Электр http://e.

4 Источники информации САБ ATC на силовом анализе и принципы формирования сигналов управления

Эффективность и качество функционирования алгоритмов САБ АТС можно повысить путем использования высокоинформативных источников — сил в контакте колес с опорной поверхностью и сил взаимодействия между звеньями колесных машин, способных к самоадаптации к изменяющимся условиям сцепления колес и режимам движения машин.

Далее в разделе будет дано обоснование принципа формирования сигналов управления торможением, базирующегося на измерении тормозного момента в колесных тормозных механизмах и сил взаимодействия между звеньями автопоездов. Результаты экспериментальных исследований устройств измерения тормозных моментов и сил в сцепных устройствах седельных автопоездов позволили установить регулярную закономерность изменения силовых факторов (моменты и силы), которые могут быть положены в основу создания новых алгоритмов САБ АТС на силовом анализе.

4.1 Аналитическая база алгоритмов современных САБ АТС

В системах АБС/ПБС в качестве источников первичной информации используют датчики измерения кинематических параметров вращения колес [1–3, 31, 32, 60], а в более совершенных системах САБ, например VDC [1–3, 77], дополнительно измеряют углы поворота управляемых колес и кинематические параметры остова машины (вертикальные ускорения, продольные и боковые скорости и ускорения).

На основе измерения кинематических параметров производят расчеты по определению коэффициентов относительного скольжения или сил в контакте колеса с опорной поверхностью в тормозном режиме или коэффициентов буксования колеса в тяговом режиме движения машины, применяемых для формирования сигналов управления АБС/ПБС.

Метод определения коэффициента относительного скольжения контакта колеса относительно опорной поверхности S_i базируется на аналитических зависимостях, изложенных в [1–4, 31, 32, 60] и др.

Из анализа формул, приведенных в [1–3, 31, 32, 60], установлено, что они представляют собой зависимости, характеризующие потерю линейной скорости геометрического центра колеса, при условии, что имеет место смещение мгновенного центра скоростей вдоль направления оси,

проходящей через данный центр и точку контакта колеса с опорной поверхностью. Следовательно, использование кинематических параметров вращения колес ставит задачу обработки первичной информации АБС/ПБС, которая подразумевает расчеты S_i и δ_i для последующего их сравнения с заведомо заданными значениями с целью формирования сигналов управления. Рассматриваемый метод формирования сигналов управления несовершенен хотя бы потому, что все результаты исследований подтверждают, что максимальные значения касательных сил (тяговая, тормозная) в контакте колеса обеспечиваются при определенных значениях относительного скольжения или буксования (20–22 %) [1–3, 31, 32, 60]. Таким образом, кинематический параметр потери линейной скорости геометрического центра колеса представляет собой способ косвенной оценки сил, реализуемых в контакте колес с опорной поверхностью.

Следует отметить, что если известны кинематические параметры вращения колеса, то в алгоритме управления АТС для расчетов скольжения контактов S_i и буксования δ_i по предлагаемым в [1–3, 31, 32, 60] формулам дополнительно должно использоваться дифференциальное уравнение вращения колеса, необходимое для определения сил в контакте колес с опорной поверхностью,

$$J_{\kappa} \cdot \ddot{\varphi}_{\kappa} = -M_{T} = -N \cdot \varphi_{cu} \cdot r_{\kappa}, \tag{4.1}$$

где J_{κ} – момент инерции колеса относительно его центра масс;

 $\ddot{\phi}_{\kappa}$ – угловое ускорение колеса;

 M_T – тормозной момент;

N – нормальная реакция опорной поверхности на колесо;

 $\phi_{\mbox{\scriptsize cu}}$ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью;

 r_{κ} – динамический радиус качения колеса.

Из уравнения (4.1), полагая, что N, $\ddot{\phi}_{\kappa}$, r_{κ} — известные величины, можно найти коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью ϕ_{cq} , который является косвенной характеристикой силы в контакте колес с опорной поверхностью.

Коэффициент сцепления ϕ_{cq} исчисляется десятыми долями единицы. С учетом погрешности измерения параметров, входящих в уравнение (4.1), нетрудно представить погрешность проведения расчетов по

его определению. Угловую скорость вращения колеса можно найти путем непосредственного измерения, при котором допускается погрешность. Расчет углового ускорения $\ddot{\phi}_{\kappa}$ также привносит дополнительные погрешности, что в конечном счете отражается на расчетной величине коэффициента сцепления ϕ_{cu} .

В связи с этим именно источники первичной информации являются причинами слабой эффективности алгоритмов САБ при изменяющихся характеристиках опорной поверхности, вынуждая в алгоритмах управления заведомо задавать критерии формирования сигналов управления. Обычно в качестве критерия задают коэффициент сцепления ϕ_{cu} или же коэффициент относительного скольжения S (разновидности других алгоритмов будут рассмотрены в разделе 5).

Стремление производителей САБ АТС повысить их эффективность приводит к поиску новых источников первичной информации. Источники информации АБС/ПБС стали неявным препятствием на пути становления совершенных систем автоматического управления движением колесных машин. Например, практика эксплуатации систем VDC показала, что использование в качестве источников первичной информации кинематических параметров вращения колес, поступательного перемещения подрессоренных масс машины и других кинематических параметров существенно усложняет и удорожает универсальные системы управления. Поэтому не случайно фирма «Бош» в основе алгоритма динамического регулирования FDR применяет методы расчета сил, возникающих в транемиссии автомобиля [3]. Такой подход к использованию новых источников информации значительно повысил эффективность алгоритмов управления, но не устранил имеющиеся недостатки предыдущих систем управления. Поэтому усиленные поиски методов управления, базирующихся на непосредственном измерении силовых факторов в контакте колеса с опорной поверхностью, ведутся ускоренными темпами [1, 2, 43].

В настоящее время практически все фирмы выпускают цифровые АБС с использованием достаточно мощных управляющих вычислительных машин на цифровой основе.

Тем не менее главная проблема всех датчиков кинематического вращения колес – получение устойчивых сигналов – остается все еще нерешенной.

Таким образом, основными недостатками используемых источников первичной информации являются сложность ее получения и низкая

4.2 Источники информации о силах в контакте колес с опорной поверхностью

Впервые идея принципа прямого силового регулирования была реализована фирмой «Боинг» (рисунок 4.1) [43]. Для определения тормозной силы, развиваемой колесами самолета, была использована реактивная штанга, связывающая ось тележки колес машины с ее корпусом.

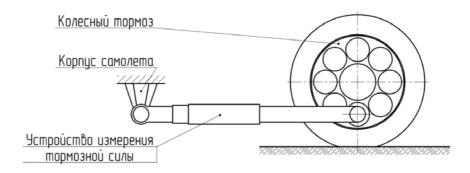


Рисунок 4.1 – Устройство измерения тормозной силы фирмы «Боинг»

Алгоритм регулирования фирмы «Боинг» предусматривает только лишь один режим – режим ограничения тормозного момента, представляющего собой внутренний силовой фактор.

На рисунке 4.1 изображен элемент восприятия тормозного момента фирмы «Боинг», исполненный в виде реактивной штанги.

В системе управления источником первичной информации является датчик сил, установленный на реактивной штанге, который в зависимости от его деформации (тормозной силы) подает сигнал в блок обработки информации.

Необходимо отметить принципиальную новизну предлагаемого фирмой метода регулирования. Однако алгоритм регулирования сводится к ограничению формирования внутреннего силового фактора, который не является оптимальным с точки зрения максимального использования коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью.



Алгоритм ставит задачу обеспечения гарантированной устойчивости движения самолета при посадке.

Однако алгоритм, основанный на использовании информации о силах как источнике первичной информации, необходимо признать значительным шагом вперед.

Идея способа измерения тормозного момента (силы) фирмы «Боинг» [43] заключается в том, что при торможении самолета электронно-измерительное устройство (ЭИУ) преобразует деформацию реактивной штанги в электрический сигнал, который пропорционален тормозной силе, фактически реализуемой колесом. Недостатком устройства является то, что реактивная штанга одинаково подвержена воздействиям усилий, возникающих от взаимных колебаний подрессоренной и неподрессоренной масс самолета, что существенно может исказить действительную информацию о тормозной силе (моменте).

Рассмотрим принципиальную возможность измерения тормозного момента в тормозных механизмах наземных колесных машин.

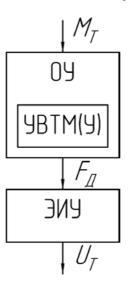
4.3 Теоретические основы измерения тормозного момента

В [1, 238, 39, 45] изложен новый принцип формирования сигналов управления исполнительными механизмами тормозных систем для автоматических систем регулирования торможения АТС, основанный на измерении и анализе тормозного момента, фактически реализуемого колесом машины. Практическая реализация предлагаемого принципа возможна при наличии устройств измерения тормозного момента. Кроме того, такие устройства были бы весьма полезны для создания новых диагностических систем контроля качества функционирования АБС, которые могли бы быть включены в бортовую электронную систему АТС, а также определения расчетных нагрузок тормозных механизмов на стадии их проектирования. Данный перечень использования названного информационного узла можно было бы расширить.

Суть предлагаемого способа измерения тормозного момента [1, 25] заключается в том, что устройство восприятия тормозного момента (УВТМ (У)) размещается в опорном устройстве (ОУ) тормозных исполнительных элементов и взаимодействует с ЭИУ, формирующим сигнал, пропорциональный фактически реализуемому колесом тормозному моменту. Метод способа измерения тормозного момента схематично представлен на рисунке 4.2.

Элек

Устройство восприятия тормозного момента представляет собой упругий элемент, подвергающийся деформации из-за воздействия на него момента, возникающего в контакте колеса с опорной поверхностью.



 M_T — тормозной момент (усилие); U_T — выходной электрический сигнал, пропорциональный тормозному моменту; F_J — усилие, преобразованное устройством восприятия тормозного момента

Рисунок 4.2 – Блок-схема способа измерения тормозного момента

Поясним суть способа измерения на примере его реализации в барабанном тормозном механизме (рисунок 4.3).

В дальнейшем при изложении способа будем различать два момента: M_{ϕ} — момент, формируемый тормозным механизмом; M_{T} — момент, фактически реализуемый колесом машины.

Так, при включении привода 1 возникающие усилия P_1 и P_2 стремятся прижать колодки 6 и 6' с фрикционными элементами к тормозному барабану 1.

В итоге между колодками и барабаном образовываются пары трения. Таким образом, происходит формирование момента M_{ϕ} в барабанном тормозе.

