

## 5 Адаптивный алгоритм САБ АТС на силовом анализе

Как уже отмечалось, экономический аспект массового использования АБС/ПБС на АТС – одна из главных проблем, с которой тесно связано совершенство алгоритмов САБ.

На базе анализа существующих алгоритмов САБ будет предложен адаптивный алгоритм, основанный на применении силовых источников информации в контакте колес с опорной поверхностью.

Фирмы, производящие САБ, приводят общие принципы работы систем без подробных описаний алгоритмов. Между тем методы построения алгоритмов регулирования, прежде всего, определяют стоимость и качество функционирования автоматических систем. По этой же причине в настоящее время насчитывается более тысячи патентов, защищающих алгоритмы управления АТС. Несмотря на обилие патентов, многие фирмы все еще используют в своих изделиях модификации ранее разработанных алгоритмов, основанных на обработке и анализе кинематических параметров колес и остова машин.

В современных САБ традиционно осуществляют измерение скорости (ускорения) колеса и ее производных, а вычисление производных от кинематических параметров по времени выше первой, как известно, уже представляет собой сложную техническую задачу. Необходимо также отметить, что формальный порядок производных от сил выше производных от кинематических параметров. Так, первая производная от силы формально эквивалентна третьей производной от кинематического параметра, а вторая производная от силы формально эквивалентна четвертой производной от обобщенной координаты и т. д.

В настоящее время одной из проблем является релейный принцип функционирования АБС, осуществляющий модуляцию давления в тормозном приводе, что весьма опасно для высокоскоростных АТС и самолетов, поэтому требуется переход к следящему принципу регулирования торможения. Попытка совершенствования фаз модуляции давления в приводе тормозов усложняет алгоритмы регулирования и конструкции исполнительных механизмов.

В разделе будет приведено обоснование адаптивного и следящего алгоритмов управления торможением, которые сравниваются с существующими методами, используемыми в современных системах АБС/ПБС.

Анализ результатов экспериментальных исследований созданного алгоритма подтвердил возможность его адаптации к характеристикам исполнительного механизма и опорной поверхности.



### 5.1 Алгоритмы корректировки формируемого тормозного момента

Алгоритмы корректировки формируемого тормозного момента предусматривают изменение темпа давления в тормозном приводе, которое пропорционально разности текущего и эталонного значений углового ускорения колеса [94]. Повышение эффективности торможения достигается за счет предотвращения блокирования колеса. Команда сигнала управления на исполнительный механизм подается при изменении знака углового ускорения с отрицательного на положительный, при этом корректировку давления в тормозном приводе прекращают. При обратном изменении знака углового ускорения корректировку давления в приводе возобновляют.

Алгоритм корректировки темпа изменения давления в тормозном приводе осуществляет поддержание такого давления, которое пропорционально разности текущего и эталонного значений углового ускорения колеса. Алгоритм имеет недостаток в том, что колесо блокируется после 4–8 циклов изменения давления (1–1,5 с) и остается заблокированным до конца торможения. Кривая изменения тормозного момента при блокировании колеса (кривая  $M_T$ ) представлена на рисунке 5.1. Поэтому для предотвращения блокирования колеса были предприняты меры по корректировке темпа изменения давления в тормозном приводе при изменении знака углового ускорения.

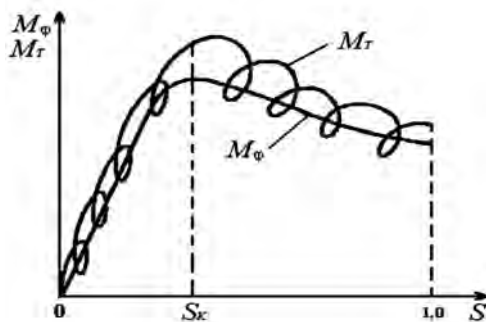


Рисунок 5.1 – Фазовый портрет процесса регулирования торможения

Управление торможением производится следующим образом. Кривая тормозного момента  $M_T$  (формируемый момент) периодически пе-

ресекает кривую тормозного момента  $M_\phi$  (фактически реализуемый момент). Это приводит к периодическому изменению знака углового ускорения колеса. В точках  $\alpha_1$ – $\alpha_4$  угловое ускорение (рисунок 5.2), имеющее отрицательный знак, меняет свой знак на положительный, при этом корректировку давления в тормозном приводе прекращают.

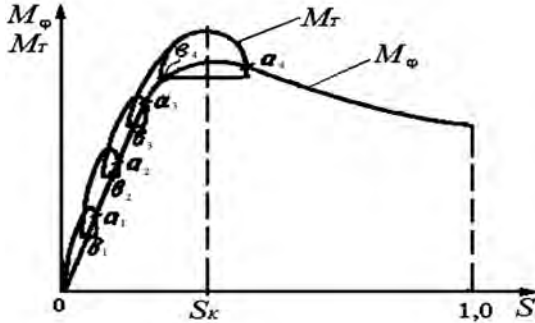


Рисунок 5.2 – Фазовый портрет процесса сближения тормозных моментов

Вследствие этого с некоторым запаздыванием, обусловленным динамическими свойствами элементов тормозной системы и регулирующего устройства, прекращается изменение тормозного момента  $M_T$ . Далее кривая  $M_T$  снова пересекает  $M_\phi$  (точки  $\alpha_1$ – $\alpha_4$ ), знак углового ускорения изменяется на отрицательный и корректировку давления возобновляют.

Сравнение фазовых портретов (см. рисунки 5.1 и 5.2) показывает, что введение операции отсечки давления несущественно влияет на характер протекания процесса регулирования в устойчивой зоне скольжения ( $0 < S < S_k$ ). В случае перехода в неустойчивую зону ( $S > S_k$ ) отсечка в точке  $\alpha_4$  обеспечивает гарантированный выход колеса из неустойчивой зоны в устойчивую, что предотвращает возможность блокирования колеса.

Устройство для реализации предлагаемого способа состоит из импульсного колесного датчика 1, преобразователя частоты напряжения 2, дифференцирующего устройства 3, блока 4 «здатчика» эталонного углового замедления, блока 5 вычисления разности, усилителя 6, прерывателя 7, диода 8 и модулятора давления 9, пневматически связанного с тормозной камерой 10 (рисунок 5.3).

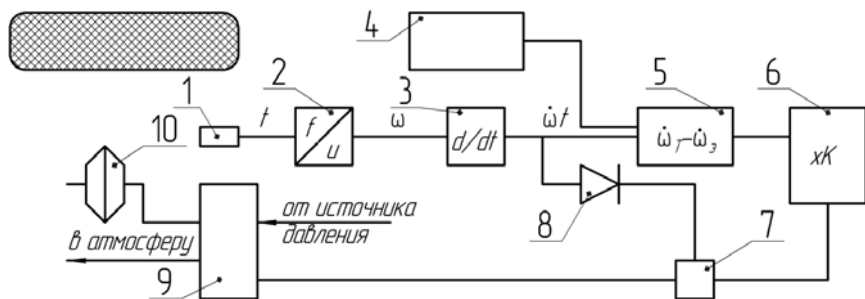


Рисунок 5.3 – Функциональная схема устройства, реализующего алгоритм по знакам производной углового ускорения

Импульсный сигнал от датчика 1 преобразуется преобразователем 2 в сигнал аналога угловой скорости, который дифференцируется в устройстве 3. Блок 5 вычисляет разность аналога углового ускорения колеса и его эталонного значения, задаваемого блоком.

Эта разность после усиления в усилителе 6 подается на прерыватель 7 как управляющий сигнал на модуляторе 9, который корректирует давление в камере 10 с темпом, пропорциональным указанной разности.

При смене знака углового ускорения с отрицательного на положительный сигнал из устройства 3 через диод 8 поступает к прерывателю 7 и размыкает цепь управления модулятором 9. При обратной смене знака углового ускорения управляющий сигнал на прерывателе 7 исчезает, а цепь замыкает управление модулятором 9.

Описываемый алгоритм обеспечивает гарантированный выход колеса из неустойчивой зоны, что предотвращает его блокирование.

В [4] предлагается циклическое регулирование тормозного момента, которое осуществляют при достижении измеряемого в процессе торможения ускорения колеса. В алгоритме критерием управления является заданное пороговое значение ускорения колеса.

Постоянные пороговые значения не изменяются в процессе торможения, поэтому не позволяют достичь максимальной эффективности торможения.

Близким к рассмотренному способу является способ управления процессом торможения колеса, использующий циклическое изменение тормозного момента, который измеряет в процессе торможения угловое ускорение колеса. Причем сигнал на снижение тормозного момента

подают при достижении порогового значения углового замедления, а сигнал на последующее повышение тормозного момента – при достижении второго порогового значения ускорения. Предусматривается, что последнее пороговое значение не превышает величины первого порогового значения углового замедления, а пороговое значение замедления корректируют в зависимости от расчетных значений скорости движения автомобиля, боковой силы и коэффициента сцепления колеса с дорогой.

Недостаток изложенного способа заключается в следующем. Колесо выходит из зоны неустойчивого торможения при растормаживании в момент достижения моментом тормозной силы точки максимума. При дальнейшем растормаживании величина тормозной силы быстро падает. Затормаживание колеса до достижения точки максимума момента тормозной силы не позволяет вывести колесо из неустойчивой зоны, а затормаживание после прохождения колесом указанной точки приводит к излишнему растормаживанию колеса. Обеспечить затормаживание колеса в момент достижения максимума момента тормозной силы можно, задавая пороговое значение ускорения равным ускорению колеса в момент достижения колесом максимума момента тормозной силы. Однако величина заданного ускорения замедления зависит не только от конструктивных особенностей колеса, тормозного механизма и автомобиля, но и от условий протекания процесса торможения: скорости движения автомобиля, коэффициента сцепления колеса с дорогой и величины боковой силы. При фиксированной величине порогового значения углового ускорения и постоянно меняющемся значении ускорения в момент достижения максимума момента тормозной силы предотвратить излишнее растормаживание колеса не представляется возможным. Излишнее растормаживание колеса приводит к снижению эффективности торможения автомобиля. Поэтому предпринимаются попытки улучшения тормозных качеств автомобиля путем повышения средней величины тормозной силы за цикл изменения тормозного момента.

Смысл такого алгоритма заключается в том, что одновременно с корректировкой порогового значения замедления корректируют пороговое значение ускорения в зависимости от тех же параметров для каждого цикла. Пороговое значение ускорения корректируют пропорционально величине порогового значения замедления. При этом предлагается задание «целесообразного коэффициента» пропорциональности между величинами пороговых значений в диапазоне 0,3–0,7.

На рисунке 5.4 показано изменение тормозного момента  $M_T$ , момента тормозной силы  $G_{r\varphi}$  и углового ускорения (замедления)  $\dot{\omega}$  колеса; на рисунке 5.5 – зависимость тормозного момента и момента тормозной силы от величины продольного скольжения  $S$  колеса.

