

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ФАКТОРОВ НА РАБОТУ ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА ПРИ ПОДАЧЕ СЖАТОГО ВОЗДУХА МЕЖДУ ТОРМОЗНЫМИ КОЛОДКАМИ И ТОРМОЗНЫМ БАРАБАНОМ

© 2011 А.С. Вашуткин, И.Е. Ульяновский, Д.Г. Мясичев

Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова

Поступила в редакцию 25.11.2011

В статье приведен анализ результатов теоретического исследования влияния факторов на тормозные механизмы автобусов. Определены значения параметров оптимального режима работы тормозной системы при подаче сжатого воздуха.

Ключевые слова: *аэростатическая опора, зазор, тормозная колодка, тормозной барабан, сжатый воздух*

Целесообразность использования в автобусах воздушного принудительного охлаждения тормозных механизмов в процессе торможения показана в работе [3]. При подаче сжатого воздуха между тормозными колодками и тормозным барабаном в процессе торможения можно выявить факторы, которые будут влиять на данный процесс, как косвенным путем, так и прямым – это:

- давление подаваемого воздуха между тормозным барабаном и тормозными колодками  $P_6$ ;
- диаметры подводящих отверстий штуцеров  $d_o$  в тормозных колодках;
- оптимальный зазор между тормозным барабаном и тормозными колодками  $h_3$  (перед процессом торможения для того, чтобы воздух успел продуть колодки).

Параметрами, оценивающими работу тормозного механизма, при подаче сжатого воздуха между его тормозными колодками и тормозным барабаном, будут являться:

- расход воздуха из ресивера;
- коэффициент трения  $f$ , коэффициент эффективности  $C_T$  и коэффициент стабильности  $e$  тормозного механизма;
- равномерность распределения воздуха по поверхности фрикционной накладки при торможении;
- удельная тормозная сила  $\gamma_T$ .

Любые внедряемые мероприятия в тормозную систему автомобиля не должны приводить к снижению основных параметров, оценивающих

качество ее работы. Согласно ГОСТ Р 51709-2001 такими параметрами являются: начальная скорость торможения, км/ч; сила на органе управления,  $H$ ; тормозной путь, м; установившееся замедление,  $m/s^2$ ; удельная тормозная сила; коэффициент неравномерности тормозных сил колёс оси; время срабатывания тормозной силы; линейное отклонение. С учетом сказанного требуется определить и рекомендовать такое значение сжатого воздуха  $P_6$ , МПа и диаметров подводящих отверстий  $d_o$ , мм, чтобы сила противодействия со стороны сжатого воздуха  $Q_H$ , кН, не приводила к ухудшению выше перечисленных параметров.

**Цель работы:** численное определение факторов, которые влияют на процесс подачи сжатого воздуха между тормозным барабаном и тормозными колодками в процессе торможения и динамику их действия.

В [3] сказано, что для уменьшения тепловой нагруженности тормозных механизмов автобусов они должны охлаждаться принудительно путем подачи сжатого воздуха между тормозными колодками и тормозным барабаном в процессе торможения, поэтому поверхность тормозной колодки требуется рассматривать как криволинейную аэростатическую опору скольжения. Ее основанием будет служить фрикционная накладка с двумя симметрично расположенными относительно продольной оси отверстиями для подвода сжатого воздуха. Учитывая режим работы тормозного механизма и жесткости объектов на аэростатической опоре, использование микроканавки на поверхности опоры будет избыточным [1].

Расчет аэростатической опоры выполнен численным методом [2]. Он основан на аппроксимации поля давления в зазоре разностными алгебраическими уравнениями. Метод учитывает двухмерность потока распределения газа в опорах различной конфигурации и дает результаты, близкие к реальным. В каждой из точек необходимо учесть интегрируемые уравнения,

