

Н.Ф.МЕТЛЮК, д-р техн.наук, В.П.АВТУШКО,
П.Р.БАРТОШ, канд-ты техн.наук,
И.И.ЛЕПЕШКО (БПИ)

НОВЫЕ МНОГОКОЛОДОЧНЫЕ БАРАБАНЫЕ ТОРМОЗА

Широкое применение на автомобилях получили двухколодочные барабанные тормоза с концом колодки, шарнирно закрепленным или упирающимся в плоскую опору. Наряду с отдельными достоинствами (конструктивная простота, высокая технологичность) двухколодочные тормоза обладают рядом недостатков:

неравномерным распределением давлений по длине фрикционных накладок и, следовательно, их неравномерным износом. Это приводит к частой замене накладок. В некоторых тормозах такой износ на одном или на обоих концах колодки приближается к нулю, а в месте максимального давления — к предельному значению;

неполным использованием поверхности трения барабана (55–70 %) фрикционной поверхности. Если же учесть значительную неравномерность распределения давлений на накладку, то степень использования поверхности трения барабана окажется весьма низкой. Это обуславливает завышенные габариты и массу применяемых барабанных тормозов;

большими и неравномерными (эллипсообразными) деформациями барабана, приводящими к излишнему перемещению штоков тормозных камер или цилиндров и, следовательно, — к повышенному расходу рабочего тела и снижению быстродействия тормозной системы. Кроме того, нестабильность указанных деформаций барабана влечет за собой нестабильность рабочих характеристик тормозов.

Нами разработано несколько вариантов многоколодочных барабанных тормозов с тремя и более колодками, где существенно уменьшаются или вовсе исключаются указанные недостатки двухколодочных тормозов [1].

Многоколодочный барабанный тормоз, приведенный на рис. 1, содержит: тормозной барабан 1, четыре симметричные колодки 5 с накладками 2; поворотный рычаг 3, связанный втулкой 10 с разжимным диском 11; стягивающие пружины 7; ролики 8, установленные попарно на колодке симметрично оси симметрии колодки и контактирующие с рабочими поверхностями кулачков разжимного диска 11; кожух корпуса 9 тормоза; направляющие опоры колодок 6, установленные на суппорте 4, связанном с кожухом корпуса 9. Колодки 5 могут перемещаться по направляющим относительно опор 6. Рабочие поверхности кулачков разжимного диска 11 могут выполняться по любому профилю, например по спирали Архимеда.

В отторможенном состоянии ($P = 0$) стяжные пружины 7 удерживают колодки 5 в таком положении, что между накладками и тормозным барабаном сохраняется заданный зазор.

В процессе торможения к рычагу 3 прикладывается усилие P , после чего рычаг и разжимной диск 11 поворачиваются вокруг центра вращения барабана против часовой стрелки. Рабочие поверхности кулачков разжимного диска 11

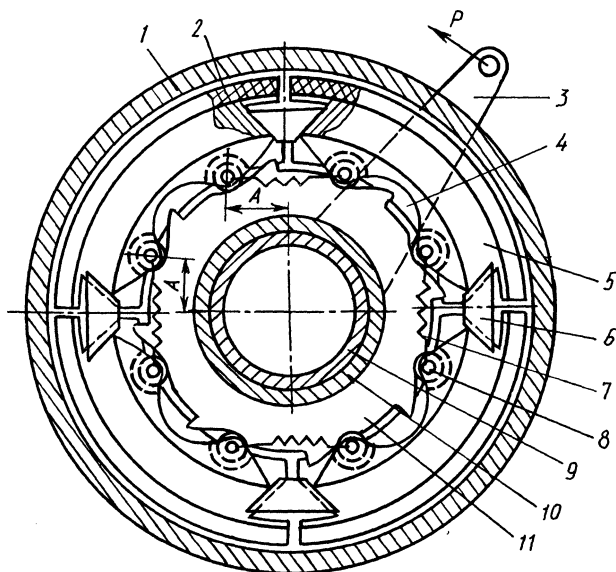


Рис. 1. Многоколодочный барабанный тормоз.

перемещают в радиальном направлении ролики 8, тормозные колодки 2 с накладками и прижимают последние к внутренней поверхности барабана.

При воздействии на колодку двух одинаковых разжимных кулачков, расположенных симметрично оси X , которая проведена через середину колодки (рис. 2), концы накладки прижимаются к барабану с одинаковой силой, так как их радиальные перемещения равны. Следовательно, закон распределения давлений на накладку является симметричным относительно оси X . Анализ перемещения колодки и износа накладки показал, что при малой жесткости середины колодки и небольшом угле накладки β ($< 90^\circ$) распределение давлений на колодке весьма близко к равномерному. Причем, закон равномерного распределения давлений не зависит от реакции опоры R при условии, что она не вызывает отрыва роликов колодки от разжимных кулачков.

Таким образом, при расчете тормозного момента, развиваемого колодкой многоколодочного тормоза, правомерно использовать закон равномерного распределения давлений на накладку.

На элементарном участке накладки элементарная сила трения dF_τ выражается как

$$dF_\tau = \mu dN = \mu p b r da,$$

где dN — элементарная нормальная реакция барабана, H ; p — давление на накладку, Па; r — радиус барабана, м; b — ширина накладки, м; μ — коэффициент трения в фрикционной паре накладка—барабан.

Тормозной момент M_τ , создаваемый колодкой, равен

$$M_\tau = r \int_{a_0}^{a_1} dF_\tau = \mu r^2 b p_{\max} \int_{a_0}^{a_1} \psi(a) da,$$

где $p_{\max} \psi(a)$ — закон распределения давлений по длине накладки.

