

БЛОКИРУЮЩИЕСЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ С УБЫВАЮЩИМ  
ВНУТРЕННИМ ТРЕНИЕМ

В последнее время появился новый вид блокирующихся дифференциалов, блокирующие свойства которых определяются не только их геометрическими параметрами, но и величиной тяговой нагрузки. В этих механизмах с увеличением тяговой нагрузки внутреннее трение и, следовательно, блокирующие свойства понижаются.

Однако на сегодняшний день нет методик по расчету блокирующих свойств этих дифференциалов, недостаточно изучены внутренние процессы, происходящие в них при работе. Поэтому возникла необходимость проведения соответствующих теоретических разработок.

Рассмотрим одну из конструктивных схем таких механизмов (рис. 1). Фрикционные муфты 1 дифференциала сжаты тарельчатыми пружинами 2, создающими начальное трение, которое характеризуется статическим моментом трения

$$M_M^{CT} = 2F_n \mu r_M i,$$

где  $F_n = \text{const}$  - усилие одной пружины;  $\mu$  - коэффициент трения;  $r_M$  - средний радиус трения дисков;  $i$  - число пар трения.

Или, обозначив  $V = F_n r_M i$ ,

$$M_M^{CT} = 2 \mu V. \quad (1)$$

При этом учитываем только основное трение в фрикционных муфтах. Пренебрегаем трением торцев сателлитов с корпусом, о шипы крестовины, в зубчатом зацеплении.

При подведении к корпусу механизма крутящего момента в зубчатом зацеплении 3 и на скосах трапецеидальных кулачков 4 возникают осевые силы  $P_{oc}$ , действующие противоположно усилию  $F_n$ . Поэтому степень сжатия муфт уменьшается и диски каждой из них будут сжиматься усилием, равным разности  $F_n$  и  $P_{oc}$ . Момент трения на текущем тяговом режиме определится из выражения

$$M_M = 2(F_n - P_{oc}) \mu r_M i.$$

Выражая  $P_{oc}$  через геометрические параметры дифференциала и тяговый момент на корпусе механизма  $M_o$ , можно получить

$$M_M = M_M^{ст} - \mu A M_o, \quad (2)$$

где  $A = A_1 + A_2$ . Коэффициенты  $A_1 = \frac{r_M i \operatorname{tg} \alpha \cos \delta}{r_n}$  и

$A_2 = \frac{r_M i \operatorname{tg} \varphi}{r_k}$  обусловлены действием осевых сил со-

ответственно в зацеплении шестерен и на склонах кулачков;  $\alpha$  – угол зацепления шестерен;  $\delta$  – половина угла начального конуса сателлита;  $r_n$  – средний радиус зацепления полуосевой шестерни;  $\varphi$  – угол склона кулачков;  $r_k$  – средний радиус кулачков.

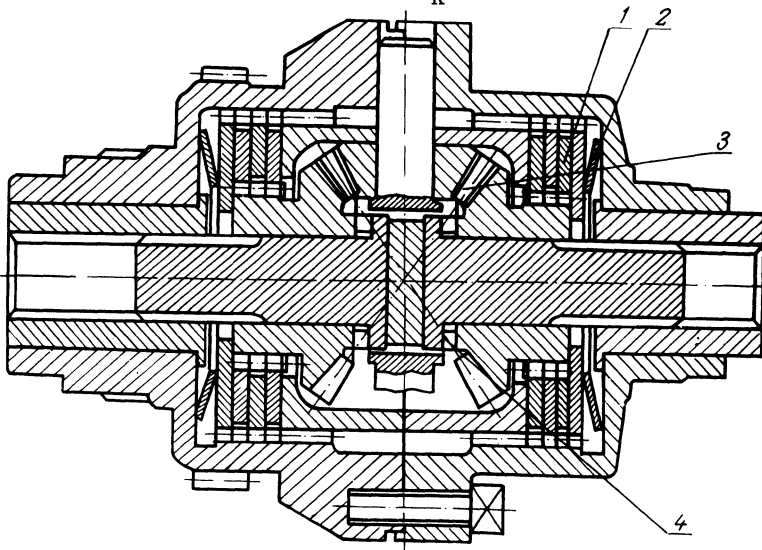
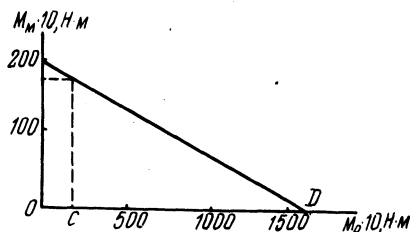


Рис. 1. Блокирующийся дифференциал с убывающим внутренним трением.

