

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВУХСЕКЦИОННОГО ТОРМОЗНОГО КРАНА АВТОМОБИЛЯ ЗИЛ-5301 АО

Инж. П.А. АМИРСЕЙИДОВ

Приводится математическая модель тормозного крана, которая может быть использована для прогнозирования и анализа автотранспортных средств, находящихся в эксплуатации.

Mathematical model of the braking crane which can be used for prediction and the analysis of the vehicles being under maintenance are instanced.

Анализ причин дорожно-транспортных происшествий (ДТП) показывает, что часть их происходит из-за неудовлетворительного технического состояния автотранспортных средств (АТС) и дорожных условий. По данным официальной статистики ВНИИБД МВД России, доля ДТП, обусловленных неудовлетворительным техническим состоянием АТС, составляет 15 % от общего количества. Наиболее частые причины ДТП — это неисправности в тормозных системах — несоответствие выходных характеристик пневмоузлов техническим условиям завода-изготовителя, утечка воздуха из магистрали, разрыв шлангов и диафрагм тормозных камер, изнашивание или замасливание фрикционных накладок, осевая и бортовая неравномерность тормозных сил, чрезмерное время срабатывания тормозного привода*. На долю тормозных систем приходится в среднем 44,9 % от общего количества ДТП по причине неисправности АТС.

Следовательно, существенного снижения ДТП можно достигнуть путем разработки эффективной системы контроля технического состояния тормозных систем автомобилей, находящихся в эксплуатации. Одним из основных устройств, характеристики которого влияют на эффективность торможения, является тормозной кран. Оценим техническое состояние тормозного крана автомобиля ЗИЛ-5301 АО и его выходные характеристики при углубленном диагностировании.

При проведении экспериментальных исследований сжатый воздух подавался на входы верхней и нижней секций тормозного крана.

Соотношение между усилием на педали P_{II} и давлением на выходе тормозного крана P_0 определяется коэффициентом преобразования тормозного крана [2]:

$$W = \begin{cases} 0 & \text{при } < \Delta P_{II} \\ \frac{P_{\max}}{P_{II\max} - \Delta P_{II}} \left(1 - \frac{\Delta P_{II}}{P_{II}} \right) & \text{при } \Delta P_{II} < P_{II} \leq P_{II\max} \\ \frac{P_{\max}}{P_{II} - \Delta P_{II}} & \text{при } P_{II\max} > P_{II\max} \end{cases} \quad (1)$$

где ΔP_{II} — начальная нечувствительность тормозного крана; $P_{\max}$ — максимальное давление на входе тормозного крана; $P_{II\max}$ — усилие на педали, при котором давление на выходе тормозного крана становится равным давлению на входе.

* ГОСТ Р 51709-2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки. — М.: ГОССТАНДАРТ РОССИИ, 2001. — 27 с.

Проведем оценку выходных характеристик тормозного крана автомобиля ЗИЛ-5301 АО, находящегося в эксплуатации. В табл. 1 приведены результаты испытания. Состояние тормозной системы: разрегулирован привод тормозного крана; ход педали не соответствовал значению заводских данных.

Таблица 1

Номер испытания	Усилие на педали P_{II} , Н	Давление в системе P_0 , бар	P_{01} , бар, секция 1	P_{02} , бар, секция 2	$P_{вых}^*$
1	49	7,0	0	0	0
2	98	7,0	0,9	1,0	2,0
3	147	7,0	1,8	2,0	3,7
4	196	7,0	2,7	3,0	5,1
5	243	7,0	3,9	4,2	7,0
6	294	7,0	4,1	4,5	7,0
7	350	7,0	4,2	4,6	7,0

P_{01} , P_{02} — давления на выходе секций тормозного крана; $P_{вых}^*$ — давление на выходе тормозного крана по заводским данным.

Из приведенных данных видно, что давления на выходе секций тормозного крана не соответствуют требуемым значениям.

После восстановления хода педали в соответствии с требованиями завода изготовителя характеристики тормозного крана P_{01} и P_{02} приближаются к требуемым значениям (табл. 2).

