

ГРАДИЕНТНЫЙ СПОСОБ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ СИСТЕМ АБС ДЛЯ ДВУХКОЛЕСНЫХ ОДНОКОЛЕЙНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Михальцевич Н. Р., инженер-механик,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь,
e-mail: *mikhaltsevichnr@bntu.by*

PRE-EXTREME ALGORITHM ABS FOR TWO-WHEELED VEHICLE

M. Mikhaltsevich, mechanical engineer,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus,
e-mail: *mikhaltsevichnr@bntu.by*

В статье рассмотрен градиентный способ регулирования работы антиблокировочной системы (АБС). Рассматривается возможность применения данного способа регулирования для АБС двухколесной одноколейной техники. Представлено математическое описание градиентного способа регулирования. Разработана математическая модель данного способа работы антиблокировочной системы при криволинейном движении мотоцикла. Данная модель разработана с учетом возможности получения необходимых данных для работы АБС без разработки новой сенсорной базы, что в значительной степени упростит введение в эксплуатацию таких систем, что в свою очередь позволит повысить уровень активной безопасности данного вида транспортных средств.

Ключевые слова: Мотоцикл, АБС, градиентный способ регулирования, математическая модель, тормозная система.

The article introduced pre-extreme algorithm for operation ABS. The possibility of using this method for ABS of TWV is being considered. The mathematical description of the pre-extreme control method is presented.

Mathematical model has been developed for this method of anti-lock braking system operation during curvilinear motorcycle driving. This model was developed taking into account the possibility of obtaining the necessary data for the operation of the ABS without developing a new sensors base. This decision will accelerate the development of such ABS and will increase level of active safety for TWV.

Keywords: motorcycle, ABS, pre-extreme algorithm, mathematical model, braking system.

Введение

Управление торможением двухколесных машин описывается рядом положений теории движения. Объектом регулирования любой системы активной безопасности движения двухколесной машины, является колесо. Для создания эффективной системы активной безопасности необходимо учитывать все факторы, возникающие при качении колеса. При проектировании данных систем необходимо рассматривать тормозную динамику транспортного средства. В силу влияния ряда конструктивных параметров на процесс торможения каждого типа транспортного средства, следует учитывать различные конструктивные особенности и их влияние на процесс торможения. Анализ движения транспортного средства позволяет учитывать степень влияния тех или иных факторов на его устойчивость при торможении. Одним из наиболее значимых положений теории движения является процесс криволинейного движения. При создании алгоритма управления антиблокировочной тормозной системой недостаточно рассматривать процесс качения колеса. Необходимо проводить совместный анализ процесса качения и динамики движения.

По условию безопасного движения необходимо, чтобы тормозная система мотоцикла обеспечивала ему кратчайший тормозной путь. Одним из основных этапов при расчете тормозного пути является определение величины среднего и максимального замедлений при торможении. Теоретически, при высоких значениях коэффициента сцепления между шиной и дорогой возможны весьма высокие значения замедления. Однако, при больших тормозных усилиях возникает блокировка колес, которая ухудшает поперечную устойчивость мотоцикла и представляет опасность потери его устойчивости и управляемости.

Максимальное замедление при торможении достигается, когда коэффициент проскальзывания составляет порядка 14 %. Для достижения этого необходимо точно задавать величину тормозного усилия. Теоретически это сделать нетрудно для заданного значения замедления. Практически, в условиях быстрого торможения, необходима точная дозировка тормозного усилия для достижения, требуемого (в данный момент) оптимального значения замедления. Эффективным решением этой проблемы является установка на мотоцикл антиблокировочной системы тормозов (АБС). Вместе с тем, поскольку мотоцикл является одноколейным транспортным средством, к АБС должны предъявляться иные требования, по сравнению с АБС, установленной на автомобиль. Главное отличие заключается в том, что для автомобиля допускается блокировка передних колес, которая не приводит к потере его устойчивости. Для мотоцикла блокировка переднего колеса недопустима, т. к. она приводит к потере устойчивости движения и управляемости, и, как следствие падению мотоцикла. В связи с этим для эффективной и безопасной работы систем АБС на двухколесной технике, предлагается использовать градиентный (до-экстремальный) способ регулирования в антиблокировочных системах. Это позволит максимально эффективно и безопасно эксплуатировать данный вид транспорта с учетом вышеописанных особенностей.

