

Опорные поверхности с рассчитанными углами их наклона были изготовлены и установлены вместо серийной опоры тормоза автомобиля ВАЗ-2101. Проведенные на тормозном стенде ММИ испытания показали, что рассчитанная опора обеспечивает износ накладок, близкий к равномерному.

Литература

1. М а м и т и Г.И. Нагрузочные и расчетные режимы колесных и трансмиссионных барабанных тормозов. – В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. – Минск, 1979, вып. 13, с. 48-52.

УДК 629.113 – 592:539.4

Г.И.Мамити, канд.техн.наук
(ММИ)

РАСЧЕТ ТОРМОЗНОЙ КОЛОДКИ АВТОМОБИЛЯ НА ПРОЧНОСТЬ

Тормозная колодка – одна из основных и наиболее нагруженных деталей барабанного тормоза, представляющая собой кривой брус, очерченный по дуге окружности, нагруженный в своей плоскости разжимающим усилием, параллельными [1] и соответствующими им тангенциальными распределенными усилиями, действующими со стороны барабана (рис. 1,а).

Приведем разжимающие силы $Q_{1,2}$, из которых Q_1 приложена к первичной, а Q_2 – ко вторичной колодкам, к срединной окружности колодок с радиусом R , проходящей через центры поворота колодок (рис. 1,б).

$$Q'_{1,2} = \frac{Q_{1,2}h_{1,2}}{R[\cos \delta + \cos(\psi + \delta)]}, \quad (1)$$

где h_1 и h_2 ($h_{1,2}$) – плечи приложения разжимающих сил Q_1 и Q_2 ($Q_{1,2}$) (индексами 1 и 2 обозначены геометрические и силовые факторы, относящиеся к первичной и вторичной колодкам); Q'_1 и Q'_2 ($Q'_{1,2}$) – приведенные к срединной окружности колодок разжимающие усилия; δ – угол давления; ψ – угол, показанный на рис. 1.

Разложим теперь приведенные разжимающие усилия на нормальные $T_{1,2}$ и радиальные $P_{1,2}$ составляющие (рис. 1, б):

$$T_{1,2} = Q'_{1,2} \cos(\psi + \delta); P_{1,2} = Q'_{1,2} \sin(\psi + \delta). \quad (2)$$

На рис. 1,в представлена расчетная схема тормозной колодки автомобиля.

После того как определим изгибающие моменты от действующих сил, напишем выражения для текущего значения изгибающего момента на отдельных участках колодок:

$$\psi \leq \varphi \leq \theta; M_{1,2}^I(\varphi) = R \{ T_{1,2} [1 - \cos(\varphi - \psi)] + P_{1,2} \sin(\varphi - \psi) \};$$

$$\theta \leq \varphi \leq \nu; M_{1,2}^{II}(\varphi) = M_{1,2}^I(\varphi) + p_{1,2} R^2 \{ (\varphi - \theta) \cos \varphi + \sin \theta \cos(\varphi - \theta) - \sin \varphi + \sin \theta \pm \mu [\cos \theta - \cos \varphi - (\varphi - \theta) \frac{\sin \varphi}{2} - \frac{\sin \theta}{2} \sin(\varphi - \theta)] \}; \quad (3)$$

$$\nu \leq \varphi \leq \pi; M_{1,2}^{III}(\varphi) = M_{1,2}^I(\varphi) + p_{1,2} R^2 (\nu - \theta) [\cos \varphi - \cos \frac{\nu + \theta}{2} \pm \mu (\frac{\rho_{1,2}}{R} - \sin \varphi)],$$

где φ – текущий угол; θ, ψ – углы, показанные на рис. 1; μ – коэффициент трения; $p_{1,2}$ – максимальные значения приведенных к срединной окружности распределенных нагрузок на первичной p_1 и вторичной p_2 колодках [2], равные для рассматриваемой задачи

$$p_{1,2} = \frac{Q_{1,2} h_{1,2}}{R^2 [\nu - \theta + \sin \nu - \sin \theta \mp \mu (\cos \theta - \cos \nu + \frac{\sin^2 \nu - \sin^2 \theta}{2})]};$$

$\rho_{1,2}$ – радиусы приложения равнодействующих распределенных нагрузок на первичной ρ_1 и вторичной ρ_2 колодках, равные

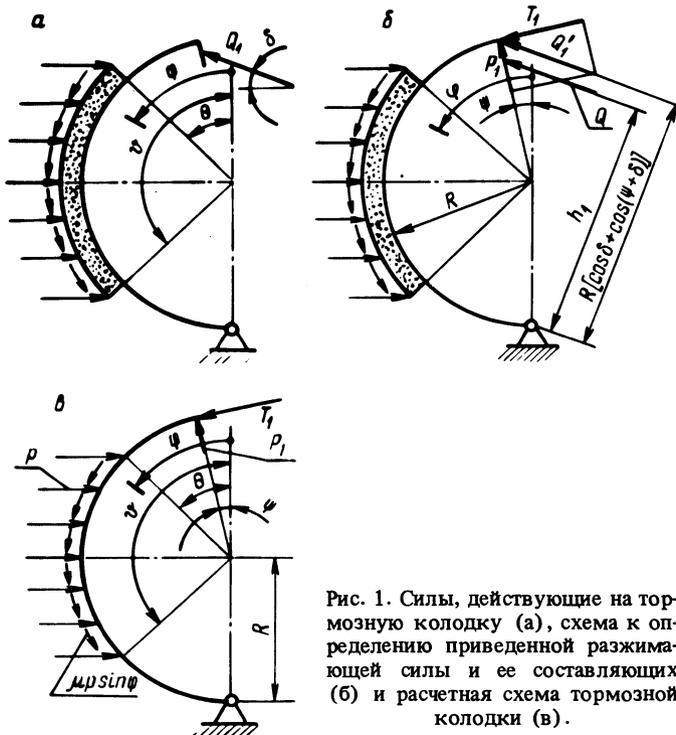


Рис. 1. Силы, действующие на тормозную колодку (а), схема к определению приведенной разжимающей силы и ее составляющих (б) и расчетная схема тормозной колодки (в).

$$\rho_{1,2} = R \left[\mp \frac{1}{\mu} \mp \frac{\sin v - \sin \theta}{\mu(v - \theta)} + \frac{\cos \theta - \cos v}{v - \theta} + \frac{\sin^2 v - \sin^2 \theta}{2(v - \theta)} \pm \frac{1 + \cos \frac{v + \theta}{2}}{\mu} \right].$$

Зная значения изгибающего момента $M(\varphi)$ на различных участках колодок (3), легко определить напряжение в сечении с угловой координатой φ :

$$\sigma(\varphi) = \mp \frac{M(\varphi)}{W_x},$$

где W_x — момент сопротивления сечения колодки.

Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния колодок и практика эксплуатации подтверждают верность предлагаемого метода расчета колодок.

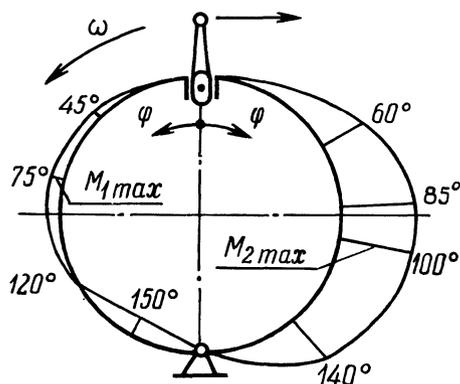


Рис. 2. Эпюры распределения изгибающих моментов вдоль окружности первичной и вторичной колодок барабанного тормоза мотороллера "Тулица".

Исследования колодок с помощью формул (3) позволили установить следующее:

1. Наибольшие нагрузки испытывает вторичная колодка в сечении $\sim 85^\circ$. Эти нагрузки приблизительно в 5 раз превышают максимальные нагрузки на первичной колодке в тормозе с кулачковым разжимом, когда $Q_1 < Q_2$ (рис. 2).
2. В случае, когда обеспечивается $Q_1 = Q_2$, вторичная колодка оказывается приблизительно в 1,5 раза менее нагруженной.
3. Уменьшение угла охвата приводит к увеличению изгибающих моментов.

Литература

1. М а м т и Г.И. Нагрузочные и расчетные режимы колесных и трансмиссионных барабанных тормозов. — В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1979, вып. 13, с. 48–52.
2. М а м т и Г.И. Функциональный расчет барабанных тормозов. — В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1980, вып. 15, с. 84.