

УДК 629.113

Е.А. МОИСЕЕВ

Белорусско-Российский университет, г. Могилев

ДИСКОВЫЙ ТОРМОЗ ДЛЯ ПОЛУПРИЦЕПА С РАЗВИТОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ТРЕНИЯ, АДАПТИВНЫЙ К САБ МАГИСТРАЛЬНОЙ АТС

В статье приведены результаты исследований, направленные на создание исполнительного механизма САБ АТС, представляющего собой дисковый тормоз с развитой поверхностью трения, позволяющего реализовать алгоритм управления торможением магистральной АТС, исключающего складывание его звеньев.

Ключевые слова: блокировка, идентификация, коэффициент сцепления, удельное давление, алгоритм формирования сигналов управления, исполнительный механизм

Введение. Современные магистральные автоматические телефонные станции (АТС) оснащены различными системами активной безопасности (САБ). Основу алгоритмов функционирования САБ составляет первая САБ автомобиля — антиблокировочная система (АБС). АБС возникла тогда, когда было установлено, что увеличение скорости скольжения контакта тормозящего колеса в продольном направлении ведет к существенному падению коэффициента сцепления контакта колеса в боковом направлении.

Практика эксплуатации магистральных АТС показала, что, несмотря на наличие множества различных опций в САБ АТС, все еще наблюдается складывание звеньев автопоезда, что говорит о несовершенстве существующих систем управления. Основные причины складывания звеньев автопоезда — наличие шарнирной связи между звеньями магистральной АТС, нарушение синхронности срабатывания тормозных механизмов, различные условия сцепления колес, неисправность воздухораспределителя, дорожная ситуация, блокировка тормозящих колес, большие скорости начала торможения и т. д. [2].

Цель исследований — повысить эффективность алгоритма САБ магистральной АТС, исключающего складывание его звеньев при торможении путем совершенствования исполнительного механизма, адаптивного к САБ.

Теоретическое обоснование. Для понимания специфических особенностей процесса торможения магистральной АТС рассмотрим динамику его торможения (расчетная схема представлена на рисунке 1).

Тормозные силы на осях автопоезда пропорциональны давлению рабочей среды (воздуха, жидкости) в исполнительных механизмах:

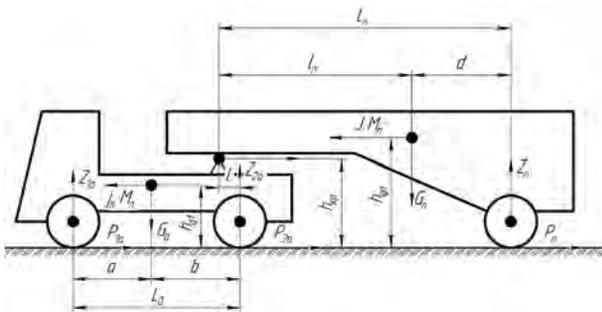


Рисунок 1 — Схема сил, действующих на седельный автопоезд при торможении

$$\begin{cases} P_{1a} = p \cdot C_{\alpha}; \\ P_{2a} = p \cdot C_{\beta}; \\ P_{3a} = p \cdot C_{\gamma}, \end{cases} \quad (1)$$

где p — удельное давление рабочей среды; C_{α} , C_{β} , C_{γ} — коэффициенты, учитывающие особенности конструкции тормозных механизмов и их геометрические параметры.

Опорные реакции на осях автопоезда в зависимости от давления рабочей среды равны

$$\begin{cases} Z_n = Z_{n0} - p \cdot [m \cdot D \cdot (C_{\alpha} + C_{\beta} + C_{\gamma}) + C_{\gamma} \cdot E]; \\ Z_{1a} = Z_{1n0} + p \cdot [m \cdot F \cdot (C_{\alpha} + C_{\beta} + C_{\gamma} - C_{\gamma} \cdot G)]; \\ Z_{2a} = Z_{2n0} - p \cdot [m \cdot A \cdot (C_{\alpha} + C_{\beta} + C_{\gamma}) - C_{\gamma} \cdot B]. \end{cases} \quad (2)$$

Эффективность использования сцепного веса, приходящаяся на каждую из осей звеньев активного поезда при торможении, характеризуется предельно возможными тормозными силами.

При $\varphi = 0,15$ первыми блокируются колеса передней оси тягача (точка 1), когда $j_{\text{ан}} = 1,25 \text{ м/с}^2$. Недоиспользование сцепного веса снижает тормозные качества магистральной АТС [2].

