

УДК 629.113

## Методика определения коэффициента блокировки дифференциала «Квайф»

Фоминых А. Б.<sup>1</sup>, Жеглов Л. Ф.<sup>1,\*</sup>

[\\*sheglov.l.f@mail.ru](mailto:sheglov.l.f@mail.ru)

<sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

---

В настоящее время в качестве распространенных мер по повышению тяговых свойств автомобилей используют установку в трансмиссию дифференциалов повышенного трения, в частности, дифференциалов типа «Квайф». Степень улучшения тяговых свойств таких автомобилей может быть оценена либо экспериментально, либо теоретически зная коэффициенты блокировки установленных в трансмиссию дифференциалов. В статье рассмотрена методика расчета коэффициента блокировки дифференциала «Квайф», позволяющая на стадии проектирования определить числовые значения коэффициента блокировки такого дифференциала, и приводятся зависимости этого коэффициента от угла зацепления и угла наклона зубьев шестерен дифференциала.

**Ключевые слова:** автомобиль, дифференциал, сателлит, полуосевая шестерня, трение, коэффициент полезного действия, коэффициент блокировки

---

Повышение тяговых качеств автомобилей на покрытых наледью и заснеженных дорогах является актуальной задачей [1-4]. Эта задача может быть решена или введением в трансмиссию дифференциала (дифференциалов) повышенного трения, или оптимальным распределением силового потока между ведущими колесами автомобиля. В первом случае, при проектировании такого дифференциала необходимо определить коэффициент блокировки и момент трения.

В качестве дифференциала повышенного трения [5,6] обычно используют конструкцию «Квайф» (рис.1).

В таком дифференциале сателлиты 1, связанные с одним из выходных валов частью своей ширины венца, расположены на угловом расстоянии  $\gamma$  по отношению друг к другу и находятся в зацеплении другой частью своей ширины венца с сателлитами, связанными с другим выходным валом 4. Количество сателлитов с каждой стороны обычно равно четырем или пяти. При увеличении угловой скорости одного выходного вала по отношению к другому благодаря косозубому зацеплению, кроме сил трения в зубчатых зацеплениях, возникают силы трения на цилиндрических и торцевых поверхностях контакта сателлита 3 с корпусом дифференциала. Это приводит к тому, что крутящий момент на отстающем выходном валу может быть увеличен по сравнению с крутящим

моментом на забегающем выходном валу на величину суммарного момента трения в дифференциале. Узел 2 с упругими элементами служит для обеспечения трения в дифференциале даже при малых значениях крутящего момента, передаваемого через корпус дифференциала. Один из способов расчета коэффициента блокировки такого дифференциала был показан в работе [7].

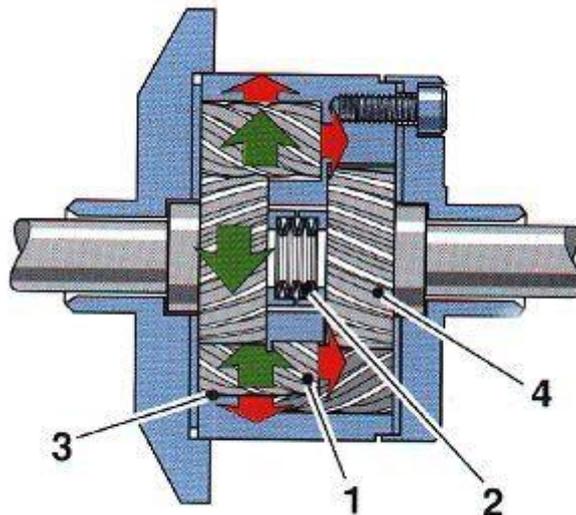


Рис. 1. Дифференциал конструкции «Квайф» («Quaife»)

Рассмотрим более компактную форму алгоритма оценивания обозначенного параметров дифференциала конструкции «Квайф», используя основное выражение [8] для коэффициента блокировки

$$K_{\delta} = \frac{T_2}{T_1},$$

где  $T_2, T_1$ - крутящие моменты на отстающем и забегающем выходных валах дифференциала соответственно.

