

УДК 629.36.023.1-597.5

РАСЧЁТ ВРЕМЕНИ ДО БЛОКИРОВАНИЯ КОЛЁС АВТОПОЕЗДА С УЧЁТОМ ПРОДОЛЬНОЙ РЕАКЦИИ В СЦЕПНОМ УСТРОЙСТВЕ

Смолко Евгений Сергеевич, студент,

МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., 64, smolko.evgeny@yandex.ru,

Аннотация. Предотвращение блокирования колёс важно для сохранения курсовой устойчивости при экстренном торможении. Опыт эксплуатации показывает, что запаздывание срабатывания тормозных механизмов прицепа по отношению к тягачу носит регулярный характер, вследствие чего возникает складывание автопоезда, особенно на неоднородном покрытии. Одним из важнейших свойств современных систем для обеспечения требуемой тормозной эффективности при сохранении устойчивости движения автопоезда является оценка времени до блокирования колёс. Автор отмечает, что по соотношению замедления тягача и прицепного звена можно определить направление продольной реакции в седельно-сцепном устройстве, но не её значение, так как не учитывается сила инерции. Продольная реакция в сцепном устройстве может оказывать существенное влияние на перераспределение силы тяжести. Автором разработана методика для расчёта времени до блокирования колёс автопоезда с пневматической тормозной системой, учитывающая продольную реакцию в сцепном устройстве, а также продольное смещение седельно-опорного устройства. Поставленная задача решается только с применением итерационного метода и известной в пневмоавтоматике диаграммы функций давления. Исследования показали, что учёт продольной реакции в опорно-сцепном устройстве оказывает большее влияние на эффект перераспределения силы тяжести, чем в тягово-сцепном устройстве. Для устранения асинхронности блокирования колёс автор предлагает применять электропневматический или электропневмогидравлический привод. Разработанная методика может применяться при создании систем активной безопасности.

Ключевые слова: транспортные средства специального назначения; пневматический тормозной привод; диаграмма функций давления; итерационный метод.

CALCULATION OF TIME BEFORE BLOCKING WHEELS OF AN ARTICULATED VEHICLE TAKING INTO ACCOUNT LONGITUDINAL REACTION IN THE HITCH

Smolko Evgeny S., student,

MADI, 64, Leningradsky Prosp., Moscow, 125319, Russia, smolko.evgeny@yandex.ru

№ 4(22)
декабрь 2019

Abstract. Wheel lock prevention is important to maintain directional stability during emergency braking. Operational experience shows that the lag of the trailer braking mechanisms in relation to the tractor is regular in nature, resulting in the folding of the road train, especially on a heterogeneous surface. One of the most important properties of modern systems to ensure the required braking efficiency while maintaining the motion stability of articulated vehicle is to estimate the time before locking the wheels. The author notes that the direction of longitudinal reaction in the coupling can be determined by the ratio of slowdown of the tractor and the trailer link, but not its value, since the inertia force is not taken into account. The longitudinal reaction in the coupling device can have a significant effect on the redistribution of gravity. The author has developed a technique for calculating the time before blocking the wheels of a articulated vehicle with a pneumatic brake system, taking into account the longitudinal reaction in the coupling device, as well as the longitudinal displacement of the saddle support device. The problem is solved only by applying the iterative method and the diagram of pressure functions known in pneumatic automation. Studies have shown that accounting for the longitudinal reaction in the fifth wheel has a greater effect on the effect of redistribution of gravity than in the hitch. To eliminate the asynchronous locking of the wheels, the author proposes to use an electro-pneumatic or electro-pneumatic-hydraulic drive. The developed technique can be used to create active safety systems.

Keywords: special purpose vehicles; pneumatic brake drive; pressure function diagram; iterative method.

