

УДК 629.3.015

Д. А. Дубовик, канд. техн. наук

## ИНТЕГРИРОВАННОЕ УПРАВЛЕНИЕ КАСАТЕЛЬНЫМИ СИЛАМИ ТЯГИ ВЕДУЩИХ КОЛЕС ВНЕДОРОЖНЫХ МАШИН

Разработан метод интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес внедорожных колесных машин по величине и направлению действия. Приводятся результаты оценки эффективности разработанного метода на примере криволинейного движения внедорожной машины КамАЗ-4350 с колесной формулой 4×4.

### Введение

В [1] разработан метод управления касательными силами тяги, обеспечивающий максимальную эффективность ходовым системам за счет оптимального распределения суммарной касательной силы тяги между ведущими мостами и колесами для общего случая криволинейного движения внедорожных колесных машин. Выполненные авторами [1] исследования показали, что разработанный ими метод в общем случае криволинейного движения обеспечивает колесным машинам более высокую эффективность ходовых систем, чем методы, обеспечивающие равенства касательных сил тяги и коэффициентов буксований ведущих колес. Максимальная эффективность ходовых систем при криволинейном движении достигается различными значениями коэффициентов буксований, которые определяются как массогеометрическими параметрами конкретной колесной машины, так и кинематическими параметрами ее движения и управляющими действиями водителя.

В [2] представлен метод управления касательными силами тяги, обеспечивающий максимальную эффективность ходовым системам за счет оптимального распределения направлений действия касательных сил тяги или же углов поворота ведущих колес. В результате проведенных исследований показано, что условие обеспечения качения управляемых ведущих колес по

концентрическим окружностям не обеспечивает ходовым системам максимальную эффективность во всех условиях эксплуатации колесных машин. Установлено, что значения оптимальных соотношений углов поворота управляемых ведущих колес зависят как от величины угла поворота рулевого колеса, так и от кинематических параметров движения мобильной машины.

Настоящая работа посвящена разработке и оценке эффективности метода интегрированного управления касательными силами тяги по величине и направлению действия, а также обоснованию перспективных направлений развития исследований в области привода ведущих колес.

### Метод интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес

Метод интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес заключается в реализации ведущих колесами в каждый момент времени криволинейного движения внедорожной колесной машины значений и направлений действия касательных сил тяги, соответствующих решению задачи условной однокритериальной оптимизации:

$$\eta_{rs\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^n (N_{k\alpha ir} + N_{k\alpha il})}{\sum_{i=1}^n (N_{kir} + N_{kil})} \rightarrow \max \quad (1)$$

при следующих ограничениях, налагаемых на выступающие в данном случае в качестве управляемых параметров касательные силы тяги  $P_{kir}$  и  $P_{kil}$  и углы  $\alpha_{ir}$  и  $\alpha_{il}$  поворота ведущих колес:

$$\begin{aligned} 0 &\leq P_{kir} \leq \varphi_{ir} \cdot P_{zir}; \\ 0 &\leq P_{kil} \leq \varphi_{il} \cdot P_{zil}; \\ -\alpha_{i\max} &\leq \alpha_{ir} \leq \alpha_{i\max}; \\ -\alpha_{i\max} &\leq \alpha_{il} \leq \alpha_{i\max}, \quad i = 1, n, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\sum_{i=1}^n (P_{kir} \cdot \cos \alpha_{ir} + P_{kil} \cdot \cos \alpha_{il}) = P_{k\Sigma x},$$

где  $\eta_{rs\alpha}$  – КПД ходовой системы колесной машины [3];  $N_{k\alpha ir}$  и  $N_{k\alpha il}$  – мощность, расходуемая соответственно правым и левым ведущими колесами  $i$ -го моста на осуществление движения мобильной машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса;  $N_{kir}$ ,  $N_{kil}$  – мощность, подведенная соответственно к правому и левому ведущим колесам  $i$ -го моста;  $\varphi_{ir}$ ,  $\varphi_{il}$  – коэффициенты сцепления правого и левого ведущих колес  $i$ -го моста с опорной поверхностью;  $P_{zir}$ ,  $P_{zil}$  – нормальные реакции правого и левого ведущих колес  $i$ -го моста;  $\alpha_{i\max}$  – максимальный угол поворота ведущих колес  $i$ -го управляемого моста;  $n$  – количество ведущих мостов колесной машины;  $P_{k\Sigma x}$  – сумма проекций касательных сил тяги ведущих колес на продольную ось колесной машины.

В качестве объекта исследований принята внедорожная машина с колесной формулой 4×4 и передним управляемым мостом, близкая по своим массовым и геометрическим характеристикам к параметрам внедорожной машины КамАЗ-4350 [4].

