на максимальный угол при отключенном ПБС (линия 1). Значения угла поворота автоцистерны, когда отключается ПБС колес заднего моста, сравнительно большие. В этом случае ПБС колес переднего моста обеспечивает максимальную тормозную силу, а колеса заднего моста при торможении и заносе создают постоянно увеличивающийся поворачивающий момент до полной остановки автомобиля. Процесс торможения сопровождается дополнительным перераспределением нормальных реакций, в частности – уменьшением их на колесах заднего моста, что приводит к блокированию колес и сильному заносу. Торможение с отключением ПБС колес переднего моста характеризуется улучшением устойчивости (линия 3) из-за отсутствия блокирования колес заднего моста.

Исследование устойчивости автоцистерны проводилось при движении на повороте с $R = 25$ м. Отклонение центра масс ПАСА (транспортное отклонение) определялось относительно центра окружности. С целью проверки устойчивости автомобиля в неблагоприятных условиях был создан максимально возможный поворачивающий момент при торможении за счет отключения тормозного механизма.

Эксперимент показал, что при отключении ПБС всех колес при торможении происходило их блокирование и в дальнейшем автомобиль двигался в заносе по касательной, удаляясь от траектории движения (линия 1, рис. 11).



1 – ПБС отключена; 2 – ПБС включена

Рисунок 11 – Зависимость отклонения центра тяжести автоцистерны АЦ-40(130) при торможении на повороте ($R = 25$ м)

В процессе эксплуатации ПАСА для обеспечения эффективности его торможения и устойчивости при торможении необходимо периодически проверять техническое состояние тормозных механизмов, определять диагностические параметры: величины свободного хода штоков тормозных камер, тормозную силу каждого колеса, состояние колодок, тормозного барабана, вала разжимного кулака. Указанные работы можно выполнить каждому автомобилю только в условиях станции диагностики с частотой 1–2 раза в год. Однако практика эксплуатации показывает, что разрегулировки тормозных механизмов, изменение их технического состояния проходят весьма интенсивно. В связи с этим было разработано универсальное устройство, которое позволяет диагностировать тормозной механизм и выполнять необходимые работы по его регулировке в условиях подразделений по чрезвычайным ситуациям при техническом обслуживании № 1 и при необходимости. Это устройство (рис. 12) состоит из фиксирующего узла, включающего скобу и упор. В боковой части устройства приварена чайка для установки динамометрического ключа 1. Устройство имеет рычаг-рукоятку для субъективного диагностирования тормозного механизма. В комплект устройства входит скоба с динамометрическим ключом 2, которая устанавливается на гайки крепления поднятого колеса. Прикладыванием необходимого момента силы на регулировочном рычаге динамометрическим ключом 1 определяется величина момента силы на проворачивание колеса. При этом определяются эффективность торможения, эллипсность барабана, величина хода штока тормозной камеры, техническое состояние узлов тормозного механизма.

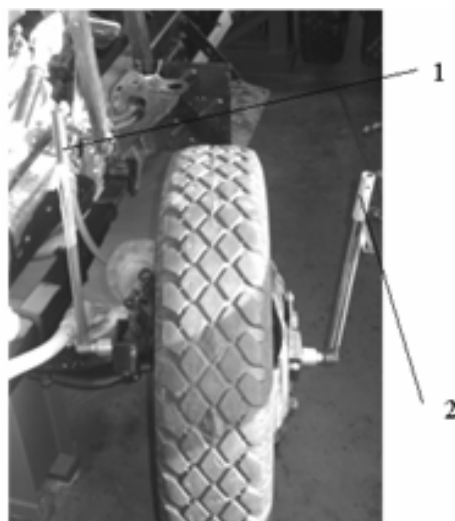


Рисунок 12 – Универсальное устройство диагностирования тормозного механизма

Заключение

На основании теоретических и экспериментальных исследований устойчивости автоцистерны против заноса с помощью расчетных моделей и экспериментальной установки:

– экспериментально установлена реальная картина процессов поведения жидкости при вращении емкости относительно вертикальной оси, найдены зависимости угла поворота и угловой скорости при заносе от степени заполнения и формы цистерны;

– выполнен сравнительный анализ устойчивости емкости с жидким и неподвижным грузами при равных весовых и размерных параметрах;

– разработаны методы расчета и определены параметры, влияющие на процесс заноса.

В результате теоретических исследований моделей и экспериментальных испытаний реальных автоцистерн при частичном заполнении емкости жидким грузом в процессе торможения были определены, получены и обоснованы:

– расчетные параметры показателей тормозной динамики на рассматриваемых этапах процесса торможения (величины нормальных реакций колес, замедлений, тормозного пути);

– экспериментальные данные тормозной динамики, устойчивости современных автоцистерн против заноса;

– методика комплексных экспериментальных исследований по определению показателей тормозной динамики, устойчивости против заноса опытных образцов пожарных автоцистерн при торможении;

– методика и универсальное устройство для углубленного диагностирования и регулировки тормозного механизма колеса ПАСА в условиях подразделений по чрезвычайным ситуациям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков, Е.А. Основы теории и расчета автомобилей и тракторов / Е.А. Чудаков. – М. : Колос, 1972. – 384 с.
2. Чудаков, Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1950. – 29 с.
3. Бухарин, Н.А. Тормозные системы автомобилей / Н.А. Бухарин. – М. : Машгиз, 1950. – 343 с.
4. Новое в расчете и конструкции тормозов / Ю.Б. Беленький, М.И. Дронин, Н.Ф. Метлюк. – М. :Машиностроение, 1965. – 119 с.
5. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б.Б. Генбом, Г.С. Гудз, В.А. Демьянюк. – Львов : Высшая школа, 1974. – 243 с.
6. Гуревич, Л.В. Количественная оценка эффективности тормозных систем / Л.В. Гуревич // Автомобильная промышленность. – 1974. – № 3. – С. 15–18.
7. Методы определения эффективности тормозов / В.Г. Розанов, Л.В. Гуревич // Автомобилестроение / НИИАвтопром. – 1966. – Вып. 23. – С. 10–13.
8. Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М. : Транспорт, 1978. – 151 с.
9. Исследование устойчивости автомобиля при торможении / Г.М. Косолапов, В.С. Колесников // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 12. – С. 26–27.
10. Гришкевич, А.И. Автомобили. Теория / А.И. Гришкевич. – Минск : Выш. Шк., 1986. – 206 с.
11. Кулаковский, Б.Л. О мерах безопасности для автоцистерны / Б.Л. Кулаковский // Пожарное дело. – 1982. – № 4. – С. 24.
12. Кулаковский, Б.Л. Исследование устойчивости пожарных автоцистерн при торможении / Б.Л. Кулаковский // Научное обеспечение пожарной безопасности / НИИ ПБ и ЧС. – 2000. – № 9. – с. 73–74.
13. Исследование поведения модели цистерны цилиндрической формы с жидкостью при вращении вокруг вертикальной оси / Б.Л. Кулаковский, П.Н. Конон // Чрезвычайные ситуации: предупреждение и ликвидация / НИИ ПБ и ЧС; МУС. – Минск, 2008. – С. 96–104.