

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ «ПРИЖИМАЮЩИЙ ЭЛЕМЕНТ – ТОРМОЗНАЯ КОЛОДКА – ТОРМОЗНОЙ ДИСК»

Поляков П.А.

Кубанский государственный технологический университет, Краснодар

Ключевые слова: тормозной диск, прижимающий элемент, центр давления, прижимающий механизм, суппорт, клещевой механизм.

Аннотация. Современные тормозные механизмы дисково-колодочного типа подразделяются по количеству прижимающих элементов, обеспечивающих создание тормозного момента в паре «тормозная колодка – тормозной диск». В статье представлен метод для определения положения центра давления для различных типов прижимающих механизмов тормоза дисково-колодочного типа. В ходе исследования было определено изменение центра давления для тормозных механизмов дисково-колодочного типа в стационарном и изменяющемся положении. Положение центра давления в тангенциальном направлении при расчете динамической модели уменьшается в среднем на 8,5%, относительно статической модели. Положение центра давления в радиальном направлении при расчете динамической модели уменьшается в среднем на 6,8%. Предложенный метод позволяет оценить тормозной момент тормозного устройства дисково-колодочного с полиприжимающими элементами.

DETERMINATION OF THE POSITION OF THE PRESSURE CENTER IN THE SYSTEM «CLAMPING ELEMENT – BRAKE PAD – BRAKE DISC»

Polyakov P.A.

Kuban State Technological University, Krasnodar

Keywords: brake disc, clamping element, pressure center, clamping mechanism, caliper, pincer mechanism.

Abstract. Modern disc-shoe type brake mechanisms are divided according to the number of clamping elements that ensure the creation of braking torque in a pair of "brake pad - brake disc". The article presents a method for determining the position of the pressure center for various types of clamping mechanisms of the disc-pad type brake. In the course of the study, a change in the center of pressure for disc-pad type braking mechanisms in a stationary and changing position was determined. The position of the pressure center in the tangential direction when calculating the dynamic model decreases by an average of 8.5%, relative to the static model. The position of the pressure center in the radial direction decreases by an average of 6.8% when calculating the dynamic model. The proposed method makes it possible to estimate the braking torque of a disc-pad brake device with poly-clamping elements.

Введение

Современные тормозные механизмы дисково-колодочного типа подразделяются по количеству прижимающих элементов (ПЭ), обеспечивающих создание тормозного момента в паре «тормозная колодка – тормозной диск». Большинство автотранспортных средств эксплуатируется с моноприжимающим тормозным механизмом, что связано с унификацией и низкой стоимостью данной конструкции. Но в отрасли железнодорожного транспорта применение моноприжимающего элемента не возможно. В результате чего методы определения приложения прижимающей силы в паре «тормозная колодка – тормозной диск» не применимы, как для расчета одноцилиндрового суппорта. Помимо этого в отрасли автомобильного транспорта увеличивается тенденция применения суппортов с *n*-ым количеством ПЭ.

В зависимости от отраслевой направленности в качестве ПЭ тормозных механизмов может выступать поршни, установленные в суппорте (непосредственного действия) (рис. 1а) или основание колодки, передающее усилие от клещевого механизма (с передаточным механизмом) (рис. 1б).



Рис. 1. Прижимающие элементы тормозных механизмов непосредственного действия (а) и с передаточным механизмом (б)

В результате применения привода с n -ым количеством ПЭ на рабочих поверхностях пары «тормозная колодка – тормозной диск» возникают множество точек давления [1], в результате чего необходимо находить положение центра давления для определения эксплуатационных характеристик тормозного механизма: тормозного момента, коэффициенты стабилизации и перепада тормозного момента, неравномерность линейного износа по площади фрикционных накладок.

Положение центра давления (ПЦД) – это точка прикладываемой равнодействующей силы со стороны прижимающих элементов на тормозную колодку. ПЦД может изменяться в двух основных направлениях: в тангенциальном, относительно края тормозной колодки, и в радиальном относительно оси вращения тормозного диска.

