

## ТРАНСПОРТ

УДК 629.114.2

Д. А. Дубовик, канд. техн. наук

### ОПТИМИЗАЦИЯ УГЛОВ ПОВОРОТА УПРАВЛЯЕМЫХ ВЕДУЩИХ КОЛЕС МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Приводятся результаты исследования кинематики поворота управляемых колес внедорожной машины МЗКТ с колесной формулой 8×8 и двумя передними управляемыми мостами. Разработан метод оптимизации углов поворота управляемых ведущих колес мобильной машины с позиции критерия эффективности ходовой системы. Анализируются результаты применения разработанного метода для оптимизации углов поворота управляемых ведущих колес внедорожной машины МЗКТ-79305.

#### *Введение*

Величина и соотношение углов поворота управляемых колес при реализации управляющего действия водителя рулевым колесом определяются значением передаточного числа рулевого привода и кинематикой рулевой трапеции мобильной машины. Последняя формируется характерными особенностями принятой при проектировании кинематической схемы рулевой трапеции, конструктивными и установочными параметрами ее звеньев.

Выбор кинематической схемы, конструктивных и установочных параметров звеньев рулевой трапеции осуществляется исходя из особенностей конструкции конкретной мобильной машины, а также необходимости обеспечения выполнения условия качения управляемых колес по концентрическим окружностям без бокового скольжения [1–4] во всем рабочем диапазоне:

$$\operatorname{ctg}\alpha_{\text{тн}} - \operatorname{ctg}\alpha_{\text{тв}} = \frac{b_0}{l_0}, \quad (1)$$

где  $\alpha_{\text{тн}}$  и  $\alpha_{\text{тв}}$  – теоретические углы поворота наружного и внутреннего колес управляемого моста, соответствующие их качению по концентрическим ок-

ружностям;  $b_0$  – расстояние между точками пересечения осей поворота управляемых колес с плоскостью дороги (опорной поверхностью);  $l_0$  – расстояние от управляемого моста до проекции центра поворота на продольную ось мобильной машины.

Используемые в настоящее время методы [5, 6] для оптимизации параметров рулевой трапеции заключаются в основном в определении оптимальных значений углов установки поворотных рычагов и длин отдельных звеньев с позиции обеспечения минимальной суммы  $\sum \Delta^2$  квадратов отклонений действительных углов поворота управляемых колес от их теоретических значений, определяемых зависимостью (1). В результате такой оптимизации сумма  $\sum \Delta^2$  в целом уменьшается. Однако получаемые при этом наибольшие значения отклонения (рассогласования)  $\Delta$ , как правило, смещаются в область более вероятных в эксплуатации средних и малых углов поворота управляемых колес. Причем в большинстве случаев выполняемая оптимизация осуществляется без учета влияния получаемых оптимальных параметров на энергетические характеристики ходовой системы и самой мобильной машины.

Настоящая работа посвящена исследованию кинематики поворота управляемых колес, оптимизации и изучению соотношений оптимальных углов поворота управляемых ведущих колес с позиции критерия эффективности ходовой системы в общем случае криволинейного движения мобильной машины.

**Методика исследований**

В рамках настоящей работы проводились исследования кинематики и оптимизация углов поворота управляемых

кокол внедорожной машины МЗКТ-79305 с колесной формулой 8×8 и двумя передними управляемыми мостами с рулевой трапецией, кинематическая схема которой приведена на рис. 1.

Методика исследований включала составление зависимостей, определяющих связи между действительными углами поворота управляемых колес, и на их основе проведение расчетных исследований кинематики поворота управляемых колес.