Введение

Блокирование – это частный случай скольжения колёс, имеющий место в процессе торможения автотранспортных средств (АТС), в том числе автопоездов специального назначения. Предотвращение блокирования колёс чрезвычайно важно для сохранения курсовой устойчивости при экстренном торможении. Первой разработкой, нацеленной на предотвращение вышеупомянутого явления, стала антиблокировочная система (АБС), предназначенная «для уменьшения тормозного усилия на том колесе, которое приближается к состоянию блокирования» [1]. АБС устанавливается на грузовых АТС с пневматическим тормозным приводом с 1981 г. [2].

Однако АБС является типичным представителем «систем с жёсткой логикой» [3] и не соответствует всему комплексу задач, которые ставятся перед системами управления АТС. С учётом современной «тенденции к разработке САБ прогнозирующего действия» [4], на первый план выходят такие системы активной безопасности, как система предотвращения столкновений [5] и система предупреждающего управления движением [6]. Многолетний опыт эксплуатации показывает, что «запаздывание срабатывания тормозных механизмов полуприцепа (прицепа) по отношению к тягачу носит регулярный характер» [7], вследствие чего возникает тенденция к складыванию автопоезда, особенно на покрытии типа «микст». Поэтому одним из важнейших свойств современных систем для обеспечения требуемой тормозной эффективности при сохранении устойчивости движения автопоезда является оценка времени до блокирования колёс, особенно в ситуациях с вынужденным торможением. Согласно Правилам №13 ООН, заменившим ГОСТ Р 41.13-2007 на территории РФ, блокирование осей считается синхронным, если время между началом блокировки второго колеса задней оси и второго колеса передней оси составляет менее 0,1 с.

Автор поставил перед собой задачу разработать методику расчёта времени до блокирования колёс автопоезда с пневматическим тормозным приводом. Для примера были рассмотрены два автопоезда:

- капотный седельный тягач Урал NEXT 7470 с полуприцепом ППО 22-23Д УСТ 94651;
- бескапотный тягач КамАЗ-4310 с прицепом СЗАП-8305.

Их технические характеристики приведены в табл. 1.

Определение нормальных реакций на колёсах

Считается, что по соотношению замедления тягача и прицепного звена «можно определить направление продольной реакции в седельно-сцепном устройстве» [8]. Однако такой подход не учитывает силу инерции звеньев.

И хотя понятие силы тяги на крюке считается условным, продольная реакция в сцепном устройстве может оказывать существенное влияние на перераспределение силы тяжести.

Таблица 1

Исходные данные для расчёта

Параметр	Урал NEXT 7470 + ППО 22-23Д УСТ 94651	КамАЗ-4310 + СЗАП-8305
m_T , кг	16500	15205
m_1 , кг	6000	5020
m_2 , кг	10500	10185
$m_{П}$, кг	22050	18000
m_3 , кг	8050	6000
m_4 , кг	14000	12000
L_T , м	5,5	4
$L_{П}$, м	12	4,327
ℓ_T , м	3,5	2,68
$\ell_{П}$, м	7,62	2,88
$\ell_{СУ}$, м	0,12	—
h_T , м	1,03	1,16
$h_{П}$, м	1,5	1,5
$h_{СУ}$, м	1,32	0,96
r_K , м	0,6	0,59
ℓ_{exp} , м	0,38	0,38
ℓ_{lev} , м	0,18	0,18
d_{cam} , м	0,04	0,04
f_{fr}	0,3	0,25
$S_{Д1}=S_{Д2}$, мм ²	12903	15484
$S_{Д3}=S_{Д4}$, мм ²	19355	15484

n_1	1	1
n_2	2	2
n_3	–	1
n_4	2	2

Условные обозначения: m_T , m_P – масса тягача и прицепного звена соответственно; $m_{1,2,3,4}$ – масса, приходящаяся на данную ось, для полуприцепа m_3 – масса, приходящаяся на опорно-сцепное устройство; L_T , L_P – колёсная база тягача и прицепного звена; ℓ_T , ℓ_P – расстояние от передней оси (опорно-сцепного устройства) до центра масса звена; ℓ_{cy} – продольное смещение опорно-сцепного устройства; h_T , h_P – высота центра масс тягача и прицепного звена; h_{cy} – высота сцепного устройства; r_k – радиус колеса; ℓ_{exp} , ℓ_{lev} – плечо разжимной силы и длина приводного рычага тормозного механизма соответственно; f_{tr} – коэффициент трения тормозного механизма; S_{dT} , S_{dP} – рабочая площадь тормозных камер тягача и прицепного звена соответственно; $n_{1,2,3,4}$ – число осей в тележке

