

УДК 531.36; 62-50

КАЧЕСТВЕННЫЙ АНАЛИЗ НЕЖЕЛАТЕЛЬНОГО ЭФФЕКТА ПОТЕРИ СИЛЫ ТЯГИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ВО ВРЕМЯ ИНТЕНСИВНОГО СТАРТА

Член-корреспондент РАН С. А. Решмин

Поступило 18.09.2018 г.

Обнаружен эффект значительной и резкой потери средней силы тяги во время разгона транспортного средства при несимметричных или несинхронных колебаниях ведущих колёс. Эффект проявляется на транспортных средствах с межколёсным дифференциалом при интенсивном старте с проскальзыванием. Указаны колебательные режимы, приводящие как к частичной, так и к почти полной потере средней силы тяги. Это может быть опасно при выезде на высокоскоростные автомагистрали и при пересечении нерегулируемых перекрёстков.

Ключевые слова: автомобили, ведущие колеса, асимметричные колебания, оптимальное ускорение, межколёсный дифференциал, сила тяги, трение, проскальзывание.

DOI: <https://doi.org/10.31857/S0869-56524843289-293>

1. ВВЕДЕНИЕ

Важным классом технических систем, моделируемых совокупностью твёрдых тел, являются колёсные транспортные средства, в частности автомобили [1, 2]. Критическими моментами в управлении автомобилями являются динамические режимы изменения их движения (начало движения, торможение, изменение направления). Ключевую роль здесь играют силы взаимодействия колёс с дорогой, в особенности сила трения. В связи с этим актуальной представляется проблема расчёта и оптимизации режимов управления автомобилями с учётом моделей сухого трения. В последнее время появились работы, значительно уточняющие модели сил сухого трения и пригодные для расчёта движения колёсных транспортных средств и анализа нежелательных колебаний колёс [3, 4].

Для уменьшения негативного влияния трения на колёса переднеприводного автомобиля, а именно для уменьшения их износа и улучшения управляемости, используется межколёсный дифференциал, уравнивающий крутящие моменты на ведущих колёсах и позволяющий им вращаться с разной угловой скоростью. Однако если система блокировки дифференциала отсутствует, то возникает недостаток, который проявляется в существенной потере тяги в различных ситуациях при наличии несимметрии

в условиях движения: при резком повороте; при движении с большим креном вдоль линий уровня кюветов, склонов, оврагов, гор; при проскальзывании одного из колёс в колею с водой летом или в углублении со льдом зимой; при подвешивании одного из колёс в воздухе на неровной дороге и т.д.

В данной работе исследован ещё один подобный эффект, но возникающий в почти идеальных условиях при прямолинейном движении по горизонтальной плоскости. При быстром разгоне транспортного средства из-за проскальзывания ведущих колёс возможен нежелательный эффект, связанный с нарастанием колебаний колёс в вертикальной плоскости и их последующим незатуханием. Как показано далее, наличие межколёсного дифференциала приводит к тому, что колёса взаимодействуют с дорогой так, что автомобиль практически не в состоянии двигаться вперёд. Решение этой проблемы важно для обеспечения безопасности движения обычных автомобилей, управляемых водителями, и в особенности беспилотных автомобилей, разработка которых интенсивно ведётся во многих промышленно развитых странах.

2. ОПТИМАЛЬНЫЙ РАЗГОН С ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЕМ

Рассмотрим ради определённости переднеприводное транспортное средство, имеющее неблокируемый межколёсный дифференциал и не снабжённое какими-либо электронно-механическими средствами, которые предотвращают пробуксовку. Предполагаем, что происходит интенсивный разгон

*Институт проблем механики им. А. Ю. Ишлинского
Российской Академии наук, Москва
Московский государственный технический университет
им. Н. Э. Баумана
E-mail: reshmin@ipmnet.ru*

с места по ровному сухому асфальту. Так обычно выглядит ситуация, когда требуется быстро пересечь нерегулируемый перекрёсток или быстро выехать на главную дорогу с примыкающей (второстепенной) перед другим быстро приближающимся транспортным средством, которое представляет опасность (см. рис. 1, где рассматриваемое резко ускоряющееся транспортное средство обозначено короткой стрелкой, а другое быстро приближающееся транспортное средство — длинной стрелкой).