Градиентный способ регулирования работы антиблокировочных систем

Для двухколесной техники наиболее оптимальным является использование градиентного метода регулирования. Он базируется на отслеживании оптимальной по сцеплению области работы колеса одновременно по направлению изменения коэффициента сцепления μ и коэффициента относительного проскальзывания шины S . Параметром регулирования при этом является производная от этих параметров $d\mu/ds$. Техническая реализация данного подхода регулирования стала возможна после внедрения в автомобилестроении новых микроэлектронных и мехатронных технологий для сенсорной и исполнительской части АБС.

Основное преимущество градиентного регулирования состоит в том, что оно позволяет обеспечить устойчивую работу колеса в доэкстремальной области μ - s -кривой. Выбор граничных условий в этой области для определения порогов срабатывания АБС может обеспечить максимально возможную эффективность торможения, управляемость и устойчивость движения, а также минимальные энергетические потери в колесе.

Одним из граничных условий является равенство

$$\frac{d\mu}{ds} = 0;$$

что соответствует максимуму μ - s -кривой. Необходимо, чтобы порог срабатывания АБС на очередное затормаживание после цикла сброса давления не выходил за эти границы.

За точкой, соответствующей максимальному коэффициенту сцепления шины μ_{max} , регулирование должно происходить, исходя из показателей безопасности движения и износа шин, т. к. мощность торможения в данной ситуации начинает все больше перераспределяться с тормозного механизма на контакт колеса с дорогой.

Разделив числитель и знаменатель дроби на dt , получаем $d\mu / dt = 0$, а ds / dt , а любое число. Таким образом, отслеживание μ_{max} обеспечивает автоматическую адаптацию работы АБС к изменению экстремума по оси S .

Порог срабатывания АБС для понижения давления должен находиться в доэкстремальной области μ - s -кривой. Доэкстремальный алгоритм описывается следующим образом. Сигнал на растормаживание АБС подается при выполнении условий:

$$\begin{aligned} dF / ds > 0; \\ \left| \left(\frac{dF_{\mu}}{ds} \right)_i - \left(\frac{dF_{\mu}}{ds} \right)_{i-1} \right| \leq \chi_1. \end{aligned}$$

где χ_1 – регулировочное отклонение для определения начала понижения давления.

Достижение системой значения χ_1 свидетельствует об окончании линейного участка μ - s -кривой и приближении к экстремуму.

В зависимости от инерционности системы, оттормаживание может начинаться как в доэкстремальной, так и в постэкстремальной области μ - s -кривой, однако, в любом случае будет происходить уменьшение проскальзывания S . При этом антиблокировочной системой контролируется выполнение соотношений:

$$dF / ds < 0;$$

$$\left| \left(\frac{dF_\mu}{ds} \right)_i - \left(\frac{dF_\mu}{ds} \right)_{i-1} \right| \leq \chi_2.$$

где χ_2 –регулирующее отклонение для повышения давления, свидетельствующее о предельно допустимом отклонении от экстремума.

Далее описанные процессы повторяются до прекращения критической ситуации. Идеальные, предельные циклы регулирования, когда система получает сигнал на очередное торможение в точке экстремума, представлены на рисунке 1 (запаздывание срабатывания исполнительных механизмов равно «0»).

Точка «1» – точка начала регулирования, нижняя граница доэкстремальной области; точка «2» – точка завершения регулирования, экстремум по силе сцепления колеса с дорогой.

Информация об изменении параметра dF_μ / ds может быть получена от датчика окружной силы или тормозного момента, или контролироваться аппаратно, датчиками давления в тормозном приводе и угловой скорости колеса. Аналитически выражение зависимости производной dF_μ / ds от момента, развиваемого тормозным механизмом, и замедления может быть получено дифференцированием по ds уравнения:

$$m \cdot \frac{dV_a}{dt} = F_\mu + (1-s) \cdot \left(\frac{M_{br}}{r_d} - \frac{J}{r_d} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} - F_\mu \right),$$

где m – масса приходящаяся на колесо, V_a – скорость движения, r_d – динамический радиус колеса, J – момент инерции колеса.