В результате возникновения момента M_{ϕ} в пятне контакта колеса 2 с опорной поверхностью C появляется противоположно направленный

тормозной момент M_T (фактически реализуемый колесом тормозной момент), создаваемый силой T с плечом r_{κ} .

Момент M_T воспринимается тормозным суппортом 3, закрепленным к подрессоренной части машины элементами крепления 4.

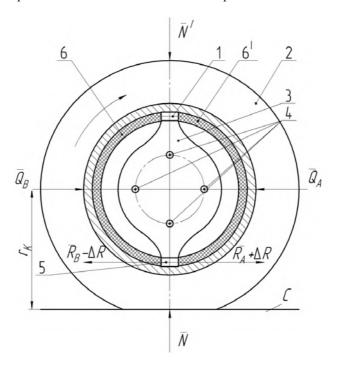


Рисунок 4.3 — Реализации способа измерения тормозного момента в барабанном тормозном механизме

Момент M_{ϕ} , формируемый в парах трения, реализуется в контакте колеса 2 с опорной поверхностью C. При этом реактивный момент M_r , воспринимаемый суппортом 3, равен по модулю и противоположно направлен тормозному моменту M_T . Тормозная сила T, создающая момент M_T , зависит от нормальной реакции N (N=N'), характеристики опорной поверхности, радиуса колеса r_{κ} и задания изменения формируемого момента M_{ϕ} оператором.

Ориентировочно M_{ϕ} можно определить по формуле (наиболее точные методы расчета приведены профессором Γ . И. Мамити в [90])



$$M_{\phi} = (Q_1 + Q_2) \cdot \mu \cdot r_{\delta},$$

где μ – коэффициент трения между фрикционными элементами колодок и барабаном;

 r_{δ} – радиус трения барабанного тормоза;

 $Q_1, \quad Q_2$ – равнодействующие нормальных реакций в парах трения.

Для упрощения допускаем, что точки приложения сил Q_1 и Q_2 располагаются симметрично в середине поперечного сечения колодок (экспериментальные исследования подтверждают правомочность подобного допущения).

Реализация момента M_{ϕ} зависит от момента M_{T} . Так, $M_{\phi} > M_{T}$ соответствует случаю неполного использования M_{ϕ} , при котором возможна блокировка колеса (экстренное торможение машины). Когда $M_{\phi} \leq M_{T}$, торможение колеса осуществляется без блокировки, т. е. происходит неполная реализация коэффициента сцепления ϕ_{cq} колеса с опорной поверхностью (служебное торможение колесной машины).

Фактически реализуемый колесом момент всегда воспринимается суппортом тормозного механизма и уравновешивается реактивным моментом M_r . Максимальное значение M_T , с известными допущениями, можно определить по формуле

$$M_T = T \cdot r_{\kappa} = N \cdot \varphi_{cu} \cdot r_{\kappa}$$

где N – нормальная реакция колеса на опорную поверхность;

 $\phi_{\it cu}$ — максимальный коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью.

Величины сил трения F_{δ} и F_{δ}'

$$F_{\delta} = Q_1 \cdot \mu;$$

$$F_{\tilde{o}}' = Q_2 \cdot \mu$$
,

где μ – коэффициент трения трущихся элементов, зависящий от их физико-механических свойств.

Тормозной момент $M_T = M_r$ стремится провернуть тормозные исполнительные элементы 6 и 6' (тормозные колодки) по направлению вращения колеса ω . В результате нижняя опора A тормозного испол-



нительного элемента 6 воспринимает дополнительную реакцию, а опора B элемента 6' разгружается. Таким образом, в опорах A и B возникает разность усилий ΔR . В случае, когда нет тормозного момента от силы T, $\Delta R=0$ (при условии, что разжимные усилия равны и конструкция тормозного механизма симметрична). Если $P_1\neq P_2$, то соответствующей настройкой ЭИУ устраняется дрейф нуля при условии отсутствия фактически реализуемого тормозного момента.

Следовательно, ΔR — величина, пропорциональная фактически реализуемому колесом тормозному моменту и которая может быть преобразована ЭИУ в электрический сигнал.

Заметим, что модуль ΔR зависит от нормальной реакции N и коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью; характер изменения ΔR — от изменения формируемого момента, тормозного механизма, привода, состояния фрикционных накладок и т. д.

Реактивный момент M_r может быть определен по известной формуле

$$M_r = M_T = N \cdot \varphi_{cu} \cdot r_{\kappa}$$
.

Для установления функциональных зависимостей реакций в опорах от реактивного момента M_r и параметров тормозного механизма необходимо ознакомиться с условиями равновесия элементов механизма тормоза.

Рассмотрим возможности практической реализации предлагаемого способа в дисковом тормозе (рисунок 4.4).

Установка условного нуля электрического сигнала, пропорционального фактически реализуемому колесом тормозному моменту, для дискового тормоза не представляет собой сложную техническую задачу. Установка статического нуля ЭИУ легко осуществима независимо от конструкции приводного механизма 5, при котором могут быть разные усилия на колодки.

Так, при срабатывании привода дискового тормоза 5 происходит сдавливание поверхностей тормозного диска 1 с усилиями P_1 и P_2 ($P_1 = P_2 = Q_1 = Q_2 = Q$), осуществляемое тормозными элементами 6 дискового тормоза (колодка 6, находящаяся с другой стороны диска, является невидимой на рисунке 4.4). Так как приводное усилие Q направлено перпендикулярно к поверхностям диска, то $P_1 = P_2 = Q$. Условимся, что точки приложения сдавливающих диск сил находятся в

Элект http:// точках A и B (невидимая опора). Проекции точек приложения сил на плоскость рисунка совпадают и размещены по обе стороны диска.

В результате возникновения пар трения между поверхностями тормозного диска 1 и фрикционными элементами колодок 6 происходит формирование момента M_{ϕ} в дисковом тормозе, который способствует появлению тормозного момента M_{T} от силы T в пятне контакта колеса 2 с опорной поверхностью C. M_{T} воспринимается тормозным суппортом 3, создающим реактивный момент M_{r} . При этом реактивный момент M_{r} , воспринимаемый суппортом 3, равен по модулю и противоположно направлен тормозному моменту M_{T} . Тормозная сила T, создающая момент M_{T} , зависит от нормальной реакции N, характеристики опорной поверхности (коэффициента сцепления), динамического радиуса колеса r_{κ} и характера формирования момента M_{ϕ} .

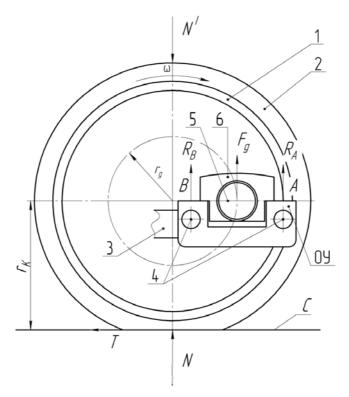


Рисунок 4.4 – Способ измерения тормозного момента в дисковом тормозном механизме

Величина формируемого момента M_{ϕ} определяется по следующей формуле:

$$M_{\phi} = 2Q \cdot \mu \cdot r_{\partial}$$
,

где μ — коэффициент трения между фрикционными элементами колодок и диском;

 r_{∂} – радиус приложения сил трения F_{∂} .

Реализация момента M_{ϕ} , так же как в барабанном тормозе, зависит от момента M_T ($M_T = M_r$). Так, например, при $M_{\phi} > M_T$ происходит полное использование M_T , а следовательно, и сцепления колеса с опорной поверхностью. В противном случае коэффициент сцепления падает, что означает блокировку колеса.

В случаях, когда M_{ϕ} меньше, чем M_{T} , происходит также неполное использование коэффициента сцепления колеса ϕ_{cq} с опорной поверхностью и торможение осуществляется без блокировки колес. Случай $M_{\phi} = M_{T}$ — идеальная реализация максимально возможного значения коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью. Тогда предельно возможное значение M_{T} определяется по формуле

$$M_T = M_r = T \cdot r_{\kappa} = N \cdot \varphi_{cu} \cdot r_{\kappa}$$

где N — нормальная реакция колеса на опорную поверхность (или вес машины, приходящийся на колесо);

 $\phi_{\it cu}$ — максимальное значение коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью.

Величины сил трения F_{ϑ} и F'_{ϑ} , создающих M_{ϕ} ,

$$F_{\partial}' = F_{\partial} = 2Q \cdot \mu.$$

Возникающий тормозной момент $M_T=M_r$ стремится провернуть исполнительные тормозные элементы 6 (в дисковом тормозе нет пассивных колодок) по направлению скорости вращения колеса ω_{κ} (см. рисунок 4.4). В результате в точках A и B опорного устройства появляются силы реакции.

В отличие от барабанного тормоза, опоры исполнительных тормозных элементов 6 нагружаются почти одинаково от воздействия момента M_T (экспериментально подтверждается).



Элек http://

Абсолютные значения реакций опор зависят от величины M_T , конструктивных особенностей и параметров тормозного механизма, коэффициентов трения поверхностей и ряда других условий. Воспринимаемый суппортом 3 тормозной момент, так же как и в барабанном тормозе, равен фактически реализуемому колесом тормозному моменту M_T , который определяется по формуле

$$M_r = M_T = N \cdot \varphi_{cu} \cdot r_{\kappa}$$
.

Главная сложность создания систем автоматического регулирования торможения ATC, основанных на измерении и анализе силовых факторов [1, 2, 39], — это размещение источников первичной информации, исполненных в виде устройств измерения тормозных моментов (силы), в штатных конструкциях тормозных механизмов колесных машин.

Конструктивные особенности практической реализации устройств измерения тормозных моментов будут рассмотрены в подразделе 4.4.

4.4 Практическая реализация новых источников информации о силовых факторах

Для выяснения возможности размещения устройства измерения тормозного момента (УИТМ), состоящего из элемента восприятия тормозной силы, индукционного датчика, в штатной конструкции тормозных механизмов рассмотрим, прежде всего, типовые конструкции барабанных тормозных механизмов.

Конструктивно различают барабанные тормоза с неподвижными центрами поворота колодок и с самоустанавливающимися колодками. Ознакомимся с особенностями функционирования каждого из них.

Учитывая специфику конструкции барабанных тормозов, рассмотрим возможные варианты установки датчиков сил, входящих в устройство измерения тормозного момента.

Особое значение при размещении датчиков сил имеет выполнение конструкции разжимного устройства колодок тормозных механизмов.