Далее рассмотрим только несколько режимов интенсивного старта с проскальзыванием ведущих колёс: первый — без колебаний колёс в вертикальной плоскости, остальные три — с колебаниями, причём вид этих колебаний постепенно усложняется по мере их рассмотрения. Предполагаем, что возникающие колебания периодические и установившиеся, хотя на самом деле на коротких интервалах времени их амплитуда, очевидно, нарастает из-за накачки энергией. Иными словами, короткие переходные процессы не рассматриваем.

Отметим, что продольные колебания колёс хорошо описываются упрощённой двухмассовой моделью передней стойки [5]. Дополнительно предполагаем, что момент инерции колёс относительно мал. Аналогичные допущения и допущения о невесомости колёс иногда используются при анализе движения автомобилей с учётом трения, например, устойчивости и неустойчивости режимов с прямолинейным движением [6, 7].

Сформулируем задачу оптимального управления. В каждом из указанных режимов определим максимально возможную в некотором смысле интенсивность разгона (ускорения автомобиля) при условии, что прижимающая сила для каждого колеса задана в виде функции времени. В качестве управления выступает приходящий на дифференциал крутящий

момент M , который определяется степенью открытия дроссельной заслонки и другими факторами. В значительной степени $M(t)$ зависит от манеры управления конкретным водителем. Будем считать управление кусочно-непрерывной функцией времени. Цель управления — максимизация суммарной средней тяги в процессе всего разгона:

$$\overline{F_1(t)} + \overline{F_2(t)} \rightarrow \max,$$

где $F_1(t)$ и $F_2(t)$ — силы тяги первого и второго ведущего колеса соответственно, черта сверху означает усреднение на некотором достаточно большом заданном интервале времени.

2.1. Отсутствие колебаний ведущих колёс. Максимальная сила тяги ведущих колёс (F_1^{\max} — первого, F_2^{\max} — второго) определяется из закона Амонтона—Кулона:

$$F_1^{\max} = F_2^{\max} = fN, \quad N = mg, \quad (1)$$

где f — коэффициент трения, который считаем постоянным; N — прижимающая сила, в данном случае совпадающая с весом машины, приходящимся на одно колесо. Здесь и далее все равенства выполнены с некоторой точностью. Очевидно, что при проскальзывании колёс оптимальное управление, обеспечивающее максимальное ускорение, может быть выбрано неоднозначно:

$$M_{\text{opt}}(t) \geq 2fRN,$$

где R — радиус колеса.

2.2. Синхронные колебания всех ведущих колёс. Проскальзывание может вызывать колебания колёс в вертикальной плоскости (см., например, видео на интернет-портале YouTube: https://www.youtube.com/watch?v=_dYmhHOFLW8). На рис. 2 изображён трактор К-701 “Кировец” из этого видео. Из-за того что колёса большие, их колебания имеют достаточно низкую частоту

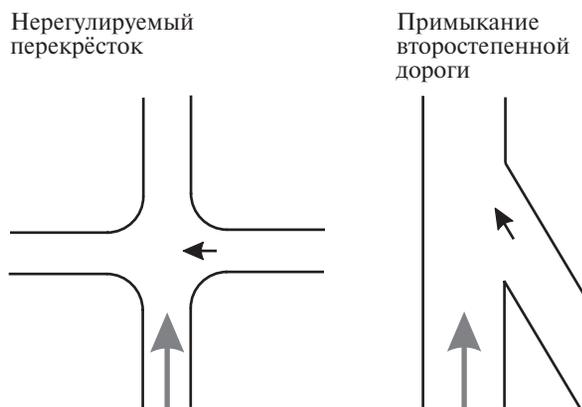


Рис. 1. Две дорожные ситуации, требующие быстрого разгона.



Рис. 2. Развитие колебаний колёс при проскальзывании у трактора.

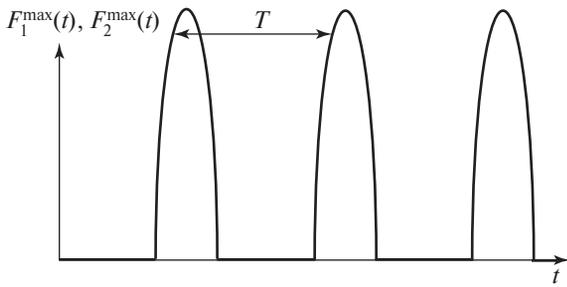


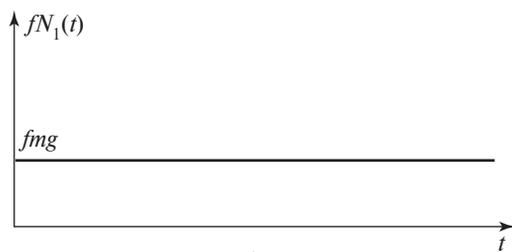
Рис. 3. Максимальная сила тяги при синхронных колебаниях колёс.