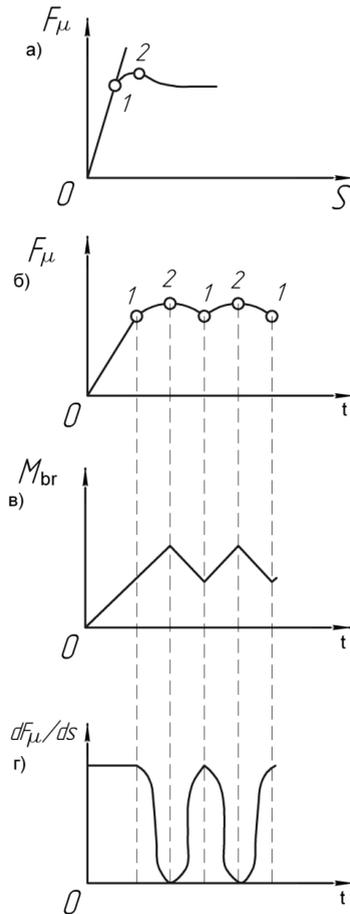


Рисунок 1 – Идеальные циклы работы АБС

с градиентным регулированием АБС ($\chi_1 = \chi_2$).

- а) график изменения силы сцепления F_{μ} от коэффициента проскальзывания S ;
 б) график изменения силы сцепления F_{μ} от времени; в) график изменения тормозного момента M_{br} от времени; г) график изменения dF_{μ} / ds от времени

$$\frac{dF_{\mu}}{ds} = m \cdot \frac{dj}{ds} + \frac{1}{r_d} \left(\left(1 - \frac{1}{s} \right) \cdot \left(\frac{dM_{br}}{ds} - J \cdot \frac{d\varepsilon}{ds} \right) - \frac{1}{s^2} \cdot (M_{br} - J \cdot \varepsilon) \right).$$

Метод регулирования по градиенту в доэкстремальной области μ - s -зависимости требует, чтобы АБС имела высокотехнологичное исполнение. Вместе с тем данная АБС позволяет ТС сохранять устойчивость и управляемость, поскольку позволяет контролировать влияние боковых сил.

Математическая модель градиентного способа регулирования работы АБС двухколесного транспортного средства при криволинейном движении

Для данного режима торможения схема двухколесного транспортного средства представлена на рисунке 2.

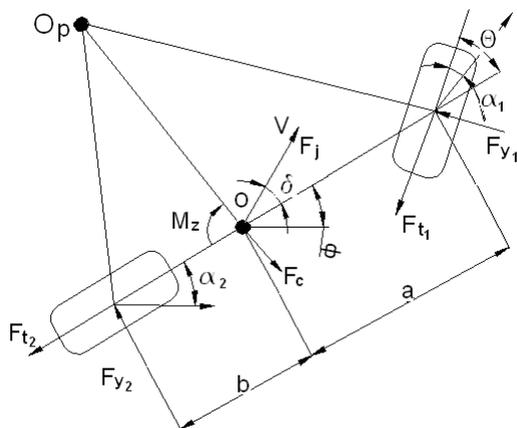


Рисунок 2 – Модель одноколейного транспортного средства при криволинейном движении (при торможении)

O_p – центр поворота; O – центр масс; F_j – инерционная сила; F_c – центробежная сила; F_t – тормозная сила; F_y – реакции дороги в поперечном направлении; M_z – момент инерции; θ – угол поворота управляемых колес; ϕ – угол действия

При этом, для упрощения расчетов не учитываются аэродинамические силы, действующие на мотоцикл в боковом и фронтальном направлениях, ввиду их незначительного влияния на торможение транспортного средства.

Данная схема описывается следующими уравнениями:

$$-F_{\tau 1} \cdot \cos \theta - F_{y 1} \cdot \sin \theta - F_{\tau 2} + F_c \cdot \sin \delta + F_j \cdot \cos \delta = 0 ;$$

$$-F_{\tau 1} \cdot \sin \theta + F_{y 1} \cdot \cos \theta + F_{y 2} - F_c \cdot \cos \delta + F_j \cdot \sin \delta = 0 ;$$

$$M_z + F_{y 2} \cdot b - F_{y 1} \cdot \cos \theta \cdot a - F_{\tau 1} \cdot \sin \theta \cdot a = 0 .$$

Используя данные уравнения, определим значение $F_{\tau 1}$:

$$F_{\tau 1} = \frac{M_z + F_{y 2} \cdot b - F_{y 1} \cdot \cos \theta \cdot a}{a \cdot \sin \theta} .$$

Момент инерции M_z , определяем по формуле,

$$M_z = J_z \cdot \ddot{\phi} ,$$

где J_z – момент инерции мотоцикла, относительно вертикальной оси, $\ddot{\phi}$ – инерционное ускорение, относительно вертикальной оси.

