

А. М. Голомидов

ВЛИЯНИЕ ПРИВОДА К УПРАВЛЯЕМЫМ ВЕДУЩИМ КОЛЕСАМ НА НАГРУЗОЧНЫЕ РЕЖИМЫ ТРАНСМИССИИ И УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

За последнее время широкое распространение получили легковые автомобили с передним расположением двигателя и приводом на передние колеса. В настоящее время свыше половины всех легковых автомобилей, выпускаемых во Франции, имеют такую компоновочную схему.

Наряду с существенными преимуществами, присущими автомобилям данной компоновки, они имеют и ряд недостатков, основной из которых — сложность привода к управляемым ведущим колесам.

Автомобили с такой компоновкой, выпускаемые зарубежными фирмами, обычно имеют в приводах к управляемым ведущим колесам карданы равных угловых скоростей Вейса, Рцеппа, Бирфильда, сдвоенные карданы Гука, карданы Тракта и другие, обеспечивающие передачу равномерного крутящего момента. Такие же карданы устанавливаются и на отечественных автомобилях повышенной проходимости, однако эти карданы сложны в изготовлении и более дорогие, чем простой кардан Гука. Поэтому на Запорожском автомобильном заводе сделана попытка установить простой кардан Гука на автомобиле повышенной проходимости ЗАЗ-969 («Волынь») и на легковом автомобиле с передним расположением двигателя и приводом на передние колеса.

На кафедре «Автомобили» Запорожского машиностроительного института были проведены исследования по определению возможностей установки приводов к управляемым ведущим колесам с простым карданом Гука.

Известно, что при передаче крутящего момента через валы, взаимно расположенные под некоторым углом и соединенные простым карданом Гука, возникает кинематическая неравномерность вращения ведущего вала, которая выражается:

через углы поворота $\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \cos \theta$

и угловые скорости $\omega_2 = \omega_1 \frac{\cos \theta}{1 - \sin^2 \alpha}$,

где α — угол поворота ведущего вала, град; β — угол поворота ведомого вала, град; Θ — угол между осями валов (угол поворота управляемых колес), град; ω_1, ω_2 — угловые скорости соответственно ведущего и ведомого валов, 1/сек.

При абсолютно жесткой трансмиссии кинематическая неравномерность вращения управляемого ведущего колеса вызвала бы неравномерность поступательного движения. Последняя в свою очередь вызвала бы силовую неравномерность в трансмиссии автомобиля, численно равную

$$\Delta M = I_{\kappa} \varepsilon,$$

где ΔM — амплитуда колебания крутящего момента, кг·м; I_{κ} — приведенный момент инерции колеса и поступательно движущейся массы, кг·м·сек²; ε — угловое ускорение ведущего управляемого колеса, 1/сек.

Однако в действительности трансмиссия автомобиля обладает определенной упругостью, и частично или полностью кинематическая неравномерность поглощается закручиванием трансмиссии. При этом силовая неравномерность выразится:

$$\Delta M' = c(\alpha - \beta), \quad (1)$$

где c — угловая жесткость трансмиссии, кг·м/град.

Очевидно, если $\Delta M > \Delta M'$, то скорость вращения колеса становится постоянной, т. е. автомобиль движется с установившейся скоростью (без подергиваний) если же $\Delta M < \Delta M'$, то скорость вращения колеса не будет оставаться постоянной, т. е. будет иметь место как кинематическая, так и силовая неравномерность.

На рис. 1 представлены расчетные зависимости $\Delta M = f(\Theta)$ для различных скоростей движения автомобиля. Здесь же нанесены зависимости $\Delta M' = \varphi(\Theta)$. Расчеты проведены применительно к автомобилю «Запорожец», при этом принято $J = 4,6$ кг·м·сек², $c = 2$ и 5 кг·м/град (для автомобиля «Волынь» $c = 5$ кг·м/град).

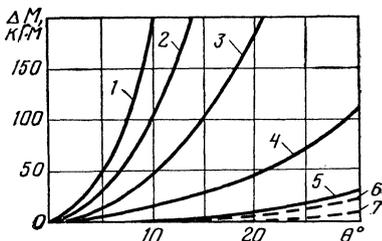


Рис. 1. Зависимости $\Delta M = f(\Theta)$ и $\Delta M' = \varphi(\Theta)$:

сплошная линия — зависимость $\Delta M = f(\Theta)$: 1 — $v_a = 40$ км/ч; 2 — $v_a = 30$ км/ч; 3 — $v_a = 20$ км/ч; 4 — $v_a = 10$ км/ч; 5 — $v_a = 5$ км/ч; штриховая линия — зависимость $\Delta M' = \varphi(\Theta)$: 6 — при $c = 5$ кг·м/град; 7 — $c = 2$ кг·м/град.