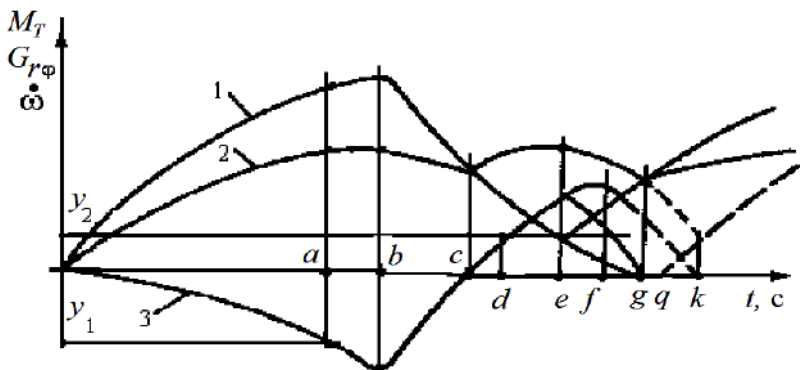


Рисунок 5.4 – Изменение параметров торможения

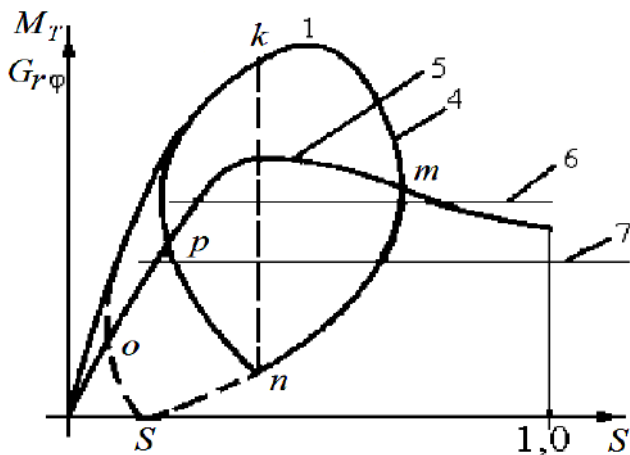


Рисунок 5.5 – Фазовая диаграмма изменения силовых и кинематических параметров торможения

На рисунке 5.6 представлена функциональная блок-схема устройства, выполняющего последовательность операций по предложенному способу.

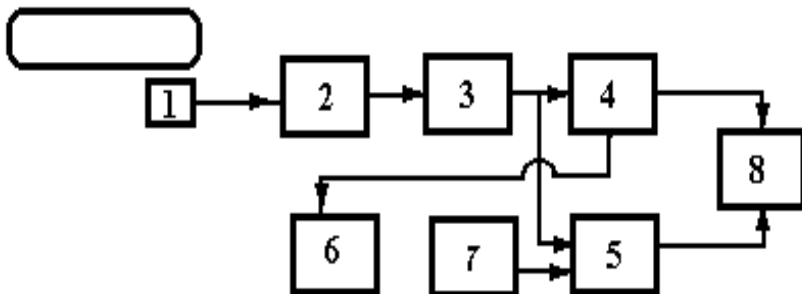


Рисунок 5.6 – Функциональная схема регулирования

Блок-схема включает импульсный датчик 1, преобразователь частоты напряжения 2, дифференциатор 3, пороговые устройства 4 и 5, блок задания порогового значения углового замедления 6, блок задания второго порогового значения углового ускорения 7 и модулятор давления 8.

Сигнал импульсного датчика 1, частота которого пропорциональна угловой скорости колеса, преобразуется в преобразователе 2 в аналоговый сигнал, пропорциональный угловой скорости, и подается в дифференциатор 3. Угловое замедление в устройстве 4 сравнивается с пороговым напряжением, задаваемым блоком 6. Отмечается, что пороговое (опорное) напряжение может задаваться любым известным способом, например, прямо пропорционально скорости движения автомобиля. Предлагается также задавать пороговое напряжение, пропорциональное скорости автомобиля, с одновременным определением боковой силы и коэффициента сцепления колеса с дорогой (на рисунке 5.6 элементы для расчета указанных величин не показаны).

Далее при достижении углового замедления величины порогового напряжения устройство 4 подает командный сигнал модулятору 8 на снижение давления в тормозном приводе. При растормаживании пороговое устройство 5 сравнивает угловое ускорение с пороговым напряжением на повторное затормаживание, которое задается блоком 7 делением порогового напряжения, вырабатываемого блоком 6. При достижении аналогом углового ускорения порогового напряжения устройство 5 подает командный сигнал модулятору 8 на повторное затормаживание. При циклическом повторении процесса пороговые значения корректируются в каждом цикле.

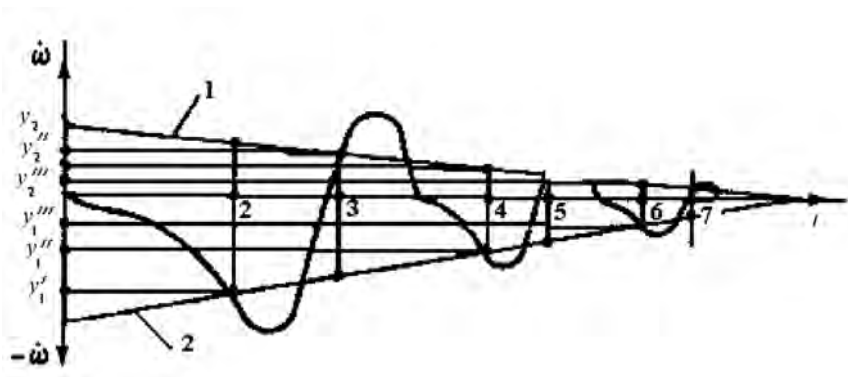


Рисунок 5.7 – График изменения угловой скорости тормозящего колеса

График на рисунке 5.7 иллюстрирует изменение углового ускорения (замедления) при корректировке пороговых значений  $y_1$  и  $y_2$  и циклическом изменении тормозного момента. Линия 1 изображает во времени изменение порогового значения углового замедления  $y_1$ , а линия 2 – порогового значения ускорения  $y_2$ , обеспечивающего повторное затормаживание колеса при достижении максимума момента тормозной силы.

Замедления  $y_1''$  и  $y_1'''$  достигают пороговых значений в точках 3 и 4, а ускорения  $y_2''$  и  $y_2'''$  – в точках 5 и 6. В результате корректировки  $y_1$  получают значение порогового ускорения  $y_2$ , т. е. величина порогового значения ускорения прямо пропорциональна величине порогового значения замедления  $y_1$ .

Величина коэффициента пропорциональности определяется конструктивными особенностями тормозного механизма, тормозного привода, элементов противоблокировочного устройства и может для различных типов автомобилей колебаться в пределах 0,3–0,7 [8].

Предложенный способ имеет самое противоречивое суждение о критериях формирования сигналов управления, а уточнение выбора момента повторного затормаживания существенно усложняет алгоритм. В общем случае такой алгоритм корректировки трудно практически реализовать.

Предлагаемые алгоритмы управления торможением путем циклического изменения тормозного момента основаны на анализе ускорения колеса, поэтому не дают обоснования величины порогового значения углового замедления и величины ожидаемого максимума углового ускорения. Корректировку порогового значения замедления, определяемого в



процессе торможения в зависимости от скорости движения автомобиля, боковой силы и коэффициента сцепления колеса с дорогой, почти невозможно реализовать.

Непрогнозируемый характер изменений формируемых и внешних силовых факторов ставит под сомнение использование алгоритмов коррективки. Задание коэффициентов пропорциональности между величинами пороговых значений в диапазоне 0,3–0,7 не является бесспорным в силу вышеотмеченных недостатков.

Таким образом, общими недостатками вышеизложенных алгоритмов являются:

1) необоснованный выбор опорных сигналов, пропорциональных ускорению, и производных по ускорению тормозящего колеса в силу того, что условия сцепления носят случайный характер;

2) алгоритм регулирования по производной ускорения предусматривает дискретное регулирование процесса торможения колеса, а не следящее по условиям сцепления;

3) автоматическая система регулирования, основанная на алгоритме управления по знакам производных ускорения колеса, неадаптивна к изменяющимся характеристикам опорной поверхности в силу использования задатчиков опорного сигнала регулирования;

4) выбор опорного сигнала требует непрерывного обновления при изменяющихся коэффициентах сцеплений колес с опорной поверхностью, а следовательно, адаптивность системы управления отсутствует.

## ***5.2 Адаптивный алгоритм АБС АТС на силовом анализе***

Из анализа существующих алгоритмов управления видно, что они не обеспечивают адаптивность к изменяющимся характеристикам опорной поверхности, поэтому предлагается алгоритм управления [1, 2, 22, 38, 40], основанный на анализе знаков производных силовых факторов, фактически реализуемых колесами.

Таким образом, критерием формирования сигналов управления является отрицательный знак производной от момента, фактически реализуемого колесом, по времени. Алгоритм управления представлен на рисунке 5.8 и предусматривает следующее. Электрический сигнал  $U_1$  от датчика, пропорциональный фактически реализуемому колесом тормозному моменту, проходит через фильтр и сигнал  $U_2$ , поступает на вход усилителя-корректора, который формирует сигнал  $U_3$  необходимой



величины и формы. Затем сигнал  $U_3$  подается на блок дифференцирования и компаратор сигналов, соответствующие текущему и заданному минимальному тормозным моментам, для которых задается опорное напряжение  $U_p$ .

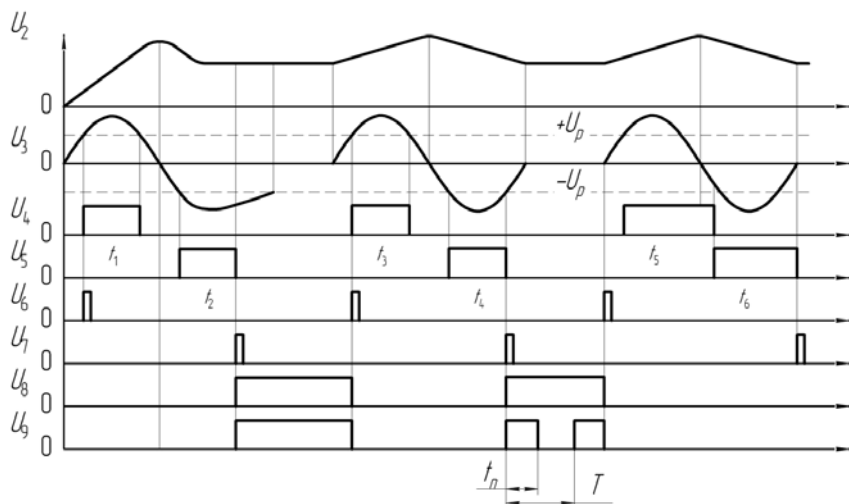


Рисунок 5.8 – Временная диаграмма формирования сигналов управления АБС

Например, если в процессе торможения сигнал  $U_3$  становится меньше опорного напряжения  $U_p$ , то компаратор формирует дискретный сигнал блокировки для выходного каскада.

