

УДК 629.113

doi:10.18720/SPBPU/2/id25-584

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДИСКОВОГО КОЛЕСНОГО ТОРМОЗА ПОЛУПРИЦЕПА

Евгений Алексеевич Моисеев,
Александр Владимирович Юшкевич

Белорусско-Российский университет

Беларусь, 212000, г. Могилев, проспект Мира, 43

Е-mail: moisan@inbox.ru,

alex_bru@mail.ru

Аннотация. В работе приведен анализ причин потери устойчивости седельного автопоезда в процессе экстренного торможения со складыванием автопоезда, предложены способы повышения устойчивости движения автопоезда. Рассмотрено конструктивное решение дискового тормозного механизма с развитой поверхностью трения кольцевого типа. Выполнено исследование основных конструктивных элементов разработанного тормозного механизма на прочность методом конечных элементов. Проведен анализ результатов исследования конструкции и выполнена доработка конструкции для повышения эффективности использования материалов и устранение точек напряженного состояния.

Ключевые слова: седельный автопоезд; тормозная система; экстренное торможение; курсовое движение; тормозной момент; развитая поверхность трения; кольцевая накладка; корпус тормоза; удельное давление; система управления торможением.

1. Введение

Движение автопоезда в составе тягача и полуприцепа по магистральным дорогам при перевозке грузов сопряжено с различными условиями и дорожными ситуациями. Среди таких дорожных ситуаций выявляется длительное торможение на спуске и экстренное торможение с грузом из-за внезапного изменения дорожной ситуации. Такие ситуации приводят к повышенному износу тормозных накладок в конструкции тормозного механизма полуприцепа и тягача. А также высокая нагрузка, приходящаяся на каждую ось полуприцепа, при перевозке груза приводит к увеличенным нагрузкам, возникающим в тормозном приводе и ускоренному износу тормозных фрикционных накладок.

При экстренном торможении происходит резкое набегание полуприцепа на тягач из-за разности в скорости срабатывания тормозных приводов на осях тягача и полуприцепа, что приводит к возникновению ударных

нагрузок на сцепное устройство и началу процесса складывания автопоезда. Фотография складывания тягача с полуприцепом представлена на рисунке 1.

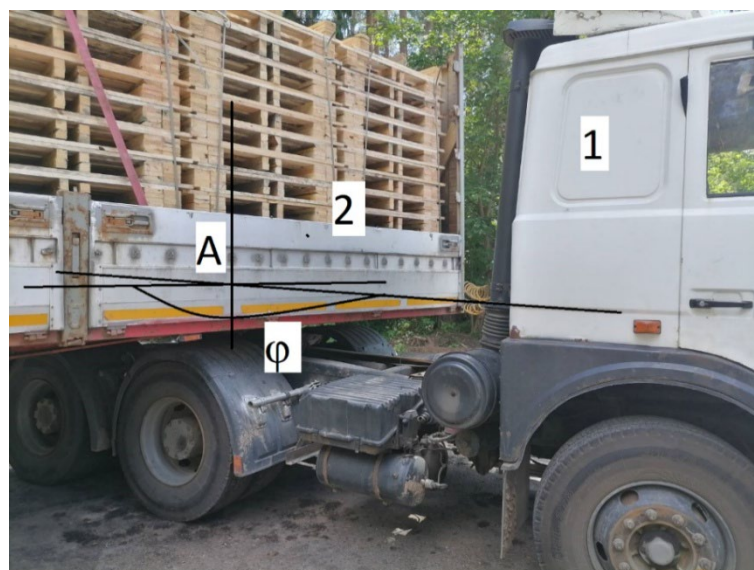


Рис. 1. Схема складывания тягача с полуприцепом: 1 – тягач; 2 – полуприцеп; А – шарнирная связь, φ – угол между тягачом и полуприцепом

Исследованиями установлено, что время запаздывания срабатывания тормозного привода полуприцепа по отношению к тягачу может составлять более 0,6 с, и это служит причиной возникновения ударного импульса, воспринимаемого шарнирной связью автотранспортного средства (АТС) [5].

Значимым недостатком дисковых тормозных механизмов является высокое удельное давление, возникающее на поверхности пар трения между фрикционными накладками и тормозным диском, фрикционные накладки дискового механизма нагруженных осей автопоезда изнашиваются и подлежат частым заменам. Для повышения срока службы фрикционных накладок требуется увеличить площадь контактирующих поверхностей, что так же позволяет снизить удельное давление на поверхности пары трения между фрикционными накладками и тормозным диском.