На стадии проектирования для вычисления  $K_{\delta}$  целесообразно использовать следующую зависимость

$$K_{\delta} = \frac{1+K_{\delta 1}}{1-K_{\delta 1}},$$

где  $K_{\delta 1}$  – коэффициента блокировки по второму определению,  $K_{\delta 1} = \frac{T_{тр}}{T_{\delta}}$ ;  $T_{тр}$  – момент трения в дифференциале,  $T_{\delta}$  – момент на корпусе дифференциала.

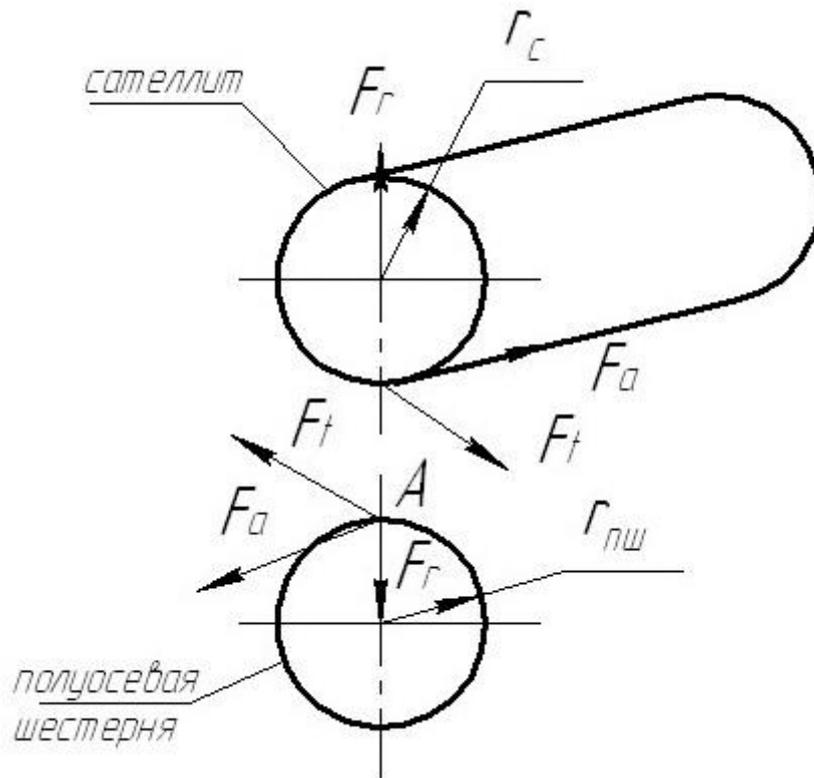
Таким образом, на первом этапе необходимо вычислить момент трения  $T_{тр}$ . Выполним расчет этого параметра.

Суммарная окружная сила  $F_t$ , действующая в зацеплениях всех сателлитов с обеими полуосевыми шесте

$$F_t = \frac{T_{\delta}}{r_{ни}}, \quad (1)$$

где  $r_{ни}$ – средний радиус начальных окружностей полуосевых шестерен.

Далее рассмотрим зацепление «полуосевая шестерня – сателлит» (рис. 2)



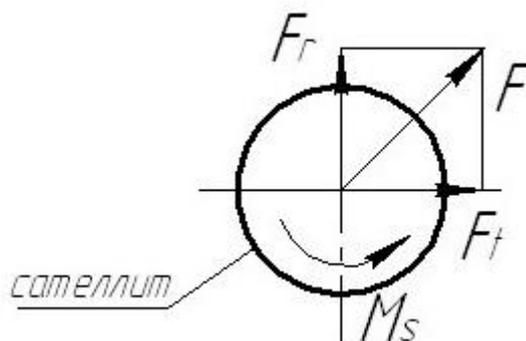
**Рис. 2.** Схема сил, действующих в точке А – условной точке контакта сателлита с полуосевой шестерней

При пяти сателлитах с каждой стороны таких точек А пять (расположены по окружности радиуса  $r_{ни}$ ).