Таблица 2

Номер испытания	Усилие на педали P_{II} , Н	Давление в системе P_0 , бар	P_{01} , бар, секция 1	P_{02} , бар, секция 2	$P_{вых}^*$
1	49	7,0	0	0	0
2	98	7,0	1,9	2,0	2,0
3	147	7,0	3,2	3,3	3,7
4	196	7,0	4,0	4,2	5,1
5	243	7,0	5,0	5,3	7,0
6	294	7,0	6,0	6,2	7,0
7	350	7,0	6,2	6,4	7,0

Экспериментальная и заводская характеристики тормозного крана представлены на рис. 1.

Отклонения давлений на выходе тормозного крана (табл. 1 и 2) составили:

при усилии на педали $P_{II} = 98$ Н, $\delta = 50$ % при усилии на педали $P_{II} = 250$ Н; $\delta = 27,4$ %.

Зная коэффициенты преобразования секций 1, 2 тормозного крана, находим давления воздуха на выходе секций тормозного крана в зависимости от усилия на педали:

$$\begin{aligned} P_{01} &= P_{\Pi} W_1; \\ P_{02} &= P_{\Pi} W_2, \end{aligned} \quad (2)$$

где W_1, W_2 — коэффициенты преобразования соответствующих секций; P_{Π} — усилие на педали.

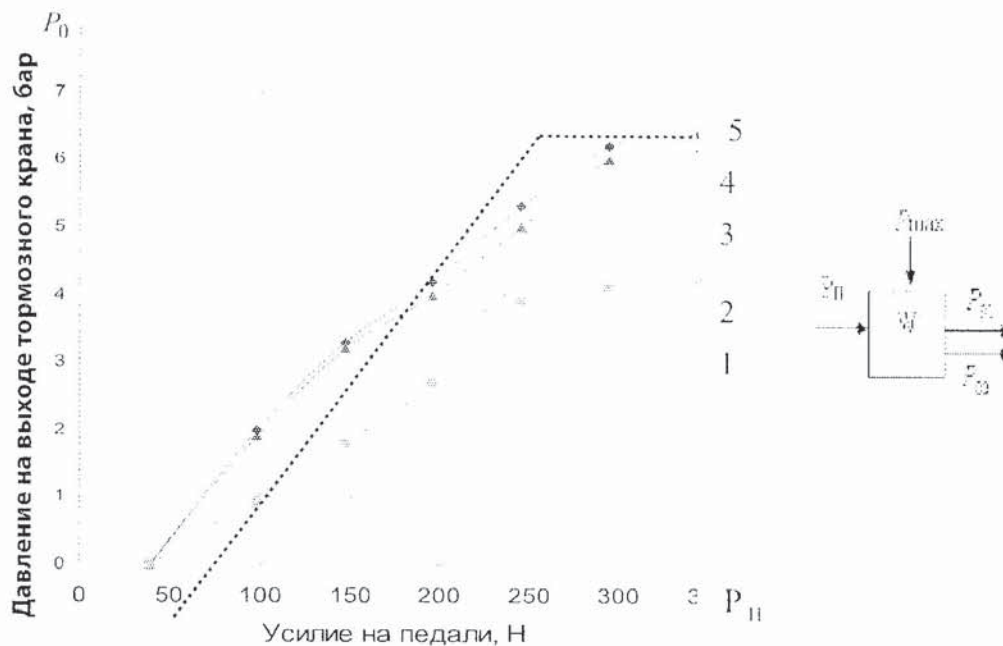


Рис. 1. Экспериментальные зависимости давления на выходе секций тормозного крана от усилия на педали: —■— 1 — давление на выходе секции 1 до регулирования хода тормозной педали; —х— 2 — давление на выходе секции 2 до регулирования хода тормозной педали; —▲— 3 — деление на выходе секции 1 после регулирования хода тормозной педали; —◆— 4 — давление на выходе секции 2 после регулирования хода тормозной педали; ···· 5 — заводская характеристика

Зная расчетные или экспериментальные выходные характеристики секций тормозного крана, находим давление тормозной жидкости на выходе главного тормозного цилиндра по выражению

$$P_{ГЛ} = P_0 \frac{F_{\Pi}}{F_{ГЛ}}, \quad (3)$$

где P_0 — давление воздуха в камере пневмогидроусилителя (ПГУ); F_{Π} — площадь диафрагмы камеры ПГУ; $F_{ГЛ}$ — площадь поршня главного тормозного цилиндра.

