

Рациональный угол обхвата колодкой тормозного шкива

Бондаренко Л.Н., к.т.н., доцент, Севастьянова О.Э., к.т.н., доцент
Приднепровской государственной академии строительства и архитектуры,
Жаковский А.Д., к.т.н., доцент, Колбун В.В., к.т.н., доцент Днепропетровского
национального университета железнодорожного транспорта имени
академика В. Лазаряна г.Днепр Украина

Постановка проблемы. В справочной [1, 2] и учебной [3, 4] литературе угол обхвата колодкой тормозного шкива рекомендуется принимать в пределах 60...100°. В современных тормозах грузоподъемных машин его величина равна 70°. С каких причин принята именно эта величина установить тяжело.

Анализ последних исследований и публикаций. Единственной формулой, содержащей угол обхвата колодкой шкива, является формула для определения величины условного среднего давления между шкивом и колодкой тормоза

$$P_{CP} = \frac{P}{B \cdot R \cdot \beta}, \quad (1)$$

где P – сила прижатия колодки; B – ширина тормозной накладки; R – радиус тормозного шкива; β – угол обхвата колодкой шкива.

Исходя из P_{CP} выбирается тип фрикционного материала для накладок.

Отметим, что формула (1) наведена во всех справочниках и учебниках по подъемно-транспортным машинам, несмотря на ее очевидную неточность, заключающуюся в том, что она предполагает величину нажатия тормозной колодки N равной сумме нормальных давлений на длине дуги $R \beta$.

К нерешенным частям проблемы необходимо отнести – отсутствие формулы, устанавливающей зависимость величины тормозного момента от угла обхвата колодкой шкива, не дает возможности найти максимальное давление между накладкой и шкивом, а также порекомендовать рациональную величину угла обхвата колодкой шкива.

Целью статьи является – определение рационального угла обхвата колодкой тормозного шкива.

Решение проблемы. Сначала установим зависимость величины тормозного момента от угла обхвата.

Величина тормозного момента, развиваемого одной колодкой двухколодочного тормоза

$$M = P \cdot f \cdot R, \quad (2)$$

где f – коэффициент трения между накладкой и шкивом.

Рассматривая формулу (2) напомним, что в законе трения скольжения имеется в виду нормальное давление. Очевидно, что сила dP на рис. 1 будет нормальной к поверхности шкива только при угле $\varphi=0$.

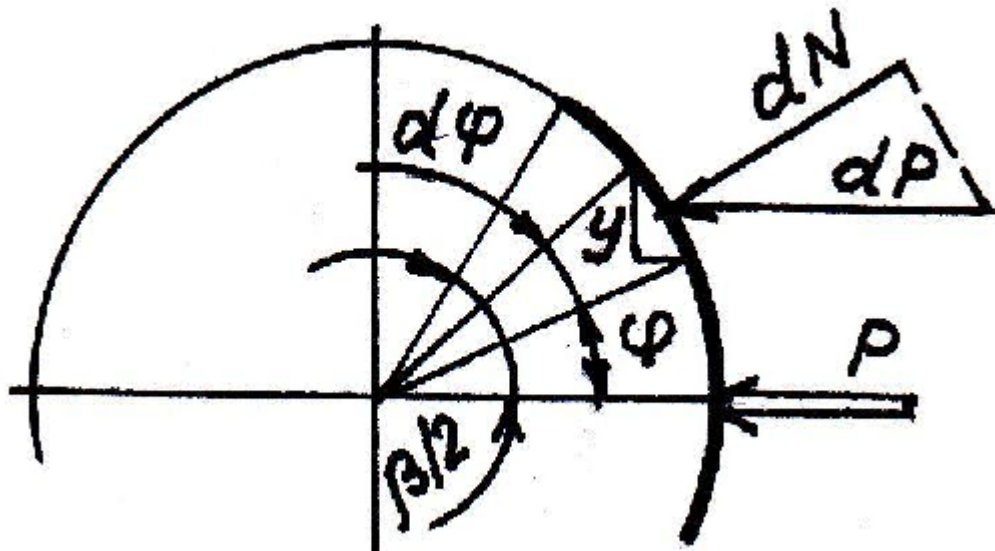


Рис. 1. Распределение сил прижатия колодки по углу обхвата тормозного шкива.