Определение тормозного момента во фрикционном узле тормозного механизма базируется на математической модели определения момента трения в паре «фрикционная накладка – тормозной диск» [2]. Рассматриваемая математическая модель представляет собой симметричный элемент распределения контактного давления в тангенциальном плане. И наличие полиприжимающего механизма не учитывается при расчете эксплуатационных параметров. В работе [3, 4] представлены исследования коэффициентов трения различных материалов фрикционных узлов. Это является одним из способов повышения эффективности фрикционных узлов, но с увеличением коэффициента трения возрастает температура взаимодействия пар трения. Для снижения тепловой нагруженности необходимо совершенствовать вентиляционный аппарат тормозного диска, как на этапе проектирования [5, 6], так и на этапе эксплуатации существующих колесных тормозных механизмов [7, 8].

На основании проведенного литературного обзора можно сделать вывод, что решение контактной задачи должно быть комплексным. Т.е. рассмотрение взаимодействия рабочих поверхностей зависит от системы «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск». Помимо комплексного подхода метод определения ПЦД в данной системе должен быть универсальным для тормозных механизмов различных типов любой отраслевой направленности.

Математическое моделирование системы тормозного механизма

Рассмотрим стационарную модель исследуемой системы для определения ПЦД в тангенциальном направлении с n -ым количеством ПЭ тормозного механизма (рис. 2).

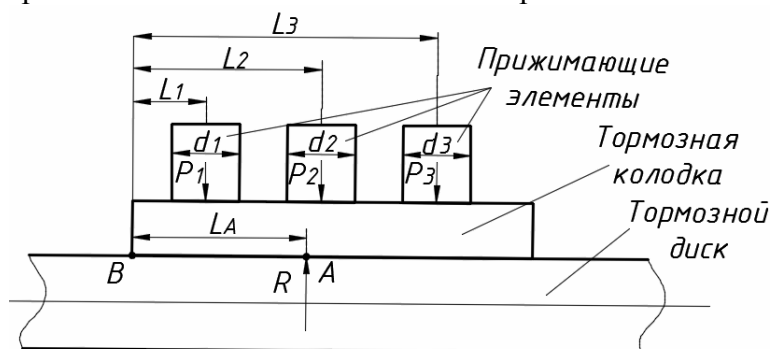


Рис. 2. Статическая модель системы «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск» для определения ПЦД в тангенциальном направлении в тормозном механизме с n -ым количеством ПЭ

В качестве допущений для рассматриваемой математической модели необходимо указать:

- центры приложения силы каждого ПЭ расположены в центрах поперечных сечений (ПЭ представлены в виде цилиндров) [9];
- диаметры ПЭ равны между собой ($d_1=d_2=\dots=d_i$);
- в моделях фрикционная накладка не учитывается, как отдельный элемент, а выступает с тормозной колодкой единым целым.

Для определения ПЦД в тангенциальном направлении L_A (точка А), составим систему уравнений, действующих сил и моментов относительно края тормозной колодки (точка В):

$$\begin{cases} R = \sum_{i=1}^n P_i, \\ \sum_{i=1}^n P_i + PL_i - RL_A = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где R – результирующая сила в системе «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск», Н; P_i – усилия от i -го ПЭ, Н; L_i – расстояние от края тормозной колодки до центра приложения i -й силы ПЭ; м.

При условии равномерного давления рабочего тела со стороны привода на все ПЭ. С учетом этого условия ПЦД в тангенциальном направлении L_A определяется по формуле:

$$L_A = \sum_{i=1}^n L_i d_i^2 / \sum_{i=1}^n d_i^2, \quad (2)$$

где d_i – диаметр i -го прижимающего элемента, м.

Для определения ПЦД в радиальном направлении рассмотрим стационарные модели рассматриваемой системы с различным количеством прижимающих элементов (рис. 3).

