

Фазочастотную характеристику можно определить по выражению:

$$\varphi = -\arctg \frac{2\xi\gamma}{1-\gamma^2}.$$

### Выводы

1. На основе разработанной математической модели формирования опорной поверхности в ведущем режиме качения колеса определена передаточная функция, устанавливающая связь между выходными входными параметрами системы “колесо-опорная поверхность”, позволяющая определять реакцию измерительной системы на внешнее воздействие со стороны опорной поверхности. После соответствующей обработки бортовым вычислительным комплексом вырабатывается управляющее воздействие на электропривод плавающего опорно-приводного устройства движителя перекачивающегося типа.
2. Амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики позволяют адекватно представлять влияние ведущего режима качения на формирование опорной поверхности с учётом смещения системы.

### Литература

1. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Наука, 1968. – 479 с.
2. Сергеев А.И., Чёрный И.В. Математическая модель формирования опорной поверхности движения колесом перекачивающегося типа. Известия МГТУ “МАМИ” № 2(6), 2008. с.74-78.

## О соотношении моментов инерции ведущей и ведомой частей составного маховика со встроенным демпфером крутильных колебаний

к.т.н. доц. Соломатин Н.С., Зотов Е.М., Симонов Д.В.  
Тольяттинский государственный университет  
+7-8482-53-92-59, [sns@tltsu.ru](mailto:sns@tltsu.ru)

**Аннотация.** В статье приведены результаты исследования влияния на амплитуду крутящего момента на первичном валу коробки передач параметров демпфера крутильных колебаний составного маховика. Показано, что целесообразно устанавливать демпфер крутильных колебаний с минимальной жесткостью.

**Ключевые слова:** демпфер крутильных колебаний, трансмиссия автомобиля.

Для исследования влияния жесткости демпфера и соотношения моментов инерции ведущей и ведомой частей составного маховика двигателя со встроенным демпфером крутильных колебаний создана уточненная 6-и массовая динамическая модель трансмиссии автомобиля (рисунок 1) на основе представленной в работе [1].

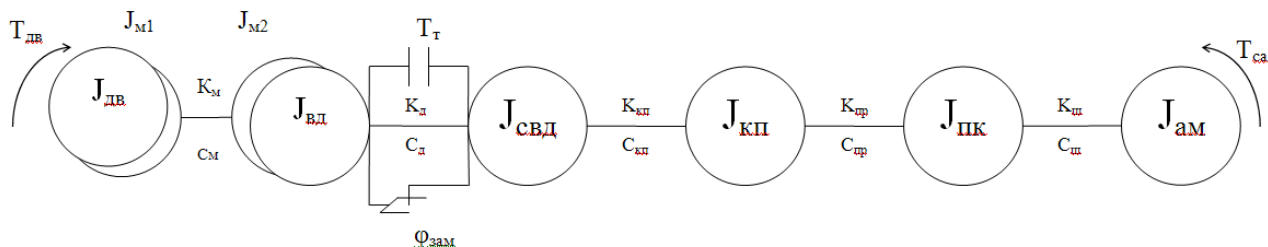


Рисунок 1 - Расчетная схема

где:  $J_{дв}$  – приведенный к коленчатому валу момент инерции поступательно движущихся и вращающихся частей двигателя кроме маховика,

$J_{м1}$  – момент инерции ведущей части составного маховика,

$J_{м2}$  – момент инерции ведомой части составного маховика,

$J_{вд}$  – момент инерции ведущей части ведомого диска сцепления, нажимного диска сцепления в сборе и половины пружин демпфера,

$J_{свд}$  – момент инерции ступицы ведомого диска и половины пружин демпфера,

$J_{кп}$  – суммарный момент инерции первичного вала КП, вторичного вала КП и блока шестерен и синхронизаторов вторичного вала КП, дифференциала в сборе, половина момента инерции валов привода ведущих колес, приведенных к первичному валу,

$J_{нк}$  – сумма половины момента инерции валов привода ведущих колес и момента инерции ведущих колес в сборе, приведенных к первичному валу,

$J_{ам}$  – приведенный к первичному валу момент инерции условного маховика, кинетическая энергия которого равна кинетической энергии поступательно движущегося автомобиля,

$C_m$  – жесткость демпфера маховика,

$C_d$  – жесткость демпфера сцепления,

$C_{кп}$  – жесткость коробки передач в сборе,

$C_{пр}$  – приведенная к первичному валу суммарная жесткость валов привода ведущих колес,

$C_{ш}$  – приведенная к первичному валу суммарная тангенциальная жесткость шин ведущих колес,

$T_{дв}$  – полигармонический крутящий момент двигателя,

$T_m$  – момент трения демпфера сцепления,

$T_{са}$  – приведенный к первичному валу момент сопротивления движению автомобиля,

$\varphi_{зам}$  – угол работы демпфера,

$K_m, K_d, K_{кп}, K_{пр}, K_{ш}$  – коэффициенты демпфирования на участках.