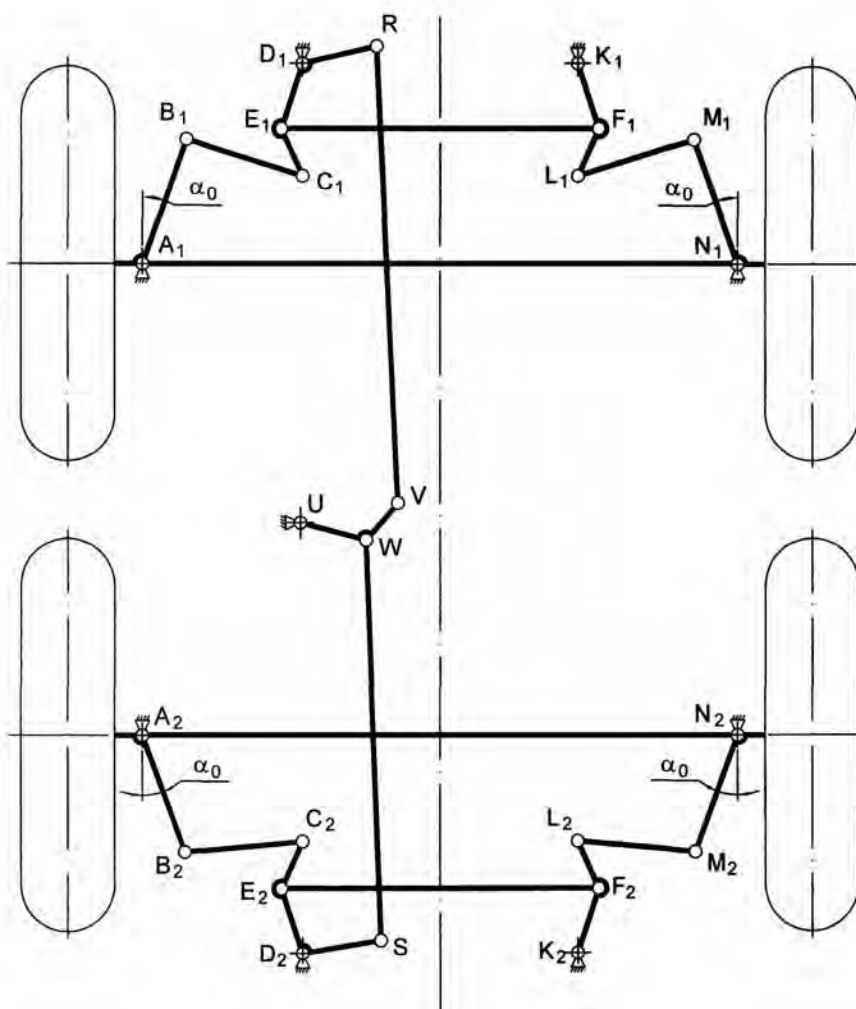


Рис. 1. Схема рулевой трапеции внедорожной машины МЗКТ-79305

Рассогласование кинематики поворота управляемых колес внедорожной машины МЗКТ-79305 оценивалось ко-

эффициентом  $K_{\alpha\epsilon}$ , определяемым по формуле

$$K_{ae} = \left[ \int_{-\alpha_{1\max}}^{\alpha_{1\max}} |\alpha_{t1H}(\alpha_{1B}) - \alpha_{1H}(\alpha_{1B})| + \right. \\ \left. + |\alpha_{t2B}(\alpha_{1B}) - \alpha_{2B}(\alpha_{1B})| + \right. \\ \left. + |\alpha_{t2H}(\alpha_{1B}) - \alpha_{2H}(\alpha_{1B})| \right] d\alpha_{1B} / \\ \left[ \int_{-\alpha_{1\max}}^{\alpha_{1\max}} [\alpha_{t1H}(\alpha_{1B}) + \alpha_{t2B}(\alpha_{1B}) + \alpha_{t2H}(\alpha_{1B})] d\alpha_{1B} \right], \quad (2)$$

где  $\alpha_{1\max}$  – максимальный угол поворота внутреннего колеса первого управляемого моста;  $\alpha_{t1H}$  – теоретический угол поворота наружного колеса первого управляемого моста;  $\alpha_{1B}$  – действительный угол поворота внутреннего колеса первого управляемого моста;  $\alpha_{t2B}$ ,  $\alpha_{t2H}$  – теоретические углы поворота внутренних и наружных колес второго управляемого моста;  $\alpha_{2B}$ ,  $\alpha_{2H}$  – действительные углы поворота внутреннего и наружного колес второго управляемого моста.

Расчет теоретических значений углов поворота управляемых колес выполнялся с использованием зависимостей, полученных путем соответствующих преобразований условия (1):

$$\alpha_{t1H} = \arctg \left( \frac{1}{\frac{b_{01}}{0,5 \cdot (l_3 + l_4)} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{t1B}}} \right); \quad (3)$$

$$\alpha_{t2B} = \arctg \left( \frac{0,5 \cdot (l_3 + l_4) - l_2}{\frac{0,5 \cdot (l_3 + l_4)}{\operatorname{tg} \alpha_{t1B}}} \right)$$

и

$$\alpha_{t2H} = \arctg \left( \frac{1}{\frac{b_{02}}{0,5 \cdot (l_3 + l_4) - l_2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{t2B}}} \right), \quad (4)$$

где  $b_{01}$  – расстояние между точками пересечения осей поворота колес первого управляемого моста с плоскостью дороги;  $l_3$ ,  $l_4$  – расстояния от первого управляемого моста до третьего и четвертого

мостов соответственно;  $b_{02}$  – расстояние между точками пересечения осей поворота колес второго управляемого моста с плоскостью дороги;  $l_2$  – расстояние от первого управляемого моста до второго управляемого моста.

Исследования влияния рассогласования кинематики поворота управляемых колес на эффективность ходовой системы и оптимизация углов поворота управляемых колес с позиции эффективности ходовой системы проводились с использованием математической модели криволинейного движения колесных машин [7], составленной на основе уравнений Аппеля.