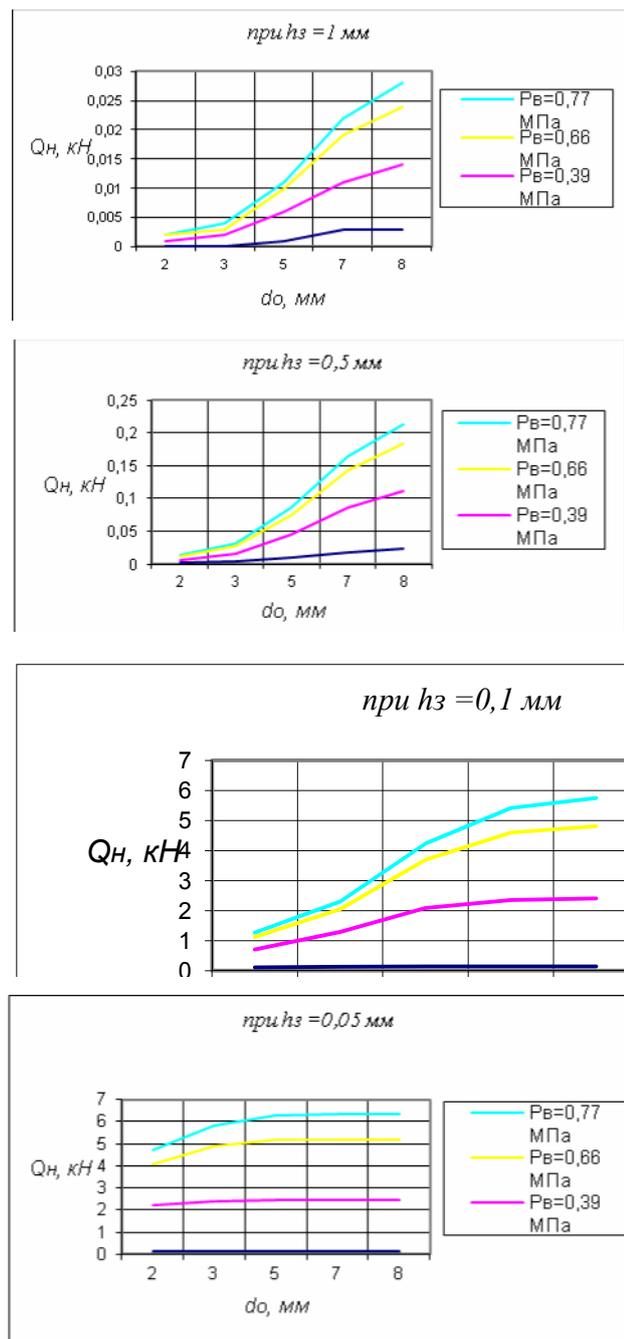
*Вашуткин Александр Сергеевич, аспирант. E-mail: alexandr-vashutkin@yandex.ru*

*Ульяновский Иван Евгеньевич, аспирант. E-mail: i.ulyanovsky@agtu.ru*

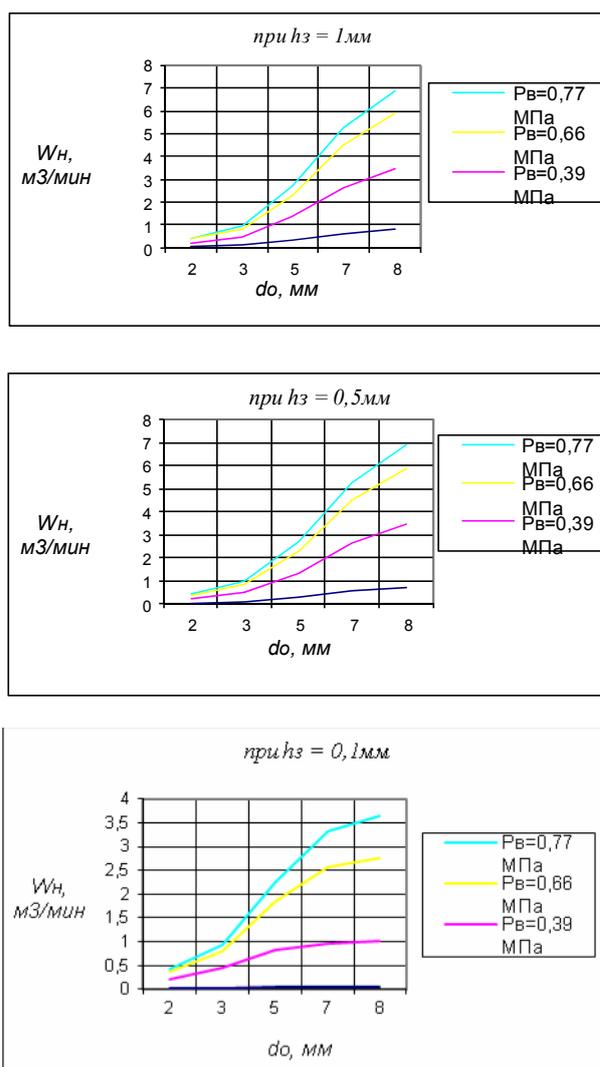
*Мясичев Дмитрий Геннадьевич, доктор технических наук, профессор кафедры транспортных машин. E-mail: d.myasishchev@narfu.ru*