После переноса силы  $F_t$  в центр сателлита (рис. 3) получаем дополнительный момент

$$M_s = F_t \cdot r_c, \quad (2)$$

где  $r_c$  - радиус начальной окружности сателлита.



**Рис. 3.** Схема приведения силы  $F_t$  к центру сателлита

Для определения сил  $F_r$  и  $F_a$  необходимо в универсальных равенствах для осевой  $F_x$  и радиальной  $F_r$  сил в контакте конических и цилиндрических косозубых шестерен [8]

$$F_x = -\frac{F_t}{\cos\beta_{cp}}(-tg\alpha_n \cdot \sin\delta_1 \pm \sin\beta_{cp} \cdot \cos\delta_1),$$

$$F_r = \frac{F_t}{\cos\beta_{cp}}(tg\alpha_n \cdot \cos\delta_1 \pm \sin\beta_{cp} \cdot \sin\delta_1)$$

принять  $\delta_1 = 0, \beta_{cp} = \beta$ .

Тогда имеем

$$F_a = F_t \cdot tg\beta, \quad (3)$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{tg\alpha}{\cos\beta}. \quad (4)$$

В результате для равнодействующей силы получаем следующее выражение

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} = \sqrt{\left(\frac{F_t tg\alpha}{\cos\beta}\right)^2 + F_t^2} = F_t \sqrt{1 + \left(\frac{tg\alpha}{\cos\beta}\right)^2}. \quad (5)$$

Данные силы прижимают сателлиты в радиальном направлении к корпусу дифференциала. На полуосевых шестернях эти силы от сателлитов одной группы будут взаимно уравновешиваться и не давать радиальной составляющей.

В контакте наружной цилиндрической поверхности сателлита и корпуса дифференциала сила  $F$ , с учетом равенств (5) и (1), создает момент трения:

$$T_{тр.с.к1} = F \cdot \mu_{с.к} \cdot r_{сн} \cdot \frac{r_{н.ш}}{r_c} = F_t \sqrt{1 + \left(\frac{tg\alpha}{\cos\beta}\right)^2} \cdot \mu_{с.к} \cdot \frac{r_{н.ш}}{r_c} \cdot r_{сн}$$

$$= T_\partial \cdot \mu_{с.к} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{tg\alpha}{\cos\beta}\right)^2} \cdot \frac{r_{сн}}{r_c},$$

где  $\frac{r_{н.ш}}{r_c}$  – коэффициент приведения крутящего момента, действующего относительно оси сателлита, к оси полуосевых шестерен [4];  $r_{сн}$  – радиус наружной цилиндрической поверхности (вершин зубьев) сателлита;  $\mu_{с.к}$  – коэффициент трения наружной цилиндрической поверхности сателлита о корпус дифференциала.

Сила  $F_a$  будет создавать момент трения по торцам в контактах полуосевых шестерен с корпусом дифференциала, который с учетом выражений (1) и (3) равен

$$T_{тр.п.ш.т} = F_a \cdot \mu_{н.ш.т} \cdot r_{н.ш.т} = F_t \cdot tg\beta \cdot \mu_{н.ш.т} \cdot r_{н.ш.т} = T_\partial \cdot tg\beta \cdot \mu_{н.ш.т} \cdot \frac{r_{н.ш.т}}{r_{нш}},$$

где  $\mu_{н.ш.т}$  – коэффициент трения торца полуосевой шестерни о корпус дифференциала;  $r_{н.ш.т}$  – средний радиус трения торца полуосевой шестерни о корпус дифференциала, равный согласно [8]

$$r_{н.ш.т} = \frac{1}{3} \frac{D_n^3 - d_n^3}{D_n^2 - d_n^2},$$

где  $D_n, d_n$  – наружный и внутренний диаметры площадки контакта полуосевой шестерни и корпуса дифференциала.

Далее рассмотрим зацепление спутника с соседними спутниками.