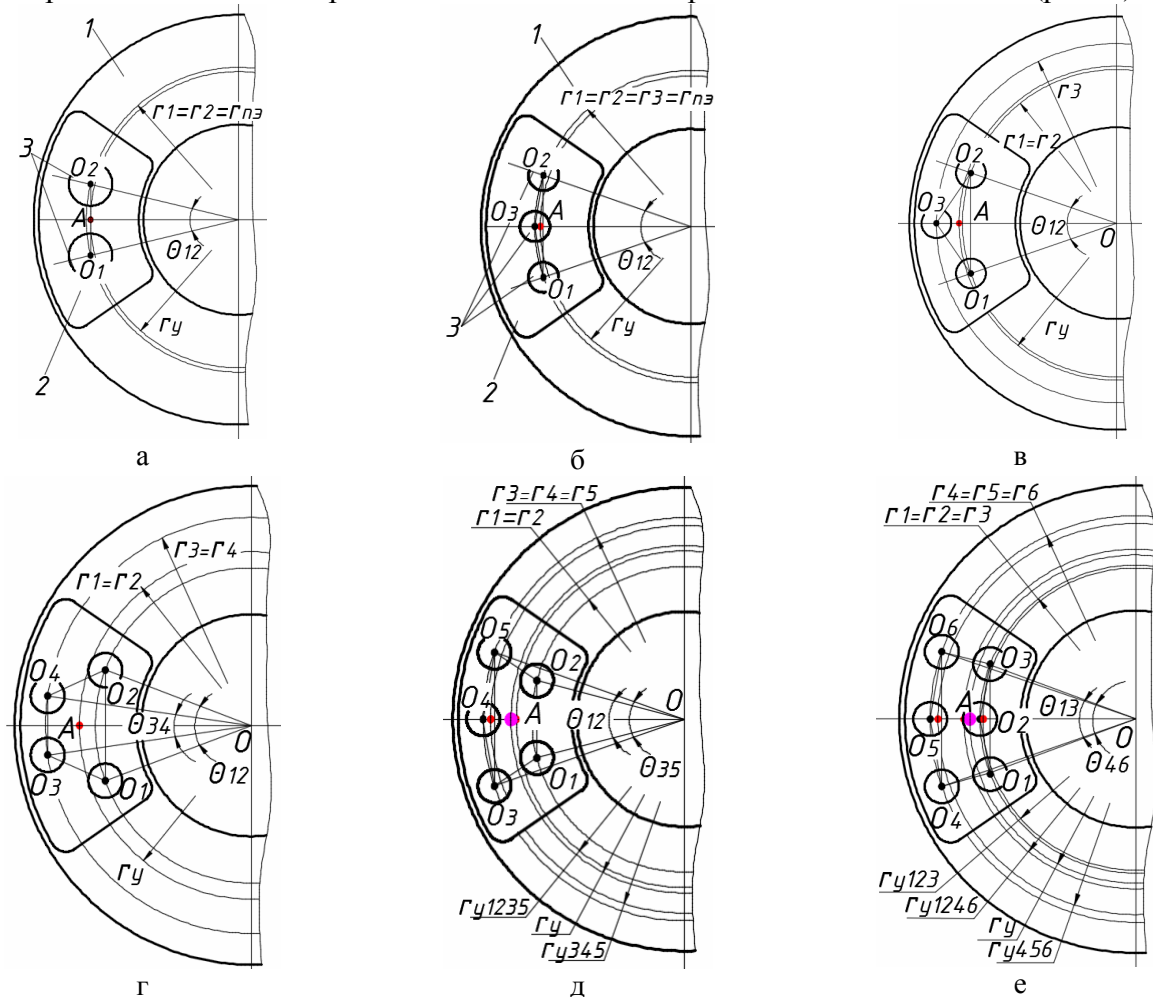


Рис. 3. Статическая модель системы «прижимающий элемент (ПЭ) – тормозная колодка – тормозной диск»: с двумя ПЭ (а); с тремя ПЭ на равном (б) и разном (в) удалении; с четырьмя ПЭ (г); с пятью ПЭ (д); с шестью ПЭ (е)

ПЦД в радиальном направлении для стационарных моделей системы «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск» определяется из зависимостей (табл. 1).

