

Л. Н. БОНДАРЕНКО, к. т. н.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного  
транспорта имени академика В. Лазаряна

О. А. ДАХНО, аспирант

ГВУЗ «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры»

### УТОЧНЕНИЯ К РАСЧЕТУ КОНУСНЫХ ТОРМОЗОВ

**Постановка проблемы.** Преимуществом конусных тормозов является то, что при одних и тех же средних радиусах трения осевой силы нажатия тормозные моменты конусных тормозов в 2,5...3,0 раза больше чем дисковых с одной парой поверхностей трения. К их существенным недостаткам следует отнести то, что при больших тормозных моментах эти тормоза должны иметь большой средний диаметр трения, большую ширину рабочей поверхности конусов, что приводит к повышенным скоростям скольжения, интенсивному изнашиванию и большим маховым моментам. Кроме того, при значительных температурах и, естественно, изменении коэффициента трения может наблюдаться заклинивание конусов.

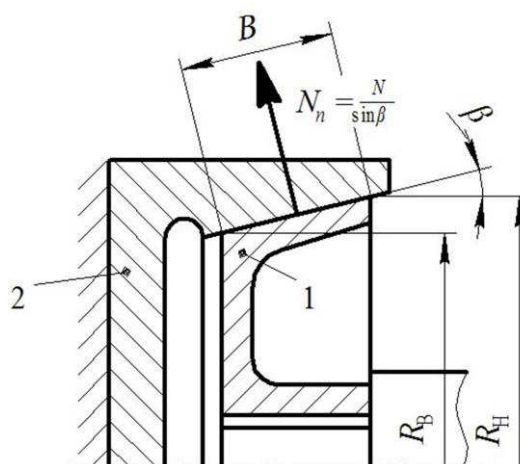


Рис. 1. Схема конусного тормоза и сил, действующих на конус и втулку.

В конусных тормозах тормозной момент создается прижатием конуса 2 (рис.1), вращающегося вместе с валом механизма, к неподвижной конической втулке 1.

Средний радиус конической поверхности в справочной литературе [1, 2] рекомендуется определять как среднюю величину от суммы внутреннего  $R_B$  и наружного  $R_H$  радиусов, т. е.

$$R_{CP} = \frac{(R_B + R_H)}{2} \quad (1)$$

Обычно, из конструктивных соображений, принимают  $R_H = (1,2...1,6) R_B$ .

Естественно, что угол  $\beta$  должен быть больше угла трения поверхности во

избежание заедания конусов и, с учетом коэффициента надежности равного 1,2, угол  $\beta$ , определяется из соотношения  $\tan \beta = 1,2 \cdot \tan \rho = 1,2 \mu$ .

Прежде всего, вызывает недоверие формула (1). Поскольку главным назначением любого тормоза является превращение механической энергии в тепловую, то и  $R_{CP}$  необходимо округлять из условий равномерного нагрева поверхностей трения, тем более что, как отмечалось выше, одним из недостатков этих тормозов является заклинивание при перегреве поверхностей трения.

Тормозной момент рекомендуется определять по формуле

$$M_T = \frac{NR_{CP}\mu}{\sin \beta}, \quad (2)$$

отметим, что здесь отношение  $N/\sin \beta$  определяет нормальное давление между конусом и втулкой.

Ширина конической поверхности трения

$$B = \frac{N}{2\pi R_{CP}[p] \sin \beta}, \quad (3)$$

где  $[p]$  – допускаемое давление между конусом и втулкой.

**Цель статьи.** Найти величину среднего радиуса трения  $R_{CP}$  исходя из работ сил трения, тормозного момента  $M_T$ , конической поверхности  $B$ , с учетом полученной величины  $R_{CP}$ .

**Основной материал исследований.** Найдем  $R_{CP}$  из условия одинаковой работы сил трения относительно  $R_{CP}$ . Для этого на поверхности нормальной к силе прижатия  $N$  выделим на расстоянии  $\rho$  от центра окружности кольцо шириной  $d\rho$  (рис.2).

