

Обоснование параметров конструкции рулевого привода задних управляемых колес трехосных машин

07, июль 2012

DOI: 10.7463/0712.0544251

Мурог И. А.

УДК. 629.33

Россия, ФГБОУ ВПО «ЮУрГУ» (НИУ)

andreikeller@rambler.ru

Рулевой привод обеспечивает кинематическую связь управляемых колес автомобиля между собой и с управляющим устройством. Одним из важных требований, предъявляемых к рулевым приводам, являются кинематические связи между колесами, рациональные с точки зрения управляемости, устойчивости и маневренности [1]. Особое значение имеет требования обеспечения устойчивости движения для рулевых приводов автомобилей с передними и задними управляемыми колесами, наличие которых определяет существенные особенности динамики автомобиля. Кроме того, конструкция рулевого привода должна быть согласована с конструкцией подвески автомобиля, обладать высоким КПД, достаточной жесткостью, эффективно демпфировать возникающие колебания [2].

На основе проведенных ранее исследований установлено, что для устранения недостатков, присущих транспортным средствам с передними и задними управляемыми колесами (УК) необходимо, чтобы угловая скорость поворота задних колес была меньше угловой скорости поворота автомобиля, и боковая реакция на задней оси не меняла свой знак. Поэтому существует необходимость применения рулевого привода задних управляемых колес с переменным передаточным числом [3].

1 Определение соотношения угловой скорости поворота задних управляемых колес и угловой скорости автомобиля

Для обеспечения необходимого соотношения угловой скорости поворота задних управляемых колес и угловой скорости автомобиля для изменения угла поворота задних колес примем зависимость

$$y = a \cdot x^b \cdot e^{cx}, \quad (1)$$

где a , b , c – постоянные коэффициенты, при этом $c < 0$, $b > 0$; x – угол поворота передних колес; y – угол поворота задних колес; e – основание натуральных логарифмов.

График, описываемый зависимостью (1), в общем виде представлен на рисунке 1. Для реализации зависимости изменения угла поворота задних колес, близкой по характеру к запаздыванию относительно передних, точка перегиба должна находиться на уровне значения угла запаздывания. Для обеспечения кинематического согласования при максимальных углах поворота управляемых колес вторая производная в точке экстремума (точка b) зависимости должна быть равна нулю, а значение функции должно быть равно максимальному углу поворота передних управляемых колес.