Табл. 1. Зависимости для определения ПЦД в зависимости от количества ПЭ

Количество ПЭ	Зависимость
с двумя ПЭ на равном удалении от оси вращения ТД	$r_y = r_{nэ} \cos[\Theta_{12}/2],$ <p>где $r_{nэ}$ – радиус от оси вращения тормозного диска (ТД) до центра ПЭ, м; Θ_{12} – угол между центрами первого и второго ПЭ</p>
с тремя ПЭ на равном удалении	$r_y = r_{nэ} (0,33 + 0,67 \cos[\Theta_{12}/2]).$
с тремя ПЭ на разном удалении от оси вращения ТД	$r_y = 0,33(r_3 - r_1 \cos[\Theta_{12}/2]),$ <p>где r_1, r_3 – радиус от оси ТД до центра первого и третьего ПЭ, соответственно, м; Θ_{12} – угол между центрами первого и второго ПЭ</p>
с четырьмя ПЭ на разном удалении	$r_y = 0,33r_3 \cos[\Theta_{34}/2] - r_1 \cos[\Theta_{12}/2] \frac{2r_1 \sin[\Theta_{12}/2] + r_3 \sin[\Theta_{34}/2]}{r_1 \sin[\Theta_{12}/2] + r_3 \sin[\Theta_{34}/2]} + r_1 \cos[\Theta_{12}/2],$ <p>где Θ_{34} – угол между центрами третьего и четвертого ПЭ</p>
с пятью ПЭ на разном удалении	$r_y = \left(\frac{r_3 \cos[\Theta_{35}/2] - 0,33r_3 \cos[\Theta_{35}/2] - r_1 \cos[\Theta_{12}/2]^*}{\frac{2r_3 \sin[\Theta_{35}/2] + r_1 \sin[\Theta_{12}/2]}{r_3 \sin[\Theta_{35}/2] + r_1 \sin[\Theta_{12}/2]} + r_3 (0,33 + 0,67 \cos[\Theta_{35}/2])} \right),$ <p>где Θ_{35} – угол между центрами третьего и пятого ПЭ</p>
с шестью ПЭ на разном удалении	$r_y = \left(0,33r_4 \cos[\Theta_{46}/2] - r_1 \cos[\Theta_{13}/2] \cdot \frac{2r_4 \sin[\Theta_{46}/2] + r_1 \sin[\Theta_{13}/2]}{r_4 \sin[\Theta_{46}/2] + r_1 \sin[\Theta_{13}/2]} + r_1 (0,33 + 0,67 \cos[\Theta_{13}/2]) + r_4 (0,33 + 0,67 \cos[\Theta_{46}/2]) \right),$ <p>где r_4 – радиус от оси ТД до центра четвертого ПЭ, м; Θ_{13} – угол между центрами первого и третьего ПЭ, град.; Θ_{46} – угол между центрами четвертого и шестого ПЭ, град.</p>

Для определения ПЦД в тангенциальном и радиальном направлениях с учетом сил действующих в системе «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск» рассмотрим ее динамическую модель на примере привода тормозного механизма с полиприжимающими элементами непосредственного действия (рис. 4).

