УДК656.1/.5

© О. В. Щербакова, аспирант
(Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет)
E-mail: w.Olga.v_ne@mail.ru

DOI 10.23968/1999-5571-2018-15-6-208-213

© O. V. Scherbakova, post-graduate student
(Saint Petersburg State University of Architecture
and Civil Engineering)
E-mail: w.Olga.v_ne@mail.ru

ОБОСНОВАНИЕ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА СЕДЕЛЬНЫЙ АВТОПОЕЗД ПРИ ЕГО ТОРМОЖЕНИИ, И ФАКТОРЫ, ВЫЗЫВАЮЩИЕ НЕСИММЕТРИЮ ТОРМОЗНЫХ СИЛ ПО БОРТАМ СЕДЕЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА

SUBSTANTIATION OF THE DESIGN SCHEME OF FORCES ACTING ON THE TRUCK TRAIN AT BRAKING AND FACTORS CAUSING THE BRAKING FORCES ASYMMETRY ALONG THE SIDES OF THE TRUCK TRAIN

Представлены результаты теоретических исследований факторов, вызывающих несимметрию тормозных сил по бортам седельного автопоезда, влияющую на механизм их складывания, и причины возникновения ДТП как факторы, вышедшие за допустимые по безопасности дорожного движения границы.

Ключевые слова: седельный автопоезд, несимметрия тормозных сил, пневмопривод, торможение, утечки сжатого воздуха, скорость потока воздуха, перепад давления, параметры рабочих процессов.

The paper presents the theoretical study results in regard of the factors causing the braking forces asymmetry along the sides of the truck train, which affects the mechanism of the sides folding. The causes of accidents, as factors beyond the limits of permissible traffic safety, are considered.

Keywords: truck train, brake forces asymmetry, pneumatic actuator, braking, compressed air leakage, air flow rate, pressure drop, workflow settings.

В настоящее время организация деятельности по обеспечению безопасности дорожного движения (БДД) в Российской Федерации относится к задачам предупреждения дорожно-транспортных происшествий (ДТП). ДТП с участием седельных автопоездов (САП) являются наиболее сложными видами происшествий, возникающих в результате появления бортовой несимметрии действия тормозных сил, при их торможении с последующим складыванием как конечной причины тяжких ДТП.

Повышение уровня БДД и борьба с аварийностью на автомобильном транспорте предусматривают проведение целого комплекса мероприятий. Одним из таких мероприятий является повышение активной безопасности автомобилей путем совершенствования методики диагностирования технического состояния тормозных систем автомобилей с целью допуска к эксплуатации исправного транспортного средства (ТС),

а также разработки методики решения задач предупреждения причин ДТП с участием САП при торможении и обоснования допустимого по БДД технического состояния по диагностическим параметрам пневмопривода каждого колеса.

Практика эксплуатации САП показывает, что самые опасные и тяжкие ДТП происходят при их складывании. Причиной складывания является техническое состояние рабочей тормозной системы (РТС) ТС, отслеживать которое необходимо на новом техническом уровне. Существующую практику необходимо изменить так, чтобы она обеспечивала мониторинг причин, предупреждая которые можно добиться исключения процесса складывания.

Предупреждение первопричин режима складывания САП может быть осуществлено стендовым контролем технического состояния пневмоприводов тормозных механизмов САП.

В настоящее время контроль технического состояния тормозных систем автопоездов осуществляется измерением сил на тормозной педали и тормозных механизмах колес по бортам ТС. В этом случае объектом анализа является группа диагностических параметров, которые содержат «черный ящик» — вход и выход. Состояние связи между тормозной педалью (входной сигнал) и тормозными механизмами колес (выходной сигнал) не оценивается при контроле. Знание этого механизма преобразования входного сигнала в выходной может быть использовано для поиска неисправностей в этом пневматическом приводе РТС — «черном ящике». Для того чтобы оценить техническое состояние связи между тормозной педалью и тормозными механизмами, необходимо использовать контроль герметичности пневмоканалов связи тормозных механизмов с тормозной педалью, осуществляемый по времени снижения давления в пневмоприводе (элементы пневмопривода — длина трубопровода из-за несимметрии расположения источника сжатого воздуха), и бортовую несимметрию тормозных сил по времени действия (образуют момент сил складывания САП относительно точки сцепки). Отсюда появляется необходимость определить причины возникновения несимметрии тормозных сил по времени, создающей момент складывания САП.