В качестве разжимного устройства, раздвигающего свободные концы колодок, используются гидроцилиндр, фиксированный разжимной кулак с рабочим профилем, выполненным по эвольвенте окружности либо по спирали Архимеда, или клиновой механизм.

Условно в барабанном тормозе различают первичную колодку, относительно которой барабан вращается от нажимного конца колодки к его опорному концу, и вторичную колодку, относительно которой барабан вращается от опорного конца колодки к нажимному концу. Исходя из этого, барабанный тормоз с совмещенной опорой или односторонним расположением опор имеет одну первичную и одну вторичную колодки. У барабанного тормоза с разнесенными опорами, в зависимости от направления вращения барабана, две первичные или две вторичные колодки. Разделение колодок на первичную и вторичную имеет особый смысл в том случае, когда в качестве разжимного устройства используется механизм, создающий равные разжимные усилия на первичную и вторичную колодки. В случае равенства разжимающих сил, действующих на нажимные концы колодок, момент трения, развиваемый первичной колодкой, примерно в 3 раза превышает момент, развиваемый вторичной колодкой [1, 90].

От вышеизложенного представления колодок в значительной степени будет зависеть размещение датчиков сил в устройстве измерения тормозного момента.

Кроме того, при проектировании устройств измерения тормозного момента, фактически реализуемого колесом, необходимо учитывать характеры силовых воздействий на концы колодок. Так, в случае неравенства разжимающих сил, например, при использовании фиксированного кулака, первичная и вторичная колодки развивают одинаковые тормозные моменты за счет того, что фиксированный разжимной кулак обеспечивает равенство перемещений колодок и, следовательно, равные удельные нагрузки в контакте фрикционных накладок с тормозным барабаном.

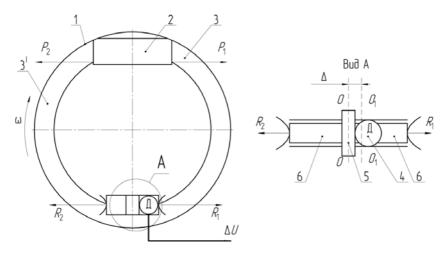
Фиксированный кулак применим только в случае использования колодок с неподвижными центрами поворота.

При использовании в качестве разжимного устройства гидроцилиндра или клина обеспечивается равенство разжимающих колодки усилий. Заметим, что при этом поршеньки гидроцилиндра перемещаются независимо друг от друга, а клин «плавает». Эти разжимные устройства универсальны, т. к. могут применяться как в барабанных тормозах с неподвижными центрами поворота колодок, так и в барабанных тормозах с самоустанавливающимися колодками, имеющими две степени свободы, что допускает их неравные перемещения. Поэтому при воздействии на них фиксированного кулака может работать только одна из самоустанавливающихся колодок.

Электрон http://e.bi Кроме барабанных тормозов с самоустанавливающимися колодками и неподвижными центрами поворота колодок, тормоз может быть исполнен с воздействием одной колодки на другую (тормоз с серводействием). При этом первая и вторая колодки шарнирно связаны между собой, что придает тормозу высокую эффективность [90].

Из всего многообразия факторов, влияющих на размещение датчиков сил, приведем возможные варианты их расположений, необходимые для измерения тормозного момента в барабанных тормозах типовых конструкций.

Так, для тормоза с самоустанавливающимися колодками и односторонним расположением опорных поверхностей колодок установка датчиков сил приведена на рисунке 4.5.



1 — тормоз; 2 — исполнительное устройство; 3 — колодка тормоза; 4 — датчик перемещения; 5 — устройство восприятия; 6 — плавающие опоры колодок

Рисунок 4.5 — Принципиальная схема размещения датчиков сил в барабанном тормозе с односторонним расположением опорных поверхностей колодок

Разжимающие усилия P_1 и P_2 создают реакции R_1 , R_2 в опорах первичной 3 и вторичной 3' колодок тормоза. При этом в положении статического равновесия, т. е. при отсутствии тормозной силы на колесе, модули реакции опор R_1 , R_2 отличаются друг от друга, если $P_1 \neq P_2$. Тогда сигналы от датчиков сил \mathcal{I} также различны, и если эти сигналы не

сбалансировать в устройстве сравнения 5, то выходной сигнал ΔU отличен от нуля. Последнее означает, что возможен ложный сигнал тормозного момента. Поэтому при условии отсутствия тормозного момента, при разных значениях разжимающих усилий, необходимо производить установку дрейфующего нуля в устройстве сравнения. В последующем после установки нуля в устройстве сравнения 5 значение сигнала ΔU будет пропорционально сигналу, фактически реализуемому колесом.

Например, результаты экспериментальных исследований тормозного механизма автомобиля MA3 с новыми тормозными накладками показали, что при использовании разжимного кулака колодок, спроектированного по спирали Архимеда, погрешность ΔU составила 0,13 %. При использовании же разжимного устройства колодок, спроектированного по эвольвенте окружности, при его повороте в диапазоне от 0 до 25° погрешность выходного сигнала стала 0,11 %. В то же время при больших углах поворота разжимного кулака, которые возможны с износом накладок, погрешность измерения ΔU резко снизилась. Теоретически это можно обосновать приближением плеч приложения нормалей в диапазоне больших углов поворота разжимного устройства [90]. Причем при экстренном торможении с незначительно изношенными колодками погрешность приблизилась к нулю (причина требует дополнительных экспериментальных исследований).

Рассмотрим вариант размещения датчиков сил в устройстве измерения тормозного момента в барабанном тормозе с самоустанавливающимися колодками и с разнесенными опорами (рисунок 4.6).

Для данной схемы тормоза, так же как и для предыдущей, датчики сил $\mathcal J$ устанавливаются в опорах колодок. Если профили разжимающих кулаков одинаковы, то при условии, что $P_1=P_2\neq 0$, и тормозной момент (или просто момент), приложенный к барабану 1, равен нулю. Если разжимающие усилия $P_1\neq P_2$, то возникает необходимость в дополнительном устранении дрейфа нуля. Для статического положения ΔU должен быть всегда равен нулю.

Из вышеизложенного следует, что установка датчиков сил в каждом конкретном тормозном механизме требует анализа воздействия сил, действующих на концы опоры колодок.

Рассмотрим вариант установки датчиков сил \mathcal{A} в барабанном тормозе автомобиля ВАЗ-2108, на котором проводились натурные испытания макетного образца АБС, реализованного по принципу анализа силовых факторов [1, 2, 25].

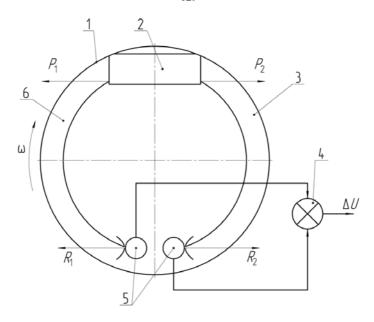


Рисунок 4.6 — Вариант размещения датчиков сил в устройстве измерения тормозного момента в барабанном тормозе с самоустанавливающимися колодками

Как известно, в барабанном тормозе ВАЗ-2108 разжимное устройство колодок выполнено в виде гидроцилиндра, создающего равные усилия на свободные концы колодок. Следовательно, реакции плавающих опор колодок равны, т. е. $\Delta U=0$ в положении статического равновесия (при отсутствии момента на барабане). Исходя из этого, устройство измерения тормозного момента было реализовано в виде принципиальной схемы, представленной на рисунке 4.6.

В отличие от ранее рассмотренных схем установки датчиков сил, в устройстве отсутствует блок сравнения 5 (см. рисунок 4.6), т. к. $R_2 = R_1$, а в качестве устройства восприятия тормозного момента был использован упругий элемент (см. рисунок 4.6), размещенный между опорами колодок. При статическом равновесии упругий элемент 5 находится в положении $O\!-\!O$. Работает устройство следующим образом. При приложении момента на барабан тормоза равенство реакций R_1 и R_2 нарушается. Из-за разности сил упругий элемент 4 деформируется на величину Δ , воздействуя на датчик сил, т. е. ось симметрии упругого элемента из положения $O\!-\!O$ перемещается в положение $O_1\!-\!O_1$ на величину Δ .

Деформация упругого элемента 5 преобразуется в электрический сигнал ΔU . Полученный сигнал обрабатывается БОФСУ, который в последующем формирует сигнал управления исполнительным механизмом.

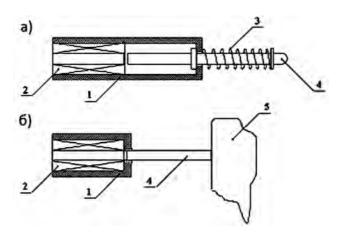
Вышерассмотренные теоретические основы измерения тормозного момента вызвали потребность в проведении экспериментальных проверок. Причем варианты устройства измерения тормозного момента во многом определялись конструкциями устройств восприятия тормозных моментов, а также схемотехническим исполнением самого индукционного датчика электрических сигналов, пропорциональных тормозным моментам. При разработке устройств измерения тормозных моментов расчетам частот собственных колебаний устройств восприятия тормозного момента уделялось особое внимание.

Конструктивное исполнение датчиков сил может быть разным. Они могут быть выполнены в виде бесконтактных датчиков или датчиков давления. Например, для макетного образца АБС был спроектирован бесконтактный индукционный датчик дифференцирования сигналов, а для измерения момента лучше всего подошел строго нормированный индукционный датчик измерения линейных перемещений (рисунок 4.7). Индукционный датчик предназначен для измерения деформаций устройства восприятия тормозного момента или же для преобразования других видов перемещений механических объектов относительно принятых баз.

4.5 Индукционный датчик измерения тормозного момента

Принципиальная схема механической части конструкции индукционного датчика, входящего в устройство измерения тормозного момента, представлена на рисунке 4.7.

Устройство измерения включает в себя: 1 – электронный датчик, измеряющий перемещение механического элемента, воспринимающего фактические усилия; 2 - блок обработки информации, с помощью которого выполняется установка нуля выходного сигнала устройства измерения для заданного диапазона измерения, а также установка разрешающей способности для фактических линейных перемещений датчика.



a – датчик с внутренним подвижным элементом; 6 – датчик с внешним подвижным элементом; 1 – корпус; 2 – электрические обмотки; 3 – пружина; 4 – подвижный элемент; 5 – механический объект

Рисунок 4.7 — Элементы индукционного датчика

Датчик может иметь следующие конструктивные исполнения: с внутренним подвижным элементом; с внешним подвижным элементом. Для датчиков с внутренним подвижным элементом имеет место наличие механического контакта между рабочей поверхностью подвижного элемента и механическим объектом. Общие элементы конструкции такого типа датчиков представлены на рисунке 4.7, а.