Составим систему уравнений для определения ПЦД:

в тангенциальном направлении

$$\begin{cases} P_\delta - P_{mp} = m\ddot{x}, \\ R - P_1 - P_2 - P_3 - P_4 + P_{mp(c)} = m\ddot{z}, \\ P_4(L_A - L_4) + P_3(L_A - L_3) - P_2(L_A - L_2) - P_1(L_A - L_1) + P_\delta t_o - P_{mp(c)}L_A = J_\delta \varepsilon, \end{cases} \quad (3)$$

в радиальном направлении

$$\begin{cases} P_\delta \cos[\Theta/2] - P_{mp1} \cos[\Theta_{12}/2] - P_{mp2} \cos[\Theta_{12}/2] - P_{mp3} \cos[\Theta_{34}/2] - \\ - P_{mp4} \cos[\Theta_{34}/2] + G_\kappa = 0, \\ P_\delta r_y - P_{mp1}r_1 - P_{mp2}r_2 - P_{mp3}r_3 - P_{mp4}r_4 + G_\kappa (r_{внеш} - r_{вн})/2 = J_\delta \varepsilon, \end{cases} \quad (4)$$

где P_{mp} , $P_{mp(c)}$, P_{mpi} – силы трения между тормозным диском и тормозной колодкой с накладкой, тормозной колодкой и опорой суппорта, между i -м ПЭ и тормозной колодкой, соответственно, Н; m – масса тормозной колодки, кг; J_δ – момент инерции тормозного диска, кг м²; ε – угловое ускорение, с⁻²; P_δ – движущая сила тормозной колодки, возникающая в результате контакта с тормозным диском, Н; t_o – плечо воздействия движущей силы тормозной колодки на опору суппорта, м; $r_{внеш}$, $r_{вн}$ – внешний и внутренний радиусы тормозной колодки, м; G_k – вес тормозной колодки, Н.

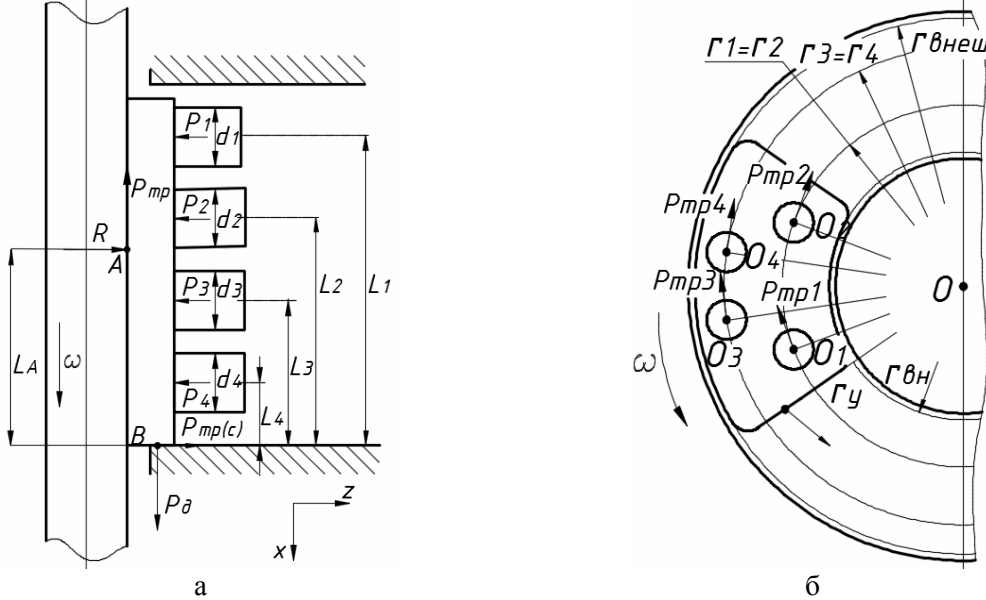


Рис. 4. Динамическая модель системы «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск» привода тормозного механизма с многпоршневым суппортом для определения ПЦД в тангенциальном (а) и радиальном (б) направлениях

Расстояние от края тормозной колодки до ПЦД в тангенциальном направлении (точка А) определяется из формулы:

$$L_A = \left[\sum_{i=1}^n P_i L_i + J_\delta \varepsilon - \left(\sum_{i=1}^n P_i + m \ddot{z} \right) f t_o / (1 + f f_c) \right] / (1 + f f_c) / \sum_{i=1}^n P_i + f f_c m \ddot{z}, \quad (5)$$

где f – коэффициент трения в контакте фрикционной накладки и тормозного диска; f_c – коэффициент трения в контакте тормозной колодки и опоры суппорта, P_i – прижимающее усилие i -го элемента, Н; L_i – расстояние от края тормозной колодки до центра i -го ПЭ, Н.