Потребность в разработке полного множества средств парирования складывания САП инициируют широко внедряемые в мировой практике инструменты дистанционного наблюдения параметров рабочих процессов функционирования пневмоприводов тормозных систем в режимах торможения САП, количественной оценки этих параметров, их накопления, прогнозирования и т. д.

Поскольку силы, вызывающие складывание САП в результате их торможения исправной рабочей тормозной системой (РТС) на сухом асфальтобетонном покрытии, вызваны несимметрией их действий по бортам — как по величине, так и по времени, то нужна математическая модель расчета этих сил, которая бы позволяла определить несимметрию их действий и условия возникновения складывающих моментов САП. Расчетная схема сил, действующая на САП при торможении, известна [9].

Она позволяет учесть не только несимметрию тормозных сил по бортам, но и углы излома продольных осей САП, радиус поворота на криволинейной траектории движения и др., что не входит в границы моего исследования. Поэтому указанная схема использована для исследования процесса складывания. Для методических целей на ее основе определена плоская модель (рисунок), обладающая достаточным и необходимым уровнем информации.

Механизм сил, действующий на САП, поясняет указанная модель (рисунок).

Рассмотрим исходные теоретические положения о работе пневмопривода РТС САП.

Расчет динамики пневмосистем сводится к расчету процессов в линиях связи и пневматических исполнительных механизмах. Пневмосистема содержит всего два базовых элемента, являющихся общими для всех с точки зрения моделирования происходящих в них процессов. К ним относятся:

- 1) пневматические элементы постоянного объема типа линий связи, которые включают в себя трубопроводы, рабочие полости (камеры), каналы в конструкциях пневмоаппаратуры;
- 2) пневматические элементы переменного объема типа пневматических исполнительных механизмов, включающие силовые приводы, приводные механизмы в конструкциях пневмоаппаратуры и т. п. [6].

Расходная функция характеризует изменение расхода в рабочих полостях в зависимости от перепада давлений в трубопроводе. Вид функции зависит от характера течения газа в трубопроводе — изотермического или адиабатического.

Реальный процесс течения газа в трубопроводах носит политропический характер. Вычисление показателя политропы зависит от многих факторов и весьма затруднительно. Поэтому для упрощения расчетов в данном исследовании принят адиабатический процесс [6].

Согласно рисунку (2) входная координата $x_{1, \text{вх}}$ может быть связана с координатой x_2 перемещения штока уравнением кинематической связи:

$$x_2 = k_1 x_1, \quad (1)$$

где x_1 — координата перемещения педали тормоза.

Тогда уравнение равновесия сил на седле клапана примет вид:

Модель сил, действующих на САП при торможении:

a — расчетная схема сил действия несимметрии тормозных сил по бортам автопоезда при торможении; b — динамическая характеристика тормозной системы ТС; c — зависимость весового расхода через щель от давления на грузки; d — расчетная схема сил, действующих на САП при торможении; l — смещение оси седельного устройства относительно задней оси тягача; $M_{пп}$ — момент складывания полуприцепа; $M_{т}$ — момент складывания тягача; $M_{тр}$ — момент трения в седельном устройстве; P_1, P_2 — силы равновесия на седле клапана; $M_{тп}$ — тормозной момент, создаваемый колесным тормозом; $P_{ит}$ — сила инерции тягача; $P_{итп}$ — сила инерции полуприцепа; $P_{рмч}$ — силы на рычаге разжимного кулака; l_p — длина рычага разжимного кулака; $m_{пп}$ — масса полуприцепа; j — замедление; $\text{ЦТ}_{т}$ — центр тяжести тягача; $\text{ЦТ}_{пп}$ — центр тяжести полуприцепа; O_c — точка складывания автопоезда; O_t — точка центра тяжести тягача; $O_{пп}$ — точка центра тяжести полуприцепа; α_t — угол складывания тягача; $\alpha_{пп}$ — угол складывания полуприцепа; A — центр передней оси тягача; A' — центр передней оси при смещении точки A ; B — центр задней оси тягача; C — центр задней оси полуприцепа; B_k — колея тягача; $P_{лп}$ — тормозная сила левого колеса i -й оси САП; $P_{пп}$ — тормозная сила правого колеса i -й оси САП; $L_{пп}$ — база полуприцепа; a_t и b_t — координаты центра тяжести полуприцепа; $a_{пп}$ и $b_{пп}$ — координаты центра тяжести полуприцепа; L_t — колесная база тягача; X — продольная ось; Y — поперечная ось; G_k — весовой расход воздуха в тормозном контуре; p_k — давление в тормозном контуре РТС САП; p — текущее давление в рабочей полости тормозной камеры колеса САП; P_n — усилие на педаль тормоза; 1 — распределительное устройство; 2 — исполнительный механизм; 3 — рычаг педали тормоза; 4 — стакан; 5 — клапан; 6 — впускной клапан; 7 — пружина; 8 — шток; A, B — полости тормозной камеры; C, D — полости усилителя; ATM — атмосфера; r_6 — радиус тормозного барабана; r_k — радиус колеса ТС; e — координата смещения седла клапана; c_1 — жесткость возвратной пружины; c_2, c_3 — жесткости пружин штока и диафрагмы; x_2 — координата перемещения штока; $x_{1,вх}$ — входная координата перемещения педали тормоза; $x_{2,вх}$ — входная координата перемещения штока; x_3 — положение штока диафрагмы; y — перемещение верхнего конца колодки; $P_{тп}(t)$ — функция действия тормозной силы колеса ТС по времени; k — коэффициент пропорциональности; $P_{тк}(t)$ — функция зависимости давления в тормозной камере колеса ТС от времени; Δt — разность времени нарастания давления сжатого воздуха в приводах тормозных механизмов отдельно взятого колеса до максимума; t — время наполнения рабочей полости тормозной камеры; Δp — перепад давления в рабочей полости тормозной камеры колеса при внешних утечках

$$P_1 = P_2$$

или

$$(x_2 - e)c_2 = c_3e + \Delta p f_d, \quad (2)$$

где Δp — перепад давлений на отверстиях впускного клапана; f_d — активная площадь диафрагмы; P_1, P_2 — силы равновесия на седле клапана.

Из уравнения следует, что смещение клапана пневмоусилителя e наступит после того, как будет преодолено сопротивление диафрагмы, которая создает силу, противодействующую ее смещению и пропорциональную давлению p в полости Д.

Уравнение расходов сжатого воздуха пневмопривода тормозной системы при линеаризации уравнений идеального газа и первого закона термодинамики, решение которых сводится к уравнению баланса энергий (3), и допущении, что координата смещения седла клапана e принадлежит и клапану, имеет вид [10, 13]:

$$kRT_k G_k = V \frac{dp}{dt} + kp \frac{dV}{dt}; \quad (3)$$

$$kRT_k G_k = \dot{p} F_4 x_3 + kp F_4 \dot{x}_3, \quad (4)$$

где k — показатель адиабаты; R — газовая постоянная, Дж/(кг · К); T_k — температура воздуха в тормозном контуре, К; V — объем воздуха, м³; p — давление воздуха в тормозной камере, МПа; G_k — весовой расход воздуха в тормозном контуре кгс/с; F_4 — площадь поршня, м²; $\dot{x}_3$ — скорость перемещения штока диафрагмы, м/с; $\Delta \dot{x}_3$ — изменение скорости перемещения штока диафрагмы по времени, м/с; $V = F_4 \dot{x}_3$ — для тормозных камер, $V = \frac{\pi d_1^2}{4} l_k$ и $l_k = \frac{4V}{\pi d_1^2}$ — для тормозных контуров.