На основе уравнения Лагранжа второго рода получены две системы уравнений для состояний с незаблокированным (1) и заблокированным (2) демпфером сцепления:

$$\begin{cases} (J_{дв} + J_{м1}) \cdot \ddot{\varphi}_{дв} = T_{дв} - T_{дм} \\ (J_{вд} + J_{м2}) \cdot \ddot{\varphi}_{вд} = T_{дм} - T_c \\ J_{свд} \cdot \ddot{\varphi}_{свд} = T_c - T_{нв} \\ J_{кп} \cdot \ddot{\varphi}_{кп} = T_{нв} - T_{но} \\ J_{нк} \cdot \ddot{\varphi}_{нк} = T_{но} - T_{ш} \\ J_{ам} \cdot \ddot{\varphi}_{ам} = T_{ш} - T_{са} \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} (J_{дв} + J_{м1}) \cdot \ddot{\varphi}_{дв} = T_{дв} - T_{дм} \\ (J_{вд} + J_{м2} + J_{свд}) \cdot \ddot{\varphi}_{вд} = T_{дм} - T_c \\ J_{кп} \cdot \ddot{\varphi}_{кп} = T_{нв} - T_{но} \\ J_{нк} \cdot \ddot{\varphi}_{нк} = T_{но} - T_{ш} \\ J_{ам} \cdot \ddot{\varphi}_{ам} = T_{ш} - T_{са} \end{cases} \quad (2)$$

где:  $T_i$  — моменты на участках системы.

Переход от (1) к (2) будет выполняться при  $|\varphi_{вд} - \varphi_{свд}| \geq \varphi_{зам}$  или при одновременном выполнении  $|\dot{\varphi}_{вд} - \dot{\varphi}_{свд}| \leq 0$  и  $|J_{свд} \cdot \ddot{\varphi}_{свд} + RT_2 - C_d \cdot (\varphi_{дв} - \varphi_{свд}) - K_d \cdot (\dot{\varphi}_{дв} - \dot{\varphi}_{свд})| - T_m \leq 0$ .

Обратный переход к незаблокированному состоянию происходит при выполнении сле-

дующих условий:  $RT_2 - J_{свд} \cdot \ddot{\varphi}_{свд} < C_d \cdot \varphi_{зам}$  и  $RT_2 + J_{свд} \cdot \ddot{\varphi}_{свд} - RT_1 > T_m$  [1].

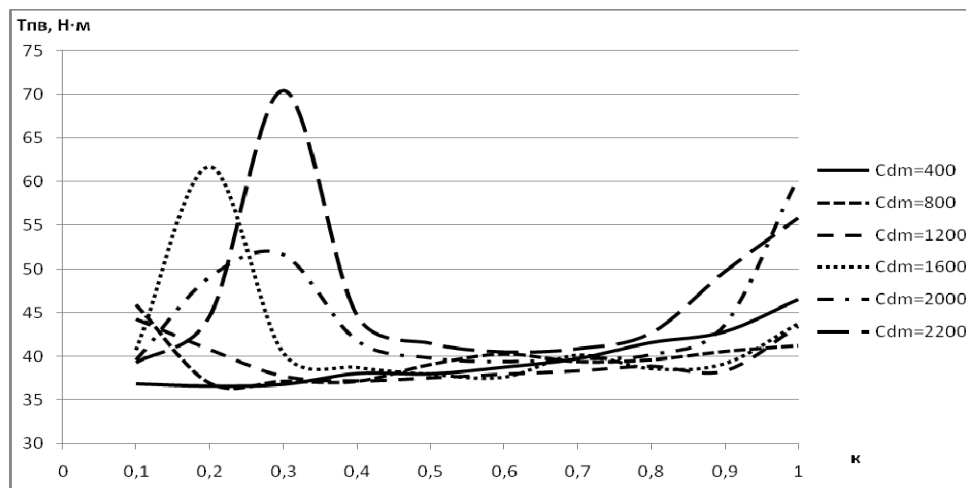
Эффективный крутящий момент двигателя и гармонические составляющие момента определяются по методикам, представленным в работах [1, 2].

Учтем, что маховик двигателя состоит из двух частей: ведущей части маховика ( $J_{м1}$ ), закрепленной на коленчатом валу двигателя; и ведомой части маховика ( $J_{м2}$ ) с закрепленным на ней нажимным диском сцепления с пружиной в сборе. При этом:

$$J_m = J_{м1} + J_{м2} \quad (3)$$

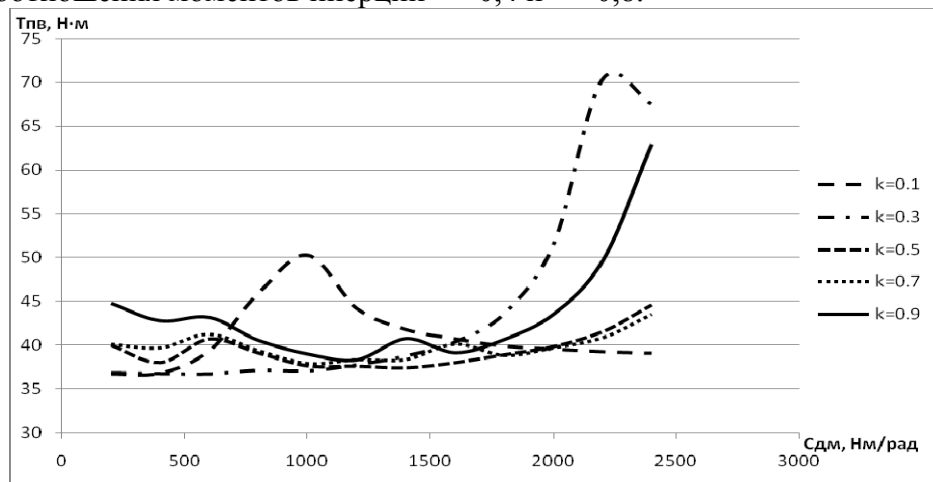
Для проведения запланированных исследований введен коэффициент перераспределения момента инерции составного маховика –  $k$ , который варьируется в пределах от 0,1 до 1 с шагом 0,1. С учетом этого при расчете вместо формулы (3) используется выражение:

$$J_m = k \cdot J_{м1} + (1-k) \cdot J_{м2}$$



**Рисунок 2 – Зависимость амплитуды крутящего момента на первичном валу от коэффициента перераспределения при различных значениях жесткости демпфера крутильных колебаний**

Расчеты показывают, что при малой жесткости демпфера крутильных колебаний маховика значительные амплитуды резонансных крутильных колебаний на первичном валу коробки передач отсутствуют при любом соотношении ведущей и ведомой частей маховика (рисунок 2). По мере увеличения жесткости демпфера возникает резонанс крутильных колебаний при соотношения моментов инерции  $k < 0,4$  и  $k > 0,8$ .



**Рисунок 3 - Зависимость амплитуды крутящего момента на первичном валу от жесткости демпфера крутильных колебаний при различных значениях коэффициента перераспределения массы маховика**

Если конструктивно возможно для исследуемого автомобиля обеспечить жесткость

демпфера менее 1000 Нм/рад (рисунок 3), то наименьшие амплитуды крутильных колебаний на первичном валу коробки передач возникают при соотношении моментов инерции ведущей и ведомой частей маховика 30/70.

### Литература

1. Соломатин Н.С. Снижения уровня крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля применением демпфера с нелинейной характеристикой // дисс. канд. техн. наук. - М.: МАМИ, 1987 г.- 180 стр.
2. Соломатин Н.С., Заморин А.Г., Зотов Е.М. Аппроксимация частичных скоростных характеристик двигателя внутреннего сгорания. Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. - М.: МГТУ «МАМИ» № 1(7), 2009, с. 68-71.

### **Модель управления устойчивостью автотранспортных систем**

к.т.н. Комаров В.В.  
ОАО «НИИАТ»

*Аннотация.* Основу рассматриваемой работы составляют базовые положения теории рисков и процедуры экспертного анализа и оценки негативных последствий от проявления факторов опасности в автотранспортных системах на основе матриц оценки значимости рисков [1].

*Ключевые слова:* устойчивостью автотранспортных систем, критерии устойчивости транспортной деятельности, модель управления устойчивостью

### Введение

Согласно Транспортной стратегии Российской Федерации главной целью функционирования и развития автотранспортного комплекса является обеспечение экономического роста, повышение качества жизни и других национальных интересов. Сложившаяся практика в отрасли показывает, что чаще всего критерием эффективности функционирования различных транспортных систем и их подсистем служат максимум прибыли и расширение масштабов бизнеса, а не сбалансированность и устойчивость среды обитания на основе приоритетов функциональности, ресурсосбережения, экологичности и безопасности. В результате – проявление системных отрицательных последствий: увеличение количества ДТП и пострадавших в них, рост потребления невозобновляемых ресурсов и вредных выбросов и бесконтрольных не утилизируемых отходов от предприятий, увеличение ущерба от этих воздействий и, соответственно, рост затрат на содержание и развитие объектов автотранспортной инфраструктуры.

Критерии устойчивости транспортной деятельности апробированы в целом ряде стран. В большинстве случаев они связаны с улучшением качества жизни населения, включая обеспечение доступности услуг и их качество, без нанесения вреда здоровью людей и окружающей среде. Таким образом, в устойчивой автотранспортной системе вероятность реализации известных угроз и появление новых ниже допустимого уровня.

С этих позиций постановка современных функциональных задач устойчивого развития автотранспортных систем в условиях структурных преобразований экономики, в т.ч. и в чрезвычайных и кризисных ситуациях, должна производиться с позиций безопасности. Достижение показателей энергоэффективности, дорожной, экологической и экономической безопасности с целью повышения качества жизни населения становится главной организационной целью функционирования автотранспортной системы и рассматривается как непрерывный процесс управления рисками и техническим уровнем транспортных средств.

Основу рассматриваемой работы составляют базовые положения теории рисков и процедуры экспертного анализа и оценки негативных последствий от проявления факторов опасности в автотранспортных системах на основе матриц оценки значимости рисков [1].