Расстояние от оси вращения тормозного диска до ПЦД в радиальном направлении определяется из формулы:

$$r_y = \left[f \sum_{i=1}^n P_i r_i + J_\delta \varepsilon - G_k (r_{внеш} - r_{вн}) / 2 \right] \cos[\Theta / 2] / f \sum_{i=1}^n P_i \cos[\Theta_i / 2], \quad (6)$$

где r_i – радиус от оси вращения тормозного диска до центра i -го ПЭ, м.

Рассмотрим аналогичную динамическую модель системы «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск» с передаточным механизмом [10] (рис. 5).

Составим систему уравнений для определения ПЦД:

в тангенциальном направлении

$$\begin{cases} P_\delta - P_{mp} - P_{mp(u)1} - P_{mp(u)2} - P_{mp(u)3} - P_{mp(u)4} = m \ddot{x}, \\ R - P_1 - P_2 - P_3 - P_4 = m \ddot{z}, \\ P_1(L_A - L_1) + P_3(L_A - L_3) - P_2(L_A - L_2) - P_4(L_A - L_4) - \sum_{i=1}^n P_{mp(u)i} t_o = J_\delta \varepsilon, \end{cases} \quad (7)$$

в радиальном направлении

$$\begin{cases} P_\delta \cos[\Theta / 2] - P_{mp1} - P_{mp2} - P_{mp3} - P_{mp4} - G_k = 0, \\ P_\delta r_y - P_{mp1} r_1 - P_{mp2} r_2 - P_{mp3} r_3 - P_{mp4} r_4 + G_k (r_{внеш} - r_{вн}) / 2 = J_\delta \varepsilon, \end{cases} \quad (8)$$

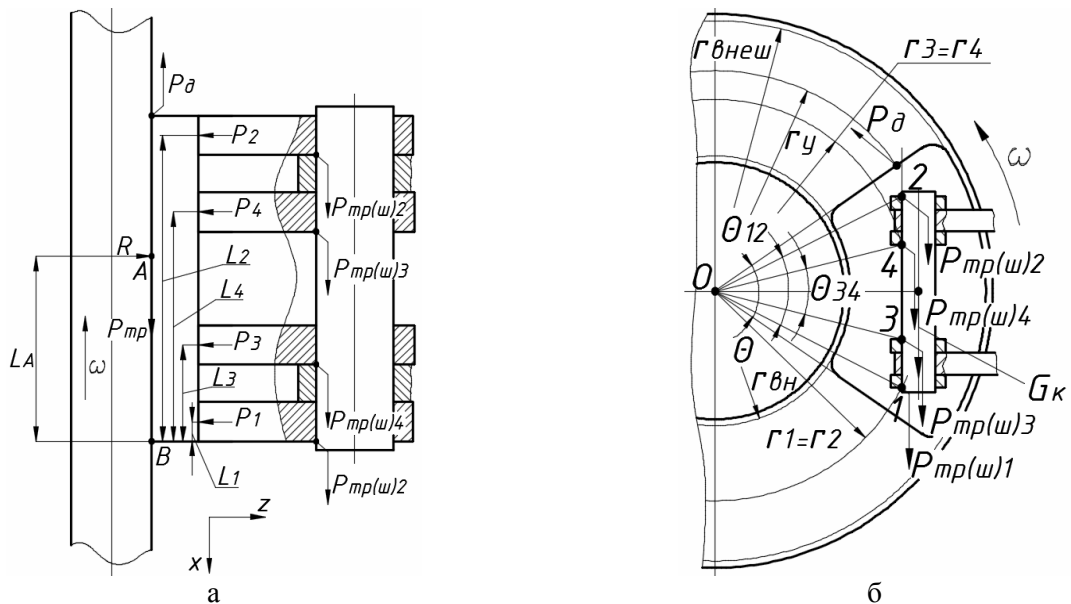


Рис. 5. Динамическая модель системы «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск» с пневматическим приводом, оснащенный передаточным механизмом для определения ПЦД в тангенциальном (а) и радиальном (б) направлениях