и большую амплитуду, а следовательно, отчётливо видны. Были проведены два пробных старта, и видно, что в обоих случаях колебания устойчиво развиваются. Это говорит о том, что нежелательный резонанс изначально заложен в конструкцию этой машины. При этом возможен отрыв колёс от поверхности дороги, так что время контакта намного меньше периода колебаний. Аналогичные колебания с частотой порядка 10 Гц могут наблюдаться и у автомобилей.

В случае проскальзывания и колебаний двух ведущих колёс переднеприводного транспортного средства их средняя максимальная сила тяги остаётся практически неизменной, т.е. такой же, как и в (1) при отсутствии колебаний:

$$\overline{F_1^{\max}} = \overline{F_2^{\max}} = f \overline{N(t)} = \frac{f}{T} \int_0^T N(t) dt = fmg, \quad (2)$$

где T — период колебаний прижимающей силы $N(t)$, которая для обоих колёс предполагается одинаковой



и периодической (см. рис. 3). Оптимальное управление может быть выбрано неоднозначно:

$$M_{\text{opt}}(t) \geq 2fRN(t).$$

2.3. Колебания одного ведущего колеса. Проблемы возникают в случае колебаний только одного колеса. Обозначим через $N_1(t)$ и $N_2(t)$ зависимости прижимающих сил от времени, где цифровой индекс указывает номер колеса. Пусть колеблется только второе колесо:

$$N_1(t) \equiv mg, \quad N_2(t) \neq \text{const}. \quad (3)$$

Соответствующая максимальная сила трения, которая теоретически могла бы реализоваться в пятне контакта соответствующего колеса, показана на двух верхних графиках рис. 4.

Моменты, передаваемые с дифференциала на колёса, идут в основном на создание тяги, которая, в свою очередь, равна действию сил трения. Кроме того, эти моменты должны быть одинаковы согласно основному свойству межколёсного дифференциала [8] (трением внутри дифференциала пренебрегаем). Таким образом, ради простоты предполагаем, что

$$M(t)/2 \approx RF_1(t) \approx RF_2(t),$$

и приходим к следующей задаче оптимизации:

$$F_1(t) = F_2(t), \quad F_1(t) \leq fN_1(t), \quad F_2(t) \leq fN_2(t), \\ F_1(t) \rightarrow \max, \quad F_2(t) \rightarrow \max.$$

Её решение сводится к соотношению

$$F_1^{\max}(t) = F_2^{\max}(t) = f \min[N_1(t), N_2(t)], \quad (4)$$

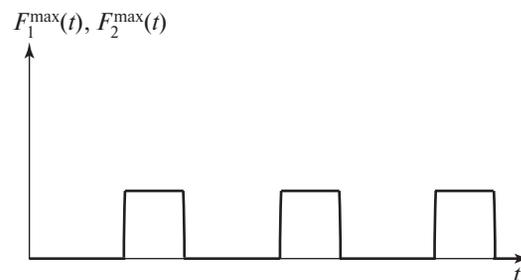
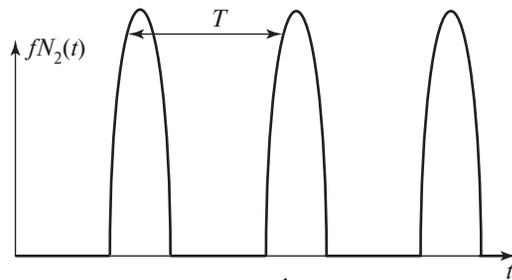


Рис. 4. Максимальная сила тяги при колебаниях одного колеса.

из которого при условии (3) следует значительное уменьшение средней тяги по сравнению с двумя рассмотренными выше случаями (1) и (2):

$$\overline{F_1^{\max}} = \overline{F_2^{\max}} \ll fmg$$

(см. нижний график на рис. 4). Действительно, нижний график получен из правого верхнего путём срезки всех пиков до величины fmg , из-за чего площадь под графиком значительно уменьшилась. Так как развитие подобных колебаний происходит достаточно быстро, то это приводит к резкой потере средней тяги.