Возвратное перемещение подвижного элемента 4 осуществляется пружиной 3, что определяет увеличение длины датчика. Наличие механического контакта кинематической пары с пружиной практически исключает возможность длительной эксплуатации датчиков с внутренними подвижными элементами на рабочих объектах, подверженных влиянию агрессивных сред. Их применение целесообразно для проведения экспериментальных исследований.

Общие элементы конструкции датчиков с внешним подвижным элементом представлены на рисунке 4.7, б. Подвижный элемент 4 жестко закреплён на механическом объекте 5, поэтому данные датчики полностью лишены недостатков, перечисленных для датчиков с внутренним подвижным элементом, и, как следствие, обладают исключительной простотой и надёжностью.

Устройство измерения функционально выполнено в виде системы питания датчика и системы обработки информации.

В состав системы питания датчика Д входят: цифровой генератор синусоидального напряжения — ЦГСН; регулятор напряжения — РН; выходной каскад — ВК; датчик амплитудного напряжения — ДАН. Система обработки информации включает в себя функциональный преобразователь — ВП и нормирующий усилитель — НУ.

Точность работы датчика определяется коэффициентом формы синусоидального напряжения и стабильностью его величины. Коэффициент формы синусоидального напряжения, близкий к 1, достигается за счёт ЦГСН, формирующего цифровой код, который поступает на цифровналоговый преобразователь ВК. Питание выходного усилителя мощности ВК выполняется от РН, с помощью которого осуществляется сравнение заданной величины амплитуды синусоидального сигнала и сигнала, пропорционального амплитуде напряжения питания Д, передающегося с ДАН. Разностный сигнал заданной и действительной амплитуды усиливается РН и поступает на ВК. В целом РН, ВК и ДАН представляют собой замкнутую систему стабилизации выходного напряжения.

Выходной сигнал синусоидальной формы, пропорциональный величине линейного перемещения подвижного элемента Д, поступает на вход $\Phi\Pi$, с помощью которого осуществляется установка начальной рабочей точки выходного сигнала устройства измерения, а также демодуляция выходного сигнала Д. Выходной сигнал $\Phi\Pi$ передается на вход НУ, посредством которого задаётся разрешающая способность устройства измерения.

Принцип работы поясняется на функциональной схеме устройства измерения линейных перемещений, представленной на рисунке 4.8.

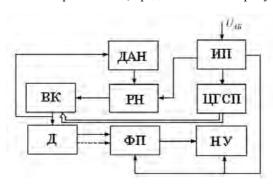


Рисунок 4.8 — Функциональная схема устройства измерения линейных перемещений

Элект http:// В случае исполнения Д с компенсирующей обмоткой на вход $\Phi\Pi$ поступают сигналы с рабочей и компенсирующей обмоток.

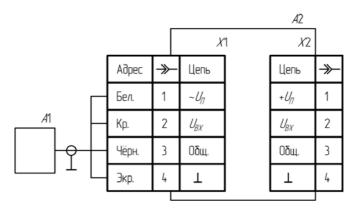
Монтаж устройства измерения выполняется в соответствии с чертежом габаритных размеров элементов восприятия тормозного момента.

При монтаже датчика его необходимо жестко закреплять в устройстве измерения тормозного момента. Длина соединительного кабеля определяется геометрическими параметрами ATC. Место установки блока обработки информации обеспечивает удобство обслуживания оператору.

После подключения питания к устройству измерения осуществляется установка «0» выходного сигнала с помощью регулятора в исходном состоянии подвижного элемента датчика. Определение коэффициента усиления производится переключателями, расположенными на блоке обработки информации, в соответствии с максимальным перемещением подвижного элемента датчика и его разрешающей способностью.

При этом необходимо учитывать, что максимальное выходное напряжение блока обработки информации составляет $\pm 10~\mathrm{B}$.

После установки датчика на исследуемый объект осуществляется определение «0» выходного сигнала регулятором, соответствующего рабочему состоянию датчика и устройства измерения в целом. Установка датчика на исследуемом объекте выполняется с учётом однонаправленных либо двунаправленных перемещений относительно исходного состояния (рисунок 4.9).



А1 – датчик; А2 – блок обработки информации

Рисунок 4.9 – Подключение индукционного датчика

Для оценки состояния элемента восприятия тормозного момента был разработан и изготовлен бесконтактный датчик, принципиальная схема которого представлена на рисунке 4.10. Сердечник датчика и контролируемый объект образуют магнитную цепь с меняющимся воздушным зазором. Перемещение объекта преобразуется в изменение индуктивности катушки 2 датчика. Сердечник с катушкой помещен в корпус 3 и залит компаундом. Датчик преобразует перемещения до 1 мм, а его выходом является контакт 4.

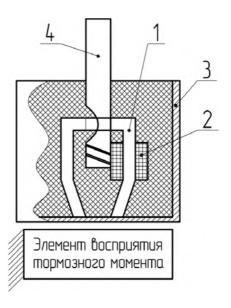


Рисунок 4.10 – Датчики перемещений без механических связей

Общий вид датчика без механических связей представлен на рисунке 4.11.

Безусловным преимуществом такого типа датчиков является отсутствие механической связи. Однако это не столь важно, если ставится задача определения предельного состояния элемента восприятия тормозного момента, т. е. с помощью датчика непосредственно определяется знак производной тормозного момента (см. рисунок 4.11).

Для измерения значительных тормозных моментов разработано эффективное устройство измерения тормозного момента для грузового автомобиля MA3-5551 (рисунок 4.12) [1, 2, 68].

Тормозная колодка 1 снабжена двумя параллельными друг другу и охватывающими опорную пластину 2 с обеих сторон проушинами 3 (см. рисунок 4.12). В проушинах выполнены серпообразные отверстия 4.





1 – колодка; 2 – опорные ролики;
 3 – индукционный датчик кольцевого типа;
 4 – оболочка колодки тормоза

Рисунок 4.11 – Бесконтактный индукционный датчик измерения электрических сигналов, пропорциональных тормозному моменту

Рисунок 4.12 – Устройство измерения тормозных моментов колеса для автомобиля MA3-5551



Рисунок 4.13 — Устройство измерения тормозного момента барабанного тормоза легкового автомобиля BA3-2108

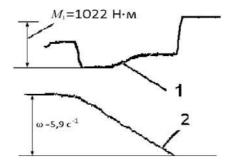
Датчик перемещения выполнен в виде деформируемого кольца с чувствительным индукционным элементом (рисунок 4.13).



Практическая возможность реализации предлагаемого устройства доказана испытанием опытных образцов тормозных устройств и устройств измерения тормозных моментов в механизмах тормозов автомобиля MA3-53317 [2, 25, 39].

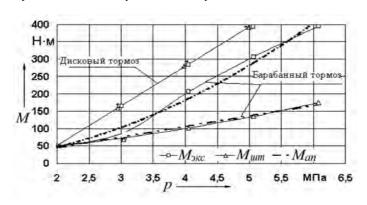
Аналогичные устройства для измерения тормозного момента разработаны и для дискового тормозного механизма.

Изменения параметров тормозных моментов с помощью рассмотренного устройства измерения тормозного момента представлены на рисунках 4.14–4.16.



1 – тормозной момент на экспериментальной колодке; 2 – изменение угловой скорости колеса

Рисунок 4.14 – Осциллограмма записи торможения колеса



 $M_{
m экс}$ – момент на экспериментальной колодке; M_{um} – момент на штатной колодке

Рисунок 4.15 – Зависимость тормозного момента колодки от давления в тормозной системе



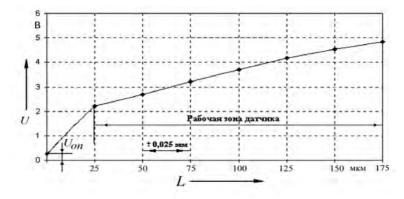


Рисунок 4.16 — Зависимость выходного напряжения датчика от линейного перемещения подвижного элемента

Индукционные датчики в рабочей зоне имеют четко выраженную линейную характеристику, позволяя эффективное формирование сигналов управления исполнительными механизмами.

В зависимости от рода решаемых задач, например, если стоит задача измерения тормозного момента, то удобнее использовать датчик перемещения, а для АБС – датчик дифференцирования.

В процессе создания АБС были предложены варианты исполнения устройств измерения и дифференцирования электрических сигналов, пропорциональных тормозному моменту.

4.6 Схемотехническая реализация электронного датчика измерения тормозного момента

В зависимости от схемотехнической реализации системы управления и качества формирования сигналов управления торможением автомобиля в АБС возможно применение следующих вариантов датчиков [1, 2, 25, 39]:

- датчик тормозного момента, фактически реализуемого колесом с опорной поверхностью;
- датчик производной тормозного момента, фактически реализуемого колесом с опорной поверхностью;
 - датчик тормозного момента и его производной.

Поскольку измерение тормозного момента выполняется по принципу определения величины деформации упругого элемента, то

Элел http:

практически формируют электрические сигналы, датчики циональные данной деформации либо скорости ее изменения. Структуры построения электронной части относятся к датчикам перемещения с изменяющейся ЭДС. Экспериментальные исследования проведены для следующих структур датчиков тормозного момента: внешними устройствами питания и формирователями выходного сигнала; встроенными устройствами питания И формирователями выходного сигнала.

Датчики с внешними устройствами питания и формирователями выходного сигнала выполнены в виде двух катушек индуктивности с трансформаторной воздушной связью. Одна из катушек используется в качестве излучателя, а вторая — в качестве приемника. Питание излучателя осуществляется переменным стабилизированным напряжением частотой $60-70~\mathrm{k\Gamma}_{\mathrm{L}}$.

Вариант схемы датчика со встроенными устройствами питания и формирователями выходного сигнала представлен на рисунке 4.13. Обмотка ω_1 трансформатора TV1 используется в качестве излучателя, а ω_3 – в качестве приемника. Излучатель получает питание от высокочастотного генератора синусоидального напряжения с самовозбуждением, построенного на транзисторе VT1. Настрой частоты и условий запуска генератора осуществляется резистором R3 делителя и конденсатором C1.

Вариант схемы датчика, представленный на рисунке 4.17, обеспечивает функции формирования нулевых начальных условий и нормирование входного сигнала самостоятельно.

