

ВЛИЯНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ШИРИНЫ ФРИКЦИОННЫХ ДИСКОВ НА ИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

В.Е. Антонык, А.М. Гоман

ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», Минск;

В.В. Рудый

РУП «Белорусский автомобильный завод», Жодино

Введение. В современных тяжелых карьерных самосвалах в качестве тормозных систем используются маслоохлаждаемые тормоза (ММОТ) с фрикционными дисками. От работоспособности ММОТ зависят ресурс пробега, надежность и безотказность работы самосвала. Работоспособность ММОТ в значительной степени зависит от конструкции и точности фрикционных дисков. Анализ эксплуатации ММОТ, применяемых в тяжелых карьерных самосвалах семейства БелАЗ, показал необходимость учета условий работы фрикционных дисков в режиме длительного торможения и соответственно повышения их точности за счет применения новых конструкторских и технологических решений.

Методы и результаты исследования. На рис. 1 представлены фрикционные диски, применяемые в ММОТ карьерных самосвалов БелАЗ.

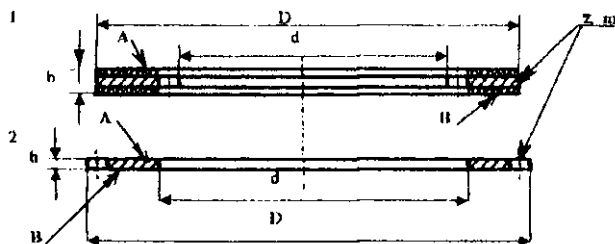


Рис. 1. Фрикционные диски ММОТ карьерных самосвалов БелАЗ:

- 1 – диск с фрикционными накладками и внутренним зубчатым венцом,
2 – диск промежуточный с наружным зубчатым венцом

По результатам опыта эксплуатации гусеничных машин 63 % фрикционных дисков выходит из строя из-за коробления и из-за износа 17 % [1]. По результатам эксплуатации ММОТ карьерных самосвалов БелАЗ были также отмечены коробление фрикционных дисков и увеличение их «тарельчатости».

Основным дефектом по выходу из строя дисков промежуточных 1, 3, 4 и 5 было повышенное коробление на диске 1 – до 2 мм, на дисках 3 – до 10 мм. Диски 4 имели уменьшение наружного диаметра до внутреннего диаметра D зубчатого венца корпуса 6, в результате произошел выход дисков 4 из зацепления с зубчатым венцом корпуса 6. На валу 8 были кольцевые канавки в месте контакта дисков 4 с валом 8. Диск 5 имел после разборки «тарельчатость» 50...100 мм. Диск 7 нажимного поршня также имел повышенную «тарельчатость». На фрикционных дисках 2 были отмечены разрушение и отсутствие части фрикционных накладок. При разрезе дисков после эксплуатации происходило увеличение разреза на 20...100 мм. Наблюдаемые выходы из строя фрикционных дисков ММОТ позволяют сделать вывод о значительном влиянии температуры на изменение геометрии и условий работы фрикционных дисков.

Следует отметить, что относительные размеры дисков также играют большую роль при работе фрикционных дисков. Так, относительно широкие диски более склонны к короблению в процессе эксплуатации. Узкие диски более эластичны, имеют хорошую зону контакта, лучшее охлаждение и доступ масла [2]. Фирма HORBIGER [3] рекомендует для фрикционных дисков ММОТ использовать отношения b/r_{cp} в пределах 0,14 – 0,30 и d/D в пределах 0,74 – 0,88.

Для определения влияния относительной ширины фрикционных дисков на температурный режим их работы выполним расчет теплонагруженности фрикционных дисков ММОТ для условий их длительного торможения.

Количество тепла Q , необходимое для нагрева диска, определяется [4]

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta t, \quad (1)$$

где c – удельная теплоемкость материала диска $\frac{Дж}{кг \cdot град}$; m – масса диска кг; Δt – разность температур диска, °С.

Масса диска равна

$$m = \frac{\pi}{4} \rho \cdot h \cdot D^2 \cdot \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right) \text{ кг}, \quad (2)$$

где ρ – плотность материала диска, $\frac{кг}{м^3}$; h – толщина диска, м; D – расчетный наружный диаметр, м; d – расчетный внутренний диаметр, м.

Подставив (2) в (1), получим

$$Q = \frac{\pi}{4} \rho \cdot h \cdot D^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right] \cdot c \cdot \Delta t \text{ Дж}. \quad (3)$$

Определим работу сил трения на одном обороте диска. Предположим, что в начальный момент времени давление p равномерно распределено по поверхности диска. Связь между нормальным давлением p и касательным трением τ определяется законом Кулона $\tau = f \cdot p$, и на элементарном кольце шириной dr действует элементарный момент трения, равный (рис. 3)

$$\delta M = (\tau \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr) \cdot r = 2\pi \cdot f \cdot p \cdot r^2 \cdot dr. \quad (4)$$

где f – коэффициент трения скольжения.

Работа этого элементарного момента трения за один оборот диска равна

$$\delta A_{\delta M}^{(1)} = \delta M \cdot 2\pi = 4\pi^2 \cdot f \cdot p \cdot r^2 \cdot dr. \quad (5)$$

Суммируя работу сил трения на поверхности диска за один оборот, получим

$$A^{(1)} = \int_{d/2}^{D/2} 4\pi^2 \cdot f \cdot p \cdot r^2 \cdot dr = \frac{\pi^2}{6} \cdot f \cdot p \cdot D^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right]. \quad (6)$$

За N оборотов работа сил трения будет

$$A = N \cdot A^{(1)}$$

или

$$A = \frac{n \cdot T}{60} \cdot \frac{\pi^2}{6} \cdot f \cdot p \cdot D^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right] = 0,0274 \cdot n \cdot T \cdot f \cdot p \cdot D^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right]. \quad (7)$$

где T – время нагрева, с; n – число оборотов вращения диска, мин^{-1} .