Анализ результатов показывает, что даже при малых скоростях движения сохраняется неравенство $\Delta M > \Delta M'$ и дальнейшие исследования следует вести по уравнению (1), т. е. автомобильные колеса вращаются с установившейся скоростью, а вся кинематическая неравномерность от карданного сочленения поглощается упругостью трансмиссии и в частности упругостью полуоси.

При движении автомобиля по некоторой кривой (при движении по прямой влияние кардана Гука исключается) с радиусом траектории центра передней оси R внутреннее и наружное управляемые ведущие колеса будут двигаться по кривым с радиусами:

$$R_{\text{вн}} = R - \frac{B}{2}; \quad (2)$$

$$R_{\text{н}} = R + \frac{B}{2}.$$

Здесь B — колея передних колес автомобиля.

Путь, проходимый внутренним и наружным колесами за один круг, совершенный автомобилем:

$$S_{\text{вн}} = 2\pi R_{\text{вн}}; \quad (3)$$

$$S_{\text{н}} = 2\pi R_{\text{н}},$$

или, выражая через радиусы колес $r_{\text{к}}$ и их обороты n ,

$$S_{\text{вн}} = 2\pi r_{\text{к}} n_{\text{вн}}, \quad (4)$$

$$S_{\text{н}} = 2\pi r_{\text{к}} n_{\text{н}}.$$

После совместного решения уравнений (2), (3), (4) получим:

$$n_{\text{н}} - n_{\text{вн}} = \frac{B}{r_{\text{к}}}.$$

Таким образом, разность оборотов наружного и внутреннего колес за один оборот автомобиля зависит не от угла поворота управляемых колес (при отсутствии буксования), а только от конструктивных параметров, т. е. ширины колеи и радиуса качения колес.

Эти величины обычно изменяются в узких пределах (табл. 1), поэтому ориентировочно может быть принято $\frac{B}{r_{\text{к}}} \cong 4$, т. е. за один

Таблица 1

Колея и радиусы колес легковых автомобилей

Марка автомобиля	B , мм	$r_{\text{к}}$, мм	$\frac{B}{r_{\text{к}}}$
«Запорожец» ЗАЗ-965	1144	290	3,94
«Москвич» 407	1220	320	3,81
«Москвич» 408	1237	320	3,87
«Победа» М-20	1355	355	3,82
«Волга» М-21	1410	360	3,9

круг, совершенный автомобилем, внутреннее колесо его делает на четыре оборота меньше, чем наружное.

Иными словами, за один круг независимо от радиуса поворота восемь раз произойдет совпадение максимальных или минимальных крутящих моментов на внутренней и наружной полуосях и восемь раз — совпадение максимального момента на внутренней полуоси с минимальным моментом на внешней полуоси.

При совпадении максимальных крутящих моментов на трансмиссию автомобиля будет передаваться момент, выражаемый

$$M_{\max} = M + \Delta M'_{\text{вн}} + \Delta M'_{\text{н}},$$

или

$$M_{\max} = M + 2c(\alpha - \beta).$$

Для определения влияния этих величин на работу трансмиссии были проведены исследования в лабораторных и дорожных условиях. В лабораторных условиях исследования проводились

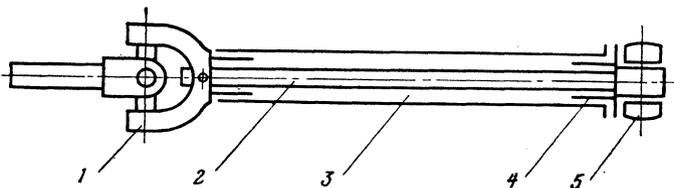


Рис. 2. Полуось переменной жесткости.

прокручиванием отдельного колеса на беговом барабане, положение привода относительно плоскости колеса изменялось от 0 до 30°. В дорожных условиях исследования проводились на асфальтированной горизонтальной площадке при движении автомобиля по кругу. В том и другом случаях для определения абсолютных значений крутящих моментов проволоочные датчики сопротивления наклеивались на полуосях и на ведомом валу сцепления. В качестве измерительной аппаратуры использовались усилитель ТА-5 и осциллограф Н-700. В процессе испытаний достигалось изменение жесткости трансмиссии за счет установки резиновых упругих элементов и полуось переменной жесткости.

Полуось переменной жесткости (рис. 2) состоит из упругого торсиона 2, закрепленного одним концом в вилке кардана Гука 1, а другим концом — в наконечнике, имеющем винтовой упор 4 и сухарный универсальный шарнир 5, устанавливаемый в полуосях серийного автомобиля. Торсион помещается в защитной наружной трубе 3, которая одним концом с помощью винтовой резьбы соединяется с наконечником, а другим с помощью шлицев с вилкой кардана. Малый крутящий момент (испытания на хорошей

дороге) передается через торсион с малой угловой жесткостью. С увеличением крутящего момента торсион закручивается, и при достижении некоторого угла закрутки винтовое сочленение заклинивается, а крутящий момент передается через защитную трубу, что предотвращает поломки торсиона при транспортировке автомобиля по различным дорогам.