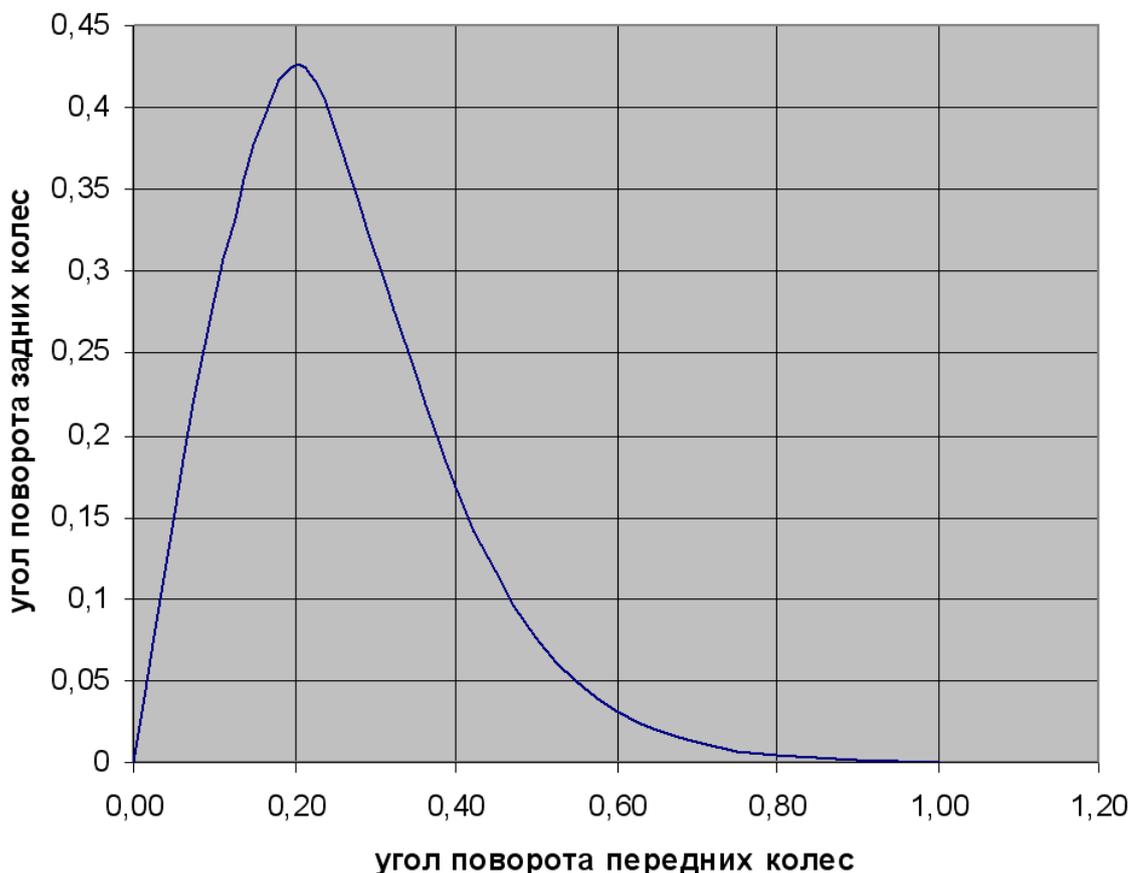


Рисунок 1 – Соотношение углов (рад) поворота управляемых колес

Таким образом, для нахождения значений коэффициентов a , b и c необходимо решение системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} \theta_{\alpha} &= \frac{b - \sqrt{b}}{c}, \\ \theta_{\alpha} &= a \cdot \theta_{1\max}^b \cdot e^{\theta_{1\max}}, \\ a \cdot (c+1) \cdot e^{\theta_{1\max}} \cdot (c \cdot \theta_{1\max}^b + b \cdot (c+1) \cdot \theta_{1\max}^b + b^2 \cdot \theta_{1\max}^{b-2}) &= 0, \end{aligned} \right\} (2)$$

$$b = \left(\frac{2}{3} \cdot \frac{q}{p} \right)^2, \quad (3)$$

где значения коэффициентов q и p определяются из выражений

$$q = \frac{\theta_{1\max}^2}{3 \cdot (\theta_{\alpha} - \theta_{1\max})} \cdot \left(\frac{\theta_{1\max}}{9 \cdot (\theta_{\alpha} - \theta_{1\max})^2} + 1 \right), \quad (4)$$

$$p = \frac{\theta_{1\max}}{3} \cdot \left(1 - \frac{\theta_{1\max}}{3 \cdot (\theta_{\alpha} - \theta_{1\max})^2} \right), \quad (5)$$

$$c = \frac{b - \sqrt{b}}{\theta_{\alpha}}, \quad (6)$$

$$a = \theta_{1\max}^{1-b} \cdot e^{-c \cdot \theta_{1\max}} \quad (7)$$

Решая полученную систему уравнений, получим формулы (3), (6), (7) для расчета значений коэффициентов b, c и a в зависимости от максимального угла поворота передних колес и угла запаздывания, выбираемого для конкретного автомобиля.

Численные значения коэффициентов для угла запаздывания $\Theta_{\alpha} = 0,07$ рад и максимального угла поворота управляемых колес $\Theta_{1\max} = 0,3$ рад равны: $a = 383,6$; $b = 2,55$; $c = -13,5$.

При использовании зависимостей (1)...(7), возможен расчет значения угла поворота задних управляемых колес в зависимости от передних колес при различных значениях максимальных углов поворота передних управляемых колес (УК) и для запаздывания поворота задних колес от передних.

2 Анализ влияния чувствительности автомобиля к повороту рулевого колеса на максимальную скорость движения

Изменение чувствительности к повороту рулевого колеса для автомобиля, имеющего рулевой привод с запаздыванием, при изменении передаточного числа рулевого механизма особенно заметно на малых скоростях движения. При увеличении скорости эта разница постепенно уменьшается и при увеличении передаточного числа с 25 до 27 на скорости движения 17 м/с чувствительность автомобиля к повороту рулевого колеса практически не изменяется. Необходимо отметить, что повышение передаточного числа рулевого механизма способствует повышению устойчивости движения при выполнении маневра «рывок руля» [3].

При использовании в рулевом управлении привода с переменным передаточным числом уменьшение передаточного числа рулевого механизма вызывает увеличение чувствительности автомобиля к повороту рулевого колеса в рассматриваемом диапазоне изменения скоростей движения автомобиля.

