

Для кинематических червячных передач найдено весьма оригинальное решение: червяк выполнен в виде спиральной пружины, витки пружины зацепляются с зубьями червячного колеса. На рис. 3г и 4 показаны различные варианты конструкций так называемых пружинно-червячных передач, которые могли бы служить в качестве кинематических. Причем передача может быть как цилиндрической, так и глобоидной. Естественно, такая передача не может передавать значительных нагрузок, но нагрузки в пределах прочности пружины передаваться могут. Витки пружины выбирают все люфты и демпфируют все удары и колебания в передаче.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Blagodarny V., Pavlenko S., Pasko J. Naraz v zavitkovkej prevodovke// Vugobne iimnierstvo, №1, 2003. - s. 32 - 36. 2. Берестнев О.В. Самоустанавливающиеся зубчатые колеса. - Минск : Наука и техника, 1983.-312с. 3. Берестнев О.В., Басинюк В.Л., Чемисов В.Б. Зубчатые колеса пониженной виброактивности. - Новополоцк : Изд. ПТУ, 1997.-122С. 4. Schneckengetriebe. Sertffikat 19811977. Deutschland. МРК<sup>6</sup> F16H1/16/ Ganser Otmar; Mannesmann VDO AG - 19.03.1998.

УДК 629.114-587

**В.В. Ванцевич, Д.А. Дубовик, А.Ф. Андреев, В.И. Кабанов, В.М. Брижанев**

### **СТУПЕНЧАТАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИВОДА ВЕДУЩИХ КОЛЕС ВНЕДОРОЖНЫХ МАШИН**

*Технологический университет Лоуренса, Мичиган, США;  
Научно-инженерное республиканское унитарное предприятие  
«Белавотракторостроение», Минск, Беларусь;*

*Белорусский национальный технический университет, Минск, Беларусь;  
УП «Минский завод колесных тягачей», Минск, Беларусь*

**Введение.** Основным эксплуатационным свойством внедорожных машин, непосредственно обеспечивающим их целевое назначение, является проходимость. Проходимость колесных машин определяется не только максимальной величиной реализуемой их движителем общей касательной силы тяги, но и распределением этой силы между ведущими мостами и колесами.

Для рационального распределения общей касательной силы тяги между ведущими мостами и колесами и обеспечения проходимости внедорожных машин в их конструкции используют дифференциалы, работа которых основана на блокировании привода ведущих колес [1–5].

Обычные блокируемые дифференциалы, блокируя привод ведущих колес, создают в плоскости дороги момент сопротивления повороту и, тем самым, ухудшают маневренность, поворачиваемость и управляемость машины [4]. Стремление повысить проходимость внедорожных колесных машин посредством повышения блокирующих свойств таких дифференциалов вызывает более существенное ухудшение эксплуатационных свойств, связанных с реализацией криволинейного движения, и к настоящему времени уже практически исчерпало свои возможности.

Дальнейшее повышение проходимости требует разработки новых подходов к

распределению крутящего момента силовой установки между ведущими мостами и колесами, позволяющих значительно повысить тяговое усилие двигателя и одновременно гарантировать необходимый уровень маневренности, поворачиваемости и управляемости машины, а также создания дифференциальных механизмов, реализующие эти подходы.

**1. Определение оптимальной характеристики привода ведущих колес.** Новые дифференциальные механизмы должны удовлетворять следующим основным требованиям функционирования. С одной стороны, в совокупность дорожных условий внедорожных машин кроме дорог с твердым покрытием входят также бульжные, гравийные и щебеночные дороги, грунтовые дороги в различном состоянии, бездорожье, снежная целина и заболоченная местность [6]. Поэтому, для достижения наилучшей энергетической эффективности машины дифференциалы должны обеспечивать ее мобильность, высокие опорную проходимость и тягово-скоростные свойства. С другой стороны, для предотвращения трудностей, связанных с движением внедорожной, как правило, многоосной машины повышенного габарита в транспортном потоке по дорожной сети общего назначения, а также в местах погрузки и разгрузки, дифференциалы должны гарантировать необходимый уровень управляемости машины.

Поскольку указанные требования, как известно, являются противоречивыми, разработку методов распределения крутящего момента между ведущими колесами и проектирования связываемых их дифференциальных механизмов следует вести на основе компромиссных решений.