Расход воздуха из ограниченного объема определен уравнением [10, 13]

$$G_k = K \epsilon f_{\text{вх}} \frac{p_k}{\sqrt{RT_k}} \gamma(\sigma). \quad (5)$$

При

$$\gamma(\sigma) = \sqrt{\frac{2}{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}}}; \quad (6)$$

$$K = \sqrt{\frac{2gk}{k-1}} = 8,283 \frac{\text{м}^{1/2}}{\text{с}}; \quad (7)$$

$$\sigma = \frac{p}{p_k}, \quad (8)$$

где K — коэффициент усиления; ϵ — коэффициент расхода воздуха; k — показатель адиабаты; $f_{\text{вх}}$ — эффективная площадь входного отверстия, м²; γ — функция расхода сжатого воздуха; p_k —

давление в тормозном контуре РТС САП, МПа; σ — отношение текущего давления в рабочей полости тормозной камеры к давлению в тормозном контуре пневмопривода РТС i -го колеса САП; g — ускорение свободного падения, м/с².

G_k зависит от скорости потока воздуха и определяется перепадом давления на входном отверстии в тормозную камеру (рисунок в); при перепаде давления, равном нулю, $p/p_k = 1$ при открытом клапане б (рисунок г), расход сжатого воздуха, поступающий в тормозную камеру, равен нулю. По мере закрытия клапаном б входного отверстия давление уменьшается и расход, проходящий через входное отверстие, увеличивается до давления $0,528p_k$ — такой режим течения потока воздуха называется подкритический (зона б на рисунке в). От этого давления и ниже скорость потока воздуха через клапан б превышает скорость звука и G_k прекращает расти — такой режим течения потока воздуха называется надкритический (зона а на рисунке в).

Определим факторы, способные вызвать несимметрию тормозных сил по бортам САП, для этого рассмотрим исследуемую пневмосистему при выводе ее из равновесного состояния.

При выводе выше рассматриваемой пневмосистемы из равновесия, выполнив линеаризацию уравнения (3), процесс в приращениях его переменных координат описан следующими уравнениями [10, 13]:

$$\Delta G_k = k_G \Delta e - k_{Gp} \Delta p;$$

$$k_G \Delta e - k_{Gp} \Delta p = \frac{F_4 x_3}{kRT_k} \Delta \dot{p} + \frac{p F_4}{RT_k} \Delta \dot{x}_3; \quad (10)$$

$$Q = F_1 \Delta \dot{x}_3 = k_G \frac{RT_k}{p_{\text{уст}}} \Delta e - k_{Gp} \frac{RT_k}{p_{\text{уст}}} \Delta p - \frac{F_4 x_{3,\text{уст}}}{kp_{\text{уст}}} \Delta \dot{p} \quad (11)$$

$$\text{при } k_G = \frac{G_k}{e}; k_{Gp} = \frac{G_k}{p},$$

где ΔG_k — снижение величины весового расхода воздуха; Q — объемный расход воздуха, поступающий в тормозную камеру; k_G — коэффициент весового расхода воздуха через клапан при $p = 0$; k_{Gp} — коэффициент, учитывающий потери весового расхода воздуха на клапане; $x_{3,\text{уст}}$ — установившееся значение положения штока диафрагмы, м; Δe — разница положения седла клапана при торможении, м; $p_{\text{уст}}$ — установившееся

значение действия давления сжатого воздуха на поршень, МПа.