Расстояние от края тормозной колодки до ПЦД в тангенциальном направлении (точка А) определяется из формулы:

$$L_A = \left[\sum_{i=1}^n P_i L_i + J_o \varepsilon - f t_o \sum_{i=1}^n P_i \right] \cos[\Theta/2] / f_{ш} \sum_{i=1}^n P_i, \quad (9)$$

Расстояние от оси вращения тормозного диска до ПЦД в радиальном направлении определяется из формулы:

$$r_y = \left[f_{ш} \sum_{i=1}^n P_i r_i + J_o \varepsilon - G_k (r_{внеш} - r_{вн}) / 2 \right] \cos[\Theta/2] / f_{ш} \sum_{i=1}^n P_i, \quad (10)$$

Результаты расчетов

Произведем расчет ПЦД привода тормоза дисково-колодочного типа, а результат расчета сведем в таблицу 2.

Табл. 2. Расчет ПЦД в системе «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск»

Параметры	Серийный суппорт (с 6 рабочими цилиндрами)	Альтернативная конструкция
d_3	26	32
d_2	32	36
D_1	36	36
L_1	35	33
L_2	86	79
L_3	135	123
t_o	20	20
$r_{внеш} / r_{вн}$	157/110	157/110
Θ	100	120
L_a (статическая модель)	114,3	115,8
L_a (динамическая модель)	103,8	106,5
r_y (статическая модель)	136,6	142,6
r_y (динамическая модель)	128,1	131,9

В таблице 2 представлены результаты расчета положения центра давления, что дает возможность визуально оценить влияние геометрии тормозного привода на изменение распределения контактного давления. Положение центра давления в тангенциальном направлении при расчете динамической модели уменьшается в среднем на 8,5%. Положение центра давления в радиальном направлении при расчете динамической модели уменьшается в среднем на 6,8%.

Заключение

В рамках исследований разработан метод определения положения центра давления в системе «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск». Полученные стационарные и динамические модели системы используются для дисково-колодочных тормозов с различными прижимающими механизмами. В процессе торможения положение центра давления смещается в тангенциальном и радиальном направлениях, что оказывает влияние на величину тормозного момента.

Список литературы

1. Fieldhouse J., Ashraf N., Talbot C., Pasquet T., Pujol F., Rejdych G. Measurement of the Dynamic Center of Pressure of a Brake Pad During a Braking Operation // SAE Technical Paper. 2006. <https://doi.org/10.4271/2006-01-3208>.
2. Рудов П.К. Методика расчета эффективного радиуса трения в дисковом тормозе с накладками трапециевидальной формы // Вестник Белорусского государственного университета транспорта: Наука и транспорт. – 2006. – №1-2(12-13). – С. 15-21.
3. Filip P., Weiss Z., Rafaja D. On friction layer formation in polymer matrix composite materials for brake applications // Wear. 2002, vol. 252, pp. 189-198. DOI: 10.1016/S0043-1648(01)00873-0.
4. Hoffmann N.P. Gaul L. Friction Induced Vibrations of Brakes: Research Fields and Activities // SAE Brake Colloquium. 2008. DOI: 10.4271/2008-01-2579.
5. Вольченко Н.А., Поляков П.А., Полякова Е.А., Федотов Е.С. Исследование конструкции системы охлаждения фрикционных узлов тормозных механизмов // Механика, оборудование, материалы и технологии: Сборник научных статей по материалам международной научно-практической конференции, посвященной 100-летию ФГБОУ ВО "Кубанский государственный технологический университет". – Краснодар: ООО «Принт Терра», 2018. – С. 147-160.
6. Поляков П.А., Вольченко Н.А., Федотов Е.С., Тагиев Р.С., Денисенко В.А. Разработка модели вентиляционного аппарата дисково-колодочных тормозов автомобилей // Механика, оборудование, материалы и технологии: электронный сборник научных статей по материалам международной научно-практической конференции. – Краснодар: ООО «Принт Терра», 2019. – С. 252-261.
7. Sun H. Sensitivity Study on Brake Cooling Performance // SAE Technical Paper. 2006. doi.org/10.4271/2006-01-0694.
8. Qifei J., Wangb L., ShuiaY. Thermal analysis of ventilated brake disc based on heat transfer enhancement of heat pipe // International Journal of Thermal Sciences. 2020, vol. 155. doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106356
9. Shin K. Analysis of friction induced disc brake noise using simple mathematical models // Noise & Vibration Worldwide. 2004, vol. 35, pp. 22-27. DOI: 10.1260/0957456041217306.
10. Яицков И.А. Повышение эффективности торможения локомотивов: Дисс. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Ростов-на-Дону, 2003 – 233 с.