Согласно рис. 4 и с учетом равенств (2) и (1) суммарные окружные силы, действующие в зацеплениях «спутник-спутник» равны

$$F_{tc} = \frac{M_S}{2r_c} = \frac{F_t}{2} = \frac{T_\delta}{2r_{\text{нш}}} \quad (6)$$

По аналогии с равенствами (3) и (4) имеем

$$F_{rc} = \frac{F_{tc} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta};$$

$$F_{ac} = F_{tc} \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

или с учетом равенства (6)

$$F_{rc} = \frac{T_\delta \operatorname{tg} \alpha}{2r_{\text{нш}} \cos \beta}; \quad (7)$$

$$F_{ac} = \frac{T_\delta \operatorname{tg} \beta}{2r_{\text{нш}}}. \quad (8)$$

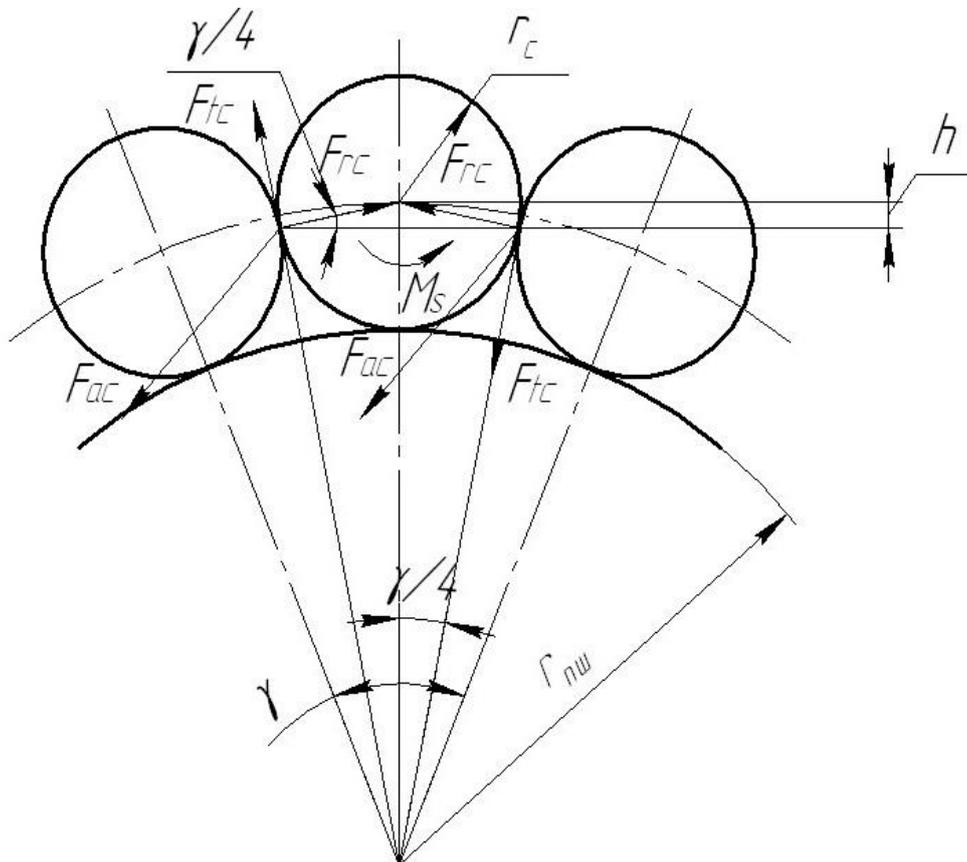


Рис. 4. Схема сил, действующих в контакте спутника одной группы с спутниками другой группы

Суммируя силы, действующие на спутник со стороны двух соседних спутников, получим (рис. 5)

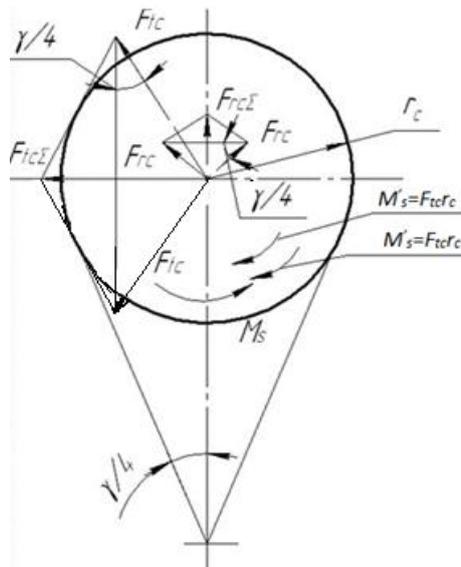


Рис. 5. Схема приведения к оси спутника сил, действующих на спутник в зоне его контактов с соседними спутниками

$$F_{rc\Sigma} = 2F_{rc} \cdot \sin \frac{\gamma}{4}$$

$$F_{tc\Sigma} = 2F_{tc} \cdot \sin \frac{\gamma}{4}$$

Равнодействующая последних двух сил равна (рис. 6)

$$F_c = \sqrt{F_{rc\Sigma}^2 + F_{tc\Sigma}^2} = \sqrt{(2F_{rc} \cdot \sin \frac{\gamma}{4})^2 + (2F_{tc} \cdot \sin \frac{\gamma}{4})^2}$$

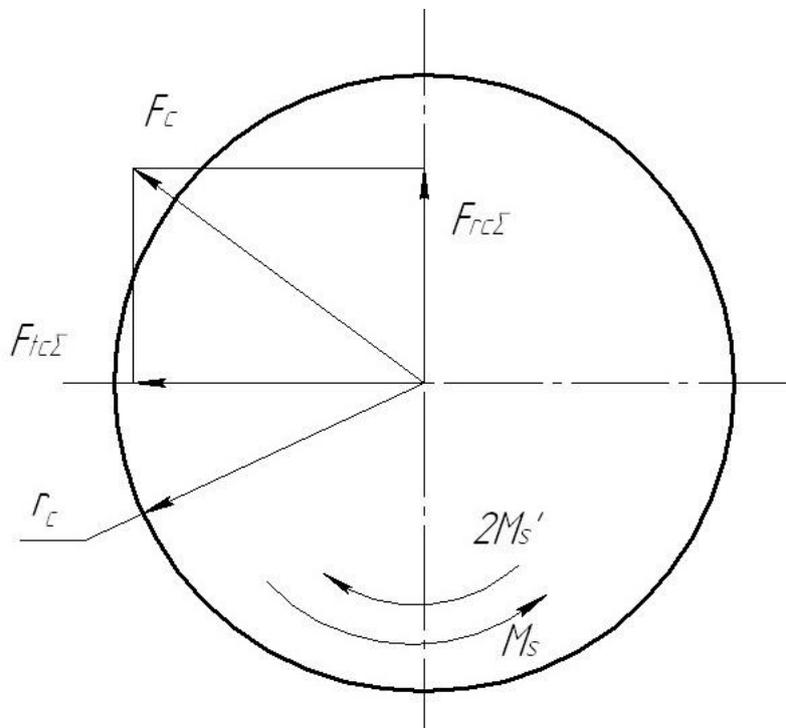


Рис. 6. Схема определения равнодействующей радиальных сил, действующих в контакте спутников между собой

С учетом выражений (6) и (7)

$$F_c = \sqrt{\left(2 \frac{T_d \operatorname{tg} \alpha}{2r_{\text{пш}} \cos \beta} \cdot \sin \frac{\gamma}{4}\right)^2 + \left(2 \frac{T_d}{2r_{\text{пш}}} \cdot \sin \frac{\gamma}{4}\right)^2} = \frac{T_d}{r_{\text{пш}}} \cdot \sin \frac{\gamma}{4} \sqrt{1 + \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right)^2}.$$

Сила  $F_c$  создает момент трения сателлитов о корпус, равный после приведения к оси полуосевых шестерен:

$$T_{\text{тр.с.к2}} = F_c \cdot \mu_{\text{с.к}} \cdot r_{\text{с.н}} \cdot \frac{r_{\text{п.ш}}}{r_c} = T_d \cdot \mu_{\text{с.к}} \frac{r_{\text{с.н}}}{r_c} \sin \frac{\gamma}{4} \sqrt{1 + \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right)^2}.$$

В соответствии с рис. 4 и 7 и с учетом выражения (8) суммарная осевая сила равна

$$F_{ac\Sigma} = 2F_{ac} = \frac{T_d \operatorname{tg} \beta}{r_{\text{пш}}}.$$

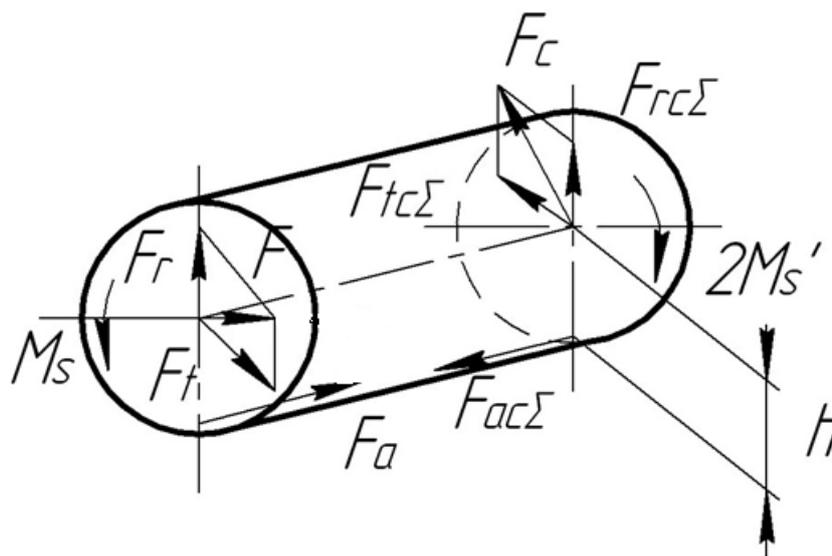


Рис. 7. Схема сил и моментов, действующих на сателлит со стороны полуосевой шестерни и соседних сателлитов

Данная сила, действующая на сателлит со стороны соседних сателлитов, равна по модулю и противоположна по направлению силе  $F_a$  (см. выражения (3) и (1)). То-есть, в осевом направлении сателлиты не будут прижиматься к корпусу дифференциала. Однако, из-за несовпадения их линий действия они будут создавать момент в плоскости сил  $F_r$  и  $F_{rc\Sigma}$  равный

$$F_a(r_c - h) = F_a r_c \left(1 - \sin \frac{\gamma}{4}\right).$$

Рассматриваемый момент будет вызывать перекося сателлита, увеличивая силу прижатия в направлении силы  $F_r$  и уменьшая силу прижатия в направлении силы  $F_{rc\Sigma}$ . При этом не изменяется суммарная сила трения от прижатия сателлита к корпусу дифференциала. Данный вывод позволяет не учитывать момент от осевых сил, действующих на сателлит, при выводе выражения для коэффициента блокировки.

Учтем потери в зацеплениях шестерен и в подшипниках скольжения полуосевых шестерен. Для этого используем известную методику [8].

Условный коэффициент полезного действия (КПД) дифференциала, учитывающий только потери в подшипниках скольжения и в зубчатых зацеплениях, равен

$$\eta_d = \eta_{п.с}^2 \cdot \eta_{з.п}^3,$$

где  $\eta_{п.с}$  – КПД пары подшипников скольжения;  $\eta_{з.п}$  – КПД цилиндрической зубчатой пары.

Основное выражение коэффициент блокировки связано с КПД следующей зависимостью

$$K_\delta = \frac{T_2}{T_1} = \frac{1}{\eta_d}.$$

Для второго определения коэффициента блокировки

$$K_{\delta 1} = \frac{T_{тр}}{T_\delta} = \frac{T_2 - T_1}{T_2 + T_1} = \frac{K_\delta - 1}{K_\delta + 1} = \frac{1 - \eta_d}{1 + \eta_d}.$$

Согласно последнему равенству момент трения, обусловленный потерями в подшипниках скольжения и в зубчатых зацеплениях, равен

$$T_{тр} = T_d \frac{1 - \eta_d}{1 + \eta_d}.$$

Тогда суммарный момент трения:

$$T_\Sigma = T_{тр} + T_{тр.с.к2} + T_{тр.с.к1} + T_{тр.п.ш.т} = T_d \frac{1 - \eta_d}{1 + \eta_d} + T_d \frac{r_{с.н}}{r_c} \cdot \mu_{с.к} \sin \frac{\gamma}{4} \sqrt{1 + \left(\frac{tg\alpha}{\cos\beta}\right)^2} +$$

$$+ T_d \cdot \mu_{с.к} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{tg\alpha}{\cos\beta}\right)^2} \cdot \frac{r_{с.н}}{r_c} + T_d \cdot tg\beta \cdot \mu_{п.ш.т} \cdot \frac{r_{п.ш.т}}{r_{пш}}.$$

В результате суммарные коэффициенты блокировки соответственно равны

$$K_{\delta 1 \Sigma} = \frac{T_\Sigma}{T_d} = \frac{1 - \eta_d}{1 + \eta_d} + \frac{r_{с.н}}{r_c} \cdot \mu_{с.к} \sqrt{1 + \left(\frac{tg\alpha}{\cos\beta}\right)^2} \left(1 + \sin \frac{\gamma}{4}\right) + tg\beta \cdot \mu_{п.ш.т} \cdot \frac{r_{п.ш.т}}{r_{пш}},$$

$$K_{\delta \Sigma} = \frac{1 + K_{\delta 1 \Sigma}}{1 - K_{\delta 1 \Sigma}}. \quad (9)$$

Если использовать для расчетов значения параметров, обозначенные в работе [7]:  $\beta = 35^\circ$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $\mu_{с.к} = 0,18$ ;  $\mu_{п.ш.т} = 0,13$ ;  $r_c \cong 8,92$  мм;  $r_{пш} = 21,428$  мм;  $r_{п.ш.т} = 20,5$  мм;  $r_{с.н} = 11,2$  мм;  $\gamma = 72^\circ$ , и дополнительно принять  $\eta_{п.с} = 0,99$ ;  $\eta_{з.п} = 0,98$ , получим значения  $K_{\delta 1 \Sigma} = 0,451$ ,  $K_{\delta \Sigma} = 2,644$ . В работе [7] для исходных значений параметров  $K_{\delta \Sigma} = 2,960$ .

Варьируя параметрами углов зацепления и спирали, аналогичным используемым в работе [7], получим следующие значения коэффициентов блокировки (таблица 1).

**Таблица 1** Значения коэффициентов блокировки

Угол зацепления	Угол спирали	Коэффициент блокировки из работы [7]	Коэффициент блокировки по выражению (9)
$\alpha$	$\beta$	$K_{\phi}$	$K_{\delta\Sigma}$
15	35	2,872	2,563
17,5	35	2,912	2.600
20	35	2,960	2,644
22,5	35	3,017	2.696
25	35	3,083	2.758
20	0	2,257	2.102
20	15	2,485	2.278
20	25	2,684	2.431
20	45	3,396	2.98

### Заключение

Из таблицы следует, что значения коэффициентов блокировки по предлагаемому выражению (9) отличаются от экспериментального значения и от значений, полученных в работе (7), не более чем на 12%. С учетом сказанного, представленная методика расчета коэффициента блокировки дифференциала «Квайф» может быть рекомендована для практического применения.

### Список литературы

1. Исии Т., Усирода Ю., Цутия Т. Дифференциал повышенного трения: пат. 2390433 RU. 2008.
2. Круташов А.В. Дифференциал повышенного трения плюс ПБС. Тяговая эффективность // Автомобильная промышленность. 2010. № 10. С. 17-18.
3. Круташов А.В. Дифференциал повышенного трения плюс ПБС. Энергетическая эффективность распределения мощности // Автомобильная промышленность. 2011. № 1. С.11-13.
4. Коршунов Г.В. К вопросу о внутреннем трении в дифференциале // Труды НАМИ № 245. НАМИ, 2010. С. 42-46.
5. Quaife R.T. Differential mechanism: pat. EP 0130806 B1. 1987.
6. Saari O.E. Spin limiting differentials: pat. GB1099717 (A). 1968.
7. Круташов А.В. Методы формирования рационального распределения мощности в трансмиссии легкового полноприводного автомобиля: дис. ... канд. техн. наук. М., 2009. 136 с.

8. Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов: В 3 т. Т. 2 / Б.А. Афанасьев, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зузов и др.; под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 528 с.

## Technique for Determining Lock Coefficient of Differential "Quif"

A.B. Fominyh<sup>1</sup>, L.F. Jeglov<sup>1,\*</sup>

[\\*shjeglov.l.f@mail.ru](mailto:shjeglov.l.f@mail.ru)

<sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

---

**Keywords:** car, differential, satellite, axle shaft gear, friction, coefficient of efficiency, coefficient of lock

---

Increasing the traction qualities of cars on the black ice and snow-covered roads is a relevant task. There are two ways to solve this task, i.e. optimize distribution of the power stream between the driving wheels of the car; introduce a differential (differentials) of the increased friction in transmission.

Now, an installation of the increased friction differential in transmission is the most widespread measure to increase traction properties of cars. The differential of design "Quif" is one of such differentials. To estimate the efficiency degree of using such a differential is possible either experimentally or theoretically. In case of theoretically determined usefulness of this differential design, as an estimate indicator of the differential installation in transmission a coefficient of lock is accepted.

The article considers an algorithm and a technique to calculate a lock coefficient of the differential design "Quif" allowing us to define numeric values of the lock coefficient of such differential at designing stage. It also considers how the lock coefficient depends on the gearing angle and tilt angle of the gear wheel teeth of differential. The given estimating algorithm of designated parameter of differential has more logical and compact structure with regard to the known ones. The lock coefficient values calculated by the offered technique differ from the experimental data by no more than 12%. Taking into account abovementioned, the presented technique for calculating lock coefficient of differential "Quif" is advisable for practical application.

### References

1. Isii T., Usiroda Yu., Tsutiya T. *Differentsial povyshennogo treniya* [The limited slip differential]. Patent RU, no. 2390433, 2008. (in Russian).
2. Krutashov A.V. Limited slip differential with ASR system. Tractive efficiency. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2010, no. 10, pp.17-18. (in Russian).
3. Krutashov A.V. Limited slip differential with ASR system. Energy efficiency of power distribution. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2011, no. 1, pp.11-13. (in Russian).

4. Korshunov G.V. On the question of internal friction in the differential. *Trudy NAMI № 245* [Proceedings of NANI no. 245]. NAMI Publ., 2010, pp. 42-46. (in Russian).
5. Quaife R.T. *Differential mechanism*. Patent, no. EP 0130806 (B1), 1987.
6. Saari O.E. *Spin limiting differentials*. Patent, no. GB1099717 (A), 1968.
7. Krutashov A.V. *Metody formirovaniya ratsional'nogo raspredeleniya moshchnosti v transmissii legkovogo polnoprivodnogo avtomobilya. Kand. dis.* [Methods of forming rational distribution of power in the drivetrain all-wheel drive passenger car. Cand. dis.]. Moscow, 2009. 136 p. (in Russian).
8. Afanas'ev B.A., Zheglov L.F., Zuzov V.N., et al. *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin. V 3 t. T.2* [Designing four-wheel drive wheeled machines. In 3 vols. Vol. 2]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2008. 528 p. (in Russian).