Тогда тормозные силы на осях автомобиля будут равны:

$$\sum R_{X1} = 2(P_{ГЛ} - \Delta P_1)B_1; \quad \sum R_{X2} = 2(P_{ГЛ}^* - \Delta P_2)B_2, \quad (4)$$

где B_1, B_2 — комплексные параметры тормозных механизмов передней и задней осей (коэффициенты пропорциональности, которые находятся расчетным или экспериментальным путем); $\Delta P_1, \Delta P_2$ — потери давления на преодоление усилий стяжных пружин и сил трения в тормозных механизмах; $P_{ГЛ}^*$ — давление на выходе после регуляторов тормозных сил, установленных в гидроприводе тормозной системы.

Установившееся замедление при торможении составляет

$$j_{\text{УСТ}} = \frac{\sum R_{X1} + \sum R_{X2}}{M_{\Pi}}, \quad (5)$$

где M_a — масса автомобиля.

Таким образом, зная характеристики тормозного крана, полученные расчетным или экспериментальным путем, можно прогнозировать эффективность работы тормозной системы автомобилей, находящихся в эксплуатации.

629.351

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ В РАЗЛИЧНЫХ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ

Ст. препод. Р.А. ДАВЛАТШОЕВ

Проведен анализ торможения автомобиля малого класса ВАЗ 2108 на горизонтальной дороге с максимальным уклоном $\alpha=10^\circ$, допускаемый действующими строительными нормами и правилами (СНиП). Расхождение расчетно-экспериментального метода и результатов дорожных испытаний по основному показателю (установившееся замедление) на горизонтальной дороге и на уклоне не превышает 0,39% и 2,1 %, который может быть использован при выборе и обосновании подвижного состава для эксплуатации в горных условиях.

The analysis of the economy class cars VAZ 2108 braking on the horizontal road with the maximal bias $\alpha=10^\circ$, according to building regulations of Russian Federation is lead. The toe-out of a settlement-experimental method and results of over-the-road tests on the basic index (steady deceleration) on the horizontal road and bias does not exceed 0,39 % and 2,1 % which can be used at a choice and a justification of a rolling stock for maintenance in mountain conditions.

Автомобиль является частью системы «автомобиль—водитель—дорога—среда», и его свойства проявляются во взаимодействии с элементами этой системы. Поэтому значимость определенного эксплуатационного свойства в оценке эффективности применения автомобиля зависит от условий, в которых это свойство проявляется. Для этого проведен анализ торможения автомобиля малого класса ВАЗ-2108 на горизонтальной дороге и с максимальным уклоном $\alpha = 10^\circ$ (максимальный уклон дороги допускаемый действующими строительными нормами и правилами (СНиП)). Основной показатель эффективности торможения -установившееся замедление, находим по выражениям (на горизонтальной дороге (а) и на уклоне (б)) [1]:

$$\begin{aligned} \text{а) } j_{\text{уст}}^* &= \frac{P_1^* (\sum B_1) + (P_{2\text{уст}} - \Delta p_2) (\sum B_2)}{M_a}; \\ \text{б) } j_{\text{уст}}^{**} &= \frac{(P_1^{**} (\sum B_1) + (P_{2\text{уст}} - \Delta p_2) (\sum B_2) - M_a g \sin \alpha)}{M_a}, \end{aligned} \quad (1)$$

где P_1^* , P_1^{**} — давление на грани блокирования колес передней оси (на горизонтальной дороге и на уклоне), (Па); $P_{2\text{уст}}$ — установившееся давление в приводе задних тормозов, (Па); M_a — полная масса автомобиля, (кг); $\sum B_1$, $\sum B_2$ — комплексные параметры тормозных механизмов, (м^3):

$$B_1 = 2 F_1 \frac{r_{\text{ш}}}{r_{k1}} k_{\text{ш1}} \eta_1; \quad B_2 = 2 F_2 \frac{r_{\text{ш}}}{r_{k2}} k_{\text{ш2}} \eta_2, \quad (2)$$