Выполненные авторами исследования условий эксплуатации внедорожной машины показали, что каждому типу вероятных дорожно-цепных условий ее эксплуатации соответствуют определенные интервалы изменения крутящего момента в приводе ведущих колес и оптимальные блокирующие свойства дифференциальных механизмов. В качестве входного параметра при разработке дифференциала повышенного трения как механизма автоматического распределения крутящего момента между колесами может быть принята величина крутящего момента  $M_0$  на корпусе дифференциала.

Оптимизация блокирующих свойств дифференциальных механизмов проводилась с позиции критерия транспортного КПД ходовой системы [3] на основе моделирования двадцати разгонов и движения с установившейся скоростью машины в каждом из вероятных дорожно-цепных условий. В результате определялись средние значения показателя блокирующих свойств  $\bar{K}_{lsdr}$  и его среднеквадратические отклонения  $\bar{\sigma}_{lsdr}$ . Основываясь на критерии предельного оптимизма как критерии принятия решения, в качестве оптимальных средних значений  $\bar{K}_{lsdr}^*$  и  $\bar{\sigma}_{lsdr}^*$  принимались наибольшие из всех средних значений, рассчитанных с учетом двадцати заездов машины в каждый момент времени  $t$ :

$$\bar{K}_{lsdr}^* = \max_t \bar{K}_{lsdr} \quad \text{и} \quad \bar{\sigma}_{lsdr}^* = \max_t \bar{\sigma}_{lsdr}.$$

Распространяя распределение крутящего момента между колесами на рассеивание случайных значений показателя  $\bar{K}_{lsdr}^*$  до  $3\bar{\sigma}_{lsdr}^*$ , оптимальные значения показателя  $K_{lsdr}^*$  блокирующих свойств для каждого  $r$ -ых дорожно-цепных условий определялись по формуле:

$$K_{lsdr}^* = \bar{K}_{lsdr}^* + 3\bar{\sigma}_{lsdr}^*.$$

Найденные таким образом значения показателя  $K_{lsdr}^*$  позволяют дифференциалам реализовать оптимальное по критерию опорной проходимости и тягово-скоростных свойств распределение крутящего момента между ведущими колесами практически в полном соответствии со всеми вероятными сочетаниями дорожно-цепных условий (с

вероятностью 0,997).

**2. Ступенчатая характеристика блокирующих свойств.** Совместный анализ результатов исследования условий эксплуатации и оптимальных значений показателя  $K_{lsd}^*$  позволил предложить ступенчатую характеристику блокирующих свойств с тремя характерными участками в зависимости от величины  $M_0$  (рис. 1).

Участок I ступенчатой характеристики соответствует нормальной разгрузке и возможному вывешиванию одного из колес моста, в результате чего крутящий момент  $M_0$  уменьшается до значений, ниже пороговой величины  $M_{01}$ . При этом, для перераспределения крутящего момента к опорному колесу моста с целью обеспечения мобильности машины характеристика предусматривает использование заблокированного привода.

Изменение момента  $M_0$  в диапазоне нагрузок от  $M_{01}$  до  $M_{02}$  соответствует участку II характеристики и движению внедорожной машины по твердым дорожным покрытиям и грунтовым поверхностям удовлетворительного состояния, на которых для достижения высоких опорной проходимости и тягово-скоростных свойств от привода ведущих колес не требуется реализация высоких блокирующих свойств.

Тяжелые условия эксплуатации при движении внедорожной машины по разбитым грунтовым поверхностям и бездорожью, характерные значения крутящего момента  $M_0$  свыше  $M_{02}$ , описываются участком III ступенчатой характеристики. На данном участке требуется реализация оптимального значения показателя  $K_{lsd}^*$ , обеспечивающего высокие опорную проходимость, тягово-скоростные свойства и удовлетворительную управляемость.

Для обеспечения удовлетворительной управляемости машины – комплексного свойства, формируемого поворачиваемостью, маневренностью и устойчивостью движения, – показатель  $K_{lsd}^*$  ограничивался пороговой величиной  $S_v$  критерия данного эксплуатационного свойства. В качестве критерия управляемости использовался показатель [7]:

$$S_v = 1 - \frac{\int |K_n - K_r| dt}{\int |K_n| dt},$$

где  $K_n$  – кривизна траектории движения, соответствующая нейтральной поворачиваемости машины;  $K_r$  – кривизна действительной траектории движения.