Из равенства $Q = A$ определим уровень повышения температуры

$$\Delta t = 0,0349 \cdot \frac{n \cdot T \cdot f \cdot p \cdot D}{\rho \cdot h \cdot c} \cdot \frac{1 - \left(\frac{d}{D} \right)^3}{1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2}. \quad (8)$$

Преобразуем выражение (8)

$$\Delta t = \alpha \cdot \frac{1 - k^3}{1 - k^2} = \alpha \cdot B, \quad (9)$$

где $k = \left(\frac{d}{D} \right)$ – величина, характеризующая относительную ширину диска,

$\alpha = 0,0349 \cdot \frac{n \cdot T \cdot f \cdot p \cdot D}{\rho \cdot h \cdot c}$ – постоянная величина, $B = \frac{1 - k^3}{1 - k^2}$ – перемен-

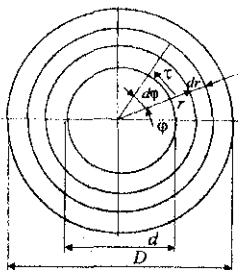


Рис. 3. Схема действия сил на фрикционном диске

ная величина, характеризующая рост температуры диска в зависимости от его относительной ширины.

В таблице 1 приведены сравнительные значения Δt – роста температуры для дисков в зависимости от относительной ширины d/D .

Таблица 1

Значения относительной ширины дисков на повышение температуры

d/D	Δt
0,9	$\alpha \cdot 1,42$
0,8	$\alpha \cdot 1,34$
0,67	$\alpha \cdot 1,27$
0,5	$\alpha \cdot 1,17$

Таким образом, по результатам, приведенным в табл. 1, можно сделать вывод о том, что при одинаковом наружном диаметре при выполнении одной и той же работы, затрачиваемой на торможение, предпочтительнее применение дисков с более высокой относительной шириной, так как при этом будет выделяться меньшее количество тепла на нагрев дисков.

Вместе с тем диски с относительно разной шириной будут иметь различную склонность к деформированию под воздействием температуры.

Предположим, что нагрузка равномерно распределена по наружному контуру и равнодействующая этих нагрузок равна

$$G = p \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]. \quad (10)$$

Максимальный прогиб w_{\max} в этом случае равен [5]

$$w_{\max} = C_3 \cdot \frac{G \cdot \left(\frac{D}{2} \right)^2}{E \cdot h^3} = \frac{C_3 \cdot \frac{\pi D^4}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^{2T}}{E \cdot h^3} = \beta \cdot (1 - k^2), \quad (11)$$

где C_3 – коэффициент, учитывающий условие закрепления диска; E – модуль упругости, МПа; $\beta = \frac{p \cdot \pi \cdot D^4 \cdot C_3}{16 E \cdot h^3}$ – постоянная величина.

Расчетные значения максимального прогиба w_{\max} в зависимости от отношения d/D приведены в табл. 2.

Из таблицы 2 можно сделать вывод о том, что при изменении отношения внутреннего диаметра фрикционного диска к наружному d/D от 0,9 до 0,7 происходит увеличение прогиба диска почти в 2,5 раза.

**Значения прогиба фрикционного диска в зависимости
от его относительной ширины**

d/D	w_{\max}
0,9	$\beta \cdot 0,19$
0,8	$\beta \cdot 0,36$
0,7	$\beta \cdot 0,51$
0,67	$\beta \cdot 0,55$
0,5	$\beta \cdot 0,75$

Выполненные расчеты подтверждают предположение о влиянии на возникновение прогибов и «тарельчатости» фрикционных дисков как эксплуатационной температуры дисков, так и их относительных размеров по соотношению d/D .

Литература

1. Трансмиссии гусеничных и колесных машин / В.М. Труханов [и др.]; под ред. В.М. Труханова. – М.: Машиностроение, 2001. – 736 с.
2. Антонюк, В.Е. Выбор конструкционных параметров и совершенствование технологии изготовления фрикционных дисков / В.Е. Антонюк // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. – № 7. – С. 45 – 47.
3. Hoerbiger, Lamellenhandbuch. – HOERBIGER Antriebstechnik GmbH. – Schongau, 2004.
4. Жучков, М.Г. Износостойкость и коэффициенты трения фрикционных узлов с металлокерамическими дисками, работающими в масле / М.Г. Жучков, В.С. Фанталов // Вестник машиностроения. – 1983. – № 4. – С. 13 – 14.
5. Прочность, устойчивость, колебания. Т. 1. / под ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 83 с.

УДК 621.833

ПРОГРАММНЫЙ РАСЧЕТ ПРОДОЛЬНОЙ МОДИФИКАЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

В.Е. Антонюк, В.С. Александрова, И.Н. Николаенкова

ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», Минск;

В.Н. Русецкий

РУП «Минский автомобильный завод», Минск

Для устранения кромочного контакта в современных зубчатых передачах широко используется продольная модификация профиля зуба (бочкообразность). В зависимости от условий работы передачи можно использовать различные формы модификации, а современные зубообрабатываю-