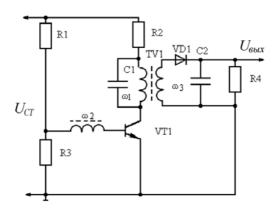


Рисунок 4.17 – Вариант исполнения электронной схемы датчика

На элементах DD1, VD1, R1, R2, C1, C2 построена постовая схема генератора переменного напряжения. Установка частоты и симметрии импульсов выходного напряжения осуществляется R1, R2, C1 (рисунок 4.18).

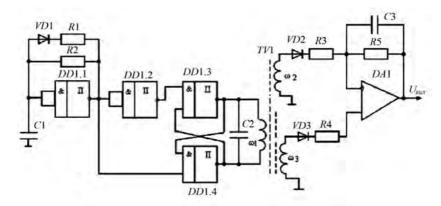


Рисунок 4.18 – Принципиальная схема нормализатора

Для обеспечения нулевых начальных условий дополнительно введена компенсационная обмотка ω_2 , расположенная в катушечной группе излучателя и формирующая ЭДС, независимую от линейного перемещения. Установка нулевого значения выходного напряжения и его нормирование осуществляются резисторами R3, R5.

Датчик производной тормозного момента конструктивно изготовлен в виде излучателя, выполненного из постоянного ферромагнита, и приемника, встроенного в катушку индуктивности. Катушка индуктивнеподвижна. Излучатель ности является подвижным однополюсным соленоидом.

Для обеспечения линейной зависимости между выходным сигналом датчика $U_{\text{вых}}$ и линейным перемещением излучателя либо приемника выходной сигнал с катушки ω_3 поступает на амплитудный детектор VD1, С2, который выпрямляет сигнал и формирует его амплитудное значение. Для данной структуры построений электронной части датчика последующая обработка информации (формирование нулевых начальных условий по отношению к упругому элементу, нормирование выходного сигнала) осуществляется H.

Сравнительная оценка датчиков тормозного момента указывает на целесообразность их применения при реализации конкретного варианта системы управления АБС. Так, например, для реализации АБС с измерением тормозных моментов всех четырех колес, т. е. с использованием четырех информационных каналов, наиболее рациональны датчики тормозного момента с внешними устройствами питания и формирования выходного сигнала.

Это объясняется тем, что наиболее просто и точно можно идентифицировать параметры датчиков, а также обеспечить их питание от одного источника, что исключает формирование относительной ошибки при обработке информации ВСУ.

Нормализаторы выполняются на базе операционных усилителей и служат для установки нулевых начальных условий относительно состояния начальной деформации упругих элементов датчиков, а также для обеспечения требуемого уровня входных сигналов ВСУ (см. рисунок 4.18).

Питание нормализаторов может осуществляться как от двухполярного источника стабилизированного напряжения (см. рисунок 4.18), так и от однополярного. Принципиальная схема нормализатора, питающегося от однополярного источника напряжения, представлена на рисунке 4.19.

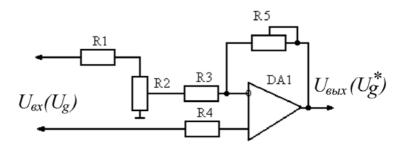


Рисунок 4.19 — Электронная схема двухполярного источника стабилизированного напряжения датчика

Установка нулевого значения выходного сигнала осуществляется переменным резистором R2, а требуемого коэффициента передачи – переменным резистором R5. В случае использования датчиков со встроенными устройствами питания и формирования выходного сигнала либо датчиков с внешними устройствами и прямой передачей информации на ВСУ нормализаторы могут быть исключены либо представлены в виде делителей напряжения.

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

Для реализации выходных каскадов наиболее целесообразно использовать 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 быстродействие работы электроклапанов модулятора. В зависимости от вариантов схемотехнической реализации функциональных блоков системы управления источники питания должны выполнять следующие функции: формировать стабилизированное напряжение питания H, УГР, ВСУ; переменное высокочастотное напряжение питания датчиков с внешними устройствами питания.

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.

Характерная особенность стабилизатора напряжения +8 B — организация фильтр-пробок VD2, C1 и VD3, C2 для исключения влияния импульсных помех, формируемых вторичным преобразователем, на работу ВСУ (см. рисунок 4.19).

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

Вторичные обмотки ω_2 импульсного трансформатора осуществляют питание стабилизированного двухполярного источника питания. Вторичная обмотка ω_3 импульсного транформатора служит для питания датчиков. В случае использования нормализаторов с питанием от однополярного источника возможно исключение канала стабилизатора, выполненного на DA3.

Общий вид электронного блока обработки электрических сигналов, пропорциональных тормозным моментам, для стендовых испытаний представлен на рисунке 4.20.

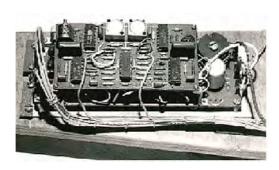
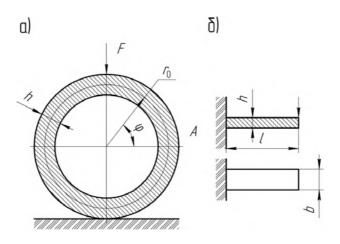


Рисунок 4.20 - Общий вид электронного блока обработки информации для стендовых испытаний

В устройстве измерения тормозного момента элементами восприятия сил служили балка равного прямоугольного сечения и круговое кольцо постоянного сечения (рисунок 4.21). Достоинство стержневого упругого элемента заключается в простоте изготовления.



а - круговое кольцо постоянного сечения; б - балка равного прямоугольного сечения

Рисунок 4.21 – Элементы восприятия тормозного усилия

Для таких элементов достаточно легко достигаются высокие классы точности выполнения геометрических размеров, чистоты обработки поверхностей. Кроме того, стержневой упругий элемент наиболее подхопостроения датчиков ДЛЯ измерения ограниченных и габаритных размерах.

Однако недостатком стержневого упругого элемента является ограниченная чувствительность.

Кольцевые упругие элементы, по сравнению со стержневыми, имеют ряд преимуществ. Во-первых, кольцевые элементы более высокочувствительны. Во-вторых, перемещение упругой части элемента существенно больше, чем у стержня. Поэтому в связи с постановкой задач исследования в проектируемых датчиках использовались те или иные упругие элементы.

выборе геометрических размеров и материала элементов производились расчеты по определению чувствительности и частот собственных колебаний, которые необходимы для получения достоверной информации, оцениваемых функцией преобразования деформации в электрический сигнал.

Связь между силой и поперечной деформацией стержня определяется по формуле

$$\varepsilon_d = \frac{\mu \cdot F}{S_{CT} \cdot E} = S_{CT}'' \cdot F,$$

где ε_d – относительная поперечная деформация;

µ – коэффициент Пуассона.

В этом случае относительная деформация также постоянна по длине образующей поверхности стержня.

Если выходной величиной стержневого упругого элемента является перемещение точки приложения силы в направлении ее действия, то функция преобразования

$$\delta = \frac{l}{S_{CT} \cdot E} \cdot F,$$

где δ — перемещение торца упругого элемента;

l — длина упругого элемента.

Как видно из функции преобразования, чувствительность упругого элемента зависит от ллины.

Кроме учета деформации упругого элемента, наиболее важной характеристикой датчика является его собственная частота колебаний. Для стержневого упругого элемента

$$f_o = 0.159 \cdot \frac{\pi}{2l} \sqrt{\frac{E \cdot S_{CT}}{m}},$$

где l — длина упругого элемента, м;

m — масса единицы длины упругого элемента, кг/м.

Функция преобразования кольцевого упругого элемента имеет вид:

$$\varepsilon = \frac{B_{\kappa} \cdot r_o}{E \cdot h \cdot h^2} \cdot F,$$

где B_{κ} – конструктивный коэффициент чувствительности кольца;

 r_o, b, h – геометрические параметры кольца;

E — модуль упругости кольца.

Чувствительность кольца

$$S_{\kappa} = \frac{B_{\kappa} \cdot r_{o}}{E \cdot b \cdot h^{2}}.$$

Собственная частота кольцевого упругого элемента

$$f_o = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E \cdot g}{\gamma} \cdot \frac{J}{S_{CT}} \cdot \frac{i^2 (1 - i^2)^2}{1 + i^2}},$$

где J – момент инерции поперечного сечения кольца относительно главной оси, перпендикулярной к плоскости кольца;

g – ускорение свободного падения;

i – число узлов;

γ – удельный вес материала;

 S_{CT} – площадь поперечного сечения кольца.

Для основной частоты собственных колебаний $i=2,\ J=b\cdot h^2/12$ и $S_{CT}=b\cdot h.$ Тогда

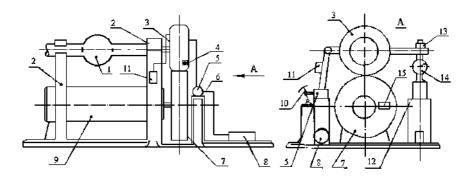
$$f_o = 0.12h / r_o^2 \sqrt{E/\rho}$$
.



Выбирая соответствующий материал кольца и задаваясь различными значениями конструктивных параметров, можно получить заданные значения чувствительности и собственной частоты.

4.7 Стенды испытаний источников информации САБ ATC на силовом анализе

Для исследований макетных образцов устройств измерения тормозного момента и АБС были разработаны и изготовлены стенды испытаний [1, 36, 37]. Принципиальная схема стенда представлена на рисунке 4.22.



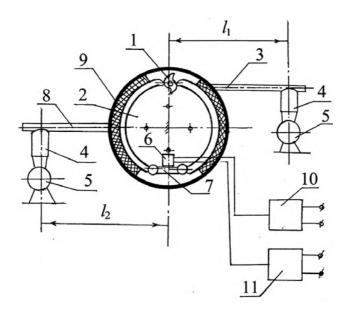
1 — задний мост; 2 —опоры крепления моста; 3 — колесо; 4 — устройство измерения тормозного момента; 5 — главный тормозной цилиндр; 6 — гидромагистраль; 7 — маховая масса; 8 — гидроаккумулятор; 9 — электродвигатель; 10 — педаль привода тормоза; 11 — электроклапан; 12 — опора догружателя; 13 — устройство вертикальной догрузки колеса; 14 — динамометр; 15 — датчик скорости вращения колеса

Рисунок 4.22 — Схема стенда испытаний макетных образцов устройств измерения тормозного момента

Тормозящее колесо 3 с барабанным тормозным механизмом, с включенным устройством измерения тормозного момента опиралось на маховую массу 7. Привод маховой массы осуществлялся с помощью электродвигателя 9. Измерение скорости вращения тормозящего колеса 3 производилось датчиком угловой скорости вращения колеса 15. Для исследования автоматических систем торможения в гидромагистраль тормозного привода был включен электромагнитный клапан. Вертикальная нагрузка на тормозящее колесо изменялась с помощью

Электрон http://e.bi устройства догружения 13, а его величина догрузки регистрировалась динамометром 14.