При этом включение электромагнитного клапана модулятора невозможно. Если нет запирающего выходного каскада, то сигнал  $U_3$ , проходя через блок дифференцирования, формирует сигнал  $U_4$ , пропорциональный второй производной тормозного момента. Далее сигнал  $U_4$  поступает на компараторы положительного и отрицательного знаков производных тормозного момента. Для компаратора положительного сигнала производной задается опорное напряжение  $-U_p$ . Дискретный сигнал  $U_5$  подается на вход формирователя импульсов по переднему фронту второй производной тормозного момента, на выходе которого организуются короткие по длительности импульсы напряжений  $U_6$ , поступающие на вход RS-триггера нулевого состояния. Для компаратора отрицательного сигнала производной тормозного момента задается опорное напряжение  $+U_p$ .

Полученный дискретный сигнал  $U_7$ , фаза заднего фронта которого может изменяться путем задания различных значений опорного напряжения  $+U_p$ , подается на вход формирователя импульсов по заднему фронту производной тормозного момента. На выходе образуются короткие импульсы напряжения  $U_8$ , поступающие на вход RS-триггера нулевого состояния.

Моменты времени  $t_1$ ,  $t_2$  и  $t_3$  соответствуют периоду формирования импульсов. Длительность сигналов равна  $T$ .

Длительность и частота импульсов определяются характеристиками системы. В процессе работы логический блок с генератором импульсов производит сравнение каждого последующего сигнала с предыдущим для установления минимально возможного времени открытия клапанов модулятора, достаточного для полной разблокировки колеса.

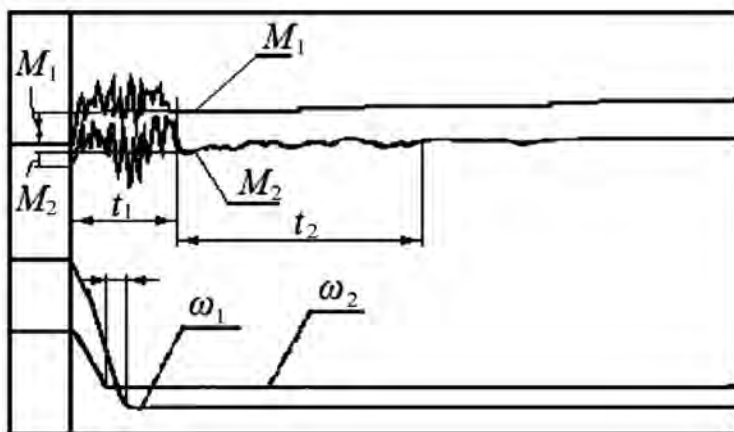
Это минимально возможное время запоминается для дальнейшего регулирования процесса торможения на данном цикле. В каждом новом цикле минимальное время срабатывания модулятора непрерывно уточняется в зависимости от состояния системы «тормоз–опорная поверхность–режим торможения».

Стендовые и натурные испытания ставили целью подтвердить адаптивность предлагаемого алгоритма к изменяющимся характеристикам опорной поверхности, а также возможность его адаптации к характеристикам исполнительных механизмов с помощью изменения частоты строп-импульсных сигналов электронного блока управления.

Экспериментальные исследования предлагаемого алгоритма управления проводились с 1994 г. по 2001 г. в различных условиях опорной поверхности. Натурные испытания охватывали все времена года.

Измерение тормозного момента осуществлялось с помощью различных вариантов устройств измерения тормозного момента [1, 2, 39] с установкой датчиков электрических сигналов в опоре и на скользящих тормозных колодках барабанного тормоза легкового автомобиля «Москвич-412».

Фрагмент осциллограммы изменения тормозного момента, полученный при натурных испытаниях легкового автомобиля ВА3-2108, представлен на рисунке 5.9.



$M_1$  – тормозной момент на переднем колесе с дисковым тормозным механизмом;  $M_2$  – тормозной момент на заднем колесе с барабанным тормозом

Рисунок 5.9 – Осциллограмма испытаний торможения автомобиля ВА3-2108 (опорная поверхность – мокрый асфальт)

Характерным признаком изменения тормозных моментов на переднем и заднем колесах при экстренном торможении автомобиля является наличие колебательных изменений тормозных моментов в начальный период торможения. Причем после достижения своего максимального значения тормозные моменты изменяют знак производной с положительного на отрицательный, что косвенно свидетельствует о скольжении пятен контактов колес автомобиля.

Следовательно, принцип формирования сигналов управления по отрицательному знаку производной подтверждается и при натуральных испытаниях. Из осциллограммы (см. рисунок 5.9) видно, что начало блокировки колес наступает в области переходного процесса и разница во времени для передних и задних колес незначительна. Анализ моментов, полученных на основании экспериментальных данных по опорным поверхностям с низкими значениями коэффициента сцепления, показывает, что частота колебаний моментов в интервале времени переходного процесса значительно выше, чем по поверхности с высокими значениями коэффициента сцепления.

В то же время амплитуда колебаний момента при низком коэффициенте сцепления незначительна, а при значении коэффициента сцепления, напри-

мер, при экстренном торможении автомобиля по сухому асфальту, существенно превышает расчетный момент тормоза.

На рисунке 5.10 представлен фрагмент регулирования процесса торможения колеса при стендовых испытаниях с использованием созданной АБС.

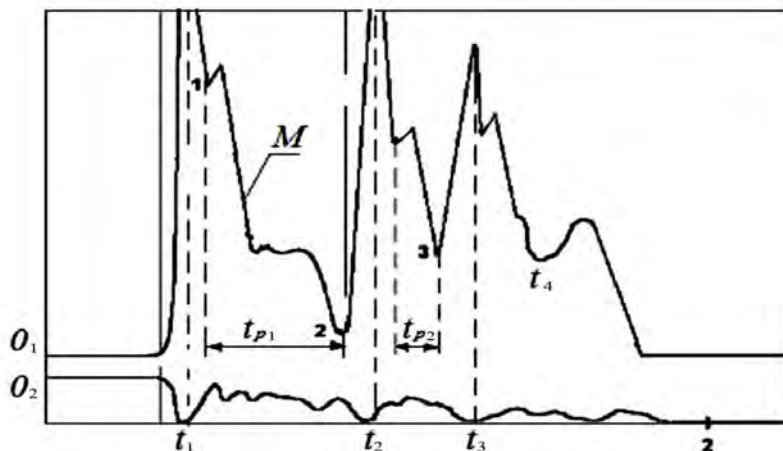


Рисунок 5.10 – Параметры регулирования процесса торможения колеса на стенде с помощью новой АБС (начальная угловая скорость тормозящего колеса – 200 об/мин, опорная поверхность – сухая поверхность периферии маховой массы)

Из оциллограммы видно, что колесо претерпевает блокировку в точках  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$ ,  $t_4$ . Отрезки времени регулирования  $t_{p1}$  и  $t_{p2}$  ( $t_{p1} > t_{p2}$ ) демонстрируют адаптивность новой системы АБС.

При проведении стендовых испытаний по регулированию процесса торможения колеса производилось изменение частоты строп-импульсных сигналов с тем, чтобы реализовать максимальную частоту электромагнитного клапана.

Фрагмент записи частоты срабатывания электромагнитного клапана представлен на рисунке 5.11. Частота колебаний тормозного момента зависела от начальной угловой скорости тормозящего колеса. При начальной угловой скорости колеса 420 об/мин частота составляла около 12 Гц.

Частота колебаний фиксировалась методом регистрации строп-импульсных сигналов. При частоте формирования строп-импульсных сигналов, близкой к предельной частоте электромагнитного клапана (4 Гц),

эффективность регулирования торможения колеса повышалась. При увеличении частоты подачи строп-импульсных сигналов выше 4 Гц электромагнитный клапан практически оставался открытым.

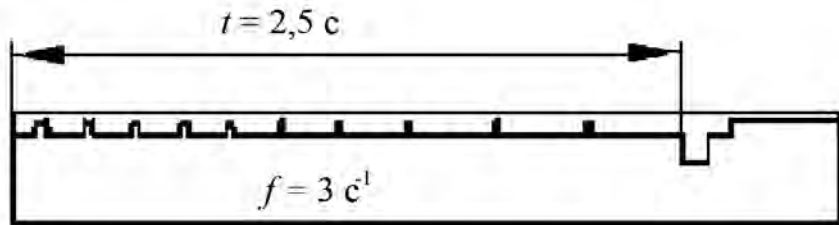


Рисунок 5.11 – Интервалы срабатывания электромагнитного клапана

При увеличении частоты формирования строп-импульсных сигналов до 7–8 Гц эффективность торможения существенно снижалась.

Весовая нагрузка, приходящаяся на колесо, варьировалась в пределах от 100 до 250 кг. Изменение весовой нагрузки на тормозящее колесо почти не оказывало влияния на частоту срабатывания электромагнитного клапана.

На рисунке 5.12 представлены осциллограммы процесса торможения колеса при формировании различных частот строп-импульсных сигналов. Причем при испытаниях использовался более высокочастотный модулятор Bosch-2.

Таким образом, на основе анализа стендовых испытаний доказана возможность адаптации алгоритма управления, использующего в качестве критерия формирования сигналов управления отрицательный знак производной тормозного момента, фактически реализуемого колесом, к характеристикам исполнительных механизмов и опорной поверхности.

Результаты натурных испытаний управления процессом торможения автомобиля ВА3-2108 также показали, что практическая реализация алгоритма, основанного на принципе формирования сигналов регулирования по отрицательному знаку производной тормозного момента, возможна.

На рисунке 5.12 приведены осциллограммы изменения угловых скоростей вращения тормозящего колеса с барабанным тормозом в процессе натурных испытаний экстренного торможения автомобиля ВА3-2108

по уплотненной снежной поверхности с использованием АБС. Начальная скорость торможения  $V = 60$  км/ч.