Чтобы определить нормальные реакции на осях автопоезда, необходимо решить систему уравнений силового баланса и моментов относительно точек опоры, которая с учётом результирующей силы в сцепном устройстве P_{cy} примет следующий вид, Н:

$$P_{cy} = (m_P - m_T)d - P_{b1} - P_{b2} + P_{b3} + P_{b4}; \quad (1)$$

$$N_4 = \frac{m_P g \ell_P - m_P d h_P + P_{cy} h_{cy}}{L_P}; \quad (2)$$

$$N_3 = \frac{m_P g (L_P - \ell_P) + m_P d h_P - P_{cy} h_{cy}}{L_P}; \quad (3)$$

$$N_2 = \frac{m_T g \ell_T - m_T d h_T + P_{cy} h_{cy} + G_{cy} (L_T - \ell_{cy})}{L_T}; \quad (4)$$

$$N_1 = \frac{m_T g (L_T - \ell_T) + m_T g h_T - P_{cy} h_{cy} + G_{cy} \ell_{cy}}{L_T}, \quad (5)$$

где $G_{cy} = N_3$ для автопоезда с полуприцепом, $G_{cy} = 0$ для автопоезда с полным прицепом, P_{cy} направлена от тягача к прицепному звену.

Тормозная сила на оси определяется по формуле, Н:

$$P_{bi} = k_i \frac{2 \cdot \ell_{\text{exp}} \cdot f_{\text{fr}} \cdot \ell_{\text{lev}}}{r_K \cdot A_{\text{BM}} \cdot d_{\text{cam}}} \cdot S_{\text{Ди}} (p_K - 0,065), \quad (6)$$

где $k_i = 2 \cdot n_i$ – число тормозных камер на оси или тележке;

ℓ_{exp} – плечо разжимной силы, м;

f_{fr} – коэффициент трения;

ℓ_{lev} – длина приводного рычага, м;

r_K – радиус колеса, м;

$A_{\text{BM}} = 0,82$ – конструктивный коэффициент тормозного механизма;

d_{cam} – начальный диаметр разжимного кулака, м;

$S_{\text{Ди}}$ – рабочая площадь диафрагмы тормозной камеры, мм²;

p_{Ki} – конечное давление, МПа.

Поставленная задача решается только с применением итерационного метода [9–10]. На первой итерации принимается, что $d_m = g \cdot \varphi$, $p_{Ki} = p_{mi}$ (соответственно, $P_{bi} = P_{bmi}$). Для каждой оси определяется максимальная сила, реализуемая по условиям сцепления колёс с дорогой, N :

$$\Phi_i = N_i \varphi.$$

Значения P_{bmi} и Φ_i сравниваются между собой. Как известно, «при торможении АТС без блокировки (юза) колёс тормозные силы пропорциональны действующим тормозным моментам, а при юзе колёс – ограничены силами сцепления с дорогой» [11], то есть фактическая тормозная сила:

$$P_{bFi} = \min(P_{bmi}, \Phi_i).$$

Рассчитывается фактическое замедление автопоезда, м/с²:

$$d_F = \frac{P_{bF1} + P_{bF2} + P_{bF3} + P_{b4F}}{m_T + m_{II}}.$$

Если $d_F < g \cdot \varphi$, то выполняются следующие итерации с подстановкой значений $d = d_F$, $P_{bi} = P_{bFi}$ в уравнения (1–5) до тех пор, пока изменение параметров не перестанет оказывать влияние на расчётные показатели. После определения P_{bFi} для всех осей, у которых $P_{bi} \neq P_{bmi}$, из выражения (6) рассчитывается давление при блокировании колёс p_L .