На рисунке 2 представлены графики изменения тормозных сил на осях автопоезда, полученных при заданных равных значениях коэффициентов сцепления колес и давлениях в приводе тормозов при экстренном торможении магистральной АТС [4]. Результаты, приведенные на рисунке 2, указывают, что синхронности блокировки всех колес можно добиться лишь тогда, когда каждому значению нормальной реакции опорной поверхности колес необходимы соответствующие коэффициенты сцеплений и соответствующие давления в приводе. Из данных видно, что первыми блокируются колеса той оси автопоезда, которые требуют больших значений коэффициента сцепления.

Из рисунка 2 видно, что во всем диапазоне замедлений колеса полуприцепа вообще не блокируются. Отсутствие при торможении блокирования колес полуприцепа является весьма важным, поскольку занос и складывание звеньев АТС связаны в большинстве случаев с блокировкой колес именно этой оси.

Теоретически принято считать, что, как только возникнет блокирование колес, дальнейший процесс интенсификации торможения приостанавливается. Автопоезд затормаживается с замедлением, достигнув первого момента первичного юза колес. В реальности

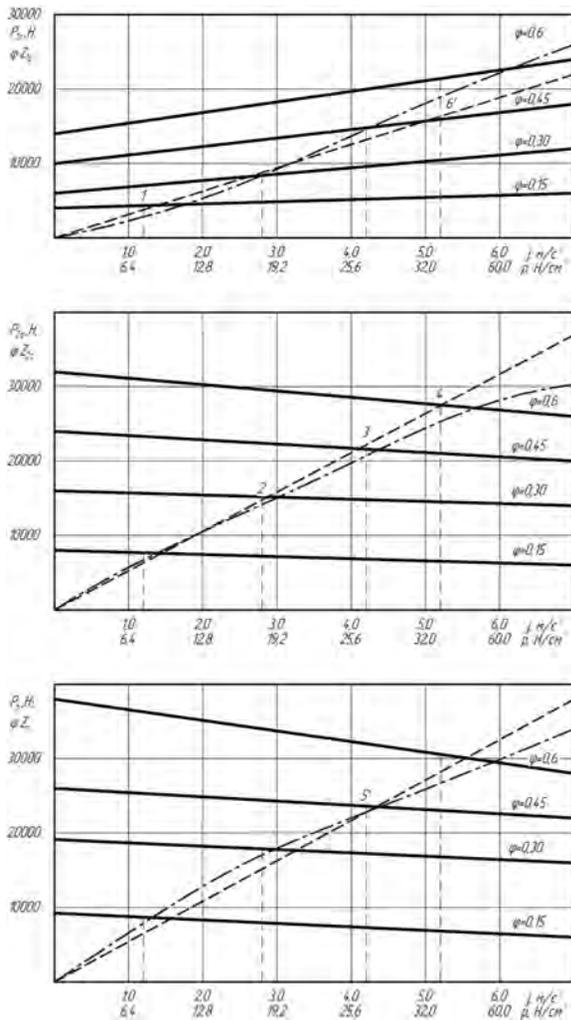


Рисунок 2 — Изменение тормозных сил на осях автопоезда:
 --- фактических; — — — предельно возможных;
 - · - · теоретически необходимых

данное условие не выдерживается, поскольку процесс торможения автопоезда не автоматизирован и водитель не в состоянии контролировать процесс экстренного торможения. При экстренном торможении колеса всех осей, как правило, должны доводиться до юза.

Реальная картина изменения тормозных сил на осях автопоезда существенно отличается от той, которая представлена на рисунке 2.

При $j_{an} = 4,1 \text{ м/с}^2$ и $j = 0,45$ (см. рисунок 2, точка 3) колеса задней оси тягача достигли юза, на колесах передней оси тягача и оси полуприцепа имеется недоиспользованная тормозная сила. Водитель, нажимая на тормозную педаль, имеет возможность поднять давление в тормозных аппаратах и тем самым увеличить замедление автопоезда.

На рисунке 3 представлен график последовательности блокировки колес магистральной АТС, обеспечивающий максимальное использование сцепного веса автопоезда [4].

Замедление магистральной АТС в процессе торможения хотя и остается пропорциональным давлению рабочей среды в тормозных аппаратах, но коэффициенты пропорциональности для разных периодов времени принципиально различны.