Решим уравнение (9) относительно перепада давления на диафрагме:

$$\Delta p_i = \frac{k}{x_{i-1}} \left(\frac{f_{вх} K p_k \sqrt{RT_k}}{F_4} \gamma(\sigma_i) - \frac{k p_i}{x_3} \Delta \dot{x}_3 \right) \Delta t_i, \quad (12)$$

где σ_i — отношение давления в рабочей полости тормозной камеры к давлению в тормозном контуре пневмопривода РТС i -го колеса САП; p_i — давление при торможении в рабочей полости тормозной камеры i -го колеса САП; Δt_i — величина шага интегрирования.

Равновесие разжимных сил на штоке в точке k (рисунок, z) при допущении, что трение и инерция разжимного кулака будут опущены, определено уравнением [3]

$$\Delta p F = (P_{1T} + P_{2T}) d / 2a, \quad (13)$$

где P_{1T} , P_{2T} — разжимные силы кулака; $d/2$ — плечо приложения разжимных сил относительно оси разжимного кулака; a — длина рычага разжимного кулака.

Каждая из разжимных сил формирует равнодействующую нормальных сил со стороны барабана. Равновесие сил на барабане, приведенных к разжимному кулаку, определено уравнением:

$$P_p = m_{пр} \ddot{y} + \lambda_{пр} \dot{y} + c_{пр} y, \quad (14)$$

где y — координата перемещения верхнего конца колодки; $\dot{y}$ — скорость перемещения верхнего конца колодки; $\ddot{y}$ — ускорение перемещения верхнего конца колодки; $m_{пр}$ — приведенная масса колодки; $\lambda_{пр}$ — коэффициент приведенной демпфирующей силы, создаваемой между колодкой и кулаком; $c_{пр}$ — приведенная жесткость стяжной пружины.

Связь между $\dot{x}_3$ и скоростью движения верхнего конца диафрагмы $\dot{y}$ осуществляется по уравнению

$$\frac{Q}{F} = \dot{x}_3 = k_2 \dot{y}, \quad (15)$$

где k_2 — коэффициент пропорциональности, определяемый длиной рычага разжимного кулака и профилем кулака.

Последовательность, в которой достигаются условия распределения тормозных сил по осям и бортам, известна и зависит от изменения давления в элементах пневмопривода, технического состояния РТС, а также конструкции пневмопривода РТС — длины трубопроводов, по кото-

рым распределяется сжатый воздух под давлением, и т. д. В связи с этим промежуток времени от начала торможения до достижения условий равенств тормозных сил в общем случае для каждого колеса осей САП различен. Складывание САП возникает при больших Δt срабатывания колес осей и различиях величин тормозных сил по бортам.

В результате проведенного анализа математической модели сил, представленной на рисунке, описывающей процесс взаимодействия элементов в тормозном пневмоприводе уравнениями (1)–(15), определены факторы, способные вызывать несимметрию тормозных сил по бортам САП:

- утечки сжатого воздуха из элементов пневмопривода;
- время нарастания давления сжатого воздуха в приводах тормозных механизмов отдельно взятого колеса до максимума;
- величина сдвигов по времени этих максимумов для разных колес;
- длина трубопроводов;
- давление и время наполнения рабочей полости рассчитываемых элементов пневмопривода тормозных систем при внешних утечках.

Знание этих факторов позволит обосновать механизм формирования тормозных сил по бортам САП и осуществить полную оценку труднодоступных параметров рабочих процессов функционирования пневмоприводов РТС САП.

Библиографический список

1. Андреев А. Ф., Артёмьев П. П., Бартош П. Р. и др. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Средства гидропневмоавтоматики. Минск: ВУЗ-ЮНИТИ БГПА — ИСН, 1998. 224 с.
2. Вишняков Н. Н., Вахламов В. К., Нарбут А. Н. и др. Автомобиль. Основы конструкции. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1986. 304 с.
3. Васильчиков В. Ф., Веденев А. И., Горячев В. А. и др. Военные автомобили. Конструкция и расчет / под ред. В. Ф. Васильчикова. Рыбинск: ОАО «РДП», 1997. 664 с.
4. Гуревич Л. В., Меламуд Р. А. Тормозное управление автомобиля. М.: Транспорт, 1978. 152 с.
5. Гуревич Л. В., Меламуд Р. А. Пневматический тормозной привод автотранспортных средств: устройство и эксплуатация. М.: Транспорт, 1988. 224 с.