Результаты расчёта нормальных реакций для выбранных автопоездов приведены в таблице 2. Верхнее значение в ячейках рассчитано с учётом продольной реакции в сцепном устройстве, нижнее значение – при $P_{cy} = 0$.

Таблица 2

Нормальные реакции, Н

φ	Урал NEXT 7470 + ППО 22-23Д УСТ 94651			КамАЗ-4310 + СЗАП-8305			
	N ₁	N ₂	N ₄	N ₁	N ₂	N ₃	N ₄
0,7	83870	173689	120616	74533	74628	93606	82974
	75414	178398	124363	72729	76432	92091	84489
0,6	85408	172429	120340	72626	76535	90988	85592
	74440	178520	125216	70925	78236	89538	87041
0,5	86939	171173	120063	70632	78529	88240	88340
	73452	178643	126080	69029	80132	86855	89725
0,4	88463	169924	119789	66665	82496	83366	93214
	72245	178794	127136	66386	82775	83114	93466
0,3	83414	171687	123075	62223	86938	77224	99356
	69854	179093	129228	62223	86938	77224	99356

Расчёт времени до блокирования колёс

Диаграмма функций давления, известная из пневмоавтоматики, позволяет рассчитывать время до блокирования колёс автопоезда с пневматической тормозной системой.

Рассмотрим упрощённую расчётную схему пневматического тормозного привода [8], при этом длина управляющей магистрали $L_{УМ}=130$ см для полуприцепа и $L_{УМ}=250$ см для прицепа.

Для каждого трубопровода определяется коэффициент расхода:

$$\mu_{\ell} = \sqrt{\frac{1,567}{2,853 + 0,028 \frac{\ell}{1,3}}},$$

где ℓ – длина трубопровода в см.

Результаты расчёта коэффициента расхода приведены в таблице 3.

Таблица 3

Коэффициент расхода μ

ℓ	μ	Урал NEXT 7470 + ППО 22-23Д УСТ 94651	КамАЗ-4310 + СЗАП-8305
$L_1=L_{шл}$	μ_1	0,572	0,572
$L_2=L_T+L_{шл}$	μ_2	0,307	0,342
$L_{КУ}=L_T$	$\mu_{КУ}$	0,327	0,370
$L_{ВР}=L_{УМ}$	$\mu_{ВР}$	0,526	0,436
$L_3=L_{шл}$	μ_3	—	0,572
$L_4=L_{ПТ}+L_{шл}$	μ_4	0,226	0,333

Определяется отношение начального ε_0 и каждого расчётного ε_k значения давления к максимальному давлению в системе $p_m=0,065$ МПа:

$$\varepsilon_0 = \frac{p_a}{p_a + p_m} = \frac{0,1}{0,1 + 0,65} = 0,133;$$

$$\varepsilon_k = \frac{p_a + p_k}{p_a + p_m} = \frac{0,1 + p_k}{0,75}.$$

Далее по табл. 4, составленной на основании диаграммы функций давления, которая приводится в [12], находятся значения функций ψ_2 и ψ_1 для каждого ε , после чего определяются значения укрупнённых коэффициентов:

$$\Psi_2 = \frac{2,53 \cdot [\psi_2(\varepsilon_k) - 0,756]}{\psi_2(\varepsilon_k)};$$