Реакция на колесо от дороги в поперечном направлении, определяется по формуле:

$$F_{y i} = k_{a i} \cdot \alpha_i ,$$

где $k_{a i}$ – коэффициент сопротивления боковому уводу (для шин мотоцикла составляет 15–40 кН/рад).

После преобразований получим

$$F_{\tau 1} = \frac{J_z \cdot \ddot{\phi} + k_{\alpha 2} \cdot \alpha_2 \cdot b - k_{\alpha 1} \cdot \alpha_1 \cdot \cos \theta \cdot a}{a \cdot \sin \theta} .$$

Аналогично определим значение силы $F_{\tau 2}$:

$$F_{\tau 2} = -F_{\tau 1} \cdot \cos \theta - F_{y1} \cdot \sin \theta + F_c \cdot \sin \delta + F_j \cdot \cos \delta,$$

где F_j – инерционная сила, определяемая по формуле:

$$F_j = m_a \cdot \frac{dV_a}{dt}.$$

Угол траекторного увода δ является основным параметром регулирования большинства современных систем активной безопасности, поэтому рассмотрим его с точки зрения «критической дорожной ситуации».

Отклонение транспортного средства от заданной траектории является неблагоприятным фактором, однако оно обеспечивает «чувство дороги» у водителя. Угол траекторного увода обусловлен боковым уводом шины. Из рисунка 2 следует, что:

$$R_p \cdot \sin(\delta + \alpha_2) = b \cdot \sin(90^\circ - \delta).$$

Откуда, принимая во внимание, что углы α_2 и δ малы, и используя ранее полученные уравнения, можно получить:

$$\delta = \frac{b}{R_p} - \alpha_2 = \frac{b}{R_p} - \frac{F_c}{k_{\alpha 2}} \cdot \frac{a}{L} = \frac{b}{R_p} - \frac{R_{z2} \cdot V_a^2}{R_p \cdot k_{\alpha 2} \cdot g} = \frac{b \cdot k_{\alpha 2} \cdot g - R_{z2} \cdot V_a^2}{R_p \cdot k_{\alpha 2}}.$$

С учетом преобразований, выражение для определения $F_{\tau 2}$:

$$F_{\tau 2} = \frac{J_z \cdot \phi + k_{\alpha 2} \cdot b - k_{\alpha 1} \cdot \alpha_1 \cdot \cos \theta \cdot a}{a \cdot \sin \theta} \cdot \cos \theta - k_{\alpha 1} \cdot \alpha_1 \cdot \sin \theta + \\ + m_a \cdot \frac{V_a^2}{R_p} \cdot \sin \left(\frac{b \cdot k_{\alpha 2} \cdot g - R_{z2} \cdot V_a^2}{R_p \cdot k_{\alpha 2}} \right) + m_a \cdot \frac{dV_a}{dt} \cdot \cos \left(\frac{b \cdot k_{\alpha 2} \cdot g - R_{z2} \cdot V_a^2}{R_p \cdot k_{\alpha 2}} \right) = A.$$

Для определения силы F_μ используем выражение:

$$F_{\mu i} = \sqrt{F_{xi}^2 + F_{yi}^2}.$$

где i – номер колеса.

Ранее указывалось, что оптимальным является градиентный метод регулирования, при котором регулирующим параметром является соотношение dF_μ / ds .

Значение величины S – проскальзывания колеса, можно определить по формуле:

$$S = \sqrt{s^2 + 2 \cdot (1 - \cos \alpha_1) \cdot (1 - s)},$$

где значение s определяем по формуле:

$$s = \frac{c}{V_a},$$

где c – постоянная величина (скорость скольжения шины).

Тогда

$$S_{sum} = \sqrt{\left(\frac{c}{V_a}\right)^2 + 2 \cdot (1 - \cos \alpha_i) \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{c}{V_a}\right)\right)}.$$

Используя полученные ранее выражения можно определить значение регулировочного параметра dF_μ / ds для каждого колеса.