**3. Дифференциал повышенного трения.** В ходе проведенных исследований разработана конструктивная схема дифференциала повышенного трения с режимами работы, близкими к ступенчатой характеристике блокирующих свойств, представленной на рис. 1.

Для придания приводу ведущих колес характеристики в соответствии с рис. 1 на основе предложенной конструктивной схемы дифференциала повышенного трения разработан метод поиска его рациональных параметров. В соответствии с полученным методом с высокой степенью унификации основных деталей серийных мостов был спроектирован и изготовлены три опытных образца (рис. 2) дифференциала повышенного трения для управляемых мостов внедорожной машины МЗКТ-79091 с колесной формулой 8x8.

Для экспериментальной оценки разработанных теоретических положений были проведены стендовые исследования опытных образцов дифференциала повышенного трения и их дорожные испытания в реальных условиях эксплуатации в составе управляемых мостов внедорожной машины МЗКТ-79091.

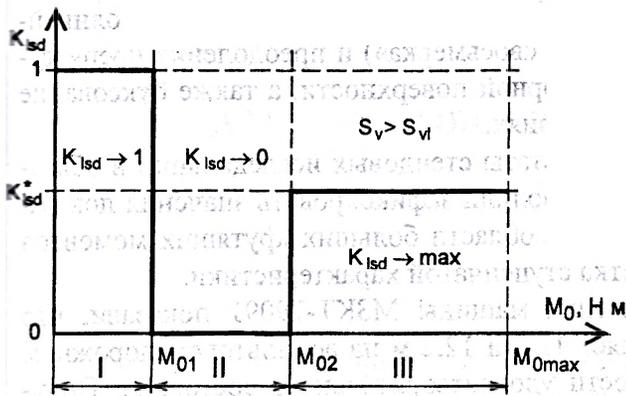


Рис.1. Ступенчатая характеристика привода ведущих колес

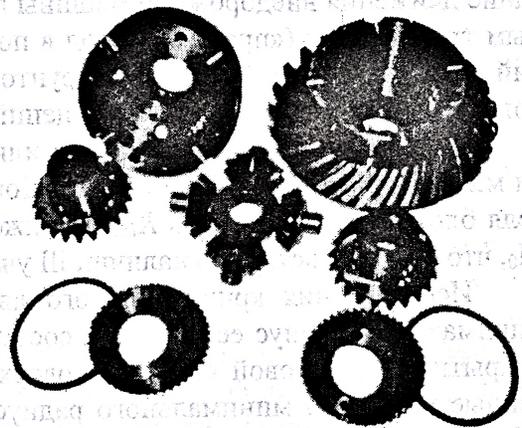


Рис.2. Дифференциал повышенного трения в разобранном виде

**4. Стендовые исследования.** Стендовые исследования включали экспериментальные исследования опытного образца дифференциалов в интервале крутящих моментов  $M_0$  от 0 до 3 700 Н·м, максимальное значение которого ограничивалось мощностью нагружающей балансирной машины и герметичностью гидравлического контура нагружающего устройства стендовой установки.

Исследованиями установлено, что в свободном состоянии и в интервале малых крутящих моментов  $M_0$  разработанный дифференциал надежно заблокирован как при поочередном нагружении обеих полуосей, так и при их растормаживании. Момент начала срабатывания дифференциала  $M_{01}$  составил в среднем 95 Н·м. Это говорит о равенстве единице показателя  $K_{lzd}$  в интервале значений крутящих моментов  $M_0$  от 0 до  $M_{01}$ , что подтверждает наличие в дифференциале участка I ступенчатой характеристики блокирующих свойств.

Данные экспериментальных исследований в области крутящих моментов  $M_0$  свыше  $M_{01}$  свидетельствуют о том, что при увеличении крутящего момента на корпусе дифференциала от 95 до 600 Н·м показатель блокирующих свойств  $K_{lzd}$  быстро снижается от 1 до 0,02...0,15. В интервале крутящих моментов  $M_0$  свыше 600 Н·м показатель  $K_{lzd}$  находится в диапазоне малых значений, близком к свойствам механизмов простого дифференциального привода, и остается практически постоянным. Данное, в свою очередь, подтверждает наличие участка II ступенчатой характеристики блокирующих свойств.