$$\Psi_1 = 3,62 \cdot [\psi_1(\varepsilon_k) - 0,133].$$

Таблица 4

Зависимость значений функций давления ψ_2 и ψ_1 от ε

ε	ψ_1	ψ_2	ε	ψ_1	ψ_2	ε	ψ_1	ψ_2	ε	ψ_1	ψ_2
			0,26	0,26	0,826	0,51	0,510	0,910	0,76	0,769	0,963
			0,27	0,27	0,83	0,52	0,520	0,912	0,77	0,782	0,965
			0,28	0,28	0,835	0,53	0,530	0,915	0,78	0,794	0,966
			0,29	0,29	0,839	0,54	0,540	0,918	0,79	0,807	0,968
			0,3	0,3	0,844	0,55	0,550	0,920	0,8	0,82	0,969
			0,31	0,31	0,848	0,56	0,560	0,923	0,81	0,833	0,971
			0,32	0,32	0,852	0,57	0,570	0,925	0,82	0,846	0,973
			0,33	0,33	0,856	0,58	0,580	0,928	0,83	0,86	0,975
			0,34	0,34	0,859	0,59	0,590	0,930	0,84	0,873	0,977
0,1	0,1	0,73	0,35	0,35	0,863	0,6	0,600	0,932	0,85	0,887	0,98
0,11	0,11	0,738	0,36	0,36	0,866	0,61	0,610	0,935	0,86	0,901	0,983
0,12	0,12	0,746	0,37	0,37	0,869	0,62	0,620	0,937	0,87	0,915	0,985

0,13	0,13	0,754	0,38	0,38	0,873	0,63	0,630	0,939	0,88	0,93	0,988
0,14	0,14	0,76	0,39	0,39	0,876	0,64	0,640	0,941	0,89	0,946	0,991
0,15	0,15	0,767	0,4	0,4	0,879	0,65	0,650	0,944	0,9	0,963	0,995
0,16	0,16	0,773	0,41	0,41	0,882	0,66	0,660	0,946	0,91	0,981	0,998
0,17	0,17	0,778	0,42	0,42	0,885	0,67	0,670	0,948	0,92	1	1,002
0,18	0,18	0,784	0,43	0,43	0,887	0,68	0,680	0,950	0,93	1,021	1,006
0,19	0,19	0,789	0,44	0,44	0,89	0,69	0,690	0,952	0,94	1,044	1,01
0,2	0,2	0,795	0,45	0,45	0,893	0,7	0,700	0,954	0,95	1,07	1,014
0,21	0,21	0,8	0,46	0,46	0,896	0,71	0,711	0,956	0,96	1,098	1,019
0,22	0,22	0,805	0,47	0,47	0,899	0,72	0,722	0,957	0,97	1,131	1,025
0,23	0,23	0,811	0,48	0,48	0,901	0,73	0,734	0,959	0,98	1,17	1,032
0,24	0,24	0,816	0,49	0,49	0,904	0,74	0,745	0,960	0,99	1,219	1,04
0,25	0,25	0,821	0,5	0,5	0,907	0,75	0,757	0,962	1	1,3	1,05

Затем определяется время срабатывания клапана управления тормозами прицепа t_{KY} и воздухораспределителя t_{BP} , а также время наполнения тормозных камер каждой оси t_i до максимального давления p_m или до давления блокирования p_L при его наличии, с:

$$t_{KY} = 0,01 + \frac{\Psi_2}{10^4} \cdot \frac{L_1}{\mu_{KY}} + \frac{\Psi_1}{10^5 f_{BX}} \cdot \frac{L_1 f_T + V_{KY}}{\mu_{KY}},$$

$$t_{BP} = \frac{\Psi_2}{10^4} \cdot \frac{L_{YM}}{\mu_{BP}} + \frac{\Psi_1}{10^5 f_{BX}} \cdot \frac{L_{YM} f_T + V_{BP}}{\mu_{BP}},$$

$$t_1 = 0,02 + \frac{\Psi_2}{10^4} \cdot \frac{L_{III}}{\mu_1} + \frac{\Psi_1}{10^5 f_{BX}} \cdot \frac{k_1 (L_{III} f_T + V_{K1})}{\mu_1},$$

$$t_2 = 0,01 + \frac{\Psi_2}{10^4} \cdot \frac{L_1 + L_{III}}{\mu_2} + \frac{\Psi_1}{10^5 f_{BX}} \cdot \frac{L_1 f_T + k_2 (L_{III} f_T + V_{K2})}{\mu_2},$$