В качестве оценочного показателя эффективности ходовой системы и критерия оптимальности принимался КПД ходовой системы [8], определяемый отношением мощности  $N_{k\alpha}$ , расходуемой ходовой системой на осуществление движения мобильной машины в задаваемом водителем направлении к суммарной мощности  $N_k$ , переданной ходовой системе:

$$\eta_{rsa} = \frac{N_{k\alpha}}{N_k} = \frac{\sum_{i=1}^n (N_{k\alpha ir} + N_{k\alpha il})}{\sum_{i=1}^n (N_{kir} + N_{kil})}, \quad (5)$$

где  $N_{k\alpha ir}$ ,  $N_{k\alpha il}$  – мощности, расходуемые соответственно правым и левым ведущими колесами  $i$ -го моста на осуществление движения мобильной машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса;  $N_{kir}$ ,  $N_{kil}$  – мощности, подведенные соответственно к правому и левому ведущим колесам  $i$ -го моста;  $n$  – количество ведущих мостов мобильной машины.

Таким образом, задача оптимизации углов поворота управляемых колес мобильной машины формулировалась как задача условной однокритериальной оптимизации:

$$\eta_{\text{rsc}} \rightarrow \max, \quad (6)$$

при следующих ограничениях, наложенных на управляемые параметры:

$$\begin{aligned} -\alpha_{1\max} &\leq \alpha_{1r} \leq \alpha_{1\max}; \\ -\alpha_{1\max} &\leq \alpha_{1l} \leq \alpha_{1\max}; \\ -\alpha_{2\max} &\leq \alpha_{2r} \leq \alpha_{2\max}; \\ -\alpha_{2\max} &\leq \alpha_{2l} \leq \alpha_{2\max}, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $\alpha_{2\max}$  – максимальный угол поворота ведущих колес второго управляемого моста.

Движение внедорожной машины МЗКТ-79305 моделировалось по грунтовой дороге в разбитом состоянии. Оптимизация углов поворота управляемых колес осуществлялась для каждого значения теоретического радиуса  $R_t$  поворота внедорожной машины, полученного при моделировании криволинейного движения внедорожной машины МЗКТ-79305 с действительными углами поворота управляемых колес с шагом изменения угла  $\alpha_{1в}$  поворота

внутреннего колеса первого управляемого моста, равным 0,0175 рад.

Для исследования влияния кинематических параметров внедорожной машины МЗКТ-79305 на соотношения оптимальных углов поворота ее управляемых колес оптимизация выполнялась при моделировании движения с поступательными скоростями 1, 3 и 5 м/с.

### Результаты и их обсуждение

Результаты исследований кинематики поворота управляемых колес внедорожной машины МЗКТ-79305 представлены на рис. 2 в виде графических зависимостей углов  $\alpha_{1н}$  поворота наружного колеса, внутреннего  $\alpha_{2в}$  и наружного  $\alpha_{2н}$  колес второго управляемого моста и их теоретических значений  $\alpha_{t1н}$ ,  $\alpha_{t2в}$  и  $\alpha_{t2н}$  от угла  $\alpha_{1в}$  поворота внутреннего колеса первого управляемого моста из нейтрального положения в правое крайнее положение.