Для исследования дрейфа опорного сигнала были спроектированы специальные стенды испытаний, принципиальные схемы которых представлены на рисунках 4.22 и 4.23.



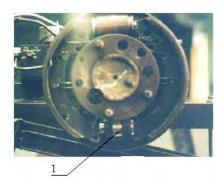
1 — разжимной кулачок; 2 — суппорт тормозного механизма; 3 — рычаг поворота разжимного кулачка; 4 — домкрат; 5 — динамометр; 6 — датчик измерения тормозного момента; 7 — опорное устройство тормозных колодок; 8 — рычаг формирования тормозного момента; 9 — тормозной барабан; 10 — блок питания датчика; 11 — осциллограф

Рисунок 4.23 — Схема стенда испытаний устройств измерения тормозного момента в барабанном тормозе

В результате стендовых испытаний установлено, что для эвольвентного профиля разжимного устройства, поверхность которого спрофилирована по спирали Архимеда, дрейф опорного сигнала находился в пределах нормы.

Существенный дрейф опорного сигнала наблюдался у тормозных механизмов с клиновидным разжимным устройством. В процессе испытаний, если опорные сигналы превышали заданный дрейф нулевого сигнала, устанавливался новый диапазон возможного дрейфа опорного

сигнала. Для подтверждения регулярной закономерности изменения тормозных моментов во временной связи в зависимости от формируемых моментов в колесном тормозном механизме были проведены стендовые (стенды испытаний представлены на рисунках 4.23—4.26) и натурные испытания устройств измерения тормозных моментов.



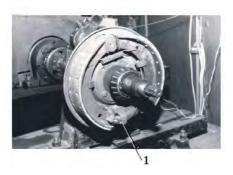
1 – устройство восприятия опорной реакции с электронным датчиком

Рисунок 4.24 – Размещение датчиков измерения тормозного момента в барабанном тормозе



1 – устройство измерения тормозного момента на опоре колодок барабанного тормоза; 2 – опорное устройство колеса

Рисунок 4.25 — Стенд испытаний устройств измерения тормозного момента и АБС легковых автомобилей



устройство измерения тормозного момента с индукционным датчиком электрических сигналов, пропорциональных тормозному моменту

Рисунок 4.26 – Стенд испытаний устройства измерения тормозного момента для барабанных тормозов грузовых автомобилей



Испытания макетных образцов устройств измерения тормозного момента позволили предположить, что формирование сигналов управления на установленных диапазонах дрейфа опорного сигнала представляется возможным.

Созданные макетные образцы электронных датчиков устройств измерения тормозного момента размещались в штатных конструкциях дисковых и барабанных тормозных механизмов.

В соответствии с задачей исследований — создание принципа формирования сигналов управления торможением на основе силового анализа — наиболее важной является проблема установления регулярной закономерности изменения фактически реализуемого тормозного момента во временной связи с характером формирования тормозного момента в тормозе, т. е. с учетом воздействия оператора.

При этом источником информации должен служить фактически реализуемый колесом тормозной момент.

На рисунке 4.27 представлен индукционный датчик электрических сигналов, используемый в устройстве измерения тормозного момента.



1 – подвижный контакт датчика

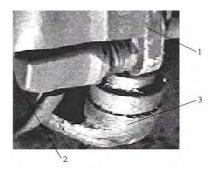
Рисунок 4.27 – Индукционный датчик измерения деформации упругого элемента с подвижным контактом

Размещение датчика измерения тормозного момента в штатной конструкции дискового и барабанного тормозов автомобиля BA3-2108 отражено на рисунках 4.28 и 4.29.

Рассмотрим осциллограмму экстренного торможения колеса, полученного при стендовых испытаниях (рисунок 4.30).

При экстренном торможении (см. рисунок 4.30) на участке OA наблюдается линейный характер изменения тормозного момента, следовательно, производная от тормозного момента по времени имеет

положительный знак, т. е. $\frac{dM}{dt} > 0$, где M — фактически реализуемый колесом тормозной момент; t — время.



1 — суппорт тормоза; 2 — опора тормозных колодок; 3 — индукционный датчик электрических сигналов

Рисунок 4.28 — Устройство измерения тормозного момента дискового тормоза легкового автомобиля BA3-2108

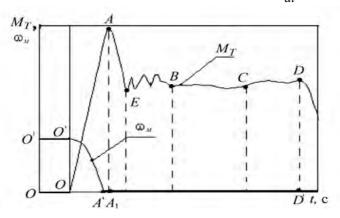


Рисунок 4.29 — Устройство измерения тормозного момента барабанного тормоза автомобиля BA3-2108 в опоре колодок

В точке A тормозной момент достигает своего максимального значения и производная от момента по времени равна нулю, т. е. $\frac{dM}{dt} = 0$.



На участке AE происходит видимый спад тормозного момента, реализуемого колесом (вертикальная нагрузка на колесо N=200 кг; угловая скорость вращения маховой массы $\omega=32$ с $^{-1}$), а $\frac{dM}{dt}<0$.



 M_T — изменения фактически реализуемого тормозного момента; ω — угловая скорость тормозящего колеса (вертикальная нагрузка на колесо N=200 кг; угловая скорость начала торможения $\omega=32$ с $^{-1}$)

Рисунок 4.30 – Осциллограмма экстренного торможения колеса на стенде

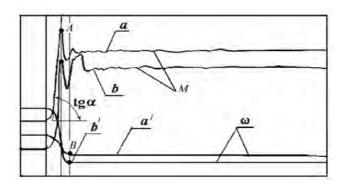
В последующем на участке EB наблюдается колебательный характер изменения тормозного момента с изменением знаков производных момента.

На участке $B\mathcal{I}$ тормозной момент стабилизируется до некоторого постоянного значения. Кроме того, согласно рисунку 4.31, блокировка тормозящего колеса наступает несколько раньше, чем тормозной момент достигает своего максимального значения. Это означает, что известная диаграмма изменения коэффициента сцепления в зависимости от коэффициента относительного скольжения в какой-то мере подтверждает свою справедливость.

Таким образом, регулярная закономерность изменения фактически реализуемого тормозного момента во временной связи при экстренном торможении колеса установлена и имеет аналогичный характер результатов, полученных в [1, 2, 38], что свидетельствует о достоверности результатов стендовых испытаний торможения колеса, а следовательно, и достоверности функционирования устройства измерения тормозного момента, реализуемого колесом в контакте с опорной поверхностью.

Экспериментальными исследованиями установлено, что при скольжении колеса происходит изменение знака производной тормозного момента с «плюса» на «минус», что доказывает возможность использования отрицательного знака производной при формировании сигналов управления исполнительными механизмами тормозов.

Для подтверждения вышеизложенных выводов рассмотрим осциллограмму натурных испытаний процесса торможения легкового автомобиля BA3-2108, представленную на рисунке 4.31.



a' – угловая скорость переднего колеса с дисковым тормозом; b' – угловая скорость заднего колеса с барабанным тормозом; M – тормозные моменты: a – момент на дисковом тормозе; b – момент на барабанном тормозе (опорная поверхность – мокрый асфальт, начальная скорость торможения V=22,2 м/с)

Рисунок 4.31 – Осциллограммы экстренного торможения колес автомобиля BA3-2108

Параметры процесса торможения легкового автомобиля ВАЗ-2108 получены при торможении по мокрому асфальту с начальной скоростью торможения $V=22,2\,\mathrm{m/c}$ и по уплотненному снежному покрову с начальной скоростью 22,2 м/с.

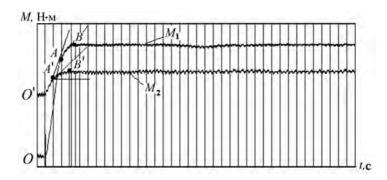
Подобные испытания проводились по гололеду, сухому асфальту и другим опорным поверхностям, а варьирование начальной скорости торможения производилось в зависимости от состояния опорной поверхности и находилось в пределах от 20 до 100 км/ч.

Из осциллограммы (см. рисунок 4.31) видно, что от начала торможения тормозные моменты на барабанном и дисковом тормозах до достижения максимумов имеют положительные знаки производных.

После максимума тормозные моменты меняют знак производной, т. е. производные моментов отрицательны.

Отличительным признаком результатов натурных испытаний от стендовых является то, что блокировка тормозящих колес легкового автомобиля ВАЗ-2108 происходит после прохождения моментами своих максимумов (см. рисунок 4.31). Возможно, эти различия связаны с тем, что при натурных испытаниях характеристика опорной поверхности не была однородной. Кроме того, замечено, что при натурных испытаниях экстренного торможения автомобиля величина реализуемого момента превышает расчетное значение момента тормоза. Такое явление характерно при экстренном торможении автомобиля по опорным поверхностям с высокими значениями коэффициентов сцеплений (сухой асфальт, сухой бетон). Следовательно, можно предположить, что при экстренном торможении в пятне контакта колес с опорной поверхностью появляются ударные импульсы. В результате реализуемый момент превышает формируемый тормозом момент, что может быть причиной возникновения относительного скольжения фрикционных элементов относительно барабана (диска) тормоза. Значительные скорости относительного скольжения элементов пар трения тормоза и соответствующая деформация тормозного диска (барабанов) и колодок может стать причиной скрипа тормозов [1].

Для проверки возможного варианта перерегулирования процесса торможения по принятому критерию формирования сигналов управления рассмотрим осциллограмму следящего торможения, полученную при испытании легкового автомобиля BA3-2108 (рисунок 4.32).



 M_1 — момент на переднем колесе с дисковым тормозом; M_2 — момент на заднем колесе с барабанным тормозом

Рисунок 4.32 – Осциллограмма служебного торможения автомобиля ВАЗ-2108



Осциллограмма изменения тормозных моментов (см. рисунок 4.32) показывает, что при служебном торможении участки нарастания OA и O'A' имеют нелинейный характер. Причем производные моментов по времени на участке OA больше, чем на участке AB. Аналогично производная от момента по времени на участке O'A' больше, чем производная момента на участке A'B'. Кривые изменения моментов имеют максимумы в точках B и B'.

Указанные отличия изменения реализуемых моментов могут быть признаками совершения служебного торможения. Поэтому отрицательный знак производной тормозного момента, характерный для экстренного торможения, не может являться критерием формирования сигналов управления, если выполняется служебное торможение.

