



онного контакта. Реальное положение точки контакта  $K$  приложения результирующей взаимодействия  $F$  зависит от многих геометрических и силовых факторов, в том числе от приработки фрикционной пары, поэтому для ее уточнения необходимо провести эксперимент.

Момент торможения  $M_{mp}$  можно определить как произведение силы трения в паре барабан-колодка на радиус барабана:

$$M_{mp} = \mu F R \cos \beta / 2,$$

где  $\mu$  — коэффициент трения фрикционной накладки о барабан радиуса  $R$ ,  
 $\beta / 2$  — угол между силой  $F$  и радиусом  $R$ .

Момент приводной силы  $M_{np}$  определяется как момент, приведенный от силы  $F$  взаимодействия барабана и колодки:

$$M_{np} = F_{np} e,$$

где  $F_{np}$  можно определить из теоремы Жуковского:

$$F_{np} = \frac{F v_k}{v_a} \cos(N, v_k).$$

В относительном движении подвижной и неподвижной центроид точка  $P$  является мгновенным центром скоростей, поэтому расстояние между ней и точкой  $K$  приложения взаимодействующей двух взаимоогibaемых дуг радиусов  $R$  и  $r$  пропорционально скорости  $v_k$  точки  $K$ , в то время как скорость  $v_a$  точки  $A$  пропорциональна радиусу  $r$ .

Поскольку результирующая  $F$  является реактивной силой, можно принять, что направление  $F$  совпадает с направлением скорости  $v_k$  точки ее приложения  $K$ . В этом случае  $PK$  является не только аналогом скорости, но и плечом силы  $F$ , а угол между  $F$  и радиусом  $R$  всегда равен половине угла  $POK$ , что очень важно для определения направления результирующей. Из равнобедренного треугольника  $PAK$  определяем плечо  $PK$ :

$$PK = 2r \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Таким образом, в соответствии с теоремой Жуковского, приведенная к водилу длиной  $e$  сила  $F$  равна

$$F_{np} = \frac{F 2r \sin \alpha / 2}{r} = 2F \sin \alpha / 2,$$

а момент приводной

$$M_{np} = e F_{np} = 2F e \sin \alpha / 2.$$

Коэффициент эффективности [2] можно определить по формуле

$$K_{\mathcal{E}} = \frac{M_{mp}}{M_{np}} = \frac{F \mu R \cos \beta / 2}{2F e \sin \alpha / 2} = \frac{\mu R \cos \beta / 2}{2e \sin \alpha / 2},$$

где  $F$  — усилие общей нормали;  $\mu$  — коэффициент трения;  $R$  — радиус барабана;  $r$  — радиус колодки;  $e = R - r$  — длина водила, или эксцентриситет приводного звена.

Угол  $\beta$  является вершиной равнобедренного треугольника  $POK$ , из которого основание  $PK$  определяется как

$$PK = 2r \sin \frac{\beta}{2}.$$

Отсюда можно определить угол  $\beta/2$ , учитывая, что РК является основанием и для треугольника РАК:

$$\beta / 2 = \arcsin \frac{r \sin \alpha / 2}{R}.$$

С учетом этого коэффициент эффективности

$$K_{\varepsilon} = \frac{M_{mp}}{M_{np}} = \frac{\mu R \cos \arcsin \frac{r \sin \alpha / 2}{R}}{2e \sin \alpha / 2}.$$

Поскольку радиусы  $r$  и  $R$  отличаются на относительно малую величину  $e$ , углы  $\alpha$  и  $\beta$  также в реальности отличаются незначительно, поэтому можно принять  $\alpha \approx \beta$ :

$$K_{\varepsilon} = \frac{M_{mp}}{M_{np}} = \frac{\mu R \cos \alpha / 2}{2e \sin \alpha / 2} = \frac{\mu R}{2e \operatorname{tg} \alpha / 2}.$$

В конечной формуле две неизвестных величины – угол  $\alpha$  и коэффициент эффективности  $K_{\varepsilon}$ . Если определить коэффициент эффективности экспериментально, то можно вычислить и угол  $\alpha$ :

$$\alpha = 2 \arctan \frac{\mu R}{2K_{\varepsilon}e}.$$

Задача дальнейшего исследования состоит в идентификации положения точки  $K$  относительно пятна фрикционного контакта, то есть в определении взаимосвязи между параметрами пятна контакта и углом  $\alpha$ .

Изготовлен и испытан экспериментальный образец такого тормоза, выполненный на базе барабанного тормоза от мотоцикла «Ява» с уменьшенной площадью тормозной накладки и с оригинальной системой привода (с одной колодкой для простоты). Использование в качестве приводного двигателя постоянного тока позволяет определять движущий момент через потребляемый ток, который пропорционален моменту.

Нагружение входного звена производится путем воздействия на рычаг силой тяжести, силой упругости, либо вручную. Испытания показали, что коэффициент эффективности нового тормоза даже в таком упрощенном исполнении равен 6 (рис.2), то есть в 20 раз больше, чем у дискового тормоза, если коэффициент эффективности дискового тормоза равен, как известно, коэффициенту трения  $\mu = 0,3$  (одной колодки).

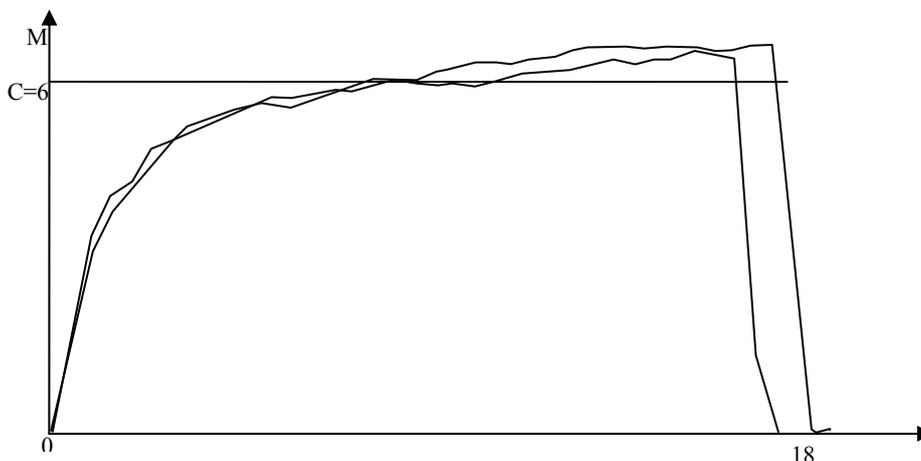


Рис. 2. График тормозного момента при реверсировании

Такой высокий коэффициент эффективности [3] при отсутствии самоусиления, то есть при высокой стабильности, делает предложенную конструкцию перспективной в следующих направлениях:

- высокий коэффициент эффективности позволит снизить рабочее давление в тормозной системе, что будет способствовать повышению надежности тормозной системы вплоть до отказа от усилителей – она сохранит работоспособность при выключенном двигателе, а также упростит тормозную систему в целом;
- снижение веса и габаритов тормозного механизма позволит уменьшить в целом подрессоренные массы и улучшить плавность хода;
- возможно увеличение диаметра колеса — это будет способствовать повышению устойчивости и плавности хода;
- уменьшение коэффициента трения снизит износ, вибрацию и писк, а также позволит улучшить экологическую ситуацию за счет применения современных фрикционных материалов, не содержащих асбест.

Немаловажным преимуществом является закрытый тип исполнения колодочного тормоза и сравнительно невысокие температурные режимы. Конструкция тормозного механизма содержит всего три подвижных звена, два из которых — колодки.

### *Список литературы*

1. Колодочный тормоз: Патент РФ №2188345, М. Кл.<sup>4</sup> F 16 D 51/00, 51/16 / С.А. Кузнецов, М.А. Камалян (РФ)
2. Машенко А.Ф., Розанов В.Г. Тормозные системы автотракторных средств. — М.: Транспорт, 1972. — 144 с.
3. Камалян М.А., Кузнецов С.А. Автомобильный тормоз со сложным огибающим движением колодки // Совр. пробл. проектирования и эксплуатации транспортных и технологических систем: Тр. Междунар. науч.-техн. конф. — С-Пб.: Изд. политехн. ун-та, 2006. — С. 90.

Стаття надійшла до редакції 04.06.08  
© Камалян М.А., Кузнецов С.А., 2008