Нормальную силу на текущем углу φ найдем следующим образом. Распределенное давление от силы P прижатия колодки на вертикальную составляющую длины Y элементарного сектора

$$t = \frac{P}{2 \cdot R \cdot \sin(\beta/2)}. \quad (3)$$

Поскольку вертикальная составляющая имеет длину

$$Y = R \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi, \quad (4)$$

то давление на нее составит

$$dP = \frac{P \cdot \cos \varphi}{2 \cdot \sin(\beta/2)} \cdot d\varphi, \quad (5)$$

а нормальная сила

$$dN = \frac{P \cdot \cos^2 \varphi}{2 \cdot \sin(\beta/2)} \cdot d\varphi. \quad (6)$$

Интеграл этого выражения в пределах угла обхвата, от $-\beta/2$ до $+\beta/2$, дает полную величину нормального давления на тормозной шкив

$$P_n = \frac{P \cdot (\beta + \sin \beta)}{4 \cdot \sin(\beta/2)} \quad (7)$$

и формула (2) в более точном виде будет выглядеть

$$M = \frac{P \cdot f \cdot R \cdot (\beta + \sin \beta)}{4 \cdot \sin(\beta/2)}. \quad (8)$$

Величина максимального давления между накладкой и шкивом определяется из формулы (6)

$$P_{\max} = \frac{M}{2 \cdot B \cdot R^2 \cdot f \cdot \sin(\beta/2)}. \quad (9)$$

Эта формула определяет только давления от поступательного движения колодки. Нами получено выражение для определения P_{\max} с учетом вращательного движения колодки вокруг оси. Однако, его учет практически

не влияет на величину максимальных давлений (при $\varphi=0$), хотя значительно влияет при $\varphi>0$, особенно при $\varphi=+10$ и $\varphi=-10^\circ$.

Зависимость P_{\max} и P_{CP} от угла обхвата колодкой тормозного шкива при $M=750 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $B=130 \text{ мм}$ показаны на рис. 2.

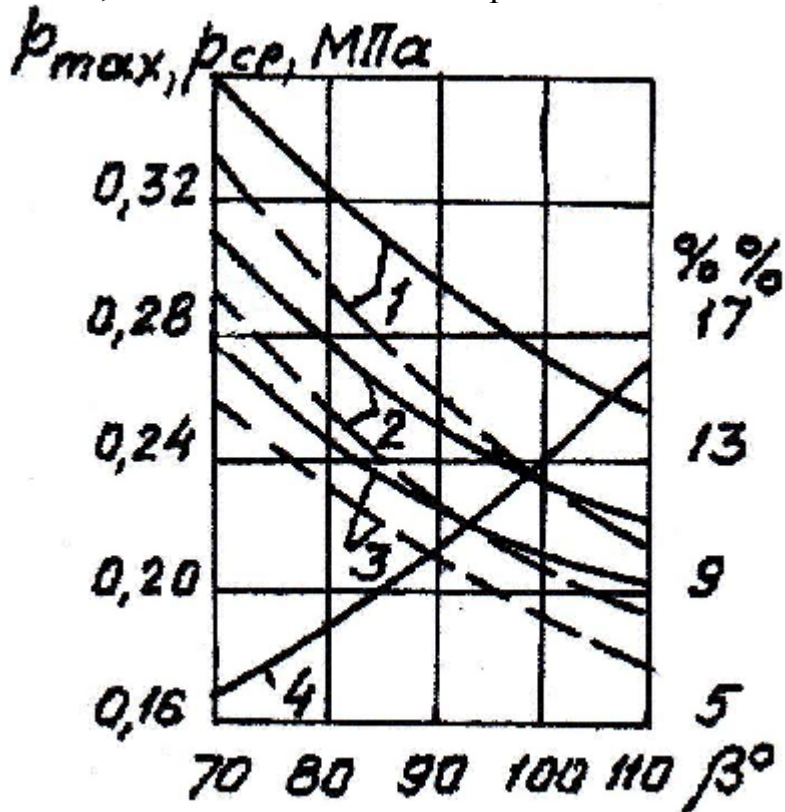


Рис. 2. Зависимости максимальных и средних давлений колодки на тормозной шкив: 1, 2, 3 – при коэффициентах трения 0,35; 0,4; 0,45 соответственно (штриховые линии – среднее давление); 4 – расхождения в процентах между максимальными и средними давлениями при $f=0,35$; 0,4; 0,45.

На рис. 3 показаны значения максимальных и средних давлений в зависимости от коэффициента трения между накладкой и шкивом.

