ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Гордеев Алексей Сергеевич

студент

Коновалов Виталий Валерьевич

студент

Просоедов Роман Александрович

ассистент

ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (НИУ)

г. Челябинск, Челябинская область

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОЙ БЛОКИРОВКИ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

***Аннотация**: в данной статье приведено математическое описание системы автоматической блокировки дифференциалов для грузового автомобиля. Полученные результаты необходимы для моделирования системы АБД и для программирования электронного блока-контроллера.*

***Ключевые слова**: автоматическая блокировка дифференциалов, грузовой автомобиль, математическое описание.*

Дифференциал находится на всех современных легковых и грузовых автомобилях, а также на полноприводных транспортных средствах. В случае потери сцепления одним из колёс, его сопротивление падает, а раскрутка происходит без существенного увеличения момента сопротивления. В момент, когда колесо начинает проскальзывать, вся избыточная мощность двигателя уходит в раскрутку буксующего колеса.

Для того, чтобы этого избежать, используется блокировка дифференциалов.

Одним из наиболее эффективных методов повышения проходимости, энергоэффективности и топливной экономичности грузовых автомобилей является метод введения жесткой кинематической связи, который теоретически обеспечивает полную реализацию сцепных возможностей ведущих колес.

Одним из наиболее существенных недостатков метода введения жесткой кинематической связи является затрудненное введение жесткой кинематической связи в процессе движения автомобиля. Жесткая кинематическая связь вводится в случае движения в сложных дорожных условиях со значительными силами внешних сопротивлений и неоднородной в сцепном отношении опорной поверхностью. Структурно система автоматической блокировки дифференциалов (АБД) состоит из электронного блока-контроллера, который постоянно обрабатывает информацию, поступающую с датчиков, которые выдают значения скорости вращения колёс, давления в тормозной системе и поперечного ускорения.

При этом первоначально осуществляется выравнивание угловых скоростей соединяемых мостов путем уменьшения подачи топлива или приложением тормозного момента к буксующим колесам.

Запишем уравнения, описывающие дифференциал. Он может находиться в двух состояниях: заблокированном и разблокированном.

Для случая разблокированного дифференциала:

$$\omega_{shaft\_d} = N_d \cdot \frac{\omega_L + \omega_R}{2}, \tag{1}$$

$$\varphi_{shaft\_d} = N_d \cdot \frac{\varphi_L + \varphi_R}{2}, \tag{2}$$

$$T_L = \frac{T_{shaft\_d} \cdot N_d \cdot E_d}{2}, \tag{3}$$

$$T_R = T_{shaft\_d} \cdot N_d \cdot E_d - T_L, \tag{4}$$

где ω_{shaft_d} – угловая скорость входного вала дифференциала, φ_{shaft_d} – угол поворота входного вала дифференциала, ω_L, ω_R – угловые скорости левого и правого колеса соответственно, φ_L, φ_R – углы поворота левого и правого колеса соответственно, T_{shaft_d} – момент входного вала дифференциала, T_L, T_R – ведущие моменты на левом и правом колесах соответственно, N_d – передаточное отношение дифференциала, E_d – КПД дифференциала.

Для случая заблокированного дифференциала:

$$\varphi_{shaft\_d} = N_d \cdot \frac{\varphi_L + \varphi_R}{2}, \tag{5}$$

$$\omega_{shaft\_d} = N_d \cdot \frac{\omega_L + \omega_R}{2}, \tag{6}$$

$$T_L = \frac{T_{shaft\_d} \cdot N_d \cdot E_d}{2} - T_{lock\_d} \tag{7}$$

$$T_R = T_{shaft\_d} \cdot N_d \cdot E_d - T_L \tag{8}$$

$$T_{lock\_d} = k_{d\_d} \cdot (\varphi_L - \varphi_R) + d_{d\_d} \cdot (\omega_L - \omega_R), \tag{9}$$

где k_{d_d} – коэффициент жесткости дифференциального механизма, d_{d_d} – коэффициент демпфирования дифференциального механизма.

Введем сигнал ошибки:

$$e = \omega_L - \omega_R, \tag{10}$$

$$\dot{e} = \dot{\omega}_L - \dot{\omega}_R, \tag{11}$$

$$\dot{e} = \frac{0.5 \cdot N_d \cdot T_{shaft\_d}}{I} + \frac{T_{disturb\_L}}{I} - \frac{T_{\mathrm{brake}\_L}}{I} - \dot{\omega}_R. \tag{12}$$

Задача управления формулируется следующим образом: найти управляющие воздействия $T_{\mathrm{brake\_L}}, T_{\mathrm{brake\_R}}$, чтобы сигнал ошибки стремился к нулю, т.е.

$$e \underset{T_{brake}}{\rightarrow} 0 \tag{13}$$

В теории скользящих режимов рассматривается вывод соотношения для обеспечения устойчивости системы управления с использованием прямого метода Ляпунова [1]. В качестве кандидат-функции Ляпунова выберем

$$V = \frac{e^2}{2}. \tag{14}$$

Продифференцируем выбранную кандидат-функцию

$$\dot{V} = e \cdot \dot{e}. \tag{15}$$

Согласно Прямому методу Ляпунова, условие устойчивости системы запишется как

$$e \cdot \dot{e} < 0. \tag{16}$$

Управляющее воздействие [2] формируется как

$$u = \begin{cases} u^{+}, e > 0, \\ u^{-}, e < 0, \end{cases} \tag{17}$$

или

$$u = k \cdot sign(e). \tag{18}$$

Рассмотрим два случая, соответствующие буксованию левого и правого колеса.

Левое колесо буксует, следовательно, $e > 0$. Тогда необходимо обеспечить выполнение следующего условия

$$\frac{0.5 \cdot N_d \cdot T_{shaft\_d}}{I} + \frac{T_{disturb\_L}}{I} - \frac{T_{\mathrm{brake}\_L}}{I} - \dot{\omega}_R < 0, \tag{19}$$

или

$$k > 0.5 \cdot N_d \cdot T_{shaft\_d} + T_{disturb\_L} - I \cdot \dot{\omega}_R. \tag{20}$$

Правое колесо буксует, следовательно, $e < 0$. Тогда условие для управляющего воздействия

$$\frac{0.5 \cdot N_d \cdot T_{shaft\_d}}{I} + \frac{T_{disturb\_L}}{I} - \frac{T_{\mathrm{brake}\_L}}{I} - \dot{\omega}_R > 0, \tag{21}$$

(21)

или

$$k < 0.5 \cdot N_d \cdot T_{shaft\_d} + T_{disturb\_L} - I \cdot \dot{\omega}_R. \tag{22}$$

Полученные результаты необходимы для моделирования системы АБД и в дальнейшем, для программирования электронного блока-контроллера.

Список литературы

1. Клец Д.М. Моделирование работы системы повышения устойчивости автомобиля против заноса на основе нечеткой логики в MATLAB / Д.М. Клец. –

Вестник НТУ «ХПІ» Серия: Транспортное машинное моделирование. – Харьков, 2013. – №32 (1005). – С. 24–30.

2. Rajesh R. Vehicle Dynamics and Control / R. Rajesh. – University of Minnesota, USA, 2006.