Изменения амплитуд крутящих моментов на полуосях в зависимости от угла поворота управляемых ведущих колес для полуосей различной угловой жесткости представлены на рис. 3.

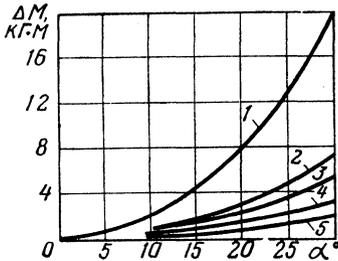


Рис. 3. Изменение амплитуд крутящих моментов в полуосях автомобиля в зависимости от угла поворота и жесткости трансмиссии:

- 1 — серийная полуось; ($c = 5,0 \text{ кг}\cdot\text{м}/\text{град}$);
- 2 — серийная полуось с резинометаллическим упругим элементом ($c = 1,5 \text{ кг}\cdot\text{м}/\text{град}$);
- 3 — торсион $\varnothing 14 \text{ мм}$ ($c = 1,25 \text{ кг}\cdot\text{м}/\text{град}$);
- 4 — торсион $\varnothing 12,5 \text{ мм}$ ($c = 0,75 \text{ кг}\cdot\text{м}/\text{град}$);
- 5 — торсион $\varnothing 11 \text{ мм}$ ($c = 0,54 \text{ кг}\cdot\text{м}/\text{град}$).

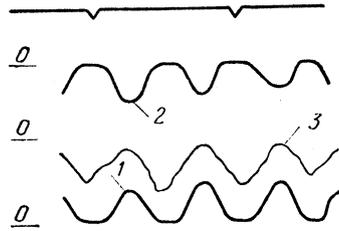


Рис. 4. Осциллограмма записи крутящего момента на полуоси:

- 1 — кривая крутящего момента на правой полуоси;
- 2 — кривая крутящего момента на левой полуоси;
- 3 — силы, действующие на поперечную тягу рулевой трапеции.

Результаты исследований подтверждают проведенный выше анализ. Кроме этого, результаты исследований показали, что на дорогах с малым коэффициентом сопротивления движения при малых значениях моментов на полуосях крутящий момент M_{\min} достигает нулевых, а иногда и отрицательных значений (рис. 4) даже при сравнительно небольших углах поворота управляемых колес, что вызывает нарушение контакта между зубьями ведущих и ведомых шестерен, а значит, и уменьшает долговечность этих шестерен.

При совпадении максимального крутящего момента на внутренней полуоси с минимальным крутящим моментом на внешней полуоси неравномерность крутящего момента на трансмиссию передаваться не будет, т. е.

$$\Delta M'_{\text{вн}} = - \Delta M'_{\text{н}}$$

Однако в этом случае больший крутящий момент на внутренней полуоси будет стремиться вывести автомобиль из криволиней-

ного положения, а через четверть поворота колеса соотношение моментов изменится на обратное и автомобиль будет стремиться еще больше повернуться. Наличие кинематической связи через рулевой механизм препятствует такому зигзагообразному движению автомобиля, однако указанные усилия приходится воспринимать водителю через рулевое колесо, т. е. возникают толчки, аналогичные тем, которые возникают при переезде препятствия.

Несмотря на то что эти силы, будучи подведенными к рулевому колесу, по абсолютному значению небольшие, однако частоты воздействия этих сил изменяются в широких пределах и, как показывает анализ, могут совпадать с частотой собственных колебаний рулевого механизма, при этом наступают резонансные колебания и водитель теряет уверенность в управлении автомобилем.

Все другие положения взаимного расположения внутреннего и наружного колес являются промежуточными и оказывают меньшее влияние как на нагрузочные режимы трансмиссии, так и на управляемость автомобиля.

Выводы

1. Установка простого кардана Гука в приводах на передние ведущие колеса автомобиля значительно увеличивает нагрузки в трансмиссии автомобиля и в деталях рулевого механизма. При движении по хорошей дороге на повороте возникают обратные удары на зубья шестерен, что ухудшает условия их работы.

2. Введение в трансмиссию упругих элементов (резиновые муфты, полуоси переменной жесткости и т. п.) усложняет привод и исключает фактор простоты и дешевизны перед карданами равных угловых скоростей. Кроме того, при этом не устраняются полностью колебания крутящего момента.

3. На автомобилях с приводом на передние колеса следует устанавливать карданы равных угловых скоростей. При этом кажущаяся дороговизна этих карданов окупится за счет увеличения долговечности деталей трансмиссии и рулевого механизма.