Исследования симметричности блокирующих свойств дифференциалов позволили установить, что показатель несимметричности находится в пределах 10 %.

Экспериментальные характеристики стабильности блокирующих свойств при изменении скорости относительного скольжения дисков для остановленной левой и правой полуоси говорят о высоком уровне стабильности блокирующих свойств. Показатель нестабильности блокирующих свойств не превышает 3 % и находится в области суммарной относительной погрешности эксперимента.

Таким образом, в ходе стендовых испытаний подтверждена работоспособность конструктивной схемы дифференциала повышенного трения и высокая степень соответствия его экспериментальной характеристики ступенчатой характеристике блокирующих свойств в области малых и средних крутящих моментов на корпусе дифференциала. Также установлен высокий уровень стабильности к скорости относительного скольжения дисков и симметричности блокирующих свойств.

**5. Дорожные испытания.** Программа дорожных испытаний включала исследо-

вание движения внедорожной машины МЗКТ-79091 по прямолинейным и криволинейным траекториям («прямая», «вход в поворот», «восьмерка») и преодоление препятствий на асфальтовой, бетонной и грунтовой опорной поверхности, а также буксование колес на месте в тяжелых опорно-сцепных условиях.

Дорожные испытания подтвердили результаты стендовых исследований в области малых и средних крутящих моментов и позволили зафиксировать значения показателя блокирующих свойств  $K_{lzd}$  не ниже 0,32 в области больших крутящих моментов  $M_0$ , что свидетельствует о наличии III участка ступенчатой характеристики.

Исследования криволинейного движения машины МЗКТ-79091 показали, что минимальный радиус ее поворота составляет 12,8 и 12,2 м на асфальтовом дорожном покрытии и грунтовой опорной поверхности удовлетворительного состояния. Полученные величины минимального радиуса соответствуют значениям  $S_y$ , равным 0,76 и 0,8, не превышают значения, регламентируемого техническим заданием на машину, и тем самым гарантируют требуемый уровень ее управляемости.

После окончания испытаний дифференциалы были разобраны для осмотра и оценки состояния рабочих поверхностей. В процессе разборки дифференциалов была выявлена обильная смазка трущихся деталей трансмиссионным маслом свободным от механических примесей, что является следствием функционирования предусмотренной проточной системы смазки дифференциала.

**Заключение.** Предложенная ступенчатая характеристика обеспечивает блокирование привода ведущих колес в тяжелых условиях эксплуатации и симметричное распределение крутящего момента между колесами при движении машины по усовершенствованным опорным покрытиям.

Разработаны метод распределения крутящего момента между ведущими колесами и конструктивная схема межколесного дифференциала повышенного трения для внедорожной машины.

Экспериментально подтверждены работоспособность разработанной конструктивной схемы дифференциала и повышение на 15...46 % опорной проходимости внедорожной машины МЗКТ-79091 по сравнению с серийными дифференциалами при сохранении удовлетворительной управляемости.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ванцевич В.В., Высоцкий М.С., Гилелес Л.Х. Мобильные транспортные машины: Взаимодействие со средой функционирования. – Минск: Беларуская навука, 1998. – 303 с.
2. Лефаров А.Х., Высоцкий М.С., Ванцевич В.В., Кабанов В.И. Энергонагруженность и надежность дифференциальных механизмов транспортно-тяговых машин. – Минск: Наука и техника, 1991. – 240 с.
3. Ванцевич В.В. Синтез схем привода к ведущим мостам и колесам многоприводных транспортно-тяговых машин: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03. – Минск, 1992. – 412 с.
4. Андреев А.Ф., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Дифференциалы колесных машин. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.
5. Яскевич З. Ведущие мосты. – М.: Машиностроение, 1985. – 600 с.
6. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989. – 312 с.
7. Дубовик Д.А. Повышение проходимости внедорожной машины посредством рационального привода колес управляемых мостов: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. – Минск, 2003. – 253 с.