

## ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ С ПЕРЕМЕННЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ЧИСЛОМ

Канд. техн. наук, доц. А.Б.ФОМИНЫХ, асп. АЛЬСКЕЙФ КАМАЛЬ

*Для обеспечения уверенного движения колесной машины по дорогам с нестабильными характеристиками предлагается после одного или обоих выходных валов межколесного или межосевого дифференциала устанавливать вариаторы, что позволяет при обеспечении дифференциальной связи между этими валами распределять моменты на них в соответствии с тяговыми возможностями связанных с ними ведущих колес.*

*For maintenance of confident movement of the wheel machine on roads with unstable characteristics it is offered to establish variators after output shafts of differentials that allow at maintenance of differential connections between output shafts of interwheel or interaxial differentials and allocate the moments on them according to traction opportunities of the driving wheels connected to them.*

Как известно, дифференциал — это механизм трансмиссии, распределяющий подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и разрешающий им вращаться с неодинаковыми угловыми скоростями. Свойство дифференциала, позволяющее выходным валам вращаться с разными угловыми скоростями, дает возможность устранить циркуляцию паразитной мощности на участке трансмиссии, расположенном после дифференциала.

Неотъемлемым свойством дифференциала (если пренебречь трением) является постоянное соотношение между выходными моментами, зависящее от передаточного числа дифференциала  $U_d = -Z_2 / Z_1$ , где  $Z_1$  и  $Z_2$  — числа зубьев выходных шестерен дифференциала. В частности, при симметричном дифференциале  $U_d = -1$  и моменты на выходных валах равны друг другу.

Если условия по сцеплению левого и правого колес одного моста одинаковы, то межколесный симметричный дифференциал с пренебрежимо малыми потерями на трение будет лучшим решением кинематической связи ведущих колес с точки зрения эксплуатационных качеств КМ. При этом каждое колесо может вращаться со своей, необходимой по кинематике частотой вращения, а возрастание силы тяги будет происходить до полного использования всего сцепного вала; буксование наступит у обоих колес одновременно. То же самое относится и к межосевому и другим дифференциалам с малым трением.

Если условия по сцеплению у колес неодинаковы, то при возрастании силы тяги у КМ, оборудованной такими дифференциалами, буксовать начнут те колеса, которые находятся в худших сцепных условиях. Дальнейшее увеличение силы тяги окажется невозможным. Колеса, находящиеся в лучших сцепных условиях, не смогут реализовать всю свою возможную силу тяги. При этом на дорогах с нестабильными сцепными свойствами произойдет снижение тяговых качеств и проходимости КМ, оборудованных дифференциалами с малым трением.

Оценим количественно изменение тяговых свойств ведущего моста с межколесным симметричным дифференциалом с пренебрежимо малым трением. Если под обоими колесами коэффициент сцепления  $\varphi_{\max} = 0,8$  (что соответствует движению по сухому бетонному покрытию), то максимальная суммарная сила тяги моста  $P_M = 2G_K \varphi_{\max} = 1,6G_K$ , где  $G_K$  — вес, приходящийся на одно колесо.

Если под обоими колесами коэффициент сцепления  $\varphi_{\min} = 0,1$  (что соответствует движению по льду), то  $P_M = 2G_K \varphi_{\min} = 0,2G_K$ . Если под одним колесом  $\varphi_{\max}$ , а под другим  $\varphi_{\min}$ , то при дифференциальном приводе  $P_M = 2G_K \varphi_{\min} = 0,2G_K$ . Чтобы обеспечить наиболее полное использование сцепного веса моста, необходимо заблокировать дифференциал. Тогда  $P_M = G_K \varphi_{\max} + G_K \varphi_{\min} = 0,9G_K$ .

Из сопоставления последних двух выражений видно, что в последнем случае, вследствие полного использования сцепного веса в соответствии со сцепными возможностями дороги, максимальное тяговое усилие в 4,5 раза больше. Такого эффекта можно добиться и другим путем, например, если вместо симметричного установить несимметричный дифференциал с передаточным числом (между полуосями)  $U_d = -\varphi_{\max} / \varphi_{\min} = -8$ . В результате сохранится дифференциальный эффект (возможность вращения полуосей с разными угловыми скоростями) и будет обеспечена максимально возможная сила тяги.

В действительности же из-за непрерывно меняющихся условий по сцеплению в худшем положении может оказаться как одно, так и другое колесо, поэтому необходим такой механизм, который обеспечивал бы дифференциальный эффект и автоматически меняющее передаточное число дифференциала в зависимости от дорожных условий: от

$$U_d = -\frac{j_{\max}}{j_{\min}} = -\frac{j_{\min}}{j_{\max}} = -1 \text{ до } U_d = -\frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\min}} = -8.$$

Ввиду того, что изменять передаточное число  $U_d = -Z_2 / Z_1$  у шестеренчатого дифференциала в процессе работы не представляется возможным из-за его конструкции (за исключением пульсирующего дифференциала), стараются изменить силовое передаточное число дифференциала, равное отношению моментов на выходных валах дифференциала  $T_2 / T_1$ , вводя дополнительные силы трения так, чтобы крутящий момент  $T_2$  на отстающем колесе (или имеющем большой коэффициент сцепления с дорогой) увеличивался согласно выражению

$$T_2 = \frac{T_d U_d}{U_d - 1} + 0,5T_{\text{тр}},$$

а на другом забегающем колесе (или имеющем меньший коэффициент сцепления) уменьшался согласно выражению

$$T_1 = \frac{T_d}{1 - U_d} - 0,5T_{\text{тр}},$$

где  $T_d$  — крутящий момент, подводимый к корпусу дифференциала, а  $T_{\text{тр}}$  — момент трения в дифференциале. Отношение  $T_2$  к  $T_1$  называется также коэффициентом блокировки дифференциала  $K'_g$ .

Введение дополнительных элементов трения является вынужденной мерой и сопровождается уменьшением коэффициента полезного действия трансмиссии и увеличением расхода топлива.

Для обеспечения уверенного движения КМ в различных условиях эксплуатации дифференциалы, установленные в трансмиссии, должны распределять крутящие моменты между выходными валами в пропорциях, позволяющих получить наилучшие тяговые свойства КМ. В идеале для преодоления трудных участков дороги необходимо, чтобы

крутящие моменты, подаваемые к колесам, были пропорциональны их сцепным весам и коэффициентам сцепления шин с дорогой.

Сцепной вес еще может быть с достаточной точностью учтен, если ввести соответствующее передаточное число дифференциала, например,  $U_d = -1$  (для дифференциалов в мостах у всех автомобилей и для дифференциалов в раздаточных коробках у машин с колесной формулой 4×4 при равной развесовке) или  $U_d = -2$  (для межосевого дифференциала в раздаточной коробке для машин с колесной формулой 6×6). Заранее же учесть переменный коэффициент сцепления колеса с дорогой не представляется возможным.

Поэтому, чтобы не вводить дополнительные элементы трения и не ухудшать экономические показатели КМ, для обеспечения уверенного движения КМ в различных условиях эксплуатации предлагается после одного из выходных валов дифференциала установить вариатор, а после другого вала — две пары шестерен, чтобы выходные валы всего дифференциального механизма, изображенного на рис. 1 вращались в одну сторону.

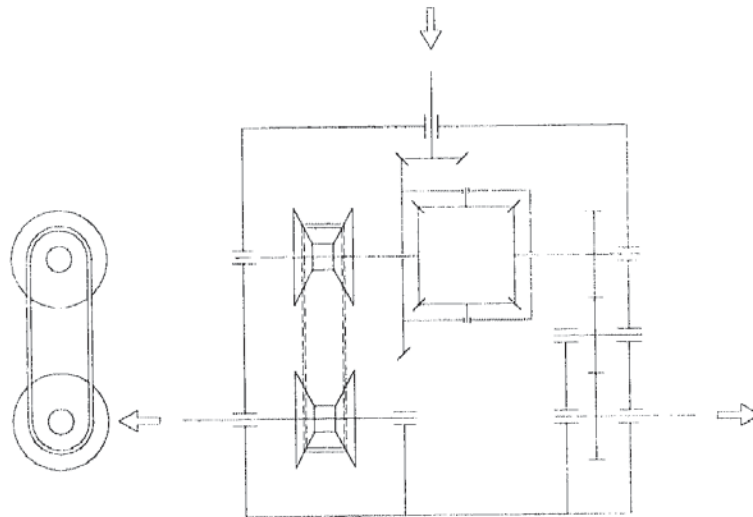


Рис. 1. Схема главной передачи ведущего моста с симметричным дифференциалом и вариатором в потоке мощности к левому колесу

Передаточное число вариатора  $U_v = r_2 / r_1$ , равное отношению радиусов расположения металлического ремня на ведомом и ведущем валах, должно иметь возможность изменяться в определенных пределах, например, от  $U_{vmax} = 8$  до  $U_{vmin} = 1/8$ , чтобы обеспечить движение при рассмотренных выше сочетаниях предельных значений коэффициентов сцепления под левым и правым колесами.

Ввиду того, что по некоторым данным для 94% дорожных условий достаточен коэффициент блокировки  $K_6 = 5$ , этот диапазон может быть уменьшен до  $U_{vmax} = 5$ , а  $U_{vmin} = 1/5$  и даже, более того, до  $U_{vmax} = 3$ , а  $U_{vmin} = 1/3$ .

В качестве вариаторов могут использоваться, например, вариаторы фирмы PIV (ФРГ), устанавливаемые на автомобили Volkswagen, Mercedes-Benz, Volvo и GMC.

При увеличении частоты вращения правого колеса по сравнению с левым сигнал рассогласования этих частот дает команду исполнительным механизмам на сближение конических дисков на ведущем валу вариатора и на раздвигание таковых на ведомом валу (рис. 2). При этом происходит увеличение момента на валу левого колеса по сравнению с моментом, передаваемым на вал правого колеса.

При начале буксования левого колеса сближаются диски на ведомом валу вариатора и раздвигаются на ведущем (рис. 3). Происходит уменьшение момента на валу левого колеса по сравнению с моментом, передаваемым на вал правого колеса.

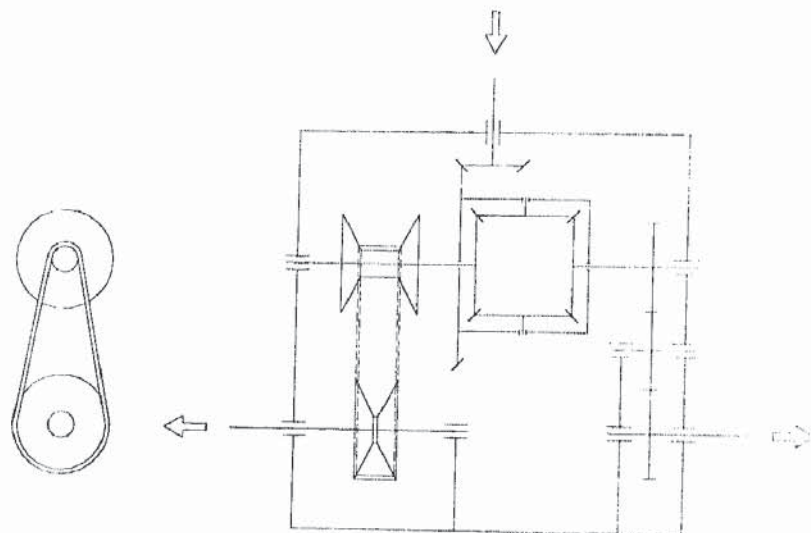


Рис. 2. Положение шкивов вариатора при буксовании правого колеса

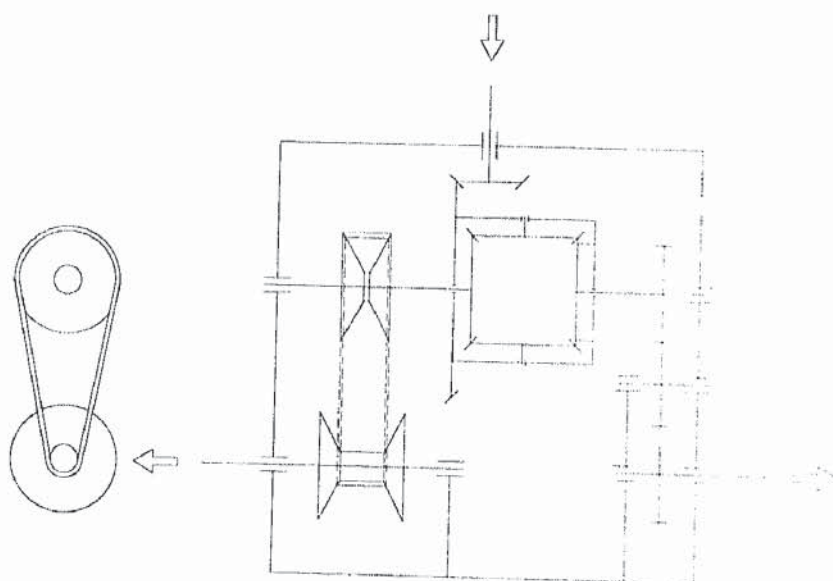


Рис. 3. Положение шкивов вариатора при буксовании левого колеса

Аналогичное решение для межосевого дифференциала в раздаточной коробке для машины с колесной формулой 4×4 представлено на рис. 4, а для машины с колесной формулой 6×6 — на рис. 5.

Наиболее перспективна конструкция, схема которой показана на рис. 6. Здесь раздаточная коробка одновременно может быть и коробкой передач. Для этого оба вариатора должны иметь больший диапазон, чем в предыдущих конструкциях, для обеспечения собственного диапазона коробки передач. При этом размеры всего агрегата существенно уменьшаются, так как на его ведущий вал подается нередуцированный момент от двигателя.

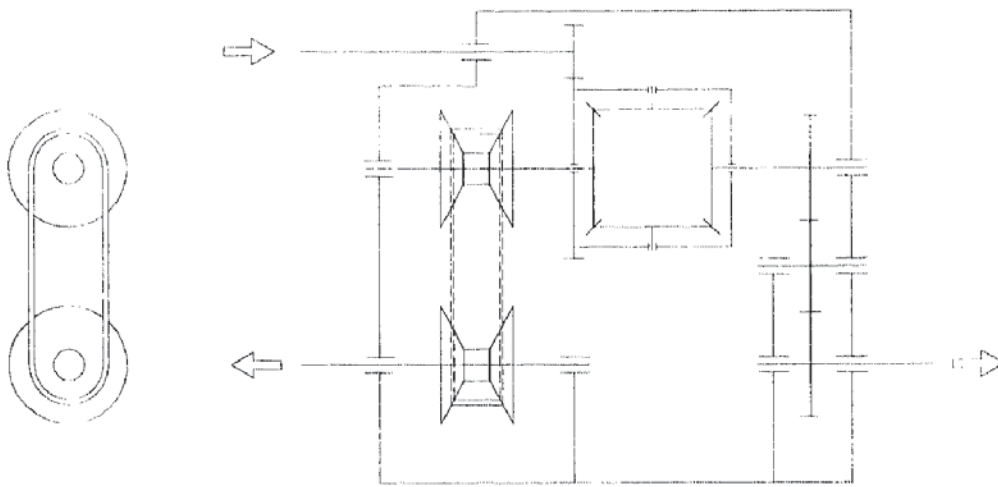


Рис. 4. Схема одноступенчатой раздаточной коробки с симметричным дифференциалом и вариатором

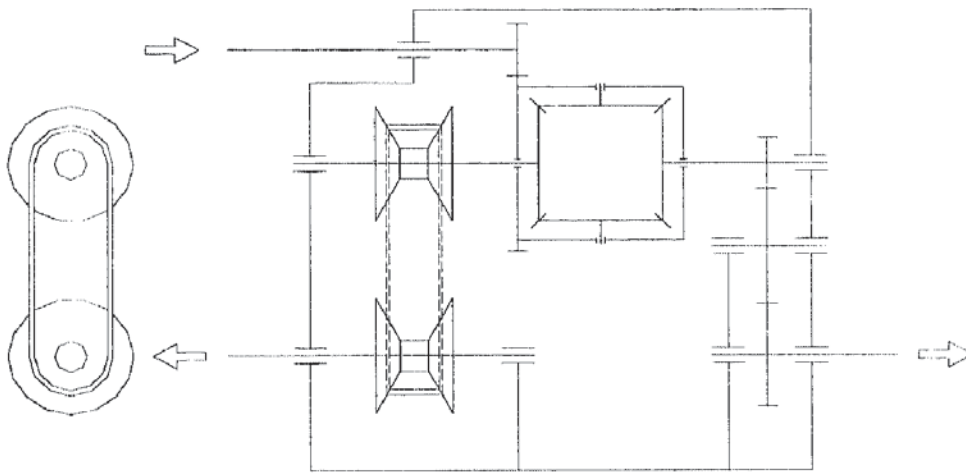


Рис. 5. Схема одноступенчатой раздаточной коробки с межосевым дифференциалом для машины с колесной формулой 6×6

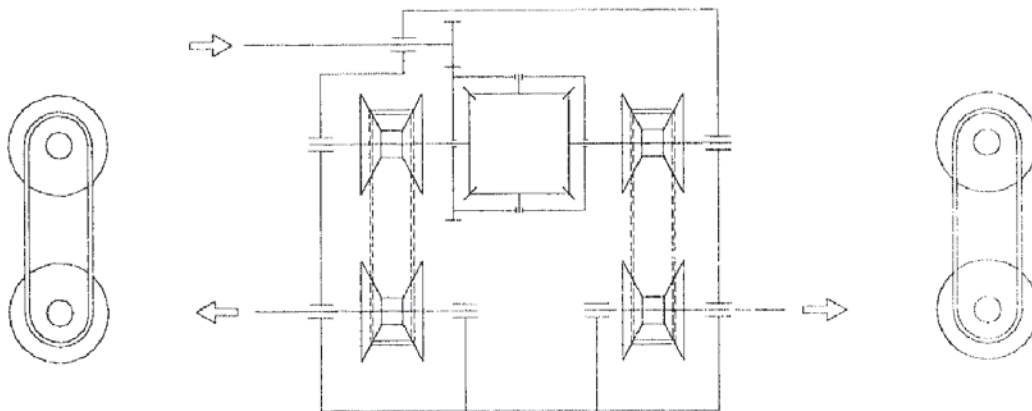


Рис. 6. Схема раздаточной коробки с двумя вариаторами

Предложенные конструкции позволяют обеспечивать дифференциальную связь между выходными валами агрегатов трансмиссии колесной машины и дают возможность

распределять моменты на этих валах в соответствии с тяговыми возможностями связанных с ними ведущих колес, что обеспечивает уверенное движение машины по дорогам с нестабильными характеристиками.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дифференциалы колесных машин / А.Ф.Андреев, В.В.Ванцевич, А.Х.Лефаров; Под общ. ред. А.Х.Лефарова. — М.: Машиностроение, 1987. — 176 с.
2. Проектирование полноприводных колесных машин: В 2 т. Т. 2. Учеб. для вузов / Б.А.Афанасьев, Б.Н.Белоусов, Л.Ф.Жеглов, и др.; Под общ. ред. А.А. Полунгяна. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. — 640 с.