На основе анализа процесса торможения автопоезда можно сделать следующие выводы:

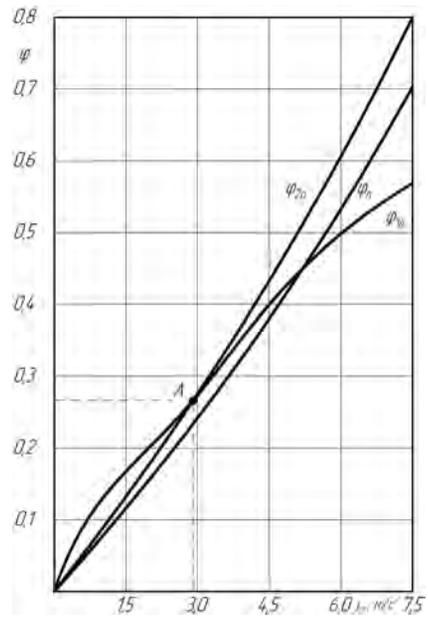


Рисунок 3 — График последовательности блокировки колес осей автопоезда при торможении в зависимости от его замедления

- при постоянных значениях α , β и γ , характеризующих тормозные механизмы, невозможна полная реализация сцепного веса АТС, не прибегая к юзу колес;
- недоиспользование сцепного веса приводит к юзу колес, а последовательность блокировки колес зависит от весовых и геометрических показателей звеньев АТС и характеристик тормозных механизмов;
- торможение АТС с юзом колес влечет складывание звеньев АТС, а занос оси полуприцепа усиливает данный процесс;
- недоиспользование сцепного веса приводит к нерациональному перерасходу давления рабочей среды и перегрузке первого тормозного механизма колеса, достигшего блокировки;
- исключить складывание звеньев АТС можно путем использования системы управления, алгоритм которой осуществляет формирование сигналов управления на основе сравнительного анализа сил в сцепке поезда с тормозными моментами, развиваемых колесными тормозами полуприцепа;
- максимальное использование сцепного веса АТС при торможении можно получить, если иметь не постоянное, а переменное соотношение тормозных сил на осях звеньев АТС; следовательно, АБС, осуществляющая релейное управление исполнительными механизмами тормозов АТС, не позволяет исключить складывание его звеньев.

Алгоритм системы управления торможением магистральной АТС, исключаящий складывание его звеньев, должен формировать сигнал управления тормозным механизмом полуприцепа на основе сравнения тормозного момента тормоза полуприцепа и силы в сцепном устройстве автопоезда. При этом исполнительный механизм, тормоз полуприцепа должен обладать высокой стабильностью, минимальной удельной работой трения при реализации расчетного момента, а также обеспечивать минимальный нагрев тормоза за один цикл его включения, не превышающий 15–20 °С.

Следовательно, алгоритм САБ управления торможением магистральной АТС должен быть основан на двух источниках первичной информации — датчике измере-

ния сил в сцепке поезда и датчике измерения момента в тормозном механизме полуприцепа. Релейный принцип управления торможением, основанный на включении-отключении тормозов полуприцепа, не позволит решить задачу, исключаящую складывание звеньев.

Практическая реализация. Для реализации поставленной цели были проведены теоретические исследования ударного нагружения шкворня седельного автопоезда МАЗ, возникающего при запаздывании срабатывания тормозов полуприцепа, позволившие определить расчетные силы для проектирования датчиков измерения сил и моментов в тормозных механизмах [5]. Интенсивность напряжений и поля деформаций шкворня, полученные на ПЭВМ с использованием программы SolidWorks, представлены на рисунке 4.

Новизна устройства измерения сил в шкворне подтверждена патентом [3].

Созданы и испытаны датчики измерения тормозного момента (рисунки 5 и 6) для их включения в штатные конструкции тормозных механизмов.

Проведены натурные испытания с использованием созданных компонентов.

На рисунках 7 и 8 представлены результаты объекта испытаний — седельного автопоезда МАЗ (МАЗ-64229 и МТМ 9330МАЗ).