Из анализа изменений реализуемых моментов при экстренном и служебном торможении видно, что принцип формирования сигналов управления торможением может строиться на основе отрицательного знака производной тормозного момента или по максимуму тормозного момента.

При использовании в качестве критерия максимума тормозного момента необходимо вначале установить характер изменения тормозного момента на участке AB (A'B'), т. е. должно наблюдаться уменьшение абсолютной величины производной момента на участке нарастания, и только тогда формируется сигнал управления исполнительными механизмами тормозов.

Целесообразность использования принципов формирования сигналов управления, основанных на отрицательном знаке производной или по максимуму момента, будет рассмотрена далее.

Для понимания сущности принципа на рисунке 4.33 дано схематичное представление изменения знаков производных тормозных моментов при экстренном торможении.

Натурные испытания устройств измерения тормозных моментов проводились на автомобиле ВАЗ-2108 по различным опорным поверхностям (асфальт, мокрый асфальт, уплотненный снежный покров, гололед) с разными скоростями начала торможения. Результаты показали, что при экстренном торможении четко наблюдается изменение знаков производных тормозных моментов, фактически реализуемых колесами машины. Кроме того, частотные характеристики изменения моментов на участке их колебаний зависят от характеристик опорной поверхности. Причем более

высокая частота колебаний момента присуща опорной поверхности с низким коэффициентом сцепления.

Принцип формирования сигналов управления исполнительными механизмами тормозов на основе отрицательного знака производной фактически реализуемого колесом момента доказан стендовыми и натурными испытаниями устройств измерения тормозного момента. Результаты экспериментальных исследований подтверждают, что регулярная закономерность изменения тормозного момента не зависит от характера опорной поверхности.

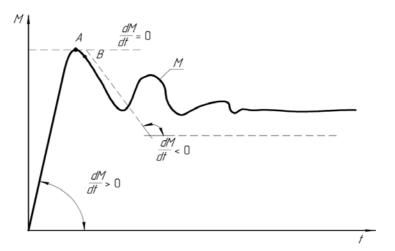


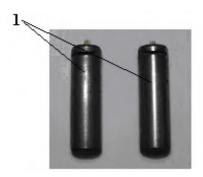
Рисунок 4.33 — Схематизированное представление изменения тормозного момента, фактически реализуемого колесом

Создание макетных образцов устройств измерения тормозных моментов (рисунок 4.34) показало всю сложность реконструкции опорных пластин тормозных механизмов для размещения электронных датчиков. Поэтому было принято решение использовать оси вращения тормозных колодок, в которых можно установить датчики измерения сил.

Был осуществлен монтаж электронных датчиков измерения сил в поворотных осях колодок барабанного тормоза автомобиля MA3-544018-320 030 (рисунок 4.35).

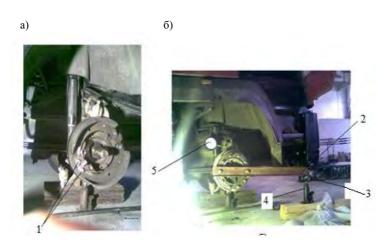
На рисунке 4.35 представлены приспособления для тарировки датчика измерения тормозного момента на автомобиле MA3-544018-320 030.

На рисунке 4.36 приведен тарировочный график, представляющий собой изменение тормозного момента в зависимости от изменения давления в тормозном приводе автомобиля MA3-544018-320-030.



1 – поворотная ось с датчиком

Рисунок 4.34 — Поворотные оси колодок тормоза с электронными датчиками измерения сил в опоре колодок автомобиля MA3-544018-320 030



1 — оси колодок тормоза с электронным датчиком; 2 — нагрузочный рычаг; 3 — динамометр сжатия; 4 — домкрат; 5 — манометр давления воздуха в приводе тормоза

Рисунок 4.35 — Монтаж электронных датчиков в поворотных осях колодок барабанного тормоза автомобиля MA3-544018-320-030 (а) и тарировочные приспособления (б)

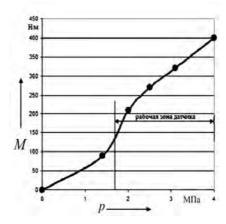


Рисунок 4.36 – Изменения тормозного момента от давления в пневмоприводе автомобиля МАЗ-544018-320-030

На рисунке 4.37 отражена осциллограмма изменения тормозного момента, полученная при натурных испытаниях экстренного торможения автомобиля МАЗ-544018-320-030 по мокрому асфальту.

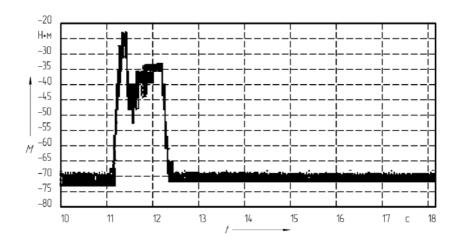


Рисунок 4.37 - Осциллограмма записи изменения тормозных моментов в барабанном тормозе при экстренном торможении автомобиля МАЗ-544018-320-030 (мокрый асфальт)

4.8 Теоретические основы измерения сил в седельно-сцепном устройстве седельного автопоезда и их практическая реализация

движения Безопасность автопоезда во многом обусловлена устойчивостью его курсового движения при торможении. Поэтому исследования процесса торможения седельного автопоезда с его специфическими особенностями представляют собой проблему повышения, прежде всего, устойчивости его движения. Одна из особенностей динамики торможения автопоезда - возникновение ударных явлений между его звеньями, которые при определенных условиях могут значительно ухудшить устойчивость АТС при торможении. Появление ударного нагружения шарнирной связи седельного автопоезда наиболее вероятно при экстренном торможении АТС, когда существует разница во времени срабатывания тормозных механизмов тягача и полуприцепа. Например, практика эксплуатации седельных автопоездов показывает, что запаздывание срабатывания тормозных механизмов полуприцепа (прицепа), по отношению к тягачу, носит регулярный характер, поэтому водители зачастую предпринимают неадекватные меры повышения безопасности отключают тормоза передней оси тягача, если предусматриваются рейсы в сложных дорожных условиях и с полной загрузкой полуприцепа.

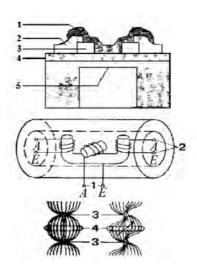
Исследованиями установлено, что время запаздывания тормозных механизмов полуприцепа, по отношению к тягачу, может составить более чем 0,6 с. Такое запаздывание объясняется тем, что масса полуприцепа (прицепа) значительно превышает массу тягача, вследствие чего износ тормозных накладок полуприцепа происходит более интенсивно, чем у тягача, а время срабатывания тормозов полуприцепа существенно возрастает и является одной из многих причин возникновения ударного импульса, воспринимаемого шарнирным пальцем автопоезда.

При наиболее неблагоприятных условиях торможения ATC, например по опорной поверхности типа «микст» (международный термин μ-split), даже незначительные ударные импульсы могут повлечь складывание звеньев автопоезда.

Первая конструкция датчика измерения сил взаимодействия между звеньями магистральной АТС, выполненного в виде магнитоупругого датчика опорно-сцепного устройства, была предложена фирмой «Бош» [3]. Принцип действия датчиков основан на принципе магнитоупругости. Полый соединительный палец содержит катушку, создающую магнитное поле. Под углом 90° к ней располагают измерительную катушку, в которой



магнитный поток отсутствует, если не приложены какие-либо усилия. Под действием нагрузки ферромагнитный материал пальца приобретает анизотропные свойства, и пропорциональный силе магнитный поток, приходящий через измерительную катушку, наводит электрическое напряжение (рисунок 4.38).

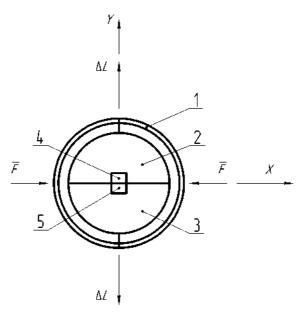


1 — первичная обмотка (подача питания); 2 — вторичная обмотка (сигнал); 3 — первичная полюсная система; 4 — вторичная полюсная система

Рисунок 4.38 – Магнитоупругий датчик опорно-сцепного устройства автопоезда

Средства электроники для питания датчика и усиления сигнала также располагаются внутри пальца. На рисунке 4.38 представлен датчик давления с металлической диафрагмой: 1- кольцо пассивации SiNx; 2- золотой контакт; 3- поликремневая диафрагма DMS; 4- изоляция SO_2 ; 5- стальная диафрагма; p- давление.

Предлагаемый датчик предназначен для измерения сил в сцепном устройстве автопоезда и систем автоматического управления торможением магистральной АТС. Основной недостаток магнитоупругого датчика заключается в том, что электрический сигнал, им выдаваемый, неустойчив к электромагнитным помехам, поэтому и по настоящее время он практически не реализован в магистральных АТС. Была разработана схема датчика измерения сил в шкворне тягово-сцепного устройства седельного автопоезда (рисунок 4.39).



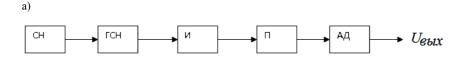
1 — упругий элемент, выполненный в виде стального кольца; 2 — передающий электронный модуль; 3 — электронный модуль обработки информации; 4 — излучатель; 5 — приемник

Рисунок 4.39 — Схема конструкции датчика измерения сил в тягово-сцепном устройстве седельного автопоезда

Передающий электронный модуль и электронный модуль обработки информации имеют жесткое крепление с упругим элементом в локальных точках, расположенных на поперечной оси датчика Y. Таким образом, при возникновении сжимающего усилия по продольной оси X датчика начинается линейное перемещение электронных модулей вдоль поперечной оси датчика Y, при котором увеличивается расстояние между излучателем и приемником.

Структуры построения электронной части датчика изображены на рисунке 4.40.

В состав структуры электронной части датчика, представленной на рисунке 4.40, а, входят следующие узлы: стабилизатор напряжения — СН; генератор синусоидального напряжения — ГСН; излучатель — И; приемник — П; амплитудный детектор — АД. В структуру электронной части датчика, приведенную на рисунке 4.40, б, дополнительно включены компенсационная обмотка — КО и нормализатор — Н.