$$t_3 = t_{KY} + t_{BP} + \frac{\Psi_2}{10^4} \cdot \frac{L_{шл}}{\mu_3} + \frac{\Psi_1}{10^5 f_{BX}} \cdot \frac{k_3(L_{шл} f_T + V_{K3})}{\mu_3}, \text{ с.}$$

$$t_4 = t_{KY} + t_{BP} + \frac{\Psi_2}{10^4} \cdot \frac{L_2 + L_{шл}}{\mu_4} + \frac{\Psi_1}{10^5 f_{BX}} \cdot \frac{L_2 f_T + k_4(L_{шл} f_T + V_{K4})}{\mu_4}.$$

Результаты расчёта для выбранных автопоездов приведены в таблице 5.

Таблица 5

Результаты расчёта времени срабатывания тормозных камер, с

φ	Урал NEXT 7470 + ППО 22-23Д УСТ 94651			КамАЗ-4310 + СЗАП-8305			
	t ₁	t ₂	t ₄	t ₁	t ₂	t ₃	t ₄
0,7	0,134*	0,588*	1,28	0,200*	0,410	0,275*	0,611
0,6	0,134*	0,588*	1,100	0,200*	0,360	0,275*	0,550
0,5	0,134*	0,588*	0,964	0,200*	0,319	0,275*	0,500
0,4	0,134*	0,588*	0,818	0,142	0,280	0,275*	0,440
0,3	0,095	0,415	0,730	0,107	0,241	0,218	0,400

Примечание: знаком * отмечены случаи, когда блокировки достичь не удастся, то есть при $p_K = p_m$; в противном случае $p_K = p_L$.

Выводы

1. Из таблицы 2 следует, что учёт продольной реакции в сцепном устройстве оказывает в несколько раз большее влияние на эффект перераспределения силы тяжести у автопоездов с полуприцепом, чем с прицепом. Это связано с тем, что опорно-сцепное устройство располагается выше, чем тягово-сцепное.
2. С учётом функциональной схемы системы предупреждающего управления движением, расчёт до блокирования колёс является

определяющим не только для модуля «Торможение», но и для модулей «Дистанция» и «Устойчивость» [13].

3. Для устранения асинхронности блокирования колёс по осям целесообразно применять электропневматический привод, у которого время срабатывания «практически не зависит от длины и числа звеньев автопоезда» [14], а на большегрузных транспортных средствах специального назначения – электропневмогидравлический привод, обеспечивающий «тормозные усилия, необходимые для остановки транспортного средства полной массой до 100 т и более, за счёт пневмогидроцилиндра» [15].

Заключение

Автором представлена методика для расчёта времени до блокирования колёс автопоезда с пневматической тормозной системой, учитывающая продольную реакцию в сцепном устройстве, а также продольное смещение опорно-сцепного устройства у тягачей соответствующего типа. Данная методика может применяться для оценки тормозных свойств при разработке различных систем активной безопасности, в частности, системы предупреждающего управления движением, а также в учебном процессе.

Список литературы

1. Гладов, Г.И. Конструкции транспортных средств специального назначения: учебное пособие / Г.И. Гладов, С.В. Зайцев, С.В. Котович. – М.: МАДИ, 2014. – 164 с.
2. Малиновский, М.П. Эволюция систем управления АТС / М.П. Малиновский // Вестник МАДИ. – 2014. – № 39(4). – С. 22-31.
3. Malinovsky, M. Application of jerk in active safety systems / M. Malinovsky // Science journal of transportation. – 2011. – № 3. – С. 62-66.