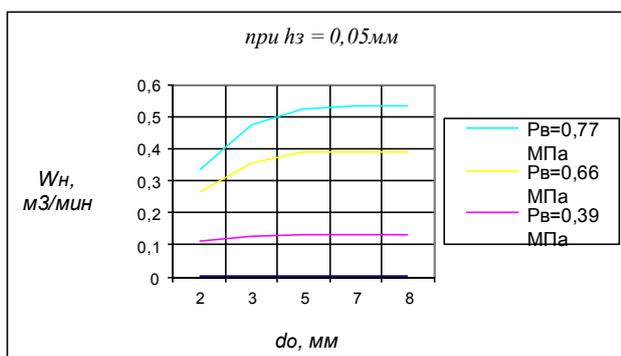
применяя известные формулы для приближенного вычисления производных [4]. Данная аэростатическая опора рассчитывалась с использованием математического пакета *Maple 12* фирмы Waterloo Maple Inc. На основании выполненных расчетов целесообразно построить графики, показывающие зависимость силы противодействия  $Q_H$  от давления подводимого воздуха  $P_6$  и диаметров подводящих отверстий  $d_o$  (на рис. 1) при  $h_3 = 1; 0,5; 0,1; 0,05$  мм и зависимость расхода воздуха  $W_H$  от давления подводимого воздуха  $P_6$  и диаметров подводящих отверстий  $d_o$  (на рис. 2) при  $h_3 = 1; 0,5; 0,1; 0,05$  мм.

Анализируя графики можно сказать, что величина  $Q_H$  увеличивается с повышением параметров  $P_6$ ,  $d_o$  и с уменьшением параметра  $h_3$ . Величина  $W_H$  увеличивается с повышением параметров  $P_6$ ,  $d_o$  и  $h_3$ . Следовательно, для уменьшения силы противодействия  $Q_H$  требуется уменьшать параметры  $P_6$  и  $d_o$ , и увеличивать параметр  $h_3$ . Для уменьшения расхода воздуха  $W_H$  также требуется уменьшать параметры  $P_6$  и  $d_o$ , и поддерживать параметр  $h_3$  на достаточно минимальном значении, что характерно при подтормаживании колес. Однако величиной  $W_H$  следует варьировать с учетом следующих предпосылок: 1) для снижения энергетических затрат элементов пневмопривода рабочей тормозной системы (в частности компрессора) величину  $W_H$  следует снижать; 2) для лучшего охлаждения фрикционных поверхностей тормозного механизма, а также качественного удаления грязи и влаги следует величину  $W_H$  поддерживать на достаточно высоком уровне. Данное противоречие требует нахождения оптимального значения величины  $W_H$ .



**Рис. 1.** Зависимость силы противодействия  $Q_H$ , кН, от давления подводимого воздуха  $P_6$  и диаметров подводящих отверстий  $d_o$  при  $h_3 = 1; 0,5; 0,1; 0,05$  мм соответственно





**Рис. 2.** Зависимость расхода воздуха  $W_n$ , м<sup>3</sup>/мин от давления подводимого воздуха  $P_v$  и диаметров подводящих отверстий  $d_o$  при  $h_3 = 1; 0,5; 0,1; 0,05$  мм соответственно

#### Выводы:

1. Максимальная удельная сила противодействия  $K_n$  действующая со стороны сжатого воздуха на поверхность фрикционной накладки, не превышает 0,25 МПа при максимальных значениях  $P_v$  и  $d_o$ , что удовлетворяет условиям прочности при работе фрикционной тормозной накладки, т.е.  $0,210 \text{ МПа} < 0,25 \text{ МПа}$  [5].

2. Максимальная сила противодействия  $Q_n$ , действующая на 4 фрикционные накладки, составляет более 25,4 кН, следовательно не превышает максимально допустимую  $Q_{nmax} = 87,47 \text{ кН}$  при  $d_o = 8; 7; 5 \text{ мм}$  и  $P_v = 0,77 \text{ МПа}$  (для автомобиля ЗИЛ-ММЗ-554). Это значит, что при любых значениях  $P_v$  и  $d_o$ , обеспечивается нормальная сила  $P_{nb}$ , для создания тормозного момента, требуемого для безопасности дорожного движения при торможении, т.е. сила противодействия  $Q_n$ , создаваемая при 4 отверстиях на одну колодку с выходными диаметрами  $d_o = 8; 7; 5 \text{ мм}$  и максимальным давлением воздуха  $P_v = 0,77 \text{ МПа}$ , не превышает силы, приводящие колодки в движение, тем самым будет обеспечиваться динамическая устойчивость функционирования барабанного тормозного механизма, а следовательно, постоянство коэффициента эффективности  $C_T$ .

3. Качественное распределение воздуха по фрикционной накладке прямо пропорционально зависит от давления подводимого воздуха  $P_v$  и диаметра подводящих отверстий  $d_o$ . При диаметре подводящего отверстия  $d_o < 2 \text{ мм}$  и давлении подводимого воздуха  $P_v < 0,12 \text{ МПа}$  создается слабый поток воздуха по поверхности фрикционной накладки, что будет приводить к неудовлетворительному их охлаждению, а также удалению с них грязи и влаги.

4. Немаловажным фактором распределения воздуха по поверхности фрикционной накладки является место расположения подводящих отверстий в тормозной колодке. Можно сделать вывод, что отверстия должны быть расположены в центральной части фрикционной накладки, тогда воздух равномерно распределяется по ее поверхности, качественно удаляет с нее пыль и грязь.

5. Для выбора оптимальных значений  $P_v$  и  $d_o$ , следует руководствоваться энергетическими показателями функционирования элементов пневмопривода, а также качественным охлаждением фрикционных поверхностей трения обтекающим их воздухом и качественным удалением грязи с поверхностей трения.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Прокофьев, Г.Ф. Новые направления использования аэростатических опор: монография / Г.Ф. Прокофьев, И.И. Иванкин. – Архангельск: Арханг. гос. техн. ун-т, 2009. 103 с.
2. Шейнберг, С.А. Опоры скольжения с газовой смазкой / С.А. Шейнберг и др. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. 336 с.
3. Ващуткин, А.С. Анализ функционирования барабанных тормозных механизмов автолесо-возов и пути улучшения их показателей / А.С. Ващуткин, Д.Г. Мясищев // Лесн. журн. 2010. № 3. С. 61-68.
4. Иванкин, И.И. Определение основных эксплуатационных показателей делительного ленточно-пильного станка с криволинейными аэростатическими направляющими: дис. ... канд. техн. наук. – Архангельск, 2001. 146 с.
5. Генбом, Б.Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б.Б. Генбом. – Львов: 1974. 234 с.

## THEORETICAL RESEARCH THE INFLUENCE OF FACTORS FOR BRAKE GEAR WORK AT GIVING THE COMPRESSED AIR BETWEEN BRAKE PADS AND BRAKE DRUM

© 2011 A.S. Vashutkin, I.E. Ulyanovskiy, D.G. Myasishchev  
Northern (Arctic) Federal University named after M.V. Lomonosov

In article the analysis of results of theoretical research the influence of factors on brake gears of lumber carriers is resulted. Values of optimum mode parameters of working the braking system at giving the compressed air are defined.

Key words: aerostatic leg, spacing, brake pad, brake drum, compressed air

Alexander Vashutkin, Post-graduate Student. E-mail: [aleksandr-vashutkin@yandex.ru](mailto:aleksandr-vashutkin@yandex.ru)  
Ivan Ulyanovskiy, Post-graduate Student. E-mail: [i.ulyanovsky@agtu.ru](mailto:i.ulyanovsky@agtu.ru)  
Dmitriy Myasishchev, Doctor of Technical Sciences, Professor at the Transport Machines Department. E-mail: [d.myasishchev@narfu.ru](mailto:d.myasishchev@narfu.ru)