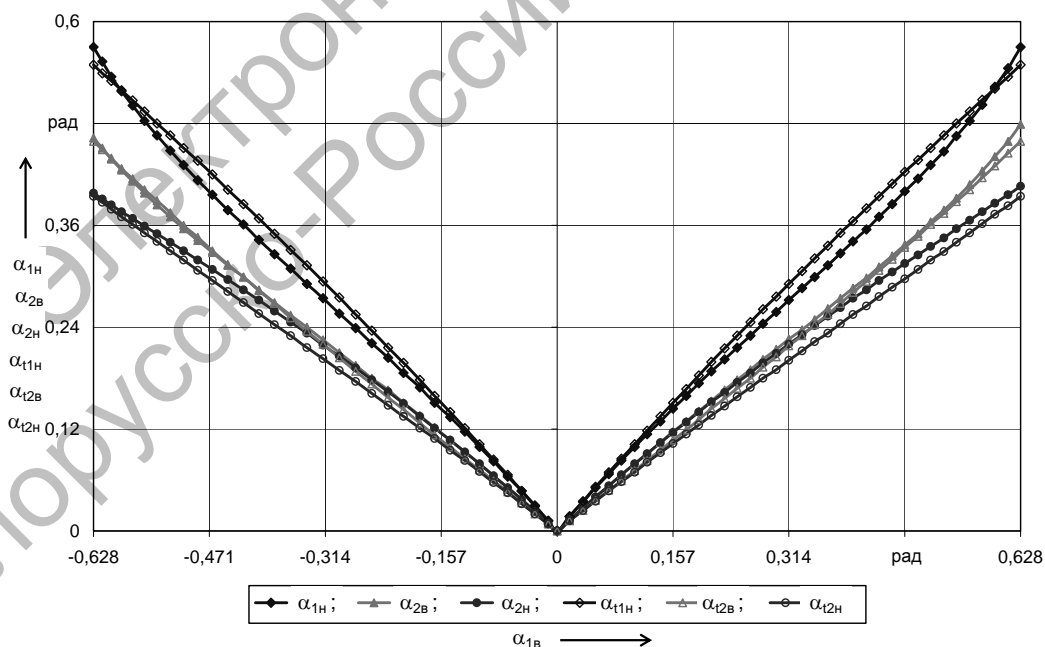


Рис. 2. Диаграмма углов поворота управляемых колес внедорожной машины МЗКТ-79305

Анализ приведенных на рис. 2 результатов моделирования показывает, что в диапазоне поворота внутреннего управляемого колеса первого моста от 0 до 0,592 рад наружное управляемое колесо первого моста поворачивается на угол меньший, чем теоретический, определяемый по зависимости (3) и обеспечивающий качение колес без бокового скольжения. При повороте управляемых колес из нейтрального положения рассогласование  $\Delta_{1н}$  поворота наружного управляемого колеса первого моста увеличивается, достигая максимального значения, численно равного 0,024 рад при повороте внутреннего управляемого колеса на угол 0,419 рад. С дальнейшим поворотом управляемых колес рассогласование  $\Delta_{1н}$  уменьшается и в окрестностях угла поворота внутреннего управляемого колеса 0,592 рад имеет нулевое значение. При повороте внутреннего управляемого колеса на углы, превышающие 0,592 рад, наружное управляемое колесо первого моста поворачивается на угол больший, чем теоретический (3). При повороте внутреннего управляемого колеса на максимальный угол 0,628 рад рассогласование  $\Delta_{1н}$  составляет -0,021 рад.

Внутреннее управляемое колесо второго моста во всем рабочем диапазоне внутреннего управляемого колеса первого моста поворачивается на угол больший, чем теоретический (4). В диапазоне углов поворота внутреннего управляемого колеса первого моста от 0,035 до 0,593 рад рассогласование  $\Delta_{2в}$  поворота внутреннего управляемого колеса второго моста находится в интервале значений -0,003...-0,01 рад. При повороте внутреннего управляемого колеса первого моста на максимальный угол рассогласование  $\Delta_{2в}$  достигает максимального значения по абсолютной величине и составляет -0,02 рад.

Наружное управляемое колесо второго моста во всем рабочем диапазоне внутреннего управляемого колеса первого моста также поворачивается на угол

больший, чем теоретический (4). При повороте внутреннего управляемого колеса первого моста из нейтрального положения отклонение  $\Delta_{2н}$  действительного угла поворота наружного управляемого колеса второго моста от теоретического увеличивается по абсолютной величине. При повороте внутреннего управляемого колеса первого моста на угол 0,349 рад рассогласование  $\Delta_{2н}$  достигает максимального значения, равного -0,019 рад. С дальнейшим увеличением угла поворота внутреннего управляемого колеса первого моста рассогласование  $\Delta_{2н}$  несколько снижается и при максимальном угле повороте управляемых колес составляет -0,011 рад.

Расчет численного значения интегрального показателя  $K_{\alpha\epsilon}$  (2) показал, что рассогласование действительных углов поворота управляемых колес внедорожной машины МЗКТ-79305 составляет 4,54 %.

Исследование закономерностей распределения оптимальных углов поворота управляемых колес внедорожной машины МЗКТ-79305 проводилось путем их сопоставления с углами поворота, рассчитываемыми по зависимостям (3)–(4), а также путем анализа изменения соотношений оптимальных углов поворота управляемых колес в зависимости от угла  $\alpha_{1в}$  поворота внутреннего колеса первого управляемого моста.

Соотношения оптимальных углов поворота управляемых колес, характеризующие оптимальное передаточное отношение рулевого привода колес первого и второго управляемых мостов, определялись по формулам:

$$u_1^* = \frac{\alpha_{1в}^*}{\alpha_{1н}^*}; \quad u_2^* = \frac{\alpha_{2в}^*}{\alpha_{2н}^*}, \quad (8)$$

где  $\alpha_{1в}^*$ ,  $\alpha_{1н}^*$  и  $\alpha_{2в}^*$ ,  $\alpha_{2н}^*$  – оптимальные значения углов поворота внутреннего и наружного колес соответственно первого и второго управляемых мостов.

Зависимости соотношений  $u_1^*$  и  $u_2^*$  оптимальных углов поворота управляемых колес от угла  $\alpha_{1в}$  поворота внутреннего колеса первого управляемого моста приведены на рис. 3–5. Их анализ показывает, что соотношения  $u_1^*$  и  $u_2^*$  оптимальных углов поворота управляемых колес и соотношения  $u_{t1}$  и  $u_{t2}$  углов поворота, рассчитанных по формулам (3)–(4), имеют близкие, но не равные значения. Причем отклонения соотношений  $u_1^*$  и  $u_2^*$  от соотношений  $u_{t1}$  и  $u_{t2}$  зависят от кинематических параметров криволинейного движения внедорожной машины. Вследствие данной зависимости отклонения соотношений  $u_1^*$  и  $u_2^*$  от соотношений  $u_{t1}$  и  $u_{t2}$  возрастают при увеличениях углов поворо-

та управляемых колес и поступательной скорости движения внедорожной машины. При этом в рассматриваемом примере отклонения достигают максимальных значений, численно равных для колес первого моста  $-0,0085$  и для колес второго моста  $-0,0098$ , при движении внедорожной машины с поступательной скоростью  $5$  м/с и минимальным теоретическим радиусом  $R_t$  поворота.