При использовании в рулевом приводе устройства запаздывания, максимальная скорость выполнения маневра при минимальном передаточном числе рулевого механизма, равном 17, выше, чем для рулевого привода с переменным передаточным числом (14 м/с и 12 м/с соответственно).

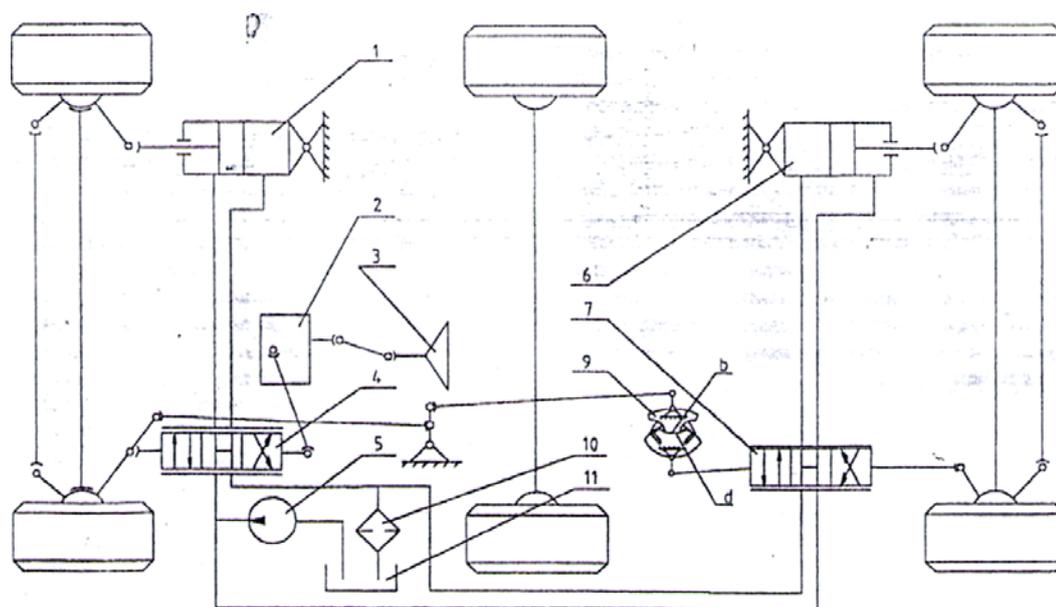
Необходимо также отметить, что значения максимальной скорости, полученной для рулевого привода с устройством запаздывания при выполнении маневра "рывок руля", получены благодаря малому углу поворота задних УК в заданных условиях. Кроме того, данный маневр позволяет оценить главным образом, устойчивость движения автомобиля. Применение на рассматриваемых типах автомобилей рулевого привода с переменным передаточным числом или устройством запаздывания позволяет повысить устойчивость движения по сравнению с рулевым только передних управляемых колес, сохранить показатели маневренности.

3 Схема рулевого управления транспортного средства с передними и задними управляемыми колесами

На рисунке 2 представлена схема рулевого управления транспортного средства с передними и задними управляемыми колесами [4].

Рулевое управление транспортного средства с передними и задними управляемыми колесами содержит рулевое колесо 3, кинематически связанное через

рулевой механизм 2 с корпусом распределителя 4, золотник которого кинематически связан с исполнительным цилиндром 1. рулевым приводом передних управляемых колес и с кривошипами мальтийского механизма 9. Механизм 9 кинематически связан с корпусом распределителя 7 задних управляемых колес, золотник которого связан с исполнительным гидроцилиндром 6 и рулевым приводом задних управляемых колес. Рулевое управление содержит насос 5, обеспечивающий подачу рабочей жидкости из бака 11 в распределители 4 и 7, гидравлически связанные с цилиндрами 1, 6 соответственно и баком 11 через фильтр 10.



1 – цилиндр; 2 – рулевой механизм; 3 – рулевое колесо; 4 – распределитель передних управляемых колес; 5 – насос; 6 – гидроцилиндр; 7 – распределитель задних управляемых колес; 9 – мальтийский механизм; 10 – фильтр; 11 - бак

Рисунок 2 – Рулевое управление с передними и задними управляемыми колесами

Рулевое управление работает следующим образом.

При отсутствии управляющих воздействий на рулевое колесо и прямолинейном движении транспортного средства золотники распределителей 4 и 7 находятся в нейтральном положении, сообщая напорные магистрали насоса 5 со сливом. Фиксация креста мальтийского механизма 9 в неподвижном положении при отсутствии управляющих воздействий осуществляется запирающими дугами.