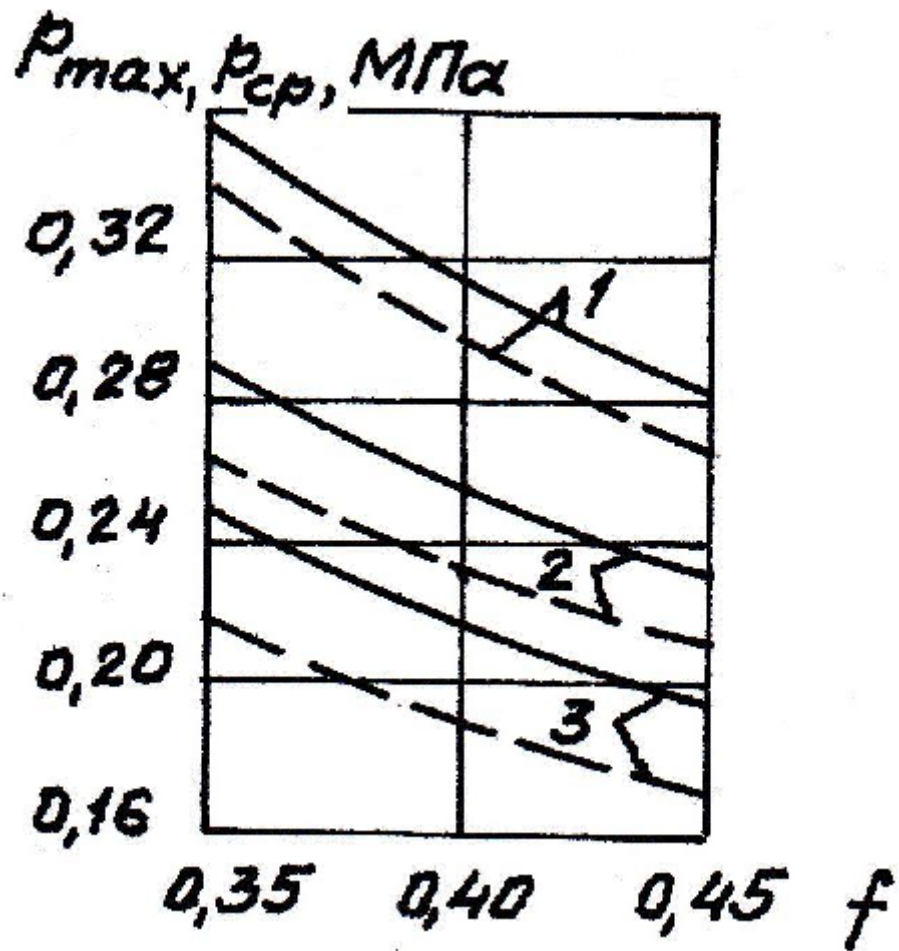


Рис. 3. Зависимости максимальных и средних давлений колодки на тормозной шкив от коэффициента трения: 1, 2, 3 – углы обхвата 70; 90; 110° - соответственно (штриховые линии – средние давления).

Естественно, что для сохранения постоянного тормозного момента при смене угла обхвата будут меняться и силы прижатия колодки.

Смена силы прижатия колодки P вследствие смены угла обхвата показана на рис. 4. Здесь же показаны процентные расхождения величин прижатия и максимальных давлений в сравнении с углом обхвата 70° (при коэффициентах трения 0,35; 0,4; 0,45).

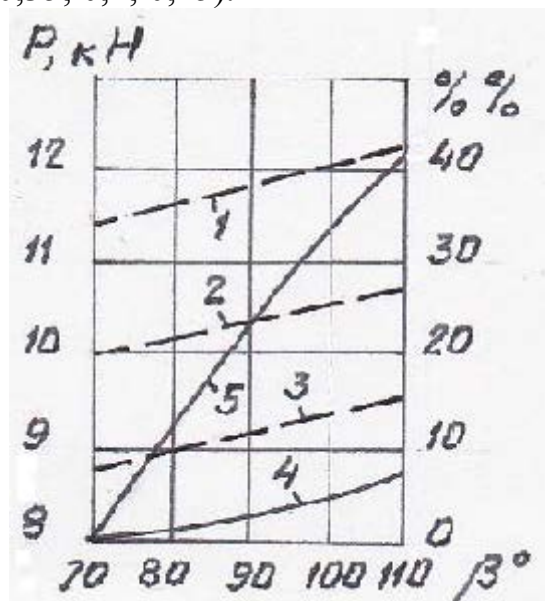


Рис. 4. Смена силы прижатия колодки к тормозному шкиву: 1, 2, 3 – при коэффициентах трения 0,35; 0,4; 0,45 соответственно; 4, 5 – процентные расхождения величин прижатия и максимальных давлений в сравнении с углом обхвата 70° .

Рекомендации. Анализ полученных формул и графиков на рис. 2 – 4 позволяет сделать такой вывод: если износ тормозных накладок считать прямо пропорциональным удельному давлению между ними и тормозным шкивом, то более рациональным будет увеличение угла до $90\dots100^\circ$; при этом силу прижатия колодок необходимо увеличить всего на $3\dots5\%$ при снижении удельного давления на $23\dots35\%$.

Литература

1. Тормозные устройства: Справочник/ Александров М.П., Лысяков А.Г., Федосеев В.Н. и др. – М: Машиностроение, 1985. – 312 с.
2. Справочник по кранам: В 2 т. Е. 2/ Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А. и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 559 с.
3. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.
4. Грузоподъемные машины/ Александров М.П., Колобов Л.Н., Лобов Н.А. и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 400 с.