Результаты проведенных исследований свидетельствуют о том, что соотношения  $u_1^*$  и  $u_2^*$  и соотношения  $u_{t1}$  и  $u_{t2}$  имеют одинаковый характер изменения, увеличиваясь от единицы при нейтральном положении управляемых колес до максимального значения при повороте управляемых колес в крайнее положение.

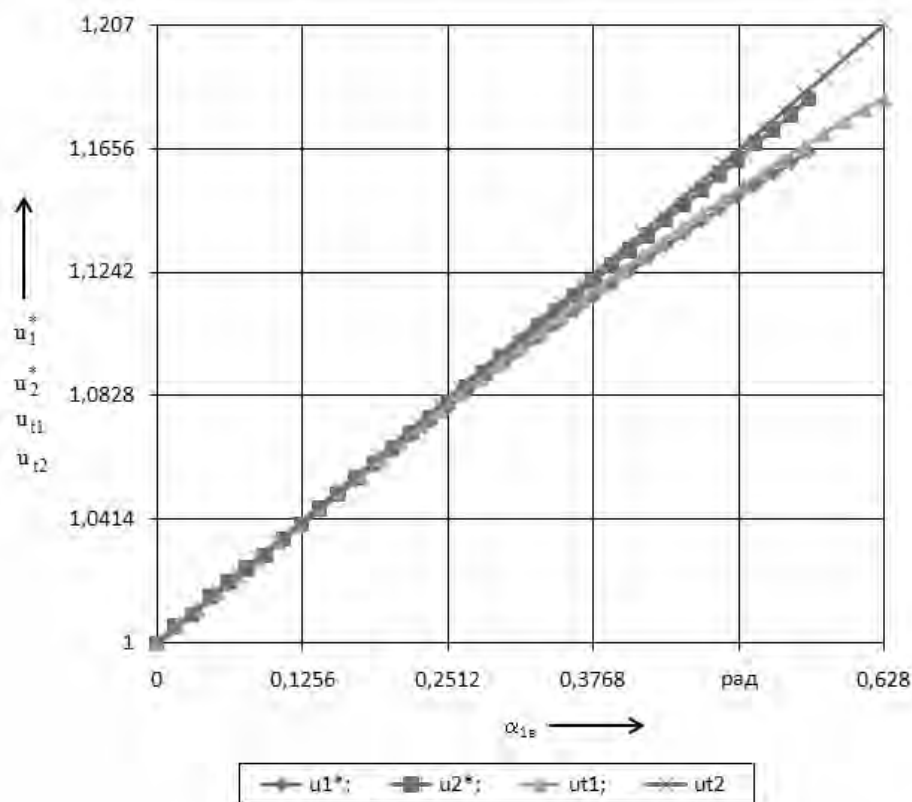


Рис. 3. Зависимости соотношений  $u_1^*$ ,  $u_2^*$  и  $u_{t1}$ ,  $u_{t2}$  внедорожной машины МЗКТ-79305 от угла  $\alpha_{1в}$  поворота внутреннего колеса первого управляемого моста при моделировании движения со скоростью  $1$  м/с