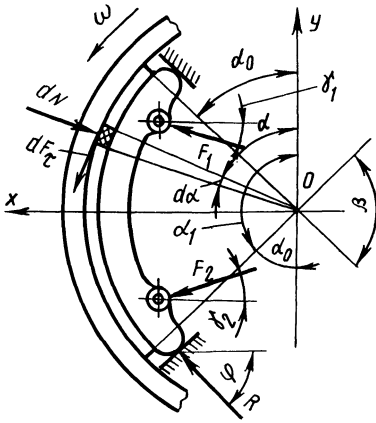


Рис. 2. Расчетная схема.

При равномерном законе имеем $P_{\max} \psi(\alpha) = p$, и, следовательно,

$$M_{\tau} = \mu r^2 b p \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} d\alpha = \mu r^2 b p (\alpha_1 - \alpha_0) = \mu r^2 b p \beta, \quad (1)$$

где β – угол накладки, рад, равный $\alpha_1 - \alpha_0$.

Давление на накладку p неизвестно и его следует выразить через приводные силы F_1 и F_2 . Для этого запишем сумму проекций всех внешних сил, действующих на колодку, на оси X и Y :

$$\Sigma X = -brp \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \sin \alpha d\alpha + F_1 \cos \gamma_1 + F_2 \cos \gamma_2 + R \cos \varphi = 0. \quad (2)$$

Проекции сил dF_{τ} на ось X в уравнение (2) не вошли, так как они взаимно уничтожаются:

$$\Sigma Y = -\mu brp \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \sin \alpha d\alpha + F_1 \sin \gamma_1 - F_2 \sin \gamma_2 + R \sin \varphi = 0. \quad (3)$$

Проекции сил dN на ось Y также взаимно уничтожаются.

Исключая из уравнений (2) и (3) реакцию R , после преобразований получим

$$p = \frac{F_1 (\cos \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi - \sin \gamma_1) + F_2 (\cos \gamma_2 \operatorname{tg} \varphi + \sin \gamma_2)}{br (\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1) (\operatorname{tg} \varphi - \mu)}. \quad (4)$$

Подставляя выражение p согласно (4) в уравнение (1), получаем формулу для расчета тормозного момента M_{τ} одной колодки:

$$M_{\tau} = \frac{\mu r \beta [F_1 (\cos \gamma_1 \operatorname{tg} \varphi - \sin \gamma_1) + F_2 (\cos \gamma_2 \operatorname{tg} \varphi + \sin \gamma_2)]}{(\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1) (\operatorname{tg} \varphi - \mu)}. \quad (5)$$

Из формул (4) и (5) видно, что для предупреждения заклинивания колодки и отрыва ролика колодки от разжимного кулачка необходимо, чтобы $\operatorname{tg} \varphi$ был больше коэффициента трения μ . Например, для $\mu = 0,35$ угол φ реак-

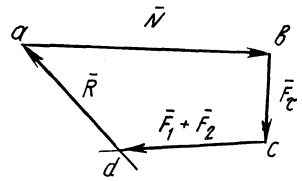


Рис. 3. Многоугольник сил, действующих на колодку.

ции опоры должен быть больше 21° . Из-за нестабильности коэффициента трения значение $\operatorname{tg} \varphi$ должно выбираться в 1,5–2 раза больше μ . С другой стороны, чрезмерное увеличение угла φ вызывает необходимость повышения прижимных сил F_1 и F_2 для обеспечения требуемого тормозного момента M_τ . Следовательно, происходит снижение эффективности тормоза, оцениваемой

$$\text{коэффициентом эффективности } K_9 = \frac{M_\tau}{r (F_1 + F_2)} .$$

Соотношение сил, действующих на колодку, можно проследить с помощью многоугольника сил (рис.3). Из произвольной точки откладываем равнодействующую \vec{N} всех нормальных сил, приложенных к накладке. Из точки b проводим равнодействующую \vec{F}_τ тангенциальных сил. Затем через точку a проводим прямую, параллельную реакции R , а из точки c – прямую, параллельную равнодействующей сил \vec{F}_1 и \vec{F}_2 . В результате получаем точку d пересечения этих прямых, при этом отрезок da (в выбранном масштабе) представляет собой реакцию R , а отрезок cd – равнодействующую приводных сил F_1 и F_2 , необходимых для обеспечения заданных сил \vec{N} и \vec{F}_τ . Нетрудно заметить, что силы F_1 , F_2 и R являются взаимосвязанными.

В заключение можно сделать вывод о том, что разработанные новые многоколодные барабанные тормоза имеют существенные преимущества перед двухколодными тормозами. Преимуществами можно считать равномерный износ и максимальное использование поверхности трения барабана и, следовательно, значительную долговечность многоколодных тормозов, меньшую массу и габариты. Кроме названных, к преимуществам тормозов можно отнести простоту монтажа-демонтажа колодок без снятия барабана; малую деформацию барабана вследствие равномерного распределения нормальных сил по всей его окружности и, следовательно, малые перемещения колодок; высокую стабильность рабочих характеристик. Все это позволяет выполнять тормоза с большим или средним самоусилением. Благодаря перечисленным достоинствам конструкции многоколодных тормозов они могут быть отнесены к перспективным.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. № 1108270 (СССР). Колодочный тормоз/И.И.Лепешко, Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко, П.Р.Бартош. – Опул. в Б.И., 1984, № 30.

УДК 629.113–592–52

В.В.МОЧАЛОВ, канд.техн.наук (БПИ)

ОБОСНОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ БЕЗЫНЕРЦИОННОЙ ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМОЙ С КОРРЕКЦИЕЙ ПО ПРОИЗВОДНОЙ

Противоблокировочные тормозные системы (ПБС) первоначально были созданы лишь для того, чтобы устранять блокирование колес транспортных средств при торможении. Однако в процессе совершенствования ПБС все бо-