Рис. 2. Зависимость момента трения в дифференциале от тягового момента на его корпусе.



На рис. 2 приведено графическое изображение зависимости (2).

Следует отметить, что, хотя максимальный момент трения определяется выражением (1), но, как показывает анализ работы дифференциала, он никогда не реализуется, т.е. относительное вращение выходных валов механизма в этом случае невозможно. Максимальный момент трения, при котором срабатывает дифференциал, можно определить из условия, что момент на забегающей полуоси  $M' = 0$ , т.е.  $M_M^C = M_M'' = M_M$ , где  $M_M^C$  - максимальный момент трения срабатывания,  $M_M''$  - момент на отстающей полуоси. Тогда из выражения (2) находим

$$M_M^C = \frac{M_M^{CT}}{1 + \mu A} \quad (3)$$

Таким образом, зона возможного дифференциального эффекта лежит правее точки С, соответствующей  $M_M^C = M_M^O$  (рис. 2). Срабатывание механизма левее указанной точки  $M_M^O$  возможно только в случае приложения к забегающей полуоси отрицательного момента.

Из уравнения (2) можно определить значение тяговой нагрузки  $M_{O1} = M_{O1}^0$ ; при которой блокирующийся дифференциал выходит на режим работы обычного (точка D, рис. 2)

$$M_{O1}^0 = \frac{M_M^{CT}}{\mu A} = \frac{2B}{A}$$

Блокирующие свойства дифференциалов оценивают, как правило, коэффициентом блокировки  $K$ . Для многих из них  $K$  постоянен и задается еще на стадии их разработки. Коэффициент блокировки рассматриваемого механизма является переменной величиной [1] и поэтому неудобен в расчетах, хотя и наглядно иллюстрирует перераспределение крутящих моментов между полуосями при его срабатывании. Необходим постоянный по своему численному значению параметр, пользуясь которым при проектировании можно получить дифференциал с необходимыми блокирующими свойствами. Такой характеристикой дифференциала с падающим внутренним трением, на наш взгляд, может служить удельный статический момент трения

$$K_D^{CT} = \frac{M_M^{CT}}{M_{O1}^0} = \mu A.$$

После небольших преобразований можно убедиться, что

$$K_{\text{д}}^{\text{ст}} = \frac{K_{\text{д}}^{\text{т}}}{\frac{\varphi_{\text{о1}}}{\varphi_{\text{экс}}} - 1}, \quad (4)$$

где  $\varphi_{\text{о1}}$  - реализуемый коэффициент сцепления, соответствующий тяговому моменту  $M_{\text{о1}}$ ;  $\varphi_{\text{экс}}$  - реализуемый коэффициент сцепления, соответствующий крутящему моменту  $M_{\text{о}}$  на эксплуатационном режиме движения;  $K_{\text{д}}^{\text{т}}$  - удельный момент трения дифференциала с постоянным коэффициентом блокировки, обычно  $K_{\text{д}}^{\text{т}} = 0,5 \dots 0,6$ . Значения коэффициентов  $\varphi_{\text{о1}}$  и  $\varphi_{\text{экс}}$  следует выбирать, исходя из условий эксплуатации машины, для которой проектируется дифференциал. С помощью коэффициента  $K_{\text{д}}^{\text{ст}}$  можно определить все рассмотренные выше характеристики дифференциала и его конструктивные параметры А и В.

Таким образом, основным критерием блокирующегося дифференциала с убывающим внутренним трением следует считать удельный статический момент трения, определяемый формулой (4) и характеризующий степень падения момента трения в данном механизме.

К основным характеристикам дифференциала с падающим трением следует отнести также статический момент трения и максимальный момент трения срабатывания.

При проектировании дифференциала необходимо задаться эксплуатационным реализуемым коэффициентом сцепления  $\varphi_{\text{экс}}$  и реализуемым коэффициентом сцепления, при котором блокирующийся дифференциал выходит на режим работы обычного.

#### Л и т е р а т у р а

1. Лефаров А.Х., Ванцевич В.В., Гурин А.В. Блокирующиеся дифференциалы - механизмы автоматического действия. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилей, тракторов и их двигателей, Минск, 1978, вып. 10.