Для переднего колеса мотоцикла получаем выражение:

$$\frac{dF_{\mu 1}}{ds} = \frac{d \left(\sqrt{\left(\frac{J_z \cdot \ddot{\phi} + k_{\alpha 2} \cdot \alpha_2 \cdot b - k_{\alpha 1} \cdot \alpha_1 \cdot \cos \theta \cdot a}{a \cdot \sin \theta} \right)^2 + k_{\alpha 1}^2 \cdot \alpha_1^2} \right)}{d \left(\sqrt{\left(\frac{c}{V_a}\right)^2 + 2 \cdot (1 - \cos \alpha_1) \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{c}{V_a}\right)\right)} \right)}.$$

Для заднего колеса мотоцикла:

$$\frac{dF_{\mu 2}}{ds} = \frac{d\left(\sqrt{A^2 + k_{\alpha 2}^2 \alpha_2^2}\right)}{d\left(\sqrt{\left(\frac{c}{V_a}\right)^2 + 2 \cdot (1 - \cos \alpha_1) \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{c}{V_a}\right)\right)}\right)}.$$

Все параметры, представленные в данных уравнениях, определяются аппаратно с помощью датчиков, используемых в современных антиблокировочных системах, либо задаются как постоянные величины в блок управления АБС.

Выводы

В данной статье предложен к использованию в системах АБС градиентный алгоритм управления. На основе данного алгоритма, разработана математическая модель для определения параметра регулирования при работе антиблокировочной системы. Математическое описание получено отдельно для переднего и заднего колеса, что подразумевает использование двухканальных систем АБС, как более современных и эффективных. Важным фактором является то, что для математического определения параметра регулирования, возможно использование той сенсорной базы, которую используют классические системы АБС, однако потребуется более мощное аппаратное обеспечение блока управления АБС. Полученные результаты могут быть успешно использованы для моделирования процесса торможения мотоцикла с АБС в Matlab и Amesim, а в дальнейшем и полунатурального моделирования на HILLS-стендах с настройкой работы систем для серийного применения.

Литература

1. Мотоцикл. Конструкция, теория, расчет. С. Ю. Иваницкий, Б. С. Карманов, В. В. Рогожин, А. Т. Волков, Москва : «Машиностроение», 1971. – С. 43–58.

2. Активная безопасность автомобиля. В. Г. Бутылин, М. С. Высоккий, В. Г. Иванов, И. И. Лепешко, Минск : «Белавтотракторостроение», 2002. – С. 45–50.

3. Aspects of the lateral and longitudinal control of automobiles. Robin S. Sharp, Bedford MK 43 0AL, UK : School of Mechanical Engineering Cranfield University, 2002.

4. A motorcycle model for stability and control analysis. Robin S. Sharp, David J. N. Limebeer, Bedford MK 43 0AL, UK : School of Mechanical Engineering , Cranfield University, 2002.

5. Active safety and braking control for two-wheel vehicles. Ivanov Valentin, Mikhailtsevich Mikalai, Paris: Proc. of 9th European Automotive Congress, 2003. – P. 51.

6. The perspective ABS for two-wheeled vehicles. Mikhailtsevich Mikalai, Barcelona: FISITA 2004 Proceedings, 2004.

7. Simulation of Brake Control for Motorcycles. Ivanov Valentin, Mikhailtsevich Mikalai, Shirokov Baris. SAE Technical Paper Series, ISSN 0148-7191, 2004.

8. Modeling the braking process for motorcycle using Tire Hardware-In-the-Loop Simulator (Tire HILS). Mikhailtsevich Mikalai, Munich, Germany: Proc. of FISITA 2008, 2008.

9. Моделирование процесса торможения двухколесного транспортного средства. Михальцевич Н. Р., Баханович А. Г., Минск : Научно-практический журнал «Новости науки и технологий» ISSN 2075-7204 № 2, 2015. – С. 36–40.

10. Управление торможением двухколесных одноколейных транспортных средств. Применение систем АБС на мотоциклах. Михальцевич Н. Р., Тюмень : Сборник докладов, 10-ая международная конференция «Организация и безопасность дорожного движения» ISBN 978-5-9961-1397, 2017. – с.80–87.

Статья поступила 01.12.2021