При повороте рулевого колеса 3 управляющее воздействие передается через рулевой механизм 2 распределителю 4, смещая его корпус относительно золотника,

открывая доступ рабочей жидкости, закачиваемой из бака 11 насосом 5 к рабочим полостям гидроцилиндра 1. Одна из полостей гидроцилиндра 1 сообщается с напорной магистралью насоса, другая со сливом, в результате чего перемещается шток гидроцилиндра 1, вызывая поворот передних управляемых колес, перемещение золотника распределителя 4 и кривошипов механизма 9. Цевка одного из кривошипов (в зависимости от направления поворота) входит в зацепление с крестом механизма 9, вызывая его поворот относительно своей оси, что ведет к смещению корпуса распределителя 7 относительно его золотника, открывая доступ рабочей жидкости, к рабочим полостям гидроцилиндра б. Одна из полостей гидроцилиндра б сообщается с напорной магистралью насоса, другая – со сливом, в результате чего перемещается шток гидроцилиндра б, вызывая поворот задних управляемых колес и перемещение золотника распределителя 7, обеспечивая обратную связь по перемещению.

Выводы

Применение механического рулевого привода, реализующего предложенный закон регулирования угловой скорости поворота задних управляемых колес, позволяет повысить критическую скорость выполнения маневра «рывок руля».

Предложенный рулевой привод с переменным передаточным числом обеспечивает более высокую чувствительность к повороту рулевого колеса при небольших углах его поворота. Плавное изменение чувствительности рулевого управления при повороте рулевого колеса и более высокая жесткость привода обеспечивают лучшие эргономические характеристики рулевого привода с переменным передаточным числом.

Список литературы

1. Аксенов П.В. Многоосные автомобили: теория общих конструктивных решений. М.: Машиностроение, 1980. 207 с.
2. Гладов Г.И., Вихров А.В., Зайцев С.В., Кувшинов В.В., Павлов В.В. Конструкции многоцелевых гусеничных и колесных машин: учебник для студ. высших учеб. заведений / под ред. Г.И. Гладова. М.: Издательский центр «Академия», 2010. 400 с.

3. Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов. В 3 т. Т. 3 / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов и др.; под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 432 с.
4. Мурог И.А., Трач С.И. Рулевое управление транспортного средства с передними и задними управляемыми колесами: пат. № 2160205 РФ. 2001.

Justification of design parameters of steering gear for rear-steering vehicles

07, July 2012

DOI: [10.7463/0712.0544251](https://doi.org/10.7463/0712.0544251)

Murog I.A.

Russia, «South Ural State University» (National Research University)

andreikeller@rambler.ru

Design and parameters of steering system are the main factors of maintaining controllability and stability of the vehicle. The subject of this paper is the steering system of a three-axle vehicle with steered front and rear wheels. Calculated relations for determination of the required ratio between the front and rear steered wheels' rotation to ensure controllability and stability of a car were obtained. Recommendations on control parameters for wheel turning were drawn; a new steering control scheme was also proposed. The results presented in this paper can be used for upgrading off-road trucks which are similar to those discussed and operating under similar conditions.

Publications with keywords: [the steering system](#), [angles of the turn](#), [scheme of the steering system](#), [upgrading cars](#)

Publications with words: [the steering system](#), [angles of the turn](#), [scheme of the steering system](#), [upgrading cars](#)

References

1. Aksenov P.V. *Mnogoosnye avtomobili: teoriia obshchikh konstruktivnykh reshenii* [Multiaxial cars: theory of general design solutions]. Moscow, Mashinostroenie, 1980. 207 p.
2. Gladov G.I., Vikhrov A.V., Zaitsev S.V., Kuvshinov V.V., Pavlov V.V. *Konstruktsiia mnogotselevykh gusenichnykh i kolesnykh mashin* [Design of multi-purpose crawler and wheel vehicles]. Moscow, «Akademii», 2010. 400 p.
3. Afanas'ev B.A., Belousov B.N., Zheglov L.F., et al. *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin. V 3 t. T. 3* [Design of all-wheel drive wheeled vehicles. In 3 vols. Vol. 3]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2008. 432 p.
4. Murog I.A., Trach S.I. *Rulevoe upravlenie transportnogo sredstva s perednimi i zadnimi upravliaemyimi kolesami* [Steering of the vehicle with front and rear steered wheels]. Patent RF, no. 2160205, 2001.