2.4. Колебания двух ведущих колёс в противофазе. Рассмотрим теперь периодические колебания обоих колёс, такие, что соответствующие прижимающие силы сдвинуты по фазе на половину периода T :

$$N_1(t) \equiv N_2\left(t - \frac{T}{2}\right),$$

причём $N_2(t)$ имеет вид, аналогичный тому, который рассматривался ранее (см. рис. 4). Если ширина оснований пиков на соответствующих графиках достаточно мала, то, применяя формулу (4), справедливую и в этом случае, получим нулевую тягу. Иными словами, транспортное средство будет практически стоять на месте. При этом ведущие колёса будут интенсивно колебаться в вертикальной плоскости и вращаться. Для дальнейшего движения потребуется остановить процесс вращения колёс, дождаться затухания колебаний и снова начать старт. Это приведёт к потере нескольких секунд и может привести к аварии в ситуациях, требующих наискорейшего разгона (рис. 1).

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исследованы режимы движения транспортного средства с проскальзыванием и колебаниями ведущих колёс во время интенсивного старта. Объяснён физический механизм возможного резкого и значительного уменьшения среднего ускорения. Отмечена серьёзная опасность этого редко возникающего эффекта, так как реальная тяга может оказаться намного меньше ожидаемой. Эффекты, рассмот-

ренные в пп. 2.1, 2.2, являются известными и неопасными, так как средняя тяга не теряется по сравнению с режимами без проскальзывания. Феномен, рассмотренный в пп. 2.3, 2.4, либо неизвестен, либо мало известен из-за малой вероятности его возникновения. Причём режим п. 2.3 с частичной потерей средней тяги, отмеченный также в [9], скорее всего, является переходным, и в результате реализуется режим п. 2.4 с полным отсутствием тяги. Этот вопрос, связанный с устойчивостью режимов, подлежит дополнительному изучению.

Исследование выполнено за счёт гранта Российского научного фонда (проект № 18–11–00307).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Popp K., Schiehlen W. Ground Vehicle Dynamics. В.; Heidelberg: Springer, 2010.
2. Schiehlen W., Eberhard P. Applied Dynamics. Dordrecht: Springer, 2014.
3. Журавлев В.Ф. О плоских автоколебаниях колеса на консольной подвеске // Изв. РАН. МТТ. 2012. № 2. С. 3–8.
4. Журавлев В.Ф., Климов Д.М., Плотников П.К. Новая модель шимми // Изв. РАН. МТТ. 2013. № 5. С. 13–23.
5. Hao D., Zhao C., Huang Y. A Reduced-Order Model for Active Suppression Control of Vehicle Longitudinal Low-Frequency Vibration // Shock and Vibration. 2018. Article ID5731347. P. 1–22. URL: <https://doi.org/10.1155/2018/5731347>.
6. Журавлев В.Ф., Розенблат Г.М. О колебаниях колесного экипажа при наличии трения // ДАН. 2011. Т. 436. № 5. С. 627–630.
7. Журавлев В.Ф., Розенблат Г.М. О неустойчивости экипажа в вертикальной плоскости при прямолинейном движении с учётом сил трения // Изв. РАН. МТТ. 2011. № 4. С. 3–17.
8. Чудаков Е.А. Дифференциал. 2-е изд. М.: Большая Советская Энциклопедия, 1952. Т. 14. С. 498–499.
9. Reshmin S.A. The Effect of Loss of Traction under Asymmetric Vibrations of the Drive Wheels of the Vehicle. 14th Intern. Conf. “Stability and Oscillations of Nonlinear Control Systems” (Pyatnitskiy’s Conference), Moscow, Russia, 30 May — 1 June 2018. URL: <https://doi.org/10.1109/STAB.2018.8408392>.

QUALITATIVE ANALYSIS OF THE UNDESIRABLE EFFECT OF LOSS OF TRACTION FORCE OF A VEHICLE DURING AN INTENSE START

Corresponding Member of the RAS S. A. Reshmin

Received September 18, 2018

The effect of a significant and sharp loss of the average traction force during vehicle acceleration with asymmetric or asynchronous vibrations of the driving wheels is found. The effect manifests itself in vehicles with an inter-wheel differential under an intensive start with slipping. The vibrational modes leading to both partial and almost complete loss of the average traction force are specified. It can be dangerous when entering highways or crossing unregulated intersections.

Keywords: automobiles, drive wheels, asymmetric vibrations, optimal acceleration, inter-wheel differential, traction force, friction, slipping.