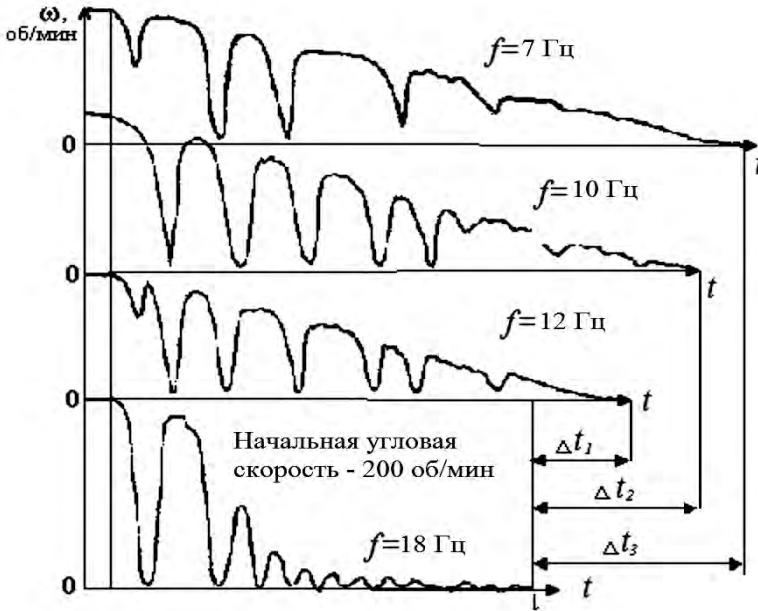


Рисунок 5.12 – Изменение угловой скорости вращения колеса при различных частотах формирования строп-импульсных сигналов

При испытаниях АБС, благодаря модулятору Bosch-2 и изготовленному электронному блоку управления, индивидуальному регулированию подвергались все колеса автомобиля ВА3-2108. В процессе испытаний гидромодулятор фирмы «Бош» обеспечивал индивидуальное регулирование давлений рабочей среды в каждом колесном цилиндре автомобиля.

Варьирование частот строп-импульсных сигналов производилось в диапазоне 7–18 Гц. Последняя осциллограмма замедления колеса соответствовала частоте формирования строп-импульсных сигналов, равной 18 Гц.

Таким образом, на основе натурных испытаний установлено, что при значениях коэффициентов сцеплений не менее чем 0,5 для получения

эффективности и устойчивости торможения достаточно использовать гидромодуляторы с частотными характеристиками срабатывания электромагнитных клапанов до 20 Гц. Соответственно, частота строп-импульсных сигналов должна быть близка к частоте гидромодулятора, которая равна 18 Гц.

Для выявления предельных возможностей формирователя строп-импульсных сигналов электронного блока управления были проведены записи строп-импульсов формирователя, которые представлены на рисунках 5.13 и 5.14.

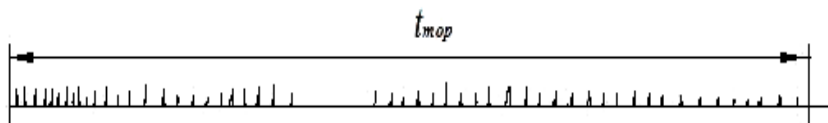


Рисунок 5.13 – Осциллограмма регистрации импульсных сигналов при торможении автомобиля ВА3-2108 по льду с начальной скоростью  $V = 60$  км/ч

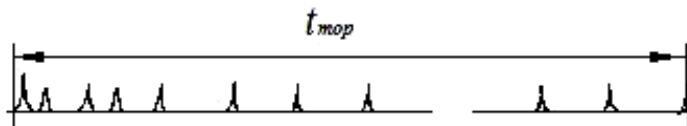


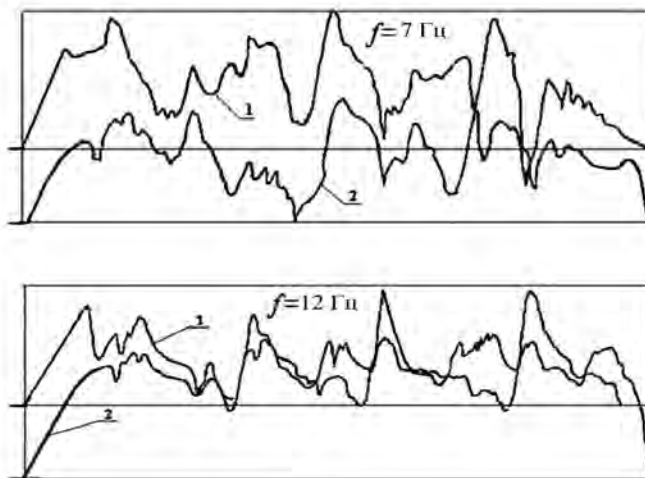
Рисунок 5.14 – Осциллограмма регистрации импульсных сигналов при экстренном торможении автомобиля ВА3-2108 на сухом асфальте с начальной скоростью  $V = 60$  км/ч

Записи электрических сигналов посылки на электромагнитный клапан производились при торможении по льду и сухому асфальту с разными начальными скоростями торможения автомобиля ВА3-2108. На рисунках 5.15 и 5.16 представлены осциллограммы записи параметров торможения при натуральных испытаниях автомобиля ВА3-2108.

При торможении по льду (см. рисунок 5.13) частота импульсных сигналов достигала свыше 30 Гц, а предельная частота срабатывания клапанов гидромодулятора Bosch-2 составляла не более 17–20 Гц. Процесс торможения сопровождался блокировкой педали тормоза. Таким образом, эффективность регулирования торможения автомобиля была низкой.

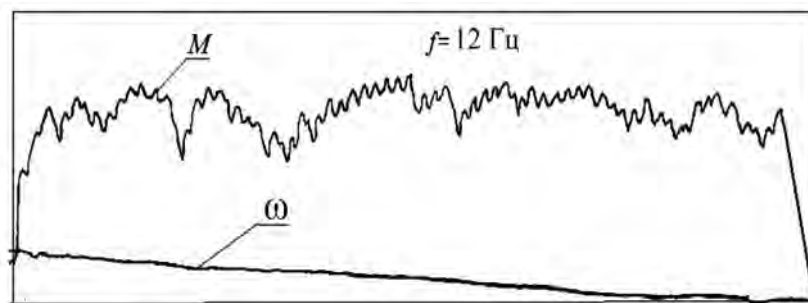


Испытания экстренного торможения легкового автомобиля производились с низкой настройкой формирования строп-импульсных сигналов по уплотненной опорной поверхности с начальной скоростью торможения  $V = 60$  км/ч и индивидуальным регулированием каждого колеса.



1 – момент на дисковом тормозе; 2 – момент на барабанном тормозе

Рисунок 5.15 – Осциллограмма записи изменения тормозных моментов в колесах при экстренном торможении автомобиля ВА3-2108



$M$  – момент на переднем колесе с дисковым тормозом;  $\omega$  – угловая скорость вращения тормозящего колеса

Рисунок 5.16 – Осциллограмма записи изменения тормозных моментов на колесах при экстренном торможении автомобиля ВА3-2108 ( $f = 18$  Гц, опорная поверхность – уплотненный снежный покров)

Очевидно, по этой причине возникали проблемы взвешенного состояния клапанов модулятора при испытании АБС.

Представленные результаты регулирования процесса торможения подтвердили возможность адаптации алгоритма управления АБС к исполнительным механизмам (гидро-модулятор), но результаты не претендуют на совершенство организации процесса регулирования, а являются демонстрационным материалом, подтверждающим осуществимость практической реализации нового принципа и алгоритма регулирования, основанного на анализе знаков производных тормозных моментов, фактически реализуемых колесами. Отметим, что алгоритм использует вторую производную фактически реализуемого колесом тормозного момента.

Для совершенствования регулирования необходимы обширные исследования, связанные с изучением влияния характеристик машины и исполнительных механизмов на процесс управления торможением. Согласование привода с исполнительным механизмом регулирования следует проводить во всех случаях. Так, основной задачей адаптации АБС к любой конкретной машине является согласование привода с характеристикой исполнительного механизма регулирования (гидро-пневмомодулятор), а также с частотными характеристиками подвески. Некоторые теоретические аспекты влияния подвески на процесс регулирования будут рассмотрены далее. На рисунках 5.17–5.19 представлены объект, датчики, исполнительные механизмы, электронные блоки формирования сигналов управления, использованные при натурных испытаниях.

Разработанный алгоритм обеспечивал функционирование АБС в диапазоне скоростей от 5 до 100 км/ч. При экстренном торможении при условиях «микст» сухой асфальт–снежный покров и начальной скорости 100 км/ч корпус автомобиля отклонялся на 15–20°. При корректировке движения поворотом рулевого колеса отклонение корпуса не превышало 5–7°.





Рисунок 5.17 – Объект испытания, размещение осциллографа, ДУС, блока управления, датчика давления в приводе тормоза



Рисунок 5.18 – Макетный образец гидромультипликатора

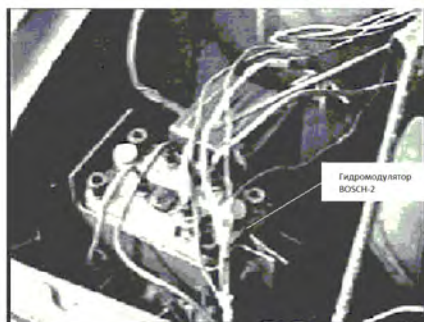


Рисунок 5.19 – Гидромультипликатор Bosch-2 в системе АБС на силовом анализе

### 5.3 Схемотехническая реализация электронного блока управления адаптивного АБС

Структура схемотехнической реализации электронного блока управления представлена на рисунке 5.20.

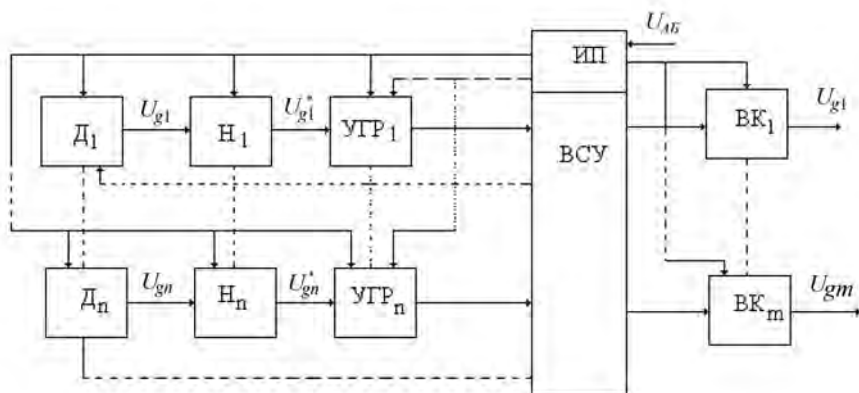


Рисунок 5.20 – Структурная схема электронного блока управления адаптивного АБС

В состав структуры входят  $n$  информационных каналов и  $m$  каналов управления, вычислитель сигналов управления (ВСУ) и источник питания (ИП). Информационный канал состоит из датчика (Д), нормализатора (Н),

устройства гальванической развязки (УГР), которое применяется в случае необходимости для помехозащиты.

Нормализаторы обеспечивают согласование дискретных электрических сигналов, формируемых датчиками, с требуемым уровнем входных сигналов (ВСУ), а также настройку коэффициентов передачи аналоговых сигналов.

Каналы управления выполнены в виде выходных каскадов, представляющих собой транзисторные ключи, которые обеспечивают согласование выходных сигналов ВСУ с уровнем сигналов исполнительных устройств АБС (электроклапаны модуляторов, катушки реле и т. д.).