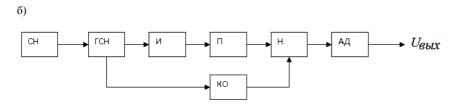


Рисунок 4.40 - Структуры электронной части датчика

Структуры построения электронной части относятся к датчикам перемещения с изменяющейся ЭДС. Излучатель и приемник выполнены в виде катушек индуктивности с трансформаторной воздушной связью. Излучатель запитан от высокочастотного генератора синусоидального напряжения с самовозбуждением. Для получения стабильных характеристик датчика ГСН питается от стабилизатора напряжения. Таким образом, в катушке приемника формируется трансформаторная ЭДС, пропорциональная величине воздушного зазора (расстояния) между Н и П. Для обеспечения линейной зависимости между выходным сигналом датчика $U_{\text{вых}}$ и линейным перемещением электронных модулей (излучателя и приемника) выходной сигнал с катушки П поступает на амплитудный детектор, который выпрямляет формирует сигнал И его амплитудное значение.

Для данной структуры построения электронной части датчика последующая обработка информации (формирование нулевых начальных условий по отношению к упругому элементу, нормирование входного сигнала) осуществляется электронной системой измерения.

Электронная часть датчика, представленная на рисунке 4.40, б, обеспечивает функции формирования нулевых начальных условий и нормирование входного сигнала самостоятельно. С этой целью дополнительно вводится компенсационная обмотка, расположенная в катушечной группе излучателя и формирующая ЭДС, независимую от линейного перемещения И и П.

Выходные сигналы П и КО вычитаются с помощью нормализатора с последующим усилением разностного сигнала до требуемого значения. При этом при нагруженном упругом элементе устанавливается нулевое значение выходного напряжения.

Принцип организации конструкции первичного датчика сцепного устройства заключается в следующем.

В качестве объекта для реализации первичного датчика выступает палец сцепного устройства. При этом используется эффект упругой деформации пальца относительно оси крепления при возникающих реакциях сил между тягачом и прицепом при различных режимах движения.

Устройство первичного датчика поясняется на рисунке 4.41.

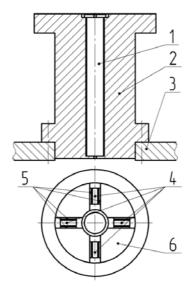


Рисунок 4.41 – Принципиальная схема устройства датчика измерения сил в пальце седельно-сцепного устройства ATC MA3

Палец 2 имеет крепление в недеформируемой базе 3. Центральный палец 1 измерительного устройства имеет также крепление относительно недеформируемой базы 3. Между 1 и 2 есть зазор, величина которого равна максимально возможной деформации пальца 2. В верхней, торцевой, части центрального пальца 1 установлены четыре излучателя 4 под углом

друг относительно друга, равным 90°, и соплоскостно с осью крепления пальцев. На четырех сегментах электронных модулей 6, закрепленных неподвижно на плоскости верхней торцевой зоны пальца 2, размещено восемь приемников 5. Приемники 5 установлены попарно с двух сторон относительно излучателей соплоскостно и соосно с нормированной величиной зазора. Таким образом, при возникающей реакции сил между базой 3 и пальцем 2 происходит упругая деформация последнего относительно центрального пальца 1, которая приводит к изменению нормированных зазоров между измерителями 4 И приемниками устройства измерения.

Если ось X является продольной осью тягача и прицепа относительно элементов сцепного устройства, то при воздействии силы F_1 на палец 2 относительно базы 3 рассматриваются ее составляющие по продольной F_{1X} и поперечной F_{1Y} осям устройства измерения, которые приводят к изменению нормированных зазоров между излучателями и приемниками $\Delta_{X,E}$ и $\Delta_{X,E}$ соответственно.

Если величина зазоров, вызванная составляющими силы F_1 , распределяется как Δ_X и Δ_Y , то формируемые зазоры между и излучателями, и приемниками будут

$$\Delta_{1X} = \Delta_{X.E.} - \Delta_{X};$$

$$\Delta_{2X} = \Delta_{X.E.} + \Delta_{X};$$

$$\Delta_{1Y} = \Delta_{Y.E.} - \Delta_{Y};$$

$$\Delta_{2Y} = \Delta_{Y.E.} + \Delta_{Y}.$$

$$(4.2)$$

При выполнении условия $\Delta_{X.E.} = \Delta_{Y.E.}$ по отношению к формируемым приемниками сигналам, согласно выражениям (4.2), будет справедливо, что

$$(\Delta_{2X} - \Delta_{1X})/2 \equiv F_{1X};$$

$$(\Delta_{2Y} - \Delta_{1Y})/2 \equiv F_{1Y}.$$

$$(4.3)$$

Таким образом, можно сделать вывод, что формируемые приемниками сигналы при их обработке, согласно выражениям (4.3), позволяют вычислить как составляющие силы F_1 , так, собственно, и ее вектор.

Измерение величины зазоров по продольной X и поперечной Y осям устройства осуществляется датчиком перемещения с изменяющейся ЭДС. Излучатели и приемники датчиков выполнены в виде катушек индуктивности с трансформаторной воздушной связью. Для обеспечения равнозначных условий работы излучатели имеют идентичное конструктивное исполнение, соединены последовательно в электрическую цепь. Питание излучателей выполняется прямоугольными, знакопеременными импульсами напряжения высокой частоты. При этом амплитуда импульсов стабилизирована. Таким образом, в катушках приемников формируется трансформаторная ЭДС, пропорциональная величине воздушных зазоров (расстояний) между излучателями и приемниками. Структурная схема построения электронной части устройства измерения представлена на рисунке 4.42.

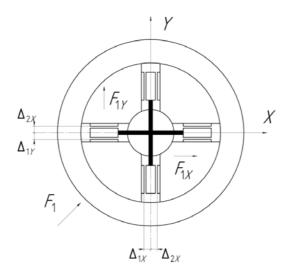


Рисунок 4.42 — Принцип измерения сил в пальце седельно-сцепного устройства ATC MA3

Электронная часть устройства измерения выполнена в виде двух модулей: модуля информационных датчиков (ИД) и модуля системы обработки информации (СОИ). Модуль ИД смонтирован прямо на пальце сцепного устройства. Модуль СОИ монтируется на раме прицепа в непосредственной близости от модуля ИД. Модуль ИД содержит четыре датчика, в состав которых входят излучатели И1–И4 и приемники П1.1–П4.1. Причем информационные датчики ИД1, ИД2 формируют информацию по координате X, а информационные датчики ИД3, ИД4 — по координате Y. При этом информация, поступающая с датчиков ИД1, ИД3, позволяет производить вычисление вектора состояния составляющей действующей силы в первом квадранте, ИД1, ИД4 — во втором, ИД2, ИД4 — в третьем, ИД2, ИД3 — в четвертом. Такой принцип построения модуля ИД способствует определению всех возможных режимов формируемых силовых воздействий в системе «тягач—прицеп».

4.9 Структура электронного устройства измерения сил в сцепке седельного автопоезда

Поскольку принцип формирования информации ИД дискретноаналоговый, то питание излучателей датчиков осуществляется от СОИ знакопеременными импульсами напряжения, фазированными с импульсами тактовой частоты процессора СОИ.

Информация с приемников, обслуживающих координату X, поступает на дискретно-аналоговый мультиплексор ДАМ1, а с приемников, обслуживающих координату Y, — на ДАМ2.

Формирование требуемых каналов связи между ИД и СОИ осуществляется дискретно-аналоговыми мультиплексорами, которыми управляет программируемый контроллер ПК. Информация с ДАМ1 и ДАМ2 поступает на два аналоговых входа ПК. При этом для обеспечения достоверной информации осуществляется дискретная, фазоимпульсная фильтрация сигналов.

Программируемый контроллер производит обработку информации в соответствии с заданным алгоритмом. Излучатели подпитываются от стабилизированного импульсного генератора СИГ, управляемого от ПК.

Связь СОИ с внешними устройствами осуществляется с помощью буферного устройства БУ. В роли внешних устройств могут выступать: электронная вычислительная машина (ЭВМ); система управления движением автомобиля (СУДА); система контроля тормозных устройств (СКТУ).

На рисунке 4.43 дана общая структурная схема построения электронной части устройства измерения сил в шкворне седельно-сцепного устройства седельного автопоезда.

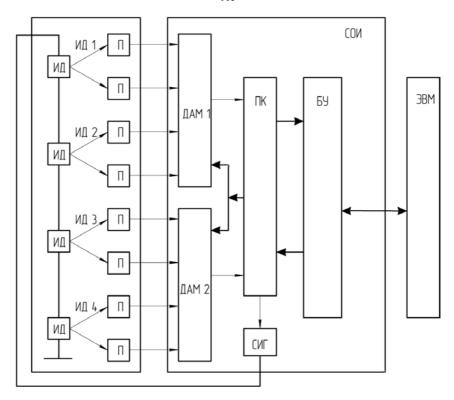


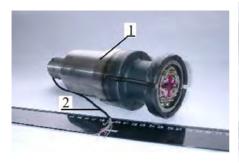
Рисунок 4.43 – Структура построения электронной части устройства

На рисунках 4.44 и 4.45 представлены общие виды шкворней с устройствами измерения сил между тягачом и полуприцепом.

Объект испытаний — автомобиль МАЗ-544018-320-030 — показан на рисунке 4.46.

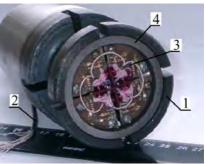
Новизна конструкции устройства измерения тормозного момента барабанного тормоза, использованного в барабанном тормозе тягача МАЗ-544018-320-030, заключается в том, что предлагаемое устройство не требует изменения ни конструкции опорной пластины, ни конструкции осей вращения колодок барабанного тормоза, что позволяет практическую реализацию датчика в штатных конструкциях тормозных механизмов.





1 - корпус пальца; 2 - проводка датчика

Рисунок 4.44 - Общий шкворень с датчиком измерения сил



корпус; 2 проводка; 3 - электронная часть; 4 - кольцо датчика

Рисунок 4.45 Электронное устройство оценки взаимовлияния звеньев седельного автопоезда



Рисунок 4.46 - Объект испытаний MA3-544018-320-030 (двигатель DAIMLER CHRAYSLER-EBPO-3) с устройством измерения тормозного момента, включенного в барабанные тормоза колес передней оси

Целесообразность использования признаков изменения производных тормозных моментов по времени в бортовой системе диагностики тормозов для отслеживания блокировок колес очевидна, т. к. именно блокировка колес характеризует качество функционирования тормоза. Однако существует сложность отслеживания блокировки колеса при различных режимах его торможения. При экстренном и служебном торможении автомобиля всегда присутствует максимум момента. Поэтому по максимумам момента невозможно установить экстренное торможение. