

УДК 629.1.01

¹И. А. Яицков, д-р техн. наук, доцент, ^{1,2}П. А. Поляков, канд. техн. наук, доцент,³Н. А. Задаянчук, ²Н. А. Гончарова, магистрант¹Ростовский государственный университет путей сообщения, РФ²Кубанский государственный технологический университет, РФ³Кубанский государственный университет, РФ¹E-mail: via_nis@rgups.ru, ²E-mail: polyakov.pavel88@mail.ru,³E-mail: nina-nuska@mail.ru

ПЕРСПЕКТИВЫ И НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Проанализированы перспективные направления и разработки в области колесных тормозных механизмов. Особое внимание уделено описанию созданных мехатронных систем тормозных механизмов, позволяющих дифференцировано управлять процессом торможения отдельно каждого тормозного устройства. Приведены расчеты эксплуатационных характеристик тормозных механизмов, на основании которых сформулированы принципы создания и модернизации перспективных разработок пар трения тормозных механизмов. Основными требованиями, предъявляемым к проектируемым и совершенствуемым конструкциям тормозных механизмов являются следующие утверждения: применения принципа дифференцированного взаимодействия прижимающего элемента, тормозной колодки и рабочей поверхности металлического фрикционного элемента; перепад тормозного момента по площади рабочей поверхности должен быть не ниже 75%; отслеживание прилагаемого усилия при взаимодействии прижимающего элемента с рабочими поверхностями тормозного механизма.

Возрастание тормозного момента приведет к увеличению энергоемкости рабочих пар тормозных механизмов. Из данного факта вытекает следующее утверждение, что модернизация узла охлаждения или его разработка должны быть связаны с эксплуатационными параметрами рабочих поверхностей пар трения тормоза. Предложены несколько концепций развития узлов охлаждения тормозных механизмов.

Ключевые слова: тормозной механизм дисково- и барабанно-колодочного типа, прижимающий элемент, дифференцированное взаимодействие, тормозной момент, принудительное охлаждение, пористое охлаждение.

I. A. Yaitskov, P. A. Polyakov, N. A. Zadayanchuk, N. A. Goncharova

PROSPECTS AND DIRECTIONS OF DEVELOPMENT OF BRAKING SYSTEMS MECHANISMS OF VEHICLES

The perspective directions and developments in the field of wheel braking mechanisms are analyzed. Special attention is paid to the description of the created mechatronic systems of braking mechanisms that allow differentiated control of the braking process separately of each braking device. Calculations of the performance characteristics of braking mechanisms are given, on the basis of which the principles of creation and modernization of promising developments of friction pairs of braking mechanisms are formulated. The main requirements for the designed and improved designs of braking mechanisms are the following statements: the application of the principle of differentiated interaction of the clamping element, the brake pad and the working surface of the metal friction element; the difference in braking torque over the area of the working surface must be at least 75%; tracking the applied force when the clamping element interacts with the working surfaces of the braking mechanism.

An increase in the braking torque will lead to an increase in the energy intensity of the working pairs of braking mechanisms. This fact implies the following statement that the modernization of the cooling unit or its development should be related to the operational parameters of the working surfaces of the brake friction pairs. Several concepts for the development of brake cooling units are proposed.

Keywords: disc- and drum-and-pad type braking mechanism, clamping element, differentiated interaction, braking torque, forced cooling, porous cooling.

Введение

В процессе исследований тормозная система транспортных средств усложняется. Появляются досточно большое количество концептуальных идей, связанных с управлением процессом торможения, что напрямую отражается на безопасной эксплуатации транспортных средств.

Перспективными разработками тормозных систем транспортных средств занимались ряд отечественных и зарубежных ученых, включая Рудова П.К. [1], Туренко А.Н. [2], Носко А.Л. [3], Вольченко А.И. [4], Mortazavi V. [5], Panelli M. [6], Sergent N. [7], Vdovin, A. [8].

Корпорация Siemens создала концептуальную модель тормозных механизмов дисково-колодочного типа, управление привода происходит с помощью электродвигателей и клинового механизма (рис. 1). Система электронного клинового тормоза использует принцип заключается в воздействии клина на тормозную колодку.

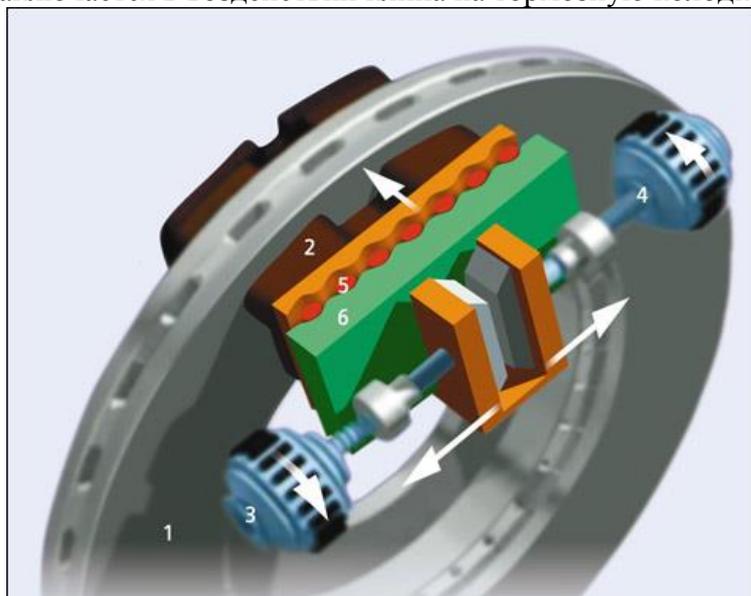


Рисунок 1. Система электронного клинового тормоза

В плавающем суппорте дисково-колодочного тормоза (1) нет места поршню и каналы каналам подачи тормозной жидкости. Вместо них в суппорте устанавливаются две параллельные пластины (6), с одной стороны они имеют гладкую поверхность, а с другой на поверхности расположены клиновидные зубья. Обе пластины расположены друг к другу таким образом, чтобы клиновидные зубья находились напротив друг друга, а в углублениях зубьев расположены небольшие цилиндрические ролики (5). Также как и в суппорте серийного тормозного механизма, одна тормозная колодка с фрикционной накладкой (2) опирается на внутреннюю пластину, а внешняя колодка опирается на плавающую часть суппорта. Два небольших электродвигателя (3 и 4), также находящиеся в суппорте, перемещают один клин тормозного суппорта относительно другого. В результате при нажатии на педаль тормозной системы клины приводятся в движение, перемещают одну пластину относительно другой и прижимают колодки к диску. Преимуществом системы управления тормозным усилием является эффект серводействия, т.е. клин автоматически усиливает прилагаемое тормозное усилие.

Согласно проводимым расчетным данным [9] контактное давление на взаимодействующих поверхностях определяет величину силы трения и тормозного момента

всего фрикционного узла тормозного механизма. Это тормозное устройство относится к «мехатронному» решению, не использующему никаких гидравлических систем, работает на от штатной бортовой сети автомобиля. Преимуществом является его компактность, постоянное взаимодействие с антиблокировочной системой и открывает возможность реального дифференцированного торможения.

К недостаткам данного устройства можно отнести сложность управления на автомобилях большой грузоподъемности, не говоря уже о железнодорожном транспорте. Как и в серийных тормозных механизмах дисково-колодочного типа не решена проблема неравномерного износа фрикционной накладки по площади рабочей поверхности. При длительной эксплуатации электродвигатели будут работать неравномерно, что приведет к смещению положения центра давления в паре «фрикционная накладка – тормозной диск».

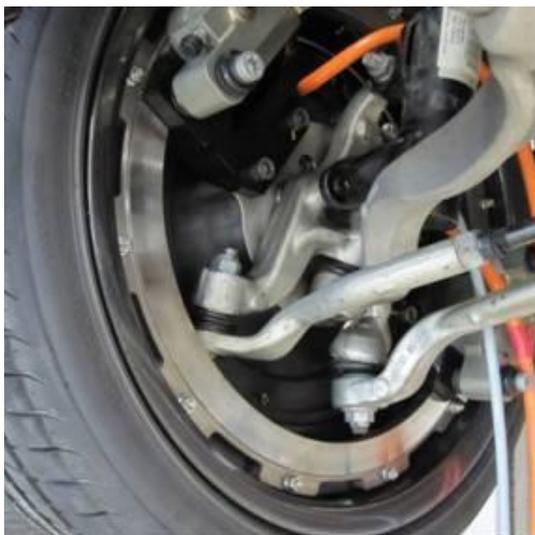
Компания Protean представила концепцию мотор-колеса, соединяющего в себе движитель и тормоз в единое целое (рис. 2). Движителем является тороидальный электродвигатель, устанавливаемый в объем между колесом автомобиля и его ступицей. Тормозом является модифицированный тормозной механизм дисково-колодочного типа, рабочие поверхности, которого уменьшены по сравнению с серийными аналогами.

На рис. 2, б показано изображение тормозного механизма в процессе торможения во время испытания на растрескивание диска. В ходе этих испытаний температура тормозного диска превышала 600°C , а температура ротора электродвигателя никогда не превышала 80°C в течение нескольких циклов, что продемонстрировало эффективную теплоизоляцию системы крепления катушки.

Преимуществом разработанного прототипа «мотор-колеса» с дисково-колодочным тормозом является компактность и заполнение объема обода колеса автомобиля. Помимо этого постоянный мониторинг процесса разгона и торможения каждого колеса автомобиля.

Существенным недостатком является минимальный зазор между ободом колеса и поверхностями тормозного диска, что существенно замедляет процесс конвективного теплообмена.

а)



б)



Рисунок 2 а, б. Мотор-колесо компании Protean: в неподвижном положении (а) и в процессе торможения (б).

Из анализа работ исследователей и концепций можно сделать вывод о том, что модернизация тормозной системы автомобилей заключается в возможности создания адаптированных систем управления приводом тормозных механизмов. Поиск новых решений, связанных с мехатронными системами, монтируемыми на стандартизированные тормозные механизмы. Как показывает анализ изменения конструкции тормозных механизмов дисково-колодочного типа, а тем более барабанно-колодочного типа не производится по причине нерентабельности, связанной с эксплуатацией и дальнейшей утилизацией элементов (тормозных колодок) тормозных механизмов.

Анализ эксплуатационных критериев оценки эффективности тормозных механизмов

Согласно проводимым расчетным данным (табл. 1, 2, 3) тормозных механизмов различных типов транспортных средств, с установленными разными тормозными механизмами, основной критерий, а именно тормозной момент, имеет большой перепад по площади рабочих поверхностей металлического тормозного элемента.

Таблица 1. – Результаты расчетов эксплуатационных параметров тормозного механизма дисково-колодочного типа легкового автомобиля

Исходные параметры		Результаты расчетов		
	прижимающий механизм	расчет эксплуатационных параметров рабочих поверхностей		
	однопоршневой	с 6 поршнями	однопоршневой	с 6 поршнями
p , МПа	0,55	$\max M_T$, Нм	627,4	704,3
ω , c^{-1}	0,7	$\min M_T$, Нм	361,7	527,3
D , м	0,32	$M_{ТПЩД}$, Нм	494,5	602,6
d_{cm} , м	0,165	r_y , м	0,121	0,136
B , м	0,077	q_z , Вт	346,2	421,8
δ , м	0,012	T , К	600	603,2
f	0,3	T_m , К	592	596
θ , град.	120	E_T , Вт/К	0,585	0,653
σ_{mm}	0,7	$L_A - L/2$, м	0,00432	0,0022
v , м/с	8	K_{cm}	0,788	0,85
τ_m , с	15	$K_{ккм}$	0,576	0,749

Согласно результатам расчетов эксплуатационных параметров тормозного механизма дисково-колодочного типа легкового автомобиля разница между максимальным и минимальным значениями тормозных моментов для однопоршневых суппортов составляет 265,7Нм, тогда как для шестипоршневых суппортов перепад тормозного момента – 177Нм. Таким образом увеличение количества прижимающих элементов незначительно стабилизирует тормозной момент. Коэффициенты стабилизации и колебания тормозного момента увеличиваются и стремятся к единице, что позволяет эксплуатировать более совершенную конструкцию тормозного механизма.

Данное положение складывается из следующей ситуации, что помимо индивидуальности прижимающих элементов имеется общий элемент – тормозная колодка с фрикционной накладкой.

Таблица 2. – Результаты расчетов эксплуатационных параметров тормозного механизма дисково-колодочного типа грузового автомобиля

Исходные параметры			Результаты расчетов		
	прижимающий механизм		расчет эксплуатационных параметров рабочих поверхностей		
	однопоршневой	с 2 поршнями		однопоршневой	с 2 поршнями
p , МПа	0,51		$\max M_T$, Нм	1291,7	1295
ω , c^{-1}	1,4		$\min M_T$, Нм	705,5	728
D , м	0,407		$M_{ТПЩ}$, Нм	998,6	985,7
d_{cm} , м	0,22		r_{ν} , м	0,155	0,153
B , м	0,094		q_z , Вт	1398,0	1379,9
δ , м	0,014		T , К	693	678
f	0,3		T_m , К	681	664
Θ , град.	130		E_T , Вт/К	2,09	2,07
σ_{mm}	0,7		$L_A - L/2$, м	0,0073	0,00441
v , м/с	8		K_{cm}	0,77	0,76
τ_m , с	15		K_{kmm}	0,546	0,56

Таблица 3. – Результаты расчетов эксплуатационных параметров тормоза барабанно-колодочного типа грузового автомобиля

Исходные параметры			Результаты расчетов		
	прижимающий механизм			прижимающий механизм	
	Simplex	Servo		Simplex	Servo
Θ , град.	160		расчет эксплуатационных параметров рабочих поверхностей		
β , град.	0	20	$\max P_{ni}$, кН	2,2	6,77
γ , град.	20		$\min P_{ni}$, кН	0,021	0,07
P_n , кН	22		$\max P_{oi}$, кН	7,5	7,76
d_{θ} , м	0,396		$\min P_{oi}$, кН	0,024	0,062
τ_m , с	15		$\max M_{Ti}$, Нм	1920,6	2876,9
τ_o , с	15		$\min M_{Ti}$, Нм	17,8	52,3
n	5		M_{Tcp} , Нм	969,2	1464,6
f	0,3		K_{cm}	0,5	0,51
v , м/с	8		K_{kmm}	0,009	0,018
δ , м	0,012		q_z , Вт	1356,8	2049,6
ω , c^{-1}	1,4		T , К	676	723
α_l , Вт/м ² К	50		T_m , К	661	708
σ_{mm}	0,7		E_T , Вт/К	2,05	2,89

У расчетных данных эксплуатационных параметров тормозного механизма дисково-колодочного типа грузового автомобиля наблюдается схожая картина. Параметры максимального и минимального значений тормозного момента разнятся: для однопоршневого суппорта перепад тормозного момента по площади 586,2Нм, а для двухпоршневого значение перепада тормозного момента 567Нм. Отличием является тот факт, что с увеличением до двух прижимающих элементов тормозной момент в положении центра давления будет меньше, чем при использовании однопоршневого суп-

порта. Коэффициенты стабилизации и колебания тормозного момента по площади рабочей поверхности фрикционного узла будут далеки от идеала и меньше значений, чем у прижимающих механизмов тормозных устройств легковых автомобилей.

Анализируя результаты расчетов тормозных механизмов барабанно-колодочного типа [10] для двух различных компоновок Simplex и Servo можно сказать, что изменения тормозного момента по длине тормозных колодок неравномерно. Однако с использованием компоновки Servo среднее значение тормозного момента возрастает в 1,5 раза. Но критерии эффективности тормозного механизма остаются на недопустимо низком уровне: коэффициент стабилизации 0,51, а коэффициент колебания тормозного момента на уровне 0,18.

Эти критерии доказывают, что пиковая величина тормозного момента барабанно-колодочного тормоза выше в 2,2 раза, чем для тормоза дисково-колодочного типа, но использования имеющегося потенциала у тормозных механизмов далеко не на пределе.

Таким образом, целью дальнейших исследований является создание или модернизация существующих колесных тормозных механизмов, которые могли бы использовать имеющийся потенциал тормозного момента близкий к значениям 85...95%.

Формулирование требований перспективных тормозных механизмов и их отдельных узлов

Для разработки перспективных тормозных механизмов необходимо сформулировать следующие требования:

- применения принципа дифференцированного взаимодействия прижимающего элемента, тормозной колодки и рабочей поверхности металлического фрикционного элемента;
- перепад тормозного момента по площади рабочей поверхности должен быть не ниже 75%;
- отслеживание прилагаемого усилия при взаимодействии прижимающего элемента с рабочими поверхностями тормозного механизма.

Кроме этого увеличение значений тормозного момента и индивидуализация взаимодействия прижимающих элементов с рабочими поверхностями металлического фрикционного элемента приведет к увеличению энергоемкости рабочих пар тормозных механизмов. Необходимо предусмотреть и совершенствование, и разработку систем управления узлом охлаждения.

В ходе этого исследования [11] была разработана новая система охлаждения для предотвращения перегрева в процессе торможения. В этой системе процесс охлаждения элементов дисково-колодочного тормоза происходит не при естественном режиме, а с помощью системы принудительного охлаждения с использованием мелких капель воды, распыляемых на суппорт (рис. 3). Во время процесса торможения температура суппорта контролировалась с помощью датчиков температуры, и при повышении температуры происходит автоматическое распыление. Этот метод зарекомендовал себя как наиболее эффективный способ снижения температуры суппорта [12]. Этап проектирования этой системы охлаждения завершен, особенно для тормозной системы легких транспортных средств. Результаты проектирования реализованы на масштабных моделях и протестированы в лаборатории.

Другим направлением совершенствования узлов охлаждения являются узлы охлаждения, совмещенные с принудительной системой воздушного охлаждения. Важным отличием от существующих систем подачи воздуха в вентиляционные каналы яв-

ляется применения пористых вставок в вентиляционный аппарат тормозного диска [13].



Рисунок 3. Система капельного охлаждения тормозного механизма дисково-колодочного типа

Таким образом, на основании полученных результатов, можно утверждать, что охлаждение в тормозном механизме будет подчиняться зависимостям аналогии Рейнольдса [14]. С увеличением коэффициента аэродинамического сопротивления на трение воздушного потока о поверхности узла охлаждения возрастает отвод тепла от нагретых поверхностей. С учетом пористого материала вставок в вентиляционном аппарате тормозного диска трение воздушного потока возрастает в разы, по сравнению со стандартными оребренными и сегментными вентиляционными аппаратами.

Заключение.

Проанализированные концептуальные модели мехатронных систем, внедренные в тормозные механизмы транспортных средств позволяют сделать вывод о том, что перспективные разработки тормозных механизмов различных типов должны быть связаны не только с дифференцированностью колес транспортного средства, но и с дифференцированностью взаимодействующих площадок рабочих поверхностей фрикционного узла. Оценка эксплуатационных параметров показала, что существующие фрикционные узлы не используют свой потенциал рабочих поверхностей по критерию эффективности торможения. Поэтому целесообразно создавать тормозные механизмы, которые обладали бы коэффициентами стабильности и колебаний тормозного момента не ниже границы в 75%. С ростом эффективности торможения, создаваемые и модернизированные тормозные механизмы, будут воспринимать большую энергоемкость, что должно приводить к совершенствованию или разработке узлов охлаждения. Узлы охлаждения должны работать в нескольких режимах охлаждения и использовать физические свойства различных материалов, встроенных в вентиляционный аппарат (пористые материалы). На основании аналогии Рейнольдса, пористые материалы в сумме с принудительным воздушным охлаждением дадут эффект увеличенного теплоотвода от рабочих поверхностей.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Галай, Э. И. Исследование тормозных процессов в грузовых поездах с электровозами БКГ1 и ВЛ80С на белорусской железной дороге / Э. И. Галай, П. К. Рудов, Е. Э. Галай // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2020. – № 4(68). – С. 210-219. – DOI 10.26731/1813-9108.2020.4(68).210-219.
2. Функциональный расчет параметров пневматического модулятора АБС с электронным управлением / А. Н. Туренко, С. И. Ломака, Л. А. Рыжих [и др.] // Автомобильный транспорт (Харьков). – 2007. – № 20. – С. 7-10.

3. Исследование фрикционно-износных характеристик пары трения тормозного ролика центробежного типа / Носко А. Л., Сафронов Е. В., Соловьев В. А. // Трение и износ. – 2018. – Т. 39. – № 2. – С. 184-191.
4. Гидродинамические параметры мокрых пар трения дисково-колодочного тормоза транспортного средства / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, М. М. Насирова [и др.] // Вестник Азербайджанской инженерной академии. – 2021. – Т. 13. – № 1. – С. 32-42. – DOI 10.52171/2076-0515_2021_13_01_32_42.
5. Mortazavi, V. Stability of Frictional Sliding With the Coefficient of Friction Depended on the Temperature / Mortazavi V., Chuanfeng Wang, Nosonovsky M. // Journal of Tribology. – vol. 134. – 2012. – P.7. – DOI: [10.1115/1.4006577](https://doi.org/10.1115/1.4006577).
6. Panelli, M. Thermal fluid dynamics analysis of vented brake disc rotor with ribs turbulators / Panelli M. // Conference: International conference: Thermal and Enviromental Issues in Energy Systems, ASME-UIT-ATI, Sorrento, Italy. 2010. – p. 7. – DOI: [10.13140/2.1.3525.7122](https://doi.org/10.13140/2.1.3525.7122).
7. Sergent, N. Design optimization of an opposed piston brake caliper. Engineering Optimization. / Sergent N., Tirovic M., Voveris J. – 2014. – DOI: [10.1080/0305215X.2013.8463379](https://doi.org/10.1080/0305215X.2013.8463379).
8. Vdovin, A. A coupled approach for vehicle brake cooling performance simulations. / Vdovin, A., Gustafsson, M., Sebben, S. // International Journal of Thermal Sciences. – 2018. – Vol 123. – pp. 257-266. – <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.05.016>.
9. Поляков, П. А. Разработка математической модели фрикционного узла дисково-колодочного тормоза автомобиля. / Поляков П. А., Тагиев Р. С., Мищенко В. А., Голиков А. А. // В сборнике: МЕХАНИКА, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ И ТЕХНОЛОГИИ. Электронный сборник научных статей по материалам международной научно-практической конференции. 2019. – С. 245-251.
10. Поляков, П. А. Метод проектирования современных тормозных механизмов с сервоусилением / П. А. Поляков, Е. С. Федотов, Е. А. Полякова // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2017. – Т. 21. – № 7(126). – С. 39-50.
11. Dewanto, J. New Active Cooling System to Prevent an Overheating on the Vehicle Disc Brake. / Dewanto J., Soegihardjo O., Wijaya A.N.R. // International Journal of Industrial Research and Applied Engineering. – 2018. – Vol. 3. – № 1. – pp. 1-6. – DOI: [10.9744/jirae.3.1.1-6](https://doi.org/10.9744/jirae.3.1.1-6)
12. Radhakrishnan, C. Design and Analysis of Disc Brake with Titanium Alloy / Radhakrishnan, C., Yokeswaran, K., Vengadesprasad, M., Visnuhasan, A., Vimalraj, T., and Velusamy, M. // International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology. – 2(5), May 2015. –, pp. 1044–1050.
13. Поляков, П. А. Исследование сегментарного вентиляционного аппарата тормозного диска с определением взаимосвязи аэродинамических и теплообменных характеристик воздушного потока / П. А. Поляков // iPolytech Journal. – 2021. – Т. 25. – № 6(161). – С. 720-732. – DOI [10.21285/1814-3520-2021-6-720-732](https://doi.org/10.21285/1814-3520-2021-6-720-732)
14. Поляков, П. А. Связь между режимом протекания воздушного потока и теплоотдачей от поверхностей вентиляционного аппарата тормозного диска / П. А. Поляков // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2021. – № 8. – С. 184-190. – DOI [10.24412/2071-6168-2021-8-184-190](https://doi.org/10.24412/2071-6168-2021-8-184-190).

Поступила в редколлегию 12.03.2022 г.