6. Донской А. С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. 121 с.

7. Евтюков С. А., Васильев Я. В. ДТП: расследование, реконструкция и экспертиза. СПб.: ООО «Издательство ДНК», 2008. 390 с.

8. Закин Я. Х. Автомобильные поезда. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Автотрансиздат, 1955. 109 с.

9. Закин Я. Х. Автомобиле- и тракторостроение. Динамика движения автомобилей и тракторов. Минск: Высшая школа, 1970. 129 с.

10. Ибрагимов И. А., Фарзани Н. Г., Илясов Л. В. Элементы и системы пневмоавтоматики. М.: Высшая школа, 1985. 544 с.

11. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1986. 240 с.

12. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение, 1971. 416 с.

13. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмопривода. М.: Машиностроение, 1991. 384 с.

References

1. Andreev A. F., et al. *Gidropnevmoavtomatika i gidroprivod mobil'nykh mashin. Sredstva gidropnevmoavtomatiki* [Hydro-pneumatic automation and hydraulic mobile machines. Tools, hydraulic and pneumatic automation equipment]. Minsk, VUZ-YuNITI BGPA ISN Publ., 1998, 224 p.

2. Vishnyakov N. N., et al. *Avtomobil'. Osnovy konstruksii* [Automobile. Design basics]. 2-nd ed., revised. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986, 304 p.

3. Vasil'chikov V. F., et al. *Voennye avtomobili. Konstruksiya i raschet* [Military machines. Design and calculation]. Ed. by Vasil'chikova V. F. Rybinsk, RDP Publ., 1997, 664 p.

4. Gurevich L. V., Melamud P. A. *Tormoznoe upravlenie avtomobilya* [Car brake control]. Moscow, Transport Publ., 1978, 152 p.

5. Gurevich L. V., Melamud P. A. *Pnevmaticheskii tormoznoy privod avtotransportnykh sredstv. Ustroystvo i ehkspluatatsiya* [Pneumatic brake drive of motor vehicles. Design and operation]. Moscow, Transport Publ., 1988, 224 p.

6. Donskoy A. S. *Matematicheskoe modelirovanie protsessov v pnevmaticheskikh privodakh* [Mathematical modeling of processes in pneumatic drives]. St. Petersburg, Politekh. Un-t Publ., 2009, 121 p.

7. Evtyukov S. A., Vasil'ev Ya. V. *DTP: Rassledovanie, rekonstruktsiya i ehkspertiza* [Road accident investigation, reconstruction and examination]. St. Petersburg, DNK Publ., 2008, 390 p.

8. Zakin Ya. Kh. *Avtomobil'nye poezda* [Truck trains]. 2-nd ed., revised. Moscow, Avtotransizdat Publ., 1955, 109 p.

9. Zakin Ya. Kh. *Avtomobile- i traktorostroenie. Dinamika dvizheniya avtomobiley i traktorov* [Automobile and tractor building. Dynamics of car and tractor movement]. Minsk, Vysshaya shkola Publ., 1970, 129 p.

10. Ibragimov I. A., Farzane N. G., Ilyasov L. V. *Ehlementy i sistemy pnevmoavtomatiki* [Elements and systems of pneumatic automation equipment]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1985, 544 p.

11. Litvinov A. S., Farobin Ya. E. *Avtomobil': Teoriya ehkspluatatsionnykh svoystv* [Automobile. Theory of operational properties]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986, 240 p.

12. Litvinov A. C. *Upravlyaemost' i ustoychivost' avtomobilya* [Handling and stability of vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971, 416 p.

13. Navrotsky K. L. *Teoriya i proektirovanie gidro- i pnevmoprivoda* [Theory and design of hydraulic and pneumatic drive]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1991, 384 p.