Вычислитель сигналов управления выполняет обработку входной информации, поступающей по  $n$  каналам в соответствии с заданным алгоритмом управления исполнительными устройствами АБС по  $m$  каналам.

В зависимости от схемотехнической реализации системы управления и характера формирования сигналов управления торможением возможно применение в АБС следующих вариантов датчиков:

- 1) датчик тормозного момента, фактически реализуемого колесом с опорной поверхностью;
- 2) датчик производных тормозного момента, фактически реализуемого колесом с опорной поверхностью;
- 3) датчик тормозного момента и его производной.

Поскольку измерение тормозного момента выполняется по принципу определения величины деформации упругого элемента, то датчики практически формируют электрические сигналы, пропорциональные данной деформации либо скорости ее изменения.

Экспериментальные исследования проведены для следующих структур: датчиков тормозного момента с внешними устройствами питания и формирователями выходного сигнала; со встроенными устройствами питания и формирователями выходного сигнала.

Устройства гальванической развязки могут быть выполнены на базе оптронов либо импульсных трансформаторов с модуляцией преобразуемого сигнала. Во втором случае в качестве модулирующего может быть использовано напряжение питания датчиков.

Для реализации выходных каскадов наиболее целесообразно применять транзисторные ключи с большим коэффициентом усиления по току и малым падением напряжения в открытом состоянии, что в целом обеспечивает простоту согласования ВК с ВСУ и эффективное быстро-

действие работы электроклапанов модулятора. Вариант схемы выходного каскада представлен на рисунке 5.21.

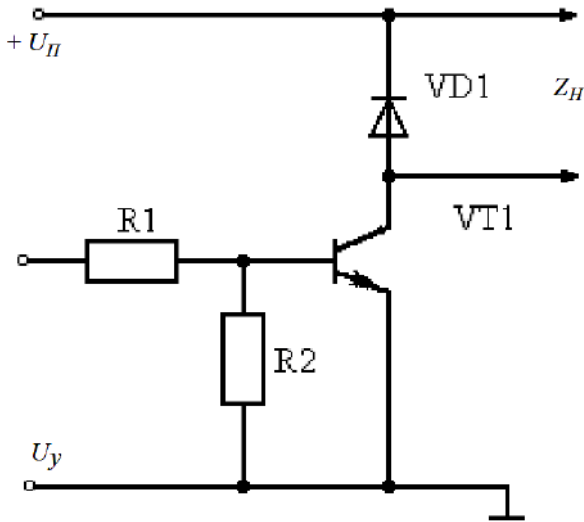


Рисунок 5.21 – Схема выходного каскада

В зависимости от вариантов схемотехнической реализации функциональных блоков системы управления источники питания должны обеспечивать следующие функции: формировать стабилизированное напряжение питания Н, УГР, ВСУ; переменное высокочастотное напряжение питания датчиков с внешними устройствами питания.

Схема источника питания представлена на рисунке 5.22.

Источник питания включает в себя следующие каскады: стабилизатор напряжения +8 В, выполненный на интегральном стабилизаторе DA1 и элементах VD1–VD3, R1, C1, C2; вторичный преобразователь переменного напряжения на импульсном трансформаторе TV1 и элементах DD1, DD2, VT1, VT2, VD4, VD5, R2–R4, C3, C8; стабилизированный двухполярный источник питания на элементах DA2, DA3, VD6–VD9, C4–C7.

Характерной особенностью стабилизатора напряжения +8 В является организация фильтр-пробок VD2, C1 и VD3, C2 для исключения влияния импульсных помех, формируемых вторичным преобразователем, на работу ВСУ.

В состав вторичного преобразователя входит генератор импульсов на микросхеме DD1, выходной сигнал которого подается на С-вход триггера DD2. Управление триггеров по С-входу может также производиться от ВСУ в случае его реализации на базе микропроцессора. Триггер DD2 обеспечивает формирование симметричного управления транзисторных ключей VT1 и VT2, осуществляющих коммутацию токов первичных обмоток импульсного трансформатора TV1.

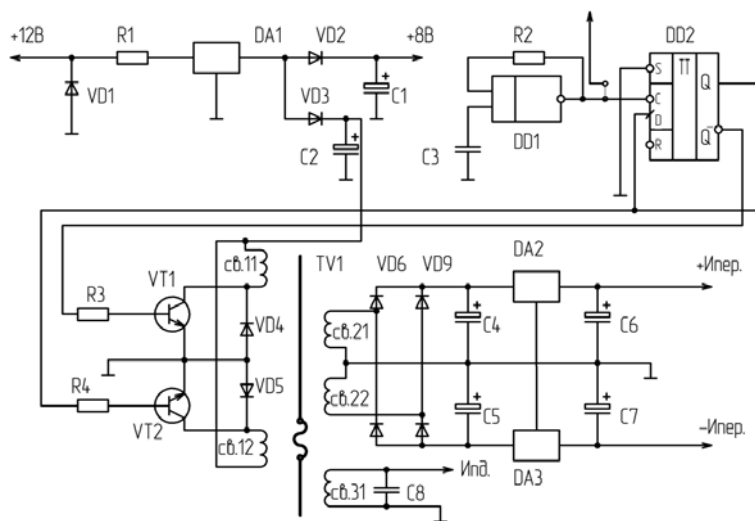


Рисунок 5.22 – Схема питания электронного блока управления АБС

Вторичные обмотки  $\omega_2$  импульсного трансформатора служат для питания стабилизированного двухполярного источника питания; вторичная обмотка  $\omega_3$  – для питания датчиков. В случае использования нормализаторов с питанием от однополярного источника возможно исключение канала стабилизатора, выполненного на DA3.

В зависимости от организации алгоритма управления вычислитель сигналов управления может быть выполнен как на дискретных логических элементах с реализацией управляющего автомата, так и на базе микропроцессорной техники.

В состав ВСУ входят следующие каскады: амплитудный детектор входного напряжения на элементах VD1, C1, R1; дифференцирующее

устройство на операционном усилителе DA1.1 и элементах R2–R4, C2, C3; компаратор на операционном усилителе DA1.2 и элементах VD2, R5–R8; устройство формирования импульсов запуска для формирователя длительности импульсов управления на элементах DD1, DD2, DD3.1, R9, C4; формирователь импульсов управления на элементах DD1.3, DD3.2, DD4, VD3, R10, C5.

Устройство формирования импульсов запуска переводится во включенное состояние при поступлении сигнала разрешения с формирователя датчика педали тормоза DD5.2. Импульсы запуска подаются на вход формирователя импульсов управления, представляющего собой заторможенный генератор импульсов.

Вариант реализации ВСУ на однокристальном микроконтроллере PIC12CXX позволяет в значительной степени упростить аппаратную часть системы управления. Используются простые датчики тормозного момента с внешним устройством питания, отпадает необходимость в применении УГР, нормализаторы представляют собой делители напряжения, в источнике питания исключаются задающий генератор на DD1 и стабилизированный двухполярный источник питания. Анализ результатов испытаний электронного блока управления показал его надежное качество функционирования в новой АБС.

При проектировании электронного блока управления АБС предусматривались возможность обеспечения корректной обработки входной информации и генерации выходных сигналов с заданным алгоритмом управления при напряжении в бортовой сети автомобиля 6–18 В, защита от короткого замыкания выводов на корпус или источник питания с диагностикой состояния сигнальных цепей и каналов управления, аппаратной блокировки выходов во время переходных процессов в бортовой сети при изменении состояния выключателя зажигания, устойчивость к динамическим изменениям напряжения питания, обеспечение бесперебойной работы при повышении напряжения электропитания до 24 В в течение 5 мин и замыкании любой входной или выходной цепи на массу в течение 5 мин.

Изоляция проводов предусматривалась в течение 1 мин прохождения синусоидального переменного тока частотой 50 Гц с действующим значением испытательного напряжения 550 В по ГОСТ 23875-88.

Блок управления сохранял работоспособность в условиях кондуктивных помех и радиопомех.



Габаритные размеры блока управления массой 0,25 кг не превышали размеры 100×50×90 мм.

При разработке электронного блока предусматривалось также использование зарубежных комплектующих изделий и материалов. При этом материалы и комплектующие изделия, применяемые для изготовления блока, соответствовали существующим стандартам, техническим условиям и конструкторской документации на них. Архитектура блока допускает его построение на современном микропроцессоре. Элементная база электронного блока управления и его общий вид представлены на рисунках 5.23 и 5.24. Оценка ориентировочной стоимости основных комплектующих элементов блока на базе однокристалльного микроконтроллера дана в таблице 5.1.



Рисунок 5.23 – Элементная база 4-канального электронного блока управления новой АБС с индивидуальным регулированием каждого колеса (IR)



Рисунок 5.24 – Общий вид 4-канального электронного блока управления новой АБС с индивидуальным регулированием каждого колеса (IR)

Таблица 5.1 – Стоимость комплектующих блока управления АБС

| Тип элемента             | Цена, долл. | Количество, шт. | Общая стоимость, долл. | Примечание           |
|--------------------------|-------------|-----------------|------------------------|----------------------|
| Р1С 12СХХ                | 4           | 1               | 4                      |                      |
| Датчик ДМ-1              | 0,6         | 4               | 2,4                    | Изделие оригинальное |
| К 561 ТМ2                | 0,2         | 1               | 0,2                    |                      |
| К 142 ЕН8                | 0,35        | 1               | 0,35                   |                      |
| К 561 ТЛ1                | 0,1         | 2               | 0,2                    |                      |
| КТ 972 А                 | 0,3         | 2               | 0,6                    |                      |
| КТ 839 А                 | 0,4         | 5               | 2                      |                      |
| КД 209                   | 0,05        | 8               | 0,4                    |                      |
| КД 221                   | 0,02        | 2               | 0,04                   |                      |
| К50-35, 1000 × 16 В      | 0,4         | 2               | 0,8                    |                      |
| К 73-17, 0,01 × 63 В     | 0,2         | 2               | 0,4                    |                      |
| МЛТ-2                    | 0,15        | 1               | 0,15                   |                      |
| МЛТ-0,25                 | 0,01        | 14              | 0,14                   |                      |
| СПБ-2                    | 0,35        | 4               | 1,4                    |                      |
| Трансформатор импульсный | 0,7         | 1               | 0,7                    | Изделие оригинальное |

Итого: 13,78 долл.

Таким образом, гипотеза о регулярной закономерности изменения силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью во временной связи доказана. Установление регулярной закономерности изменения силовых факторов в контакте колеса с опорной поверхностью позволило разработать алгоритм АБС, адаптивный к характеристикам опорной поверхности колес автомобиля [1, 37, 38].

#### **5.4 Алгоритм бортовой системы мониторинга процесса торможения магистральной АТС (БСМТ АТС)**

Алгоритм диагностики синхронности срабатывания тормозов магистральной АТС в соответствии с формулированной ранее концепцией создания алгоритма бортовой системы мониторинга процесса торможения седельного автопоезда на измерении и анализе силовых факторов направлен на решение следующих задач:

- идентификация блокировки колес при их торможении путем отслеживания отрицательных знаков производных тормозных моментов по времени;

– фиксирование отрезков времени достижения блокировок колес при торможении с целью оценки их быстродействия и сравнения с заданной технической характеристикой быстродействия тормозного привода АТС (пороговое время);

– фиксирование модулей и направлений сил взаимодействия между звеньями автопоезда для последующей оценки синхронности срабатывания тормозов звеньев автопоезда (установление «наезда»).

Анализ результатов натурных испытаний изменения тормозных моментов на седельном автопоезде МАЗ при экстренном торможении показал, что блокировку колес можно идентифицировать путем анализа производных тормозных моментов, фактически реализуемых колесами с опорной поверхностью по времени. На рисунке 5.25 приведена осциллограмма изменения тормозного момента на колесе передней оси тягача МАЗ при его экстренном торможении. Для разработки алгоритма бортовой системы диагностики синхронности срабатывания тормозов магистральной АТС проведем анализ изменения тормозного момента, представленного на рисунке 5.25, полученного при экстренном торможении тягача МАЗ-544018-320-030 по сухому асфальту с начальной скоростью торможения 15 км/ч.

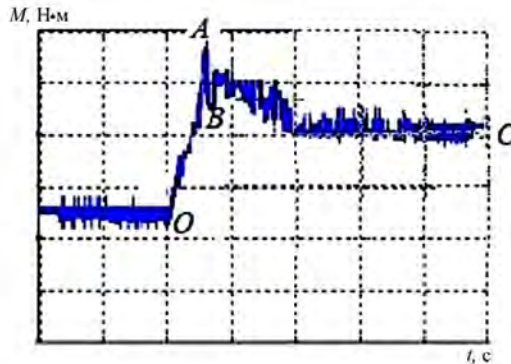


Рисунок 5.25 – Осциллограмма изменения тормозного момента на колесе передней оси тягача МАЗ при его экстренном торможении

Согласно рисунку 5.25 режим экстренного торможения характеризуется большой скоростью нарастания тормозного момента (участок  $OA$ ).

Причем производная тормозного момента по времени постоянна и положительна на всем интервале времени до достижения максимума, т. е.

$$\frac{dM}{dt} = \text{const} > 0.$$

После достижения максимума наблюдается спад тормозного момента на участке  $AB$ .

Спад тормозного момента с физической точки зрения объясняется тем, что происходит уменьшение коэффициента сцепления из-за возрастания скорости скольжения пятна контакта колес АТС относительно опорной поверхности, что и подтверждает общеизвестная диаграмма. Диаграмма – основа принципа функционирования современных автоматических систем управления торможением колесных машин, известных как ABS, ESP.

Максимум тормозного момента при экстренном торможении АТС МАЗ характеризуется равенством нулю производной от тормозного момента по времени, т. е.

$$\frac{dM}{dt} = 0.$$

Согласно рисунку 5.25 изменение тормозного момента на участке нарастания момента ( $OB$ ) до его достижения максимума (точка  $B$ ) характеризуется изменениями производных тормозных моментов, причем

$$\frac{dM_{A'}}{dt} < \frac{dM_A}{dt} < \frac{dM_B}{dt}.$$

Экстренное торможение колес магистральной АТС можно идентифицировать при выполнении следующих условий изменения тормозного момента на участке его нарастания, участок  $OA$  (рисунок 5.26):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 M_{0,A}}{dt^2} &= 0; \\ \frac{dM_{0,A}}{dt} &= 0. \end{aligned} \right\}$$



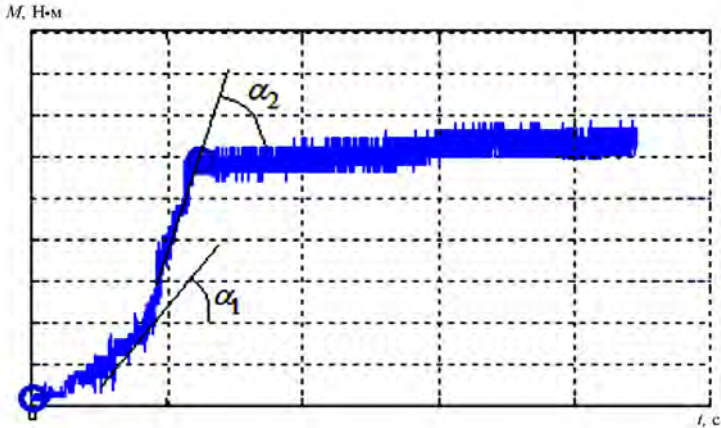


Рисунок 5.26 – Оциллограмма изменения тормозного момента на переднем колесе тягача МАЗ-544018-320-030 при его служебном торможении (сухой асфальт, служебное торможение на скорости 40 км/ч)

Изменение производной тормозного момента на участке его нарастания с последующим достижением максимума – это характерный признак служебного торможения колесной машины.

Производная от тормозного момента при служебном торможении на участке его нарастания непостоянна (см. рисунок 5.26), т. е.

$$\frac{d^2M}{dt^2} \neq 0.$$

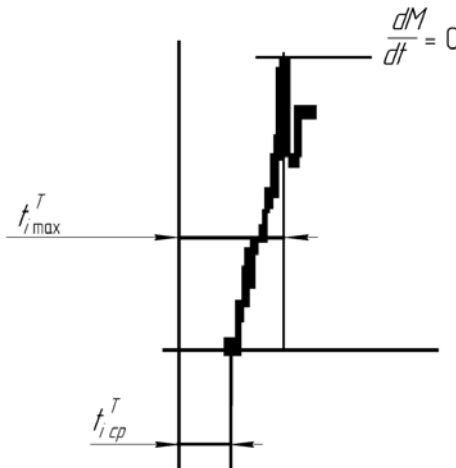
Максимум тормозного момента характеризуется равенством нулю производной тормозного момента:

$$\frac{dM}{dt} = 0.$$

Основная сложность создания алгоритма бортовой системы диагностики процесса синхронности срабатывания тормозов магистральной АТС заключается в том, что процесс торможения колес АТС происходит в различных условиях сцепления, т. е. блокировка колес при торможении

может осуществляться при разных значениях тормозных моментов на колесах, формируемых водителем.

Например, в условиях низкого коэффициента сцепления тормозной момент малой величины может вызвать блокировку колес, т. е. отсутствуют признаки мгновенного нарастания тормозного момента, характерные при экстренных торможениях. Однако отслеживание моментов времени блокировки колес, вне зависимости от условий сцепления колес, позволяет, прежде всего, оценку диагностики синхронности срабатывания тормозов. В дальнейшем при условии изменения характеристик сцепления колес с опорной поверхностью качество функционирования может быть оценено по характеру изменения производных на участках нарастания тормозных моментов с последующей идентификацией равенства нулю производной момента. Для пояснения сущности предлагаемого метода диагностики проведем анализ осциллограммы изменения тормозного момента, полученного при экстренном торможении колеса (рисунок 5.27). Согласно рисунку 5.27 достижение максимума тормозного момента, независимо от характеристики опорной поверхности, можно оценивать по признаку обнаружения равенства нулю производной тормозного момента.



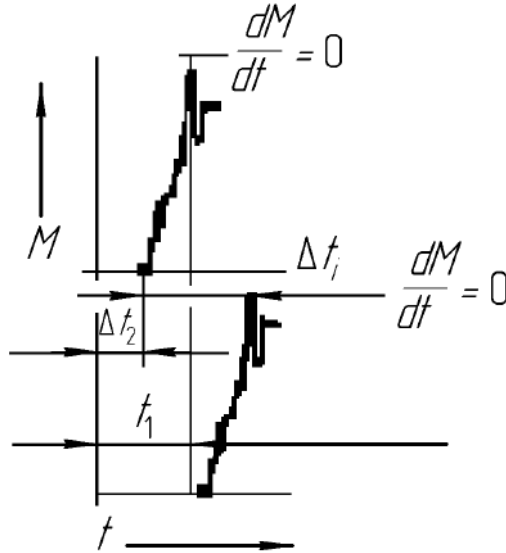
$t_{i\text{cp}}^T$  — время срабатывания тормоза  $i$ -го колеса тягача;  $t_{i\text{max}}^T$  — время блокировки  $i$ -го колеса тягача

Рисунок 5.27 – Изменение параметров экстренного торможения колеса

На основе рисунка 5.27 проанализируем параметры изменения тормозного момента при экстренном торможении колеса.

График изменения тормозного момента (см. рисунок 5.27) соответствует всем характерным признакам экстренного торможения колеса.

Для определения времени рассогласования срабатывания тормозов рассмотрим схему на рисунке 5.28.



$t_{1cp}$  – время начала срабатывания тормозного  $i$ -го колеса, входящего в первую блокировку;

$t_1$  – время первой блокировки  $i$ -го колеса

Рисунок 5.28 – Схема для определения времени срабатывания тормозов

Время запаздывания срабатывания тормозов до возникновения блокировки колес, в соответствии с рисунком 5.28, определяется по разности времени  $\Delta t_i$ .

Рассмотрим более подробно алгоритм диагностики синхронности срабатывания тормозов магистральной АТС. Бортовая система диагностики фиксирует время первой блокировки  $i$ -го колеса АТС. В последующем осуществляет отсчет времени блокировки  $i + 1$  от времени блокировки первого колеса. Анализирует производные на участках нарастания моментов до блокировки колес.

Нарушение условия (5.1) соответствует служебному торможению АТС или идентифицирует его неисправность.

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 M_i}{dt^2} &= 0; \\ \frac{dM_i}{dt} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

АТС осуществляет экстренное торможение. При выполнении условия (5.1) система диагностики фиксирует время, при котором тормозной момент на колесе достиг максимального значения, т. е.

$$\frac{dM_i}{dt} = 0.$$

В последующем система диагностики производит сравнение отрезков времени блокировок колес. Если  $\Delta t_i > t_T$ , где  $t_T$  – время срабатывания тормозного механизма согласно техническому условию на быстроедействие тормозной системы АТС (паспорт завода-изготовителя), то алгоритм фиксирует неисправность  $i$ -го тормоза.

Кроме того, алгоритм диагностики процесса торможения АТС должен идентифицировать условие торможения «микст» (*μ-split*), вызывающего возникновение значительных разворачивающих моментов, действующих на звенья автопоезда, расчет угла между продольными осями тягача и полуприцепа в процессе торможения.

Анализ результатов натурных испытаний макетного образца БСМТ АТС и его компонентов (устройства измерения тормозных моментов и сил в сцепке автопоезда) на седельном автопоезде МАЗ позволил сделать следующие выводы:

– результаты натурных испытаний макетного образца БСМТ АТС позволили установить, что устройства измерения тормозных моментов барабанных тормозов и сил взаимодействия между звеньями седельного автопоезда МАЗ (магистральная АТС МАЗ) выдают электрические сигналы, пропорциональные тормозным моментам и силам в сцепке автопоезда, тем самым подтвердилась возможность их использования в БСМТ магистральной АТС. Анализ осциллограмм тормозных моментов и устройств





ва измерения сил в сцепке показал, что устройства обладают свойствами нормированных измерителей. Дрейф нуля не превысил более чем 0,1 %;

– результаты натуральных испытаний БСМТ АТС подтвердили способность алгоритма осуществлять оценку качества функционирования колесного тормоза, основанного на идентификации производных от тормозных моментов колес тягача и полуприцепа:  $\frac{d^2 M_i^T}{dt^2} = 0$ ;  $\frac{dM_i^T}{dt} = 0$ ;

$\frac{d^2 M_k^{II}}{dt^2} = 0$ ;  $\frac{dM_k^{II}}{dt} = 0$ . Скольжение пятна колеса идентифицируется путем отслеживания отрицательных знаков производных тормозных моментов;

– результаты натуральных испытаний БСМТ АТС подтвердили работу алгоритма, осуществляющего контроль синхронности срабатывания колесных тормозов АТС путем сравнения отрезков времени блокировок колес автопоезда:  $t_{i,l}^{\delta,T} = t_{i,n}^{\delta,T}$ ;  $t_{k,l}^{\delta,II} = t_{k,n}^{\delta,II}$ , где  $t_{i,l}^{\delta,T}$ ,  $t_{i,n}^{\delta,T}$ ,  $t_{k,l}^{\delta,II}$ ,  $t_{k,n}^{\delta,II}$  – время блокировки колес левого и правого бортов тягача и полуприцепа. Отсутствие синхронности срабатывания колесных тормозов идентифицировалось возникновением продольных и боковых сил в сцепке автопоезда (см. осциллограмму на рисунке 5.30);

– результаты натуральных испытаний БСМТ АТС подтвердили работу алгоритма контроля качества функционирования тормозного привода полуприцепа, основанного на сравнении модуля силы в сцепке с его пороговым, заранее заданным значением:  $\sqrt{F_y^2 + F_x^2} \leq G^T \cdot \varphi_{cy \min}$ , где  $G^T$  – вес тягача;  $\varphi_{cy \min}$  – минимальный коэффициент сцепления колес тягача с дорогой (гололед);  $G^T \cdot \varphi_{cy \min}$  – пороговое значение силы при натуральных испытаниях. Проверка модуля силы в сцепке идентифицировалась появлением светодиодной индикации на корпусе блока БСМТ;

– результаты натуральных испытаний БСМТ АТС подтвердили работу алгоритма, осуществляющего мониторинг условий сцепления «микст» ( $\mu$ -split), которые идентифицируются следующим неравенством:

$$\frac{\sum M_{i,l}^{\delta,T,II} - \sum M_{i,n}^{\delta,T,II}}{\sum M_{i,l}^{\delta,T,II} + \sum M_{i,n}^{\delta,T,II}} \cdot 100 \% \leq 30 \%,$$

где  $\sum M_{i,l}^{\delta,T,\Pi}$ ,  $\sum M_{i,n}^{\delta,T,\Pi}$  – суммарные тормозные моменты по бортам тягача и полуприцепа.

Появление разворачивающих моментов, действующих на тягач и полуприцеп седельного автопоезда МАЗ, сопровождалось возникновением отрицательных производных сил в сцепке  $\frac{dF_{x,y}}{dt} < 0$ ;  $\frac{dF'_{x,y}}{dt} > 0$ . Опасные значения разворачивающих моментов, действующих на тягач и полуприцеп при испытаниях, идентифицировались появлением световой индикации на блоке БСМТ АТС;

– результаты натурных испытаний БСМТ АТС подтвердили способность алгоритма осуществлять мониторинг относительного положения звеньев автопоезда при его торможении, которое идентифицируется путем расчета угла между продольными осями тягача и полуприцепа:

$$\alpha = \arctg \frac{F_y}{F_x},$$

где  $F_x$ ,  $F_y$  – измеряемые силы в сцепном устройстве.

Известно, что устройство измерения сил в сцепке использует индукционные датчики, которые базируются на платформе тягача автопоезда. Устройство производит измерение составляющих сил в направлении вдоль продольной оси тягача  $F_x$  и в направлении, перпендикулярном  $F_y$ . Положительные и отрицательные знаки сил  $F_x$  и  $F_y$  представлены на рисунке 5.29.

При экстренном торможении вероятность складывания звеньев автопоезда возрастает с увеличением начального угла  $\alpha$  между продольными осями тягача и полуприцепа перед торможением. Поэтому алгоритм диагностики процесса торможения автопоезда предусматривает расчет угла  $\alpha$  на основе измерения модулей сил в сцепке с учетом знаков составляющих сил  $F_x$  и  $F_y$ :

$$\alpha = \arctg \frac{F_y}{F_x}.$$

По знакам и модулям сил  $F_x$  и  $F_y$  можно определить направление результирующей силы, действующей на тягач.



Алгоритм диагностики анализирует информацию от устройства измерения сил взаимодействия между звеньями автопоезда для идентификации различных ситуаций процесса торможения магистральной АТС.

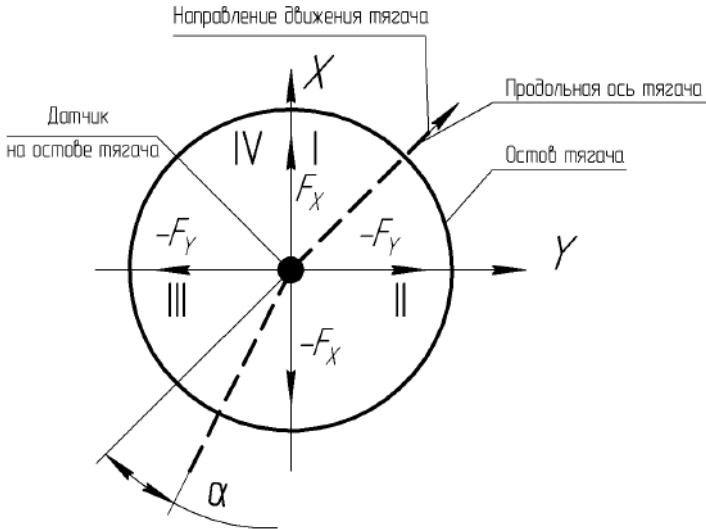


Рисунок 5.29 – Схема для определения направлений действия сил в шкворне седельного автопоезда МАЗ

1 Расчет угла  $\alpha$  между продольными осями тягача и полуприцепа производится следующим образом:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{F_y}{F_x} = 0, \text{ что возможно при } F_y = 0.$$

Выполнение данного условия означает, что торможение АТС происходит по прямолинейной траектории.

В качестве примера произведен расчет угла между продольными осями тягача и полуприцепа на основе измерения сил в сцепке при экстренном торможении автопоезда по криволинейной траектории (см. рисунок 5.29).

$$F_y = 28000 \text{ Н}; \quad F_x = 130000 \text{ Н}.$$

Тогда

$$\operatorname{tg} \frac{F_y}{F_x} = \operatorname{tg} \alpha = \frac{28000}{130000} = 0,21.$$

В результате

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{F_y}{F_x} = 13^\circ.$$

Кроме того, осциллограмма изменения боковой силы в сцепке характеризуется резким спадом, что означает скольжение контактов колес тягача МАЗ.

2 Отслеживание «наезда» полуприцепа на тягач определяется при условии, что

$$F_y > 0 \text{ и } |F_y| > G_{oc} \cdot \varphi_{\min cл}.$$

При выполнении данных условий бортовая система фиксирует недопустимо позднее срабатывание крана пневмопривода полуприцепа или позднюю блокировку колес с запаздыванием срабатывания тормозов полуприцепа. Для опознания тормоза с поздней блокировкой алгоритм бортовой системы диагностики АТС осуществляет оценку времени блокировки каждого тормоза полуприцепа:

$$t_{\sigma_i}^{\Pi} > t_{дон},$$

где  $t_{дон}$  – скорость срабатывания тормоза по его техническому паспорту завода-изготовителя.

3  $\alpha \neq 0$ ,  $F_x > 0$  и  $F_y > 0$  – признаки торможения АТС по криволинейной траектории с запаздыванием срабатывания тормозов полуприцепа. При отслеживании этих условий система диагностики выдает информацию об опасном запаздывании срабатывания колесных тормозов полуприцепа.

При этом если

$$R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \geq G_{oc} \cdot \varphi_{\min cл},$$

где  $G_{oc}$  – осевая нагрузка, приходящаяся на ось тягача;

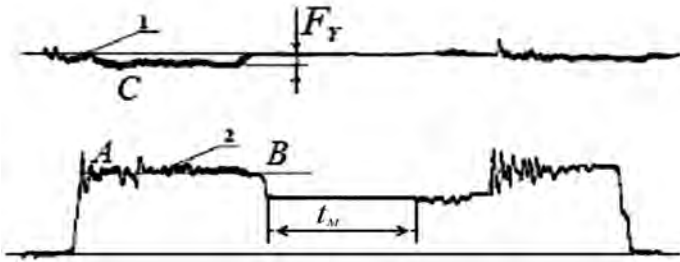


$\varphi_{\min_{сч}}$  – минимальный коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью, то система диагностики выдает информацию о необходимости срочного технического обслуживания тормозов.

Информация о силах взаимодействия между звеньями автопоезда в перспективе может быть использована в бортовой системе мониторинга процесса экстренного торможения АТС.

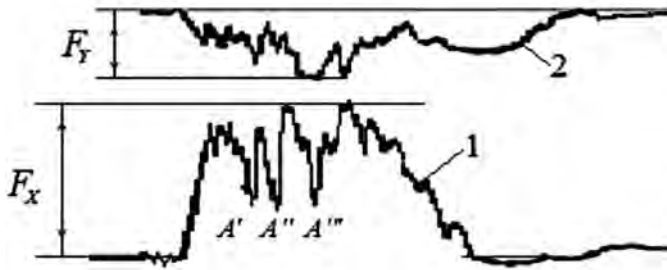
Осциллограмма изменений сил в сцепке седельного автопоезда МАЗ при его торможении по прямолинейной траектории (циклическое торможение, опорная поверхность – мокрый асфальт, начальная скорость торможения – 45 км/ч) представлена на рисунке 5.30.

На рисунках 5.30–5.32 приведены осциллограммы изменений сил в сцепном устройстве седельного автопоезда МАЗ при его торможении по различным траекториям (начальная скорость торможения АТС МАЗ – 45 км/ч, опорная поверхность – мокрый асфальт).



1 – продольная сила; 2 – боковая сила

Рисунок 5.30 – Осциллограмма изменений сил в сцепке седельного автопоезда МАЗ при его торможении по прямолинейной траектории (циклическое торможение, опорная поверхность – мокрый асфальт, начальная скорость торможения – 45 км/ч)



1 – продольная сила; 2 – боковая сила

Рисунок 5.31 – Осциллограмма изменения сил в сцепке седельного автопоезда МАЗ при его торможении по криволинейной траектории движения по мокрому асфальту (начальная скорость торможения – 45 км/ч)



1 – продольная сила; 2 – боковая сила

Рисунок 5.32 – Осциллограмма изменений сил в сцепке при совершении седельным автопоездом МАЗ маневра «переставка»

Согласно рисунку 5.30 сила, направленная вдоль продольной оси тягача 2, вызывает скольжение пятен контактов колес относительно опорной поверхности (см. точку *A*). Кроме того, в начале торможения наблюдается возникновение незначительных сил в сцепке в боковом направлении.

Появление боковой силы может быть признаком того, что имеет место отсутствие синхронности срабатывания тормозов по бортам тягача или полуприцепа (см. рисунок 5.31).

Из осциллограммы, приведенной на рисунке 5.32, следует, что измерение модулей сил в продольном и поперечном направлениях позволяет определить угол между продольной осью тягача и продольной осью полуприцепа, который может быть включен в будущий алгоритм мониторинга движением АТС. Расчет угла  $\alpha$  представляет особый интерес с точки зрения мониторинга начального состояния АТС перед его экстренным торможением, потому как от значения этого угла во многом зависит последующее поведение звеньев автопоезда – потеря управляемости, устойчивости торможения и другие причинные последствия ДТП.

На рисунке 5.33 приведен алгоритм бортовой диагностики синхронности срабатывания тормозов магистральной АТС [67–70].

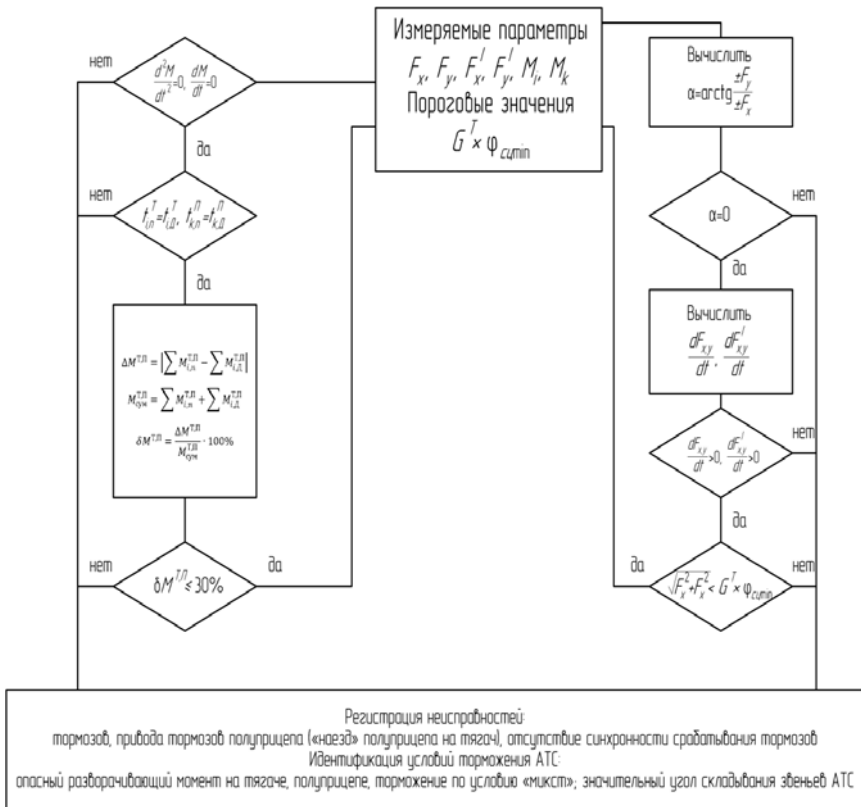


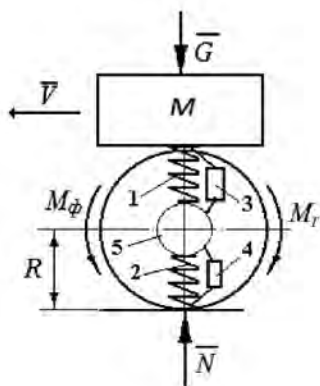
Рисунок 5.33 – Алгоритм бортовой диагностики синхронности срабатывания тормозов магистральной АТС

При всем многообразии факторов, оказывающих воздействие на управляемую машину, как показали результаты экспериментальных исследований [1], в контакте колеса с опорной поверхностью наблюдается регулярная закономерность изменения некоторых силовых факторов.

Установление закономерностей изменения силовых факторов весьма важно для анализа соответствующих групп сил, характер изменения которых оказывает наиболее существенное влияние на процесс торможения и, вообще, на кинематические параметры движения машины. Анализ современных алгоритмов регулирования показывает, что они формируют сигналы регулирования исполнительными механизмами релейного типа. В то же время создание алгоритма следящего регулирования становится возможным при условии использования в качестве источников первичной информации силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью.

### 5.5 Алгоритм следящего торможения АТС

Для выяснения сущности предлагаемого алгоритма рассмотрим математическую модель (рисунок 5.34) процесса торможения колеса машины с приходящейся на него массой (условное представление).



$M$  – масса автомобиля, приходящаяся на колесо;  $G$  – суммарный вес поддресоренной  $M$  и неподдресоренной масс  $5$ ;  $1, 2$  – упругие элементы;  $3, 4$  – элементы диссипации;  $R$  – радиус качения колеса;  $M_\phi$  – фактически реализуемый колесом тормозной момент;  $M_T$  – тормозной момент, формируемый тормозом;  $V$  – скорость поступательного движения масс

Рисунок 5.34 – Математическая модель процесса торможения колеса



Сущность алгоритма следящего регулирования тормозным моментом заключается в приведении давления исполнительного механизма колесного тормоза в соответствие с расчетным значением текущего значения коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью, которое рассчитывается путем непрерывного измерения тормозного момента и нормальной реакции, действующей на тормозящее колесо.

Исходные информации получают посредством непрерывного измерения в течение всего процесса торможения машины. При этом условия система следящего регулирования обеспечивает максимальную диссипацию кинетической энергии АТС в тормозном механизме.

Скорость торможения центра масс колеса АТС рассчитывается по известному уравнению равнозамедленного движения, т. е. определяется мгновенное значение скорости в каждый момент времени по формуле

$$V_o = V_o - \varphi_{сц} \cdot g \cdot t, \quad (5.2)$$

где  $V_o$  – скорость остова машины перед началом торможения;

$\varphi_{сц}$  – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью;

$g$  – ускорение свободного падения;

$t$  – время торможения.

Расчет мгновенной кинетической энергии автомобиля производится по формуле

$$U = \frac{N_i}{g} \cdot \frac{V_o^2}{2}, \quad (5.3)$$

где  $N_i$  – вертикальная реакция, приходящаяся на колесо машины.

Момент, развиваемый тормозными механизмами (отметим, что момент, развиваемый тормозом, необязательно может быть реализован колесом и тем самым отличается от фактически реализуемого момента), приближенно можно определить из уравнения

$$M_T = p \cdot \kappa, \quad (5.4)$$

где  $p$  – давление рабочей среды в исполнительном механизме тормоза;

$\kappa$  – постоянная тормозного механизма.

Как известно, постоянная тормозного механизма  $\kappa$  зависит от конструктивных особенностей самого тормозного механизма, физико-механи-



ческих свойств фрикционных элементов, износа накладок и окружающей среды. Режимы торможения также могут оказывать существенное влияние на характеристику тормоза  $\kappa$ . Таким образом, характеристика тормоза не является постоянной величиной и ее действительное значение подлежит непрерывному определению.

Для предлагаемого алгоритма управления торможением  $\kappa$  можно найти из следующего соотношения:

$$\kappa = \frac{M_{TM}}{p}, \quad (5.5)$$

где  $M_{TM}$  – непрерывно измеряемый, фактически реализуемый колесом тормозной момент;

$p$  – непрерывно измеряемое текущее значение давления рабочей среды в исполнительном механизме колесного тормоза.

В существующих способах регулирования для определения  $\kappa$  используют расчетный тормозной момент, а не фактически реализуемый. Подставим полученное выражение  $\kappa$  в уравнение (5.4).

В результате

$$M_T = p \frac{M_{TM}}{p}. \quad (5.6)$$

Тогда работа трения в тормозном механизме

$$A = M_T \cdot \gamma, \quad (5.7)$$

где  $\gamma$  – угол поворота тормозящего колеса за интервал времени его торможения.

Угол поворота колеса рассчитывается по формуле

$$\gamma = (V_o - g \cdot \varphi \cdot t) \cdot t / R. \quad (5.8)$$

Мгновенное значение коэффициента сцепления в каждый момент времени определяется по формуле

$$\varphi_{cu} = \frac{M_{\varphi i}}{N_i \cdot R}, \quad (5.9)$$



где  $M_{\varphi i}$  – мгновенное значение фактически реализуемого тормозного момента;

$R$  – радиус качения колеса.

Подставляя уравнение (5.9) в (5.8), получим

$$\gamma = \left( V_o - g \cdot \frac{M_{\varphi i}}{N_i} \cdot t \right) \cdot t / R. \quad (5.10)$$

Подставим уравнение (5.8) в (5.4). В результате работа трения в тормозном механизме

$$A = p_o \cdot \frac{M_o}{P} \cdot \left( V_o - g \cdot \frac{M_{\varphi i}}{N_i} \cdot t \right) \cdot t / R. \quad (5.11)$$

Для обеспечения условия чистого качения тормозящего колеса без проскальзывания его пятна контакта нужно, чтобы

$$A = T. \quad (5.12)$$

Откуда давление, необходимое для максимального использования коэффициента сцепления без проскальзывания пятна контакта каждого колеса АТС, определяется из уравнения

$$p_{oi} = \frac{2g \cdot M_{\varphi i} \cdot p_i \cdot t}{N_i \cdot \left( V_o - \frac{M_{\varphi i} \cdot g \cdot t}{N_i \cdot R} \right) \cdot t}, \quad (5.13)$$

где  $t$  – текущее значение времени;

$g$  – ускорение свободного падения;

$i$  – порядковый номер исполнительного тормозного механизма;

$p_i$  – текущее давление рабочей среды в исполнительном механизме тормоза на каждом колесе;

$N_i$  – нормальная реакция опорной поверхности на  $i$ -м колесе;

$V_o$  – скорость машины перед началом торможения.

При выполнении условия (5.12) происходит процесс полного использования максимального коэффициента сцепления каждым колесом машины, а также полная диссипация кинетической энергии в тормозном механизме.