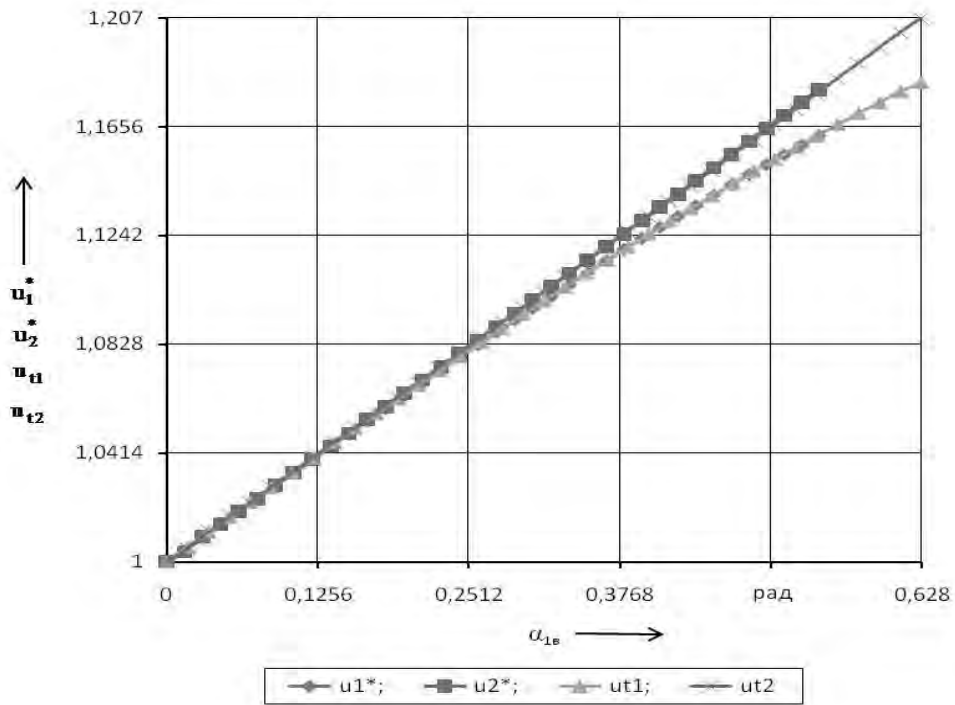


Рис. 4. Зависимости соотношений  $u_1^*$ ,  $u_2^*$  и  $u_{t1}$ ,  $u_{t2}$  внедорожной машины МЗКТ-79305 от угла  $\alpha_{1B}$  поворота внутреннего колеса первого управляемого моста при моделировании движения со скоростью 3 м/с

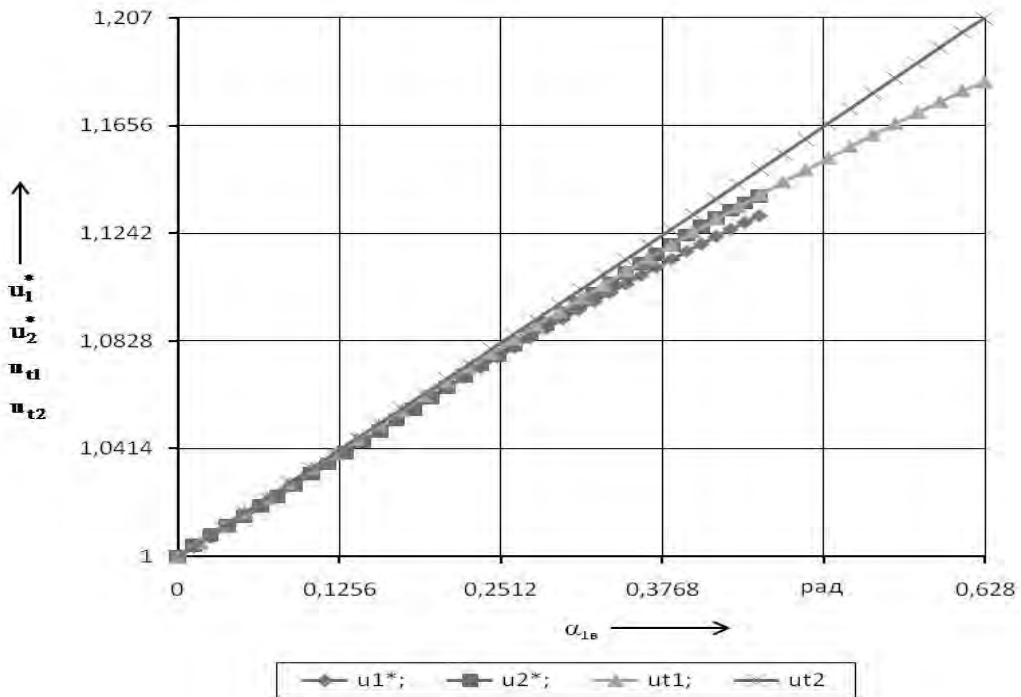


Рис. 5. Зависимости соотношений  $u_1^*$ ,  $u_2^*$  и  $u_{t1}$ ,  $u_{t2}$  внедорожной машины МЗКТ-79305 от угла  $\alpha_{1B}$  поворота внутреннего колеса первого управляемого моста при моделировании движения со скоростью 5 м/с

Увеличение соотношений  $u_1^*$  и  $u_2^*$  и соотношений  $u_{t1}$  и  $u_{t2}$  происходит по закону, близкому к линейному. При этом с увеличением поступательной скорости движения внедорожной машины МЗКТ-79305 оптимальные значения углов поворота управляемых колес по сравнению с их теоретическими значениями (3)–(4) уменьшаются. Так, при увеличении поступательной скорости движения внедорожной машины МЗКТ-79305 от 1 до 5 м/с максимальные значения оптимальных углов поворота уменьшаются в среднем на 19,6 %.

Зависимости показателя (5) эффективности ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79305 с действительными значениями углов поворота

управляемых колес и эффективности ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79305\* с оптимальными значениями углов поворота управляемых колес от теоретического радиуса  $R_t$  ее поворота при моделировании движения с поступательной скоростью 1 м/с приведены на рис. 6. Из рис. 6 следует, что ходовые системы внедорожных машин МЗКТ-79305 и МЗКТ-79305\* имеют одинаковую эффективность при движении машин только с нейтральным положением рулевого и управляемых колес. Значение КПД ходовых систем внедорожных машин МЗКТ-79305 и МЗКТ-79305\* при прямолинейном движении составляет 97,5 %.