Создание дискового тормоза адаптивного к САБ АТС. Поставленная цель реализуется путем совершенствования дискового тормоза полуприцепа. За исходные принимают значения $[k]$ — параметры, допускаемые по условию безюзового торможения и определенные для



Рисунок 5 — Индукционные датчики измерения сил в тормозных механизмах

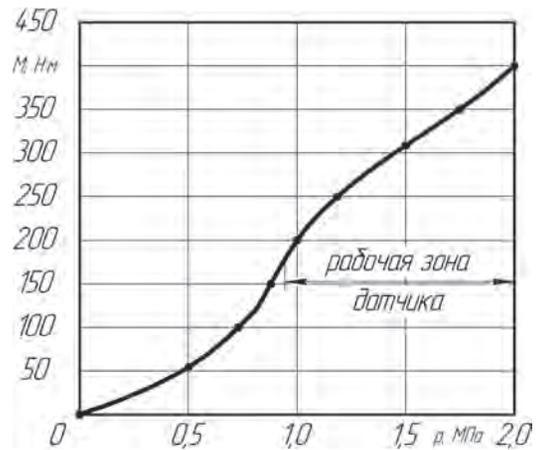


Рисунок 6 — Изменение тормозного момента в зависимости от давления в пневмоприводе

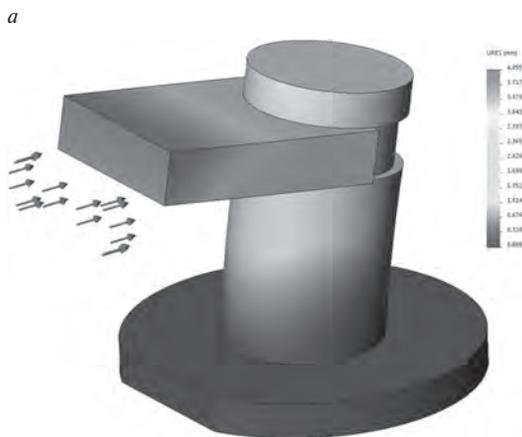


Рисунок 4 — Интенсивность напряжений (а) и поля деформаций пальца (б) седельно-сцепного устройства при его ударном нагружении

фиксированной расчетной скорости движения. Если значение расчетной скорости неизвестно, то целесообразно определить допускаемые силы нажатия для нескольких скоростей в диапазоне торможения или построить графики зависимости $[k] = f(v)$, вычисляемой по формуле (3). Для проектируемого тормоза принимают наименьшее значение силы нажатия, если не предусматривается применение устройств скоростного регулирования. При любой фиксированной скорости сила нажатия накладки, допускаемая по сцеплению:

$$[K_H] = \int_{K_1}^{K_2} p(\rho) dF. \quad (3)$$

Так как $df = d\vartheta dp$, то

$$[K_H] = \iint_{F_H} p(\rho) d\rho d\vartheta, \quad (4)$$

где $d\vartheta$ — приращение угла элементарного сектора.



Рисунок 7 — Относительное положение звеньев АТС в конце торможения (управляемое торможение, начальная скорость торможения 70 км/ч, мокрый асфальт, $R = 130$ м)



Рисунок 8 — Положение звеньев АТС при неуправляемом торможении по криволинейной траектории с отключенными тормозами полуприцепа

Подставляя выражение для $p(\rho)$ в уравнение (4), получим:

$$[K_H] = [k] R_k v^{-1} \iint_{F_H} \frac{d\rho d\vartheta}{\varphi(\rho)}. \quad (5)$$

Так как коэффициент трения зависит от удельного давления и от скорости трения, то расчеты зависимости $[K_H]$, допускаемой по условию безюзового торможения, усложняются и двойной интеграл в выражении (5) может быть определен методами численного интегрирования.

Полагая, что закон изменения удельных давлений по всем радиальным сечениям накладки при выполнении условия равномерного износа один и тот же, расчеты можно упростить. Для этого рассматриваем элементарные кольцевые секторы, ограниченные дугами концентрических окружностей и граничными лучами

от $-\frac{\vartheta_H}{2}$ до $+\frac{\vartheta_H}{2}$. В пределах такого сектора принимаем

величину удельного давления постоянной. Находим площадь сектора по формуле

$$\Delta F_i = \vartheta_H \rho_i \Delta \rho, \quad (6)$$

где ϑ_H — центральный угол накладки; ρ_i — радиус средней линии элементарного сектора; $\Delta \rho$ — ширина каждого элементарного сектора.

С уменьшением ширины сектора точность расчетов возрастает.

Расчет допускаемой силы нажатия может быть также упрощен, если для функции $p(\rho)$ найти среднее интегральное значение:

$$\bar{p} = \frac{\Delta \rho}{r_2 - r_1} \left(\frac{P}{2} + p_2 + \dots + p_{n-1} + \frac{P_n}{2} \right). \quad (7)$$

Тогда

$$[\bar{K}_H] = \bar{p} F_H.$$

На рисунке 9 а приведены зависимости $p(\rho)$, а на графике рисунка 9 б показана зависимость силы нажатия накладок от скорости движения, допускаемая по условию безюзового торможения. Как видно из графика рисунка 9 б, полное использование запаса по сцеплению возможно только при скоростном регулировании силы нажатия, причем с уменьшением скорости сила нажатия K должна возрастать в соответствии с зависимостью $[K] = f(v)$.

Методика испытаний адаптивного дискового тормоза с развитой поверхностью трения. Для проверки функцио-

нальных свойств дискового тормоза была разработана методика проведения испытаний тормоза [5].

Методика испытаний ставит целью определение рабочих характеристик тормоза с учетом обеспечения выполнения требований ГОСТ 228895-77 и Правил № 13 ЕЭК ООН по их эффективности торможения.

Исследование тормозных качеств адаптивного к САБ АТС дискового тормоза с развитой поверхностью трения проводилось на изготовленном стенде испытаний (рисунок 10).

Испытания ставили цель — определение соответствия тормоза международным правилам № 13 ЕЭК ООН и ГОСТ 22895-77 по эффективности торможения при испытаниях на инерционном тормозном стенде. Оценка прочностных характеристик элементов тормоза и износостойкости тормозных накладок.

При испытаниях тормоза предусматривалось изменение следующих параметров:

- скорости вращения инерционных масс с точностью $\pm 1,0\%$;
- давления в тормозной камере с точностью $\pm 1,0\%$;
- температуры накладок с точностью $\pm 1,5\%$;
- времени торможения с точностью 0,2 с;
- количества оборотов барабана за время торможения с точностью 1/8 оборота.

Момент инерции вращающихся масс стенда выбирался исходя из обеспечения равенства кинетических энергий инерционных масс стенда и части общей инерции транспортного средства, приходящейся на затормаживаемое колесо, и определяется по формуле

$$J = m_k \cdot r_k^2, \quad (8)$$

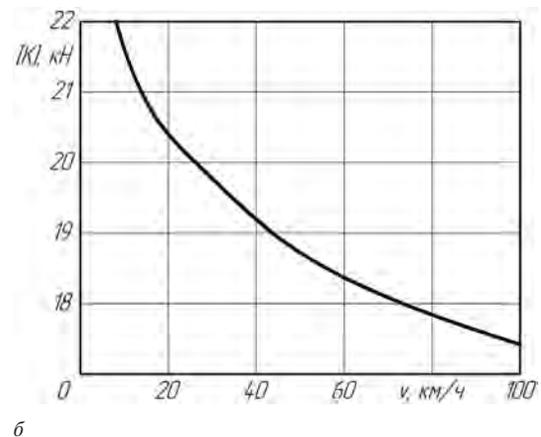
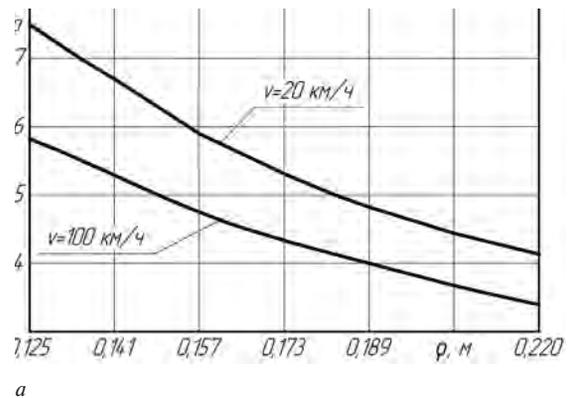


Рисунок 9 — Зависимости $p(\rho)$ удельные давления по сечению накладки, допускаемые по сцеплению (а) и зависимость, допускаемая по сцеплению силы нажатия накладки на диск от скорости (б)



Рисунок 10 — Стенд испытаний дискового тормоза с развитой поверхностью трения фрикционных элементов

где J — момент инерции вращающихся масс стенда, кг·м²; m_k — часть массы транспортного средства, приходящаяся на затормаживаемое колесо, кг; r_k — радиус качения колеса, м.

Во время проведения испытаний допускалось использование воздушного охлаждения, при этом поток воздуха был направлен перпендикулярно оси вращения. Скорость потока не превышала 10 км/ч, температура охлаждающего воздуха равнялась температуре окружающего воздуха.

Приработка тормоза производилась в объеме 200 торможений с начальной скорости 50 км/ч при приводном давлении 0,3 МПа и продолжалась до достижения 80 % прилегания накладок к дискам. Во время приработки температура накладок в начале каждого торможения не превышала 120 °С.

Показателем, характеризующим износостойкость накладок, является средний линейный износ за период износных испытаний, определяемый как среднее арифметическое величин износов в отдельных точках комплекта накладок.

По окончании испытания тормозной механизм разбирался и производился визуальный осмотр накладок. Особое внимание обращалось на наличие трещин, выкрашивания, пористости и других дефектов.

На рисунке 11 приведена осциллограмма записи процесса торможения $M_t = f(t)$, по которой определялась средняя величина тормозного момента при испытаниях типа «О» и типа «I» (начальная скорость торможения 60 км/ч).

По величине тормозного момента M_t , определенно из осциллограммы, определялась величина замедления j по формуле:

$$j = \frac{M_t}{r_k \cdot m_a} \quad (9)$$

Расчетные замедления, вычисленные для испытаний типа «О» и типа «I», сравнивались с нормативами эффективности торможения по ГОСТ 22895-77 и Правилам № 13 ЕЭК ООН.

Moiseev E.A.

Disc brake for a semi-trailer with a developed friction surface, adaptive to active safety system of main automatic telephone exchange

The article presents the results of research aimed at creating an actuating mechanism for active safety system of automatic telephone exchange, which is a disc brake with a developed friction surface. It makes it possible to implement an algorithm for controlling the braking of the main automatic telephone exchange, excluding folding of its links.

Поступила в редакцию 01.09.2020.

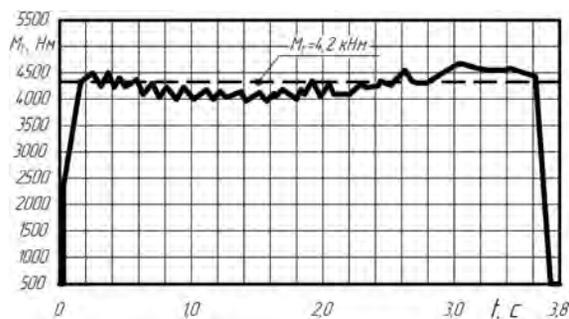


Рисунок 11 — Осциллограмма изменения тормозного момента

По результатам испытаний были определены величины средних тормозных моментов для серии торможений (см. рисунок 11).

Выводы. 1. Разработана методика определения нагрузочных режимов тормозных механизмов при экстренном торможении магистральной АТС на ПЭВМ, позволяющая производить расчет проектируемого тормозного механизма.

2. Разработана методика теплового и динамического расчета дискового тормоза с развитой поверхностью трения по кольцевой поверхности фрикционного элемента, позволяющая выбирать оптимальные параметры проектируемого дискового тормоза.

3. Разработано новое техническое решение по конструктивному исполнению устройства измерения тормозного момента, позволяющее его включение в конструкцию дискового тормоза.

4. Разработан электронный датчик и блок обработки электрических сигналов, позволяющий измерение тормозного момента нового дискового тормоза и его включение в систему САБ АТС.

5. Уточнена конструкторская документация нового дискового тормоза, которая была передана заводу «МОГИЛЕВТРАНСМАШ» ОАО «МАЗ» — управляющая компания холдинга «БЕЛАВТОМАЗ» (г. Могилев) в 2003 г. согласно договору о научно-техническом сотрудничестве.

Список литературы

1. Управление движением колесных машин / С.Н. Поддубко [и др.]; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. И.С. Сазонова. — Могилев: БРУ, 2018. — 511 с.
2. Тормозные системы колесных машин / И.С. Сазонов [и др.]; под общ. ред. И.С. Сазонова. — Могилев: БРУ, 2011. — 346 с.
3. Способ регулирования торможения автопоезда: пат. ВУ 9589 / И.С. Сазонов, А.Т. Скойбеда, В.И. Василевский, Г.В. Бочкарев, В.А. Ким, В.В. Корсаков, Н.А. Коваленко, И.И. Цыганков, Л.Г. Красневский, В.В. Сикорский, В.Д. Рогожин, О.В. Билык. — Опубл. 30.06.06. — 4 с.: ил.
4. Ким, В.А. Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа / В.А. Ким. — Могилев: БРУ, 2003. — 346 с.
5. Моисеев, Е.А. Повышение устойчивости движения седельного автопоезда путем совершенствования колесного тормоза полуприцепа / Е.А. Моисеев // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — 2019. — Вып. 8. — С. 21–25.