References

1. Fieldhouse J., Ashraf N., Talbot C., Pasquet T., Pujol F., Rejdych G. Measurement of the Dynamic Center of Pressure of a Brake Pad During a Braking Operation // SAE Technical Paper. 2006. <https://doi.org/10.4271/2006-01-3208>.
2. Rudov P.K. Methodology for calculating the effective radius of friction in a disc brake with trapezoidal pads // Bulletin of the Belarusian State University of Transport: Science and Transport. 2006, no. 1-2(12-13), pp. 15-21.
3. Filip P., Weiss Z., Rafaja D. On friction layer formation in polymer matrix composite materials for brake applications // Wear. 2002, vol. 252, pp. 189-198. DOI: 10.1016/S0043-1648(01)00873-0.
4. Hoffmann N.P. Gaul L. Friction Induced Vibrations of Brakes: Research Fields and Activities // SAE Brake Colloquium. 2008. DOI: 10.4271/2008-01-2579
5. Volchenko N.A., Polyakov P.A., Polyakova E.A., Fedotov E.S. Investigation of the design of the cooling system of friction units of braking mechanisms // Mechanics, equipment, materials and technologies: A collection of scientific articles based on the materials of the international scientific and practical conference dedicated to the 100th anniversary of the Kuban State University Technological University. – Krasnodar: Print Terra LLC, 2018. – P. 147-160.

6. Polyakov P.A., Volchenko N.A., Fedotov E.S., Tagiev R.S., Denisenko V.A. Development of a model of the ventilation apparatus of disc-pad brakes of cars // Mechanics, equipment, materials and technologies: electronic collection of scientific articles based on the materials of the international scientific and practical conference. – Krasnodar: Print Terra LLC, 2019. – P. 252-261.
7. Sun H. Sensitivity Study on Brake Cooling Performance // SAE Technical Paper. 2006. doi.org/10.4271/2006-01-0694.
8. Qifei J., Wangb L., ShuiaY. Thermal analysis of ventilated brake disc based on heat transfer enhancement of heat pipe // International Journal of Thermal Sciences. 2020, vol. 155. doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106356
9. Shin K. Analysis of friction induced disc brake noise using simple mathematical models // Noise & Vibration Worldwide. 2004, vol. 35, pp. 22-27. DOI: 10.1260/0957456041217306.
10. Yaitskov I.A. Improving the braking efficiency of locomotives: Diss. ... cand. of tech. sc.: 05.22.07. – Rostov-on-Don, 2003. – 233с.

Сведения об авторах:

Information about authors:

<p>Поляков Павел Александрович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры транспортных процессов и технологических комплексов</p>	<p>Polyakov Pavel Aleksandrovich – candidate of technical sciences, associate professor, associate professor of the department of transport processes and technological complexes</p>
<p>polyakov.pavel88@mail.ru</p>	

Получена 29.01.2022