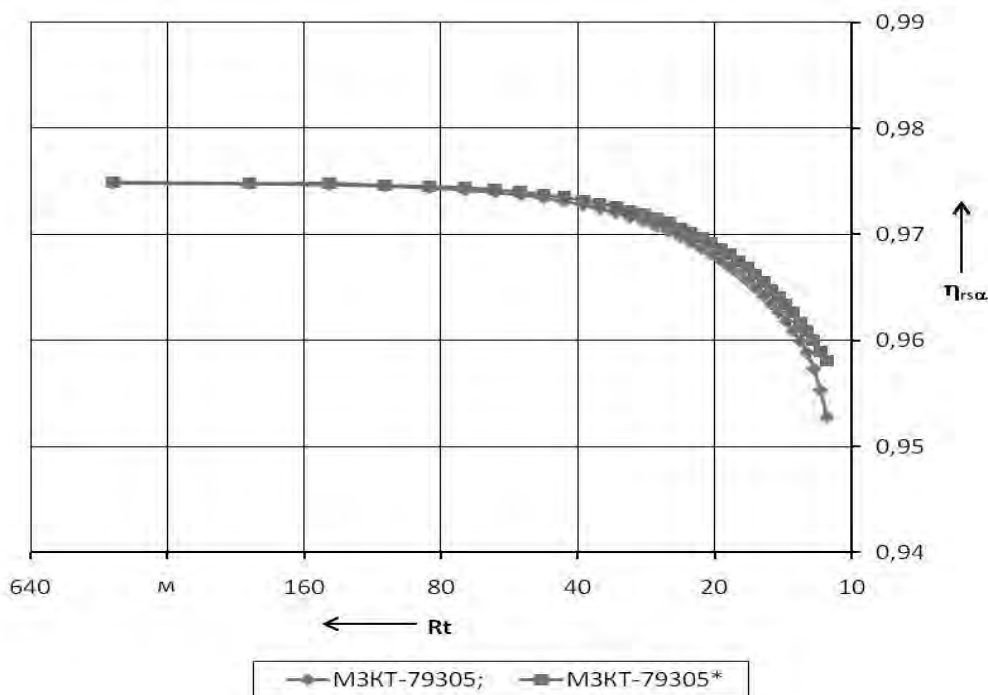


Рис. 6. Зависимости КПД ходовой системы внедорожных машин МЗКТ-79305 и МЗКТ-79305\* от теоретического радиуса поворота при движении с поступательной скоростью 1 м/с

При повороте управляемых колес из нейтрального положения в крайнее положение эффективность ходовых систем внедорожных машин МЗКТ-79305 и МЗКТ-79305\* снижается. При этом снижение эффективности ходовой системы

внедорожной машины МЗКТ-79305 с действительными значениями углов поворота управляемых колес происходит более интенсивно. Отклонение эффективности ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79305 от эффектив-



ности ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79305\* увеличивается с увеличением углов поворота управляемых колес. При минимальном теоретическом радиусе  $R_t$  поворота эффективность ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79305\* при повороте управляемых колес в крайнее положение снижается до 95,8 %. Отклонение эффективности ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79305 от эффективности ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79305\* при этом достигает максимального значения, которое соответствует 0,54 %.

На рис. 7 приведены зависимости по-

казателя (5) эффективности ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79305\* с оптимальными значениями углов поворота управляемых колес при движении с поступательными скоростями 1; 3 и 5 м/с от изменения теоретического радиуса  $R_t$  поворота. Из рис. 7 видно, что с увеличением поступательной скорости движения эффективность ходовой системы снижается. При прямолинейном движении увеличение поступательной скорости движения от 1 до 3 м/с приводит к снижению эффективности на 0,38 %, увеличение поступательной скорости движения от 1 до 5 м/с – на 0,77 %.

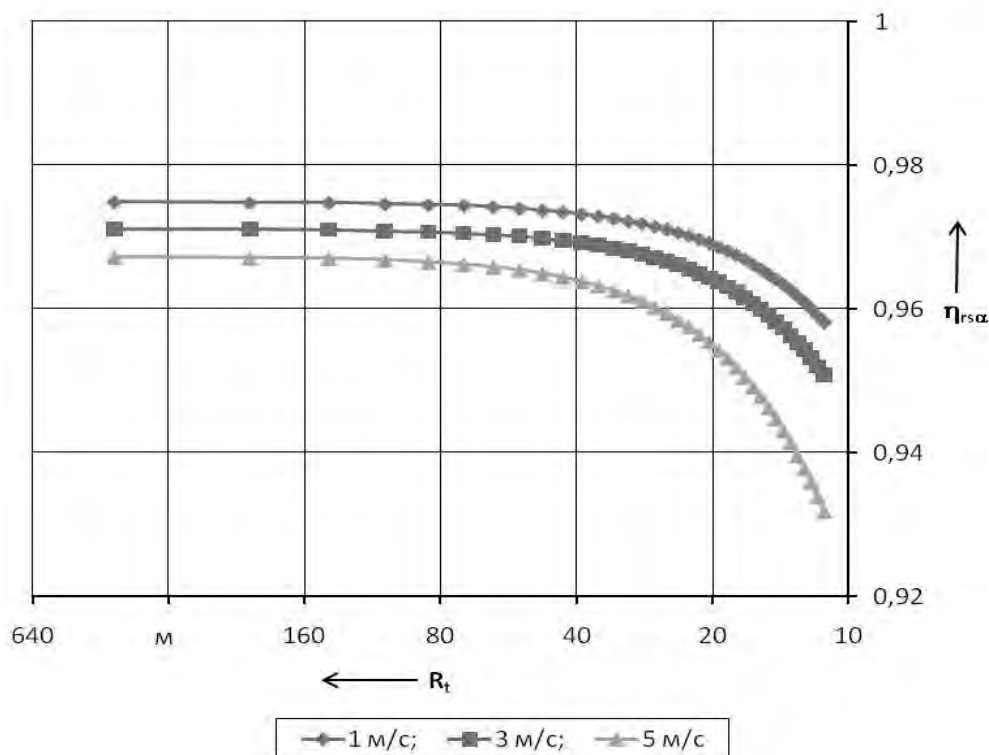


Рис. 7. Зависимости КПД ходовой системы внедорожных машин МЗКТ-79305\* от теоретического радиуса поворота при движении с поступательными скоростями 1, 3 и 5 м/с

При повороте управляемых колес и увеличении кривизны траектории движения снижение эффективности ходовой системы увеличивается и достигает максимального значения при минимальном теоретическом радиусе  $R_t$

поворота. Максимальное снижение эффективности ходовой системы при увеличении поступательной скорости движения от 1 до 3 м/с составляет 0,73 %, при увеличении поступательной скорости движения от 1 до 5 м/с – 2,64 %.

### Заклучение

Результаты проведенных исследований позволили установить, что условие обеспечения качения управляемых ведущих колес по концентрическим окружностям не обеспечивает ходовым системам максимальную эффективность во всех условиях эксплуатации колесных машин.

Разработан метод оптимизации распределения углов поворота управляемых ведущих колес, обеспечивающий максимальную эффективность ходовых систем в общем случае криволинейного движения мобильных машин в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса. Получены оптимальные соотношения углов поворота управляемых ведущих колес для внедорожной машины МЗКТ-79305. 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. Рассогласование действительных углов поворота управляемых ведущих колес внедорожной машины МЗКТ-79305 составляет 4,54 % и приводит к снижению эффективности ходовой системы, которое зависит от углов поворота управляемых колес и отклонения действительных углов поворота от их теоретических значений и достигает 0,54 %.

Одним из путей повышения эффективности ходовых систем колесных машин является разработка и применение в их конструкции рулевых управле-

ний с регулируемой кинематикой поворота управляемых колес, обеспечивающей изменение и реализацию оптимальных значений углов поворота управляемых колес в зависимости от величины угла поворота рулевого колеса и кинематических параметров движения колесной машины.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Высоцкий, М. С.** Грузовые автомобили : Проектирование и основы конструирования / М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес, С. Г. Херсонский. – М. : Машиностроение, 1995. – 256 с.
2. **Чайковский, И. П.** Рулевые управления автомобилей / И. П. Чайковский, П. А. Соломатин. – М. : Машиностроение, 1987. – 176 с.
3. **Бухарин, Н. А.** Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля : учеб. пособие для вузов / Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Шукин. – Л. : Машиностроение, 1973. – 504 с.
4. **Гришкевич, А. И.** Автомобили : Теория : учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск : Выш. шк., 1986. – 207 с.
5. **Сазонов, И. С.** Кинематика четырехзвенной рулевой трапеции и оптимизация ее параметров / И. С. Сазонов, Ю. Е. Атаманов, С. Н. Турлай // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 1. – С. 40–46.
6. **Сазонов, И. С.** Кинематика шестизвенной рулевой трапеции и оптимизация ее параметров / И. С. Сазонов, Ю. Е. Атаманов, С. Н. Турлай // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 3. – С. 40–48.
7. **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.
8. **Высоцкий, М. С.** Коэффициент полезного действия ходовых систем колесных машин / М. С. Высоцкий, Д. А. Дубовик // Докл. НАН Беларуси. – 2007. – Т. 51, № 2. – С. 91–94.

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси  
Материал поступил 13.11.2009

**D. A. Doubovik**  
**Optimization of turning angles of  
steered driving wheels of the vehicle**

The results of investigations of kinematics of turning of steered wheels of off-road vehicles MZKT with the wheel formula 8×8 and two front steered axles are presented in the article. The method of optimization of turning angles of steered driving wheels of mobile vehicles from a position of criterion of efficiency of running system has been developed. The results of application of the developed method for optimization of turning angles of steered driving wheels of off-road vehicles MZKT-79305 have been analyzed.