4. Гладов, Г.И. Предпосылки к разработке алгоритма для системы повышения устойчивости движения многосвязного автопоезда / Г.И. Гладов, М.П. Малиновский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2007. – № 11. – С. 36-46.
5. Кристальный, С.Р. Прогнозирование коэффициента сцепления шин с дорогой как способа повышения эффективности систем предотвращения столкновений автомобилей / С.Р. Кристальный, М.А. Топорков // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2017. – № 1. – С. 4.
6. Малиновский, М.П. Предпосылки к разработке современных систем предупреждающего и автономного управления движением / М.П. Малиновский // Труды НАМИ. – 2017. – № 1. – С. 53-59.
7. Сазонов, И.С. Алгоритм управления торможением седельного автопоезда / И.С. Сазонов, В.А. Ким, О.В. Билык // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 3. – С. 16-18.
8. Малиновский, М.П. Уточнения к интегральному методу расчёта тормозных параметров автопоезда / М.П. Малиновский, Е.С. Смолко // Вестник МАДИ. – 2019. – № 59 (4). – С. 55-63.
9. Малиновский, М.П. Итерационный метод расчета антиблокировочного цикла / М.П. Малиновский // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 5. – С. 33-35.
10. Малиновский, М.П. Расчет ресиверов для пневматического тормозного привода с антиблокировочной системой / М.П. Малиновский, Г.И. Гладов // Автомобильная промышленность. – 2015. – № 11. – С. 35-39.
11. Павлов, В.В. Проектировочные расчеты транспортных средств специального назначения (ТССН): учебное пособие / В.В. Павлов. – М.: МАДИ, 2014. – 116 с.
12. Малиновский, М.П. Расчет быстродействия пневматического тормозного привода на колесных транспортных средствах специального назначения / М.П. Малиновский, В.Д. Ролдугин, Н.А. Кулешова // Вестник МАДИ. – 2016. – № 47 (4). – С. 68-74.
13. Малиновский, М.П. Функциональный состав системы предупреждающего управления движением / М.П. Малиновский // Вестник МАДИ. – 2017. – № 49 (2). – С. 121-128.
14. Малиновский, М.П. Системы управления колёсных машин: учебное пособие / М.П. Малиновский. – М.: МАДИ, 2018. – 100 с.
15. Малиновский, М.П. Электropневмогидравлический тормозной привод и особенности его применения на тяжёлых автопоездах специального назначения / М.П. Малиновский, Д.В. Лукьянов, А.А. Петров // Вестник МАДИ. – 2018. – № 53(2). – С. 54-61.

References

1. Gladov G.I., Zajcev S.V., Kotovich S.V. *Konstrukcii transportnyh sredstv special'nogo naznachenija* (Construction of special vehicles). Moscow, MADI, 2014, 164 p.
2. Malinovskij M.P. *Vestnik MADI*, 2014, issue 4, pp. 22–31.
3. Malinovskij M. *Science journal of transportation*, 2011, no. 3, pp. 62–66.
4. Gladov G.I., Malinovskij M.P. *Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie*, 2007, no. 11, pp. 36–46.
5. Kristal'nyj S.R., Toporkov M.A. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*, 2017, no. 1, p. 4.
6. Malinovskij M.P. *Trudy NAMI*, 2017, no. 1, pp. 53–59.
7. Sazonov I.S., Kim V.A., Bilyk O.V. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2010, no. 3, p. 16–18.
8. Malinovskij M.P. *Vestnik MADI*, 2019, issue 4, pp. 55–63.
9. Malinovskij M.P. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2011, no. 5, pp. 33–35.
10. Malinovskij M.P., Gladov G.I. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2015, no. 11, pp. 35–39.
11. Pavlov, V.V. *Proektirovochnye raschety transportnyh sredstv special'nogo naznachenija (TSSN)* (Design calculations of special purpose vehicles). Moscow, MADI, 2014, 116 p.
12. Malinovskij M.P. *Vestnik MADI*, 2016, no. 4, p. 68–74.
13. Malinovskij M.P. *Vestnik MADI*, 2017, no. 2 (49), pp. 121–128.
14. Malinovskij, M.P. *Sistemy upravlenija koljosnyh mashin* (Control systems of wheel vehicles), Moscow, MADI, 2018, 100 p.
15. Malinovskij M.P., Lukyanov D.V., Petrov A.A. *Vestnik MADI*, 2018, issue 2, pp. 54–61.