Для оценки эффективности управления касательными силами тяги ведущих колес моделировалось криволи-

нейное движение трех машин с одними и теми же массогеометрическими параметрами, но с различными способами распределения касательных сил тяги ведущих колес как по величине, так и по направлению действия. Исследования проводились с использованием приведенной в [5] математической модели на основе уравнений Аппеля.

У машины 1 распределение касательных сил тяги между ведущими колесами по величине моделировалось оптимальным с позиции эффективности ходовой системы:

$$\eta_{rs\alpha} \rightarrow \max$$

при следующих ограничениях, налагаемых на управляемые параметры – касательные силы тяги  $P_{k1r}$ ,  $P_{k1l}$  и  $P_{k2r}$ ,  $P_{k2l}$  правого и левого ведущих колес переднего и заднего мостов:

$$\begin{aligned} 0 &\leq P_{k1r} \leq \varphi_{1r} \cdot P_{z1r}; \\ 0 &\leq P_{k1l} \leq \varphi_{1l} \cdot P_{z1l}; \\ 0 &\leq P_{k2r} \leq \varphi_{2r} \cdot P_{z2r}; \\ 0 &\leq P_{k2l} \leq \varphi_{2l} \cdot P_{z2l}; \\ P_{k1r} \cdot \cos \alpha_{1r} + P_{k1l} \cdot \cos \alpha_{1l} + \\ &+ P_{k2r} + P_{k2l} = P_{k\Sigma x}, \end{aligned}$$

где  $\varphi_{1r}$ ,  $\varphi_{1l}$  – коэффициенты сцепления правого и левого ведущих колес переднего моста с опорной поверхностью;  $P_{z1r}$ ,  $P_{z1l}$  – нормальные реакции правого и левого ведущих колес переднего моста;  $\varphi_{2r}$ ,  $\varphi_{2l}$  – коэффициенты сцепления правого и левого ведущих колес заднего моста с опорной поверхностью;  $P_{z2r}$ ,  $P_{z2l}$  – нормальные реакции правого и левого ведущих колес заднего моста.

Значения углов поворота ведущих колес переднего управляемого моста у машины 1 моделировались исходя из выполнения условия [6–9] качения управляемых колес внедорожной машины по концентрическим окружностям:

$$\operatorname{ctg}\alpha_{\text{тн}} - \operatorname{ctg}\alpha_{\text{тв}} = \frac{b_0}{l_0},$$

где  $\alpha_{\text{тн}}$ ,  $\alpha_{\text{тв}}$  – теоретические углы поворота соответственно наружного и внутреннего колес переднего управляемого моста, соответствующие качению по концентрическим окружностям;  $b_0$  – расстояние между точками пересечения осей поворота управляемых колес с плоскостью дороги (опорной поверхностью);  $l_0$  – расстояние от переднего управляемого моста до проекции центра поворота на продольную ось колесной машины.

У машины 2 моделировалось оптимальное распределение направлений действия касательных сил тяги, т. е. углов поворота управляемых ведущих колес, с позиции эффективности ходовой системы:

$$\eta_{\text{рс}\alpha} \rightarrow \max$$

при следующих ограничениях, налагаемых на управляемые параметры – углы  $\alpha_{1r}$ ,  $\alpha_{1l}$  поворота правого и левого ведущих колес переднего управляемого моста:

$$\begin{aligned} -\alpha_{1\max} &\leq \alpha_{1r} \leq \alpha_{1\max}; \\ -\alpha_{1\max} &\leq \alpha_{1l} \leq \alpha_{1\max}, \end{aligned}$$

где  $\alpha_{1\max}$  – максимальный угол поворота ведущих колес переднего управляемого моста.

У машины 3 моделировалось оптимальное распределение касательных сил тяги по величине и направлению действия с позиции эффективности ходовой системы:

$$\eta_{\text{рс}\alpha} \rightarrow \max$$

при следующих ограничениях, налагаемых на управляемые параметры – касательные силы тяги  $P_{k1r}$ ,  $P_{k1l}$  и  $P_{k2r}$ ,  $P_{k2l}$  правого и левого ведущих колес передне-