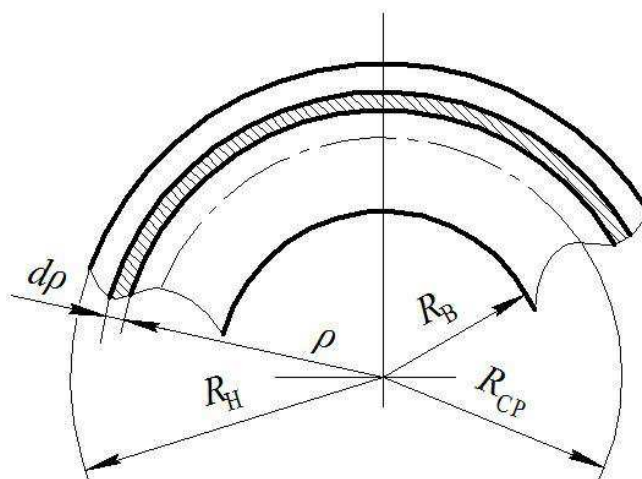


Рис. 2. Схема к определению среднего радиуса из условия равенства работ сил трения.

Элементарная работа за один оборот выделенного кольца

$$dA = 2\pi\rho[p]d\rho \cdot 2\pi\rho \quad (4)$$

Проинтегрировав выражение (1) от  $R_B$  до  $R_{CP}$  и от  $R_{CP}$  до  $R_H$  получим

$$\frac{4}{3}\pi^2[p](R_{CP}^3 - R_B^3) \quad ;$$

$$\frac{4}{3}\pi^2[p](R_H^3 - R_{CP}^3) \quad .$$
(5)

Приравняв выражения (2), получим

$$R_{CP} = \sqrt[3]{\frac{R_H^3 - R_{CP}^3}{2}} = (1,11 \dots 1,60)R_B \quad .$$
(6)

Найдем величины  $R_{CP}$ ,  $M_T$  и  $B$  при нормативной и предлагаемой величине  $R_{CP}$  при  $\beta=30^\circ$  (примерная величина в тормозах электродвигателей фирмы *Demar*),  $\mu=0,35$  (тормозная лента - чугун),  $[p]=0,3$  МПа. Примем постоянной величину  $R_B=240$  мм изменяя  $R_H$  в рекомендуемых пределах  $R_H=288; 312; 336; 360$  и  $384$  мм.

При  $N=40$  кН,  $R_B=240$  мм и  $R_H=1,2$  и  $R_B=288$  мм  $R_{CP}$  о нормативной формуле составляет 264 мм. Тормозной момент составляет  $M_T=7392$  и  $M_T=7448$  Нм для первого случая, 8736 и 9184 Нм для второго. Таким образом, предлагаемая величина  $R_{CP}$  и  $M_T$  примерно на 0,7% в первом случае и около 5% во втором.

Ширина  $B$  наоборот уменьшается с  $B=160,8$  до  $B=159,6$  для первого случая и со 136,1 до 129,5 мм для второго при тех же процентах расхождения.

Как видим расхождения в величинах при увеличении наружного радиуса в 1.33 раза не превышают 5%. Однако, при определении времени торможения при опускании груза в знаменателе формулы стоит разница  $M_T - M_{ст.т}$ , где  $M_{ст.т}$  - статический момент на валу двигателя при торможении являющийся величиной постоянной и при увеличении  $M_T$  даже на 5% приводит к более значительным расхождениям во времени, достигая для реальных величин 10% и более.

Анализ полученных результатов позволяет сделать **вывод** о том, что более корректно, учитывая назначение тормозов, средний радиус находить из условия равенства работ сил трения над и под средним радиусом.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Тормозные устройства: справочник Александров М. П., Лысяков А. Г., Федосеев В. Н. и др. - М.: Машиностроение, 1983. - 312 с.
2. Справочник по кранам: В 2 Т, т 2 / Александров М. П., Гохберг М. М., Ковин А. А. и др. - Л.: Машиностроение, 1988 - 559 с.