Целью исследований является анализ причин потери устойчивости седельного автопоезда в процессе экстренного торможения со складыванием автопоезда.

Задачей исследований является анализ разработанной конструкции дискового тормозного механизма с развитой поверхностью трения кольцевого типа, исследование основных конструктивных элементов разработанного тормозного механизма на прочность методом конечных элементов и устранение точек напряженного состояния.

2. Исследование конструкции разработанного тормоза

Ввиду сложности теоретического описания ударного процесса нагружения шарнирной связи АТС, обычно предлагается рассмотреть плоскую модель [1, 5].

Критерием оптимального торможения при прямолинейном или криволинейном движении автопоезда является отсутствие скольжения колеса относительно пятна контакта с опорной поверхностью. Скольжение колес относительно опорной поверхности можно выявить по отрицательным знакам производных реакций связей колес, а предельные величины реакций связей оценить по условиям сцепления колес с опорной поверхностью [5].

Результаты расчета показали, что модуль силы, действующей на шарнирную связь АТС при торможении с начальной скоростью $v = 60$ км/ч, превышает модуль главного вектора боковых реакций колес в 3,5 раза.

При расчетах были приняты следующие условия торможения: коэффициент сцепления $\varphi_{\text{сц}} = 0,7$, угол между продольными осями тягача и полуприцепа $\varphi = 3^\circ$, время запаздывания срабатывания тормозного привода полуприцепа, по отношению к приводу тягача, составляло $\Delta t = 0,2$ с [5].

Из полученных результатов следует, что вероятность процесса бокового скольжения колес автопоезда в составе тягача с полуприцепом и последующего складывания звеньев автопоезда при ударном нагружении сцепного устройства довольно высока. Этого можно избежать при использовании системы автоматического регулирования тормозных моментов на колесах автопоезда по осям.

Анализ результатов моделирования торможения автопоезда показывает, что изменение времени запаздывания привода тормозов на осях полуприцепа на $\Delta t = 0,2$ с, по отношению ко времени срабатывания тормозных механизмов на осях тягача (при начальных условиях: $\varphi = 3^\circ$ – угол между продольными осями тягача и полуприцепа; $v = 60$ км/ч – скорость начала торможения автопоезда), может привести к складыванию звеньев тягача и полуприцепа даже при значениях коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью $\varphi_{\text{сц}} = 0,7$ [5].

Для решения задач связанных со снижением удельного давления на поверхности пар трения между фрикционными накладками и тормозным диском был разработан дисковый тормозной механизм с кольцевыми накладками закрытого типа, что позволяет увеличить площадь пар трения и снизить удельное давление между парами трения. Конструкция тормозного

механизма закрытого типа, кроме обеспечения равномерного прижатия тормозных фрикционных накладок к тормозному диску, так же обеспечивает защиту рабочих поверхностей от загрязнения при движении по дорогам общего назначения.

Дисковый тормозной механизм включает тормозной диск, суппорт с фрикционными элементами, который установлен на ступице колеса и имеющий возможность ограниченного поступательного перемещения вдоль оси вращения колеса. Исполнительный механизм выполнен в виде кольцевых плоских пневмоцилиндров. Суппорт тормоза выполнен в форме составных частей, одна из которых подвижно закреплена на оси колеса, а другая часть жестко связана с первой. Снижение удельного давления на поверхности трения тормозных колодок, при значительном увеличении приводного усилия, достигается за счет максимально развитой поверхности трения тормозных накладок [3].

Дисковый тормозной механизм с пневматическим приводом и кольцевыми тормозными колодками и зафиксированными фрикционными накладками представлен на рисунке 2.

Проведенные исследования конструкции разработанного тормоза позволили уменьшить толщину стенок корпуса и отойти от тороидального пневматического баллона и перейти к плоским пневматическим цилиндрам с уплотнительными кольцами.

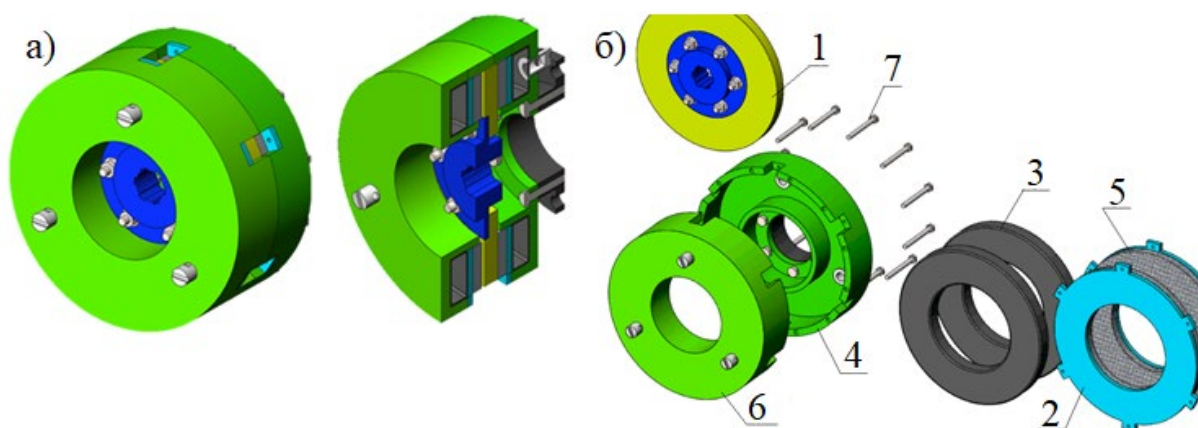


Рис. 2. Дисковый тормозной механизм с пневматическим приводом и кольцевыми тормозными колодками: а – дисковый тормозной механизм в сборе; б – дисковый тормозной механизм, разнесенный по деталям; 1 – тормозной диск; 2 – тормозная колодка; 3 – тороидальная камера; 4 – внутренняя часть корпуса; 5 – кольцевая фрикционная накладка; 6 – внешняя часть корпуса; 7 – болт

Доработанный корпус имеет специальную проточку позволяющую создавать давление под кольцевым поршнем, обеспечивающим воздействие на тормозную колодку и создающим равномерное прижатие фрикционной накладки к тормозному диску.

Доработанный дисковый тормозной механизм с пневматическим приводом и кольцевыми тормозными колодками представлен на рисунке 3.

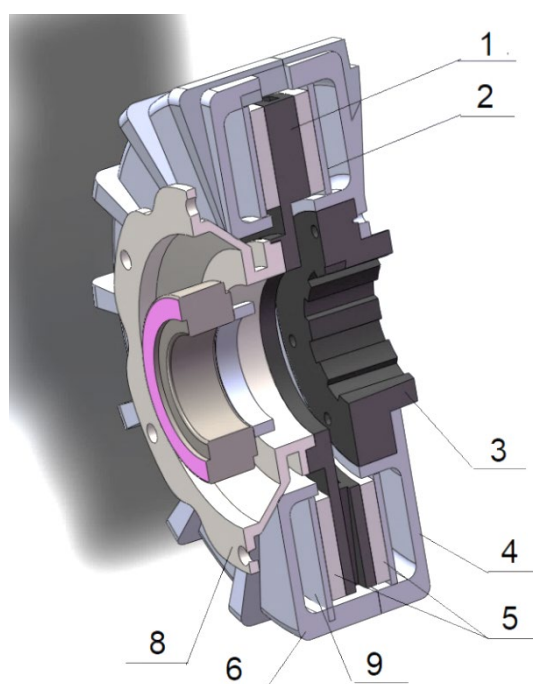


Рис. 3. Доработанный дисковый тормозной механизм с пневматическим приводом и кольцевыми тормозными колодками: 1 – тормозной диск; 2 – тормозная колодка; 3 – крепление оси; 4 – внутренняя часть корпуса; 5 – кольцевая фрикционная накладка; 6 – внешняя часть корпуса; 7 – воздушная камера; 8 – переходник ступицы

В процессе экстренного торможения полностью загруженный автопоезд развивает высокие значения тормозного момента, реализуемого в дисковом тормозе. Усилие между парами трения в тормозном механизме приводит к возникновению высокого крутящего момента воздействующего на обе части корпуса колесного тормоза. Высокие нагрузки способны приводить к повреждению геометрии конструкций, что в последующем пагубно влияет на их работоспособность. Для предотвращения потери работоспособности дискового колесного механизма с пневмокамерой и кольцевыми тормозными колодками, необходимо провести проектировочный прочностной расчет. В качестве такого расчета была выполнено исследование конструкции корпуса тормозного механизма методом конечных элементов и анализа собственной частоты детали под нагрузкой с применением средств конечно-

элементного анализа ANSYS Mechanical для компьютерного моделирования.

На рисунках 4–6 представлены результаты моделирования с применением средств конечно-элементного анализа ANSYS Mechanical.

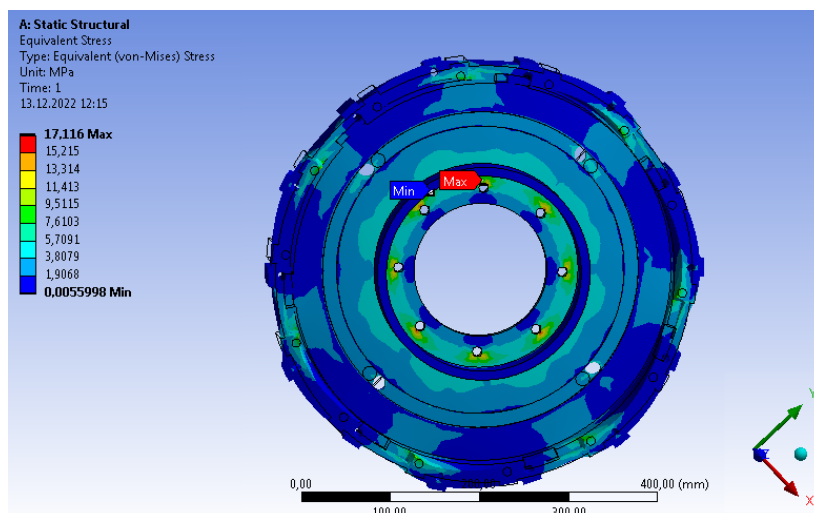


Рис. 4. Эквивалентные напряжения

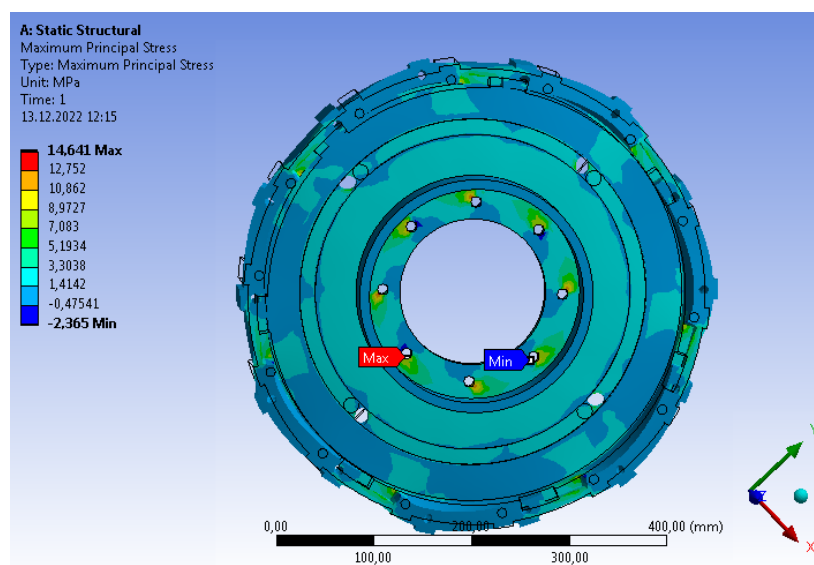


Рис. 5. Максимальные главные напряжения

Перепад главных напряжений корпуса находится в плоскости закрепления детали к оси, величина значений не выходит за допустимый порог и оказывает наибольшее воздействие на точки крепления корпуса с помощью болтов к колесной оси.

Результирующая деформация увеличивается по мере удаления от оси вращения корпуса тормозного механизма к колесной оси. Наибольшее нагружение и деформацию испытывают направляющие тормозных колодок.

Однако величина деформации, возникающая на элементах корпуса, не превышает допустимые значения.

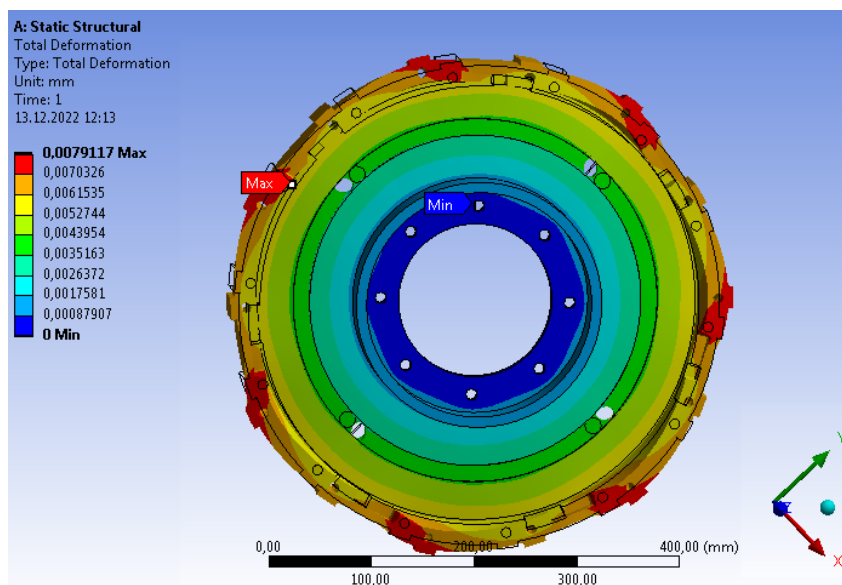


Рис. 6. Результирующие деформации объекта, мм

3. Заключение

Проанализировав причин потери устойчивости седельного автопоезда в процессе экстренного торможения и последующего складывания звеньев автопоезда можно сделать вывод, что складывание автопоезда возникает в результате «наезда» полуприцепа на тягач.

Авторами разработано усовершенствованное конструктивное решение дискового тормозного механизма, обладающего меньшей материалоемкостью (около 13%).

В результате исследований основных конструктивных элементов разработанного тормозного механизма на прочность методом конечных элементов были устранены точки напряженного состояния.

Список использованных источников

1. Поддубко С. Н. Управление движением колесных машин: [монография]. Под общ. ред. Д-ра техн. наук, профессор И. С. Сазонова. – Могилев: Белорус.-Рос. Ун-т, 2018. – 511 с.
2. Сазонов И.С., Амельченко П.А., Ким В.А., Мельников А.С., Дубовик Д.А. Тормозные системы колесных машин. Под общ. ред. И.С. Сазонова. – Могилев: Белорус.-Рус. Ун-т, 2011. – 346 с.
3. Пат. 9472 Респ. Беларусь, МПК6 F 16D 55/02, В 60Т 13/24, F 16D 65/18. Дисковый тормоз колесного транспортного средства/ И.С. Сазонов, А.Т. Скойбеда, В.А. Ким,

- П.А. Амелъченко, Л.П. Поздняков, А.В. Алексейчиков, И.И. Цыганков, О.В. Билык, Ю.С. Романович, Е.А. Моисеев. – № а200441148; Заявлено 07.12.04; Опубл. 30.06.06. – 3 с.:
4. *Ким В. А.* Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа: монография. – Могилев: Белорус.-Рос. Ун-т, 2003. – 346 с.
 5. *Моисеев Е.А.* Повышение устойчивости движения седельного автопоезда путем совершенствования колесного тормоза полуприцепа АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ МАШИНОВЕДЕНИЯ. Выпуск 8. Сборник научных трудов. – 2022 – с. 21-25.
 6. Правила ЕЭК ООН № 13 (ГОСТ Р 41.13-99) Единообразные предписания касающиеся официального утверждения механических транспортных средств категории М, N и O в отношении торможения.
 7. *Сазонов И. С.* Динамическое регулирование режимов движения полноприводных колесных машин : монография. Под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : БГПА, 2001. – 185 с.
 8. *Сазонов И. С.* Динамика колесных машин : монография. – Могилев: Белорус.-Рос. Ун-т, 2006. – 462 с.

IMPROVEMENT OF DESIGN OF DISC WHEEL BRAKE OF SEMITRAILER

Evgeny A. Moiseev,

Aleksandr V. Yushkevich

Belarusian-Russian University

Republic of Belarus, 212000, Mogilev, Mira Avenue, 43

E-mail: moisan@inbox.ru,

alex_bru@mail.ru

Abstract. The paper presents an analysis of the causes of loss of stability of a road train during emergency braking with folding of the road train, and suggests methods for increasing the stability of the road train. The design solution of a disc brake mechanism with a developed friction surface of a ring type is considered. The main design elements of the developed brake mechanism were studied for strength using the finite element method. The analysis of the design study results was carried out and the design was refined to improve the efficiency of material use and eliminate stress points.

Keywords: road train; brake system; emergency braking; directional movement; braking torque; developed friction surface; annular lining; brake housing; specific pressure; braking control system.