го и заднего мостов и углы  $\alpha_{1r}$  и  $\alpha_{1l}$  поворота правого и левого ведущих колес переднего управляемого моста:

$$0 \leq P_{k1r} \leq \varphi_{1r} \cdot P_{z1r};$$

$$0 \leq P_{k1l} \leq \varphi_{1l} \cdot P_{z1l};$$

$$0 \leq P_{k2r} \leq \varphi_{2r} \cdot P_{z2r};$$

$$0 \leq P_{k2l} \leq \varphi_{2l} \cdot P_{z2l};$$

$$-\alpha_{1\max} \leq \alpha_{1r} \leq \alpha_{1\max};$$

$$-\alpha_{1\max} \leq \alpha_{1l} \leq \alpha_{1\max};$$

$$\begin{aligned} P_{k1r} \cdot \cos \alpha_{1r} + P_{k1l} \cdot \cos \alpha_{1l} + \\ + P_{k2r} + P_{k2l} = P_{k\Sigma x}. \end{aligned}$$

Движение машин 1, 2 и 3 моделировалось по разбитой грунтовой дороге со скоростью 3 м/с.

Оптимизация распределения касательных сил тяги между ведущими колесами и углов поворота управляемых колес осуществлялась для каждого значения теоретического радиуса  $R_t$  поворота внедорожной машины, полученного при моделировании криволинейного движения внедорожной машины КамАЗ-4350 с действительными углами поворота управляемых колес с шагом изменения угла  $\alpha_{1в}$  поворота внутреннего колеса первого управляемого моста, равным 0,0175 рад.

### **Эффективность интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес**

Результаты исследований оптимальных распределений касательных сил тяги между ведущими колесами и углов поворота управляемых ведущих колес внедорожной машины КамАЗ-4350 приведены на рис. 1 в виде зависимостей КПД ходовых систем машин 1, 2 и 3 от теоретического радиуса  $R_t$  поворота.

Из рис. 1 следует, что при прямолинейном движении с нейтральным положением рулевого и управляемых колес машины 1...3 имеют одинаковую эффективность ходовой системы. КПД

ходовых систем  $\eta_{гс\alpha}$  машин 1...3 при этом составляет 97,1 %.

При повороте управляемых колес из нейтрального положения эффективность ходовых систем внедорожных колесных машин снижается. С увеличением углов поворота рулевого и управ-

ляемых колес изменение КПД ходовых систем  $\eta_{гс\alpha}$  машин 1...3 носит одинаковый характер, но при этом машины 1...3 имеют разную эффективность ходовых систем.

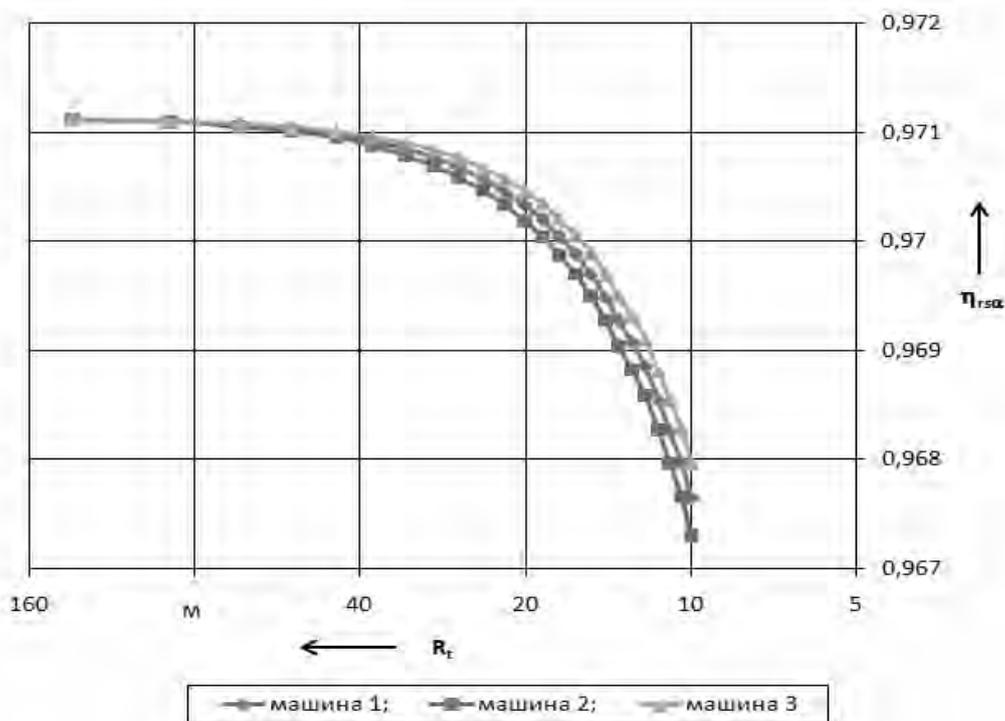


Рис. 1. Зависимости КПД ходовых систем  $\eta_{гс\alpha}$  машин 1, 2 и 3 от теоретического радиуса  $R_t$  поворота

Наиболее интенсивно с увеличением кривизны траектории движения эффективность ходовой системы и соответственно уровень реализации эксплуатационных свойств снижаются у машины 2 с оптимальными углами поворота управляемых ведущих колес. КПД ходовой системы  $\eta_{гс\alpha}$  машины 2 изменяется от 97,1 % – при прямолинейном движении до 96,73 % – при уменьшении теоретического радиуса  $R_t$  криволинейного движения до минимального значения, численно равного 9,98 м.

Эффективность ходовой системы машины 1 с оптимальным распределением касательных сил тяги между ве-

дущими мостами и колесами изменяется от 97,1 % – при прямолинейном движении до 96,77 % – при уменьшении теоретического радиуса  $R_t$  поворота до минимального значения.

Машина 3 имеет наибольшую эффективность ходовой системы во всем рабочем диапазоне поворота рулевого и управляемых колес. Интегрированное управление касательными силами тяги ведущих колес по величине и направлению действия ограничивает снижение эффективности ходовой системы машины 3 во всем рабочем диапазоне поворота рулевого и управляемых колес значением 96,8 %.

### Заклучение

Разработан метод интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес внедорожных колесных машин по величине и направлению действия, основанный на совместной оптимизации распределений суммарной касательной силы тяги между ведущими мостами и колесами и углов поворота ведущих колес с позиции КПД ходовой системы  $\eta_{гса}$  и реализации их оптимальных значений в каждый момент движения внедорожной колесной машины.

Разработанный метод интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес по величине и направлению действия позволяет повысить эффективность ходовой системы и уровень реализации эксплуатационных свойств внедорожной машины с колесной формулой 4×4 до 0,07 и 0,03 % по сравнению с внедорожной машиной с колесной формулой 4×4 с такими же массогеометрическими параметрами и оптимальными распределениями углов поворота ведущих колес переднего управления моста и суммарной касательной силы тяги между ведущими передним и задним мостами и их колесами.

По результатам выполненных исследований установлено, что максимальная эффективность ходовой системы внедорожных колесных машин обеспечивается интегрированным управлением касательными силами тяги по величине и направлению действия, что обосновывает перспективность работ по созданию ходовых систем с индивидуальным силовым и рулевым при-

водами ведущих колес и интегрированной системой управления ими.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Управление тяговыми усилиями ведущих колес для повышения эффективности ходовых систем колесных машин / М. С. Высоцкий [и др.] // Вестн. Нац. акад. наук Беларуси. – 2009. – № 2. – С. 31–39.
2. Дубовик, Д. А. Оптимизация углов поворота управляемых ведущих колес мобильной машины / Д. А. Дубовик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 1. – С. 7–16.
3. Высоцкий, М. С. Коэффициент полезного действия ходовых систем колесных машин / М. С. Высоцкий, Д. А. Дубовик // Докл. Нац. акад. наук Беларуси. – 2007. – Т. 51, № 2. – С. 91–94.
4. Афанасьев, Б. А. Проектирование колесных машин с использованием моделирования. Ч. 2. Каталог единых исходных данных колесных машин : учеб. пособие по курсам «Моделирование систем колесных машин», «Конструкция спецмашин и устройств», «Прикладная теория системы «водитель-машина-среда» / Б. А. Афанасьев, Б. Н. Белоусов. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. – 152 с.
5. Высоцкий, М. С. Математическое моделирование криволинейного движения колесных машин / М. С. Высоцкий, Д. А. Дубовик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 2. – С. 6–15.
6. Высоцкий, М. С. Грузовые автомобили : Проектирование и основы конструирования / М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес, С. Г. Херсонский. – М. : Машиностроение, 1995. – 256 с.
7. Чайковский, И. П. Рулевые управления автомобилей / И. П. Чайковский, П. А. Соломатин. – М. : Машиностроение, 1987. – 176 с.
8. Бухарин, Н. А. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля : учеб. пособие для вузов / Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Щукин. – Л. : Машиностроение, 1973. – 504 с.
9. Гришкевич, А. И. Автомобили Теория : учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск : Выш. шк., 1986. – 207 с.

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси  
Материал поступил 11.01.2010

**D. A. Doubovik**  
**Integrated control by tangential tractive effort of driving wheels of off-road vehicles**

The method of integrated control by tangential tractive effort of driving wheels of off-road vehicles on magnitude and direction has been developed. The results of efficiency estimation of the developed method on the example of curvilinear motion of the off-road vehicle KamAZ-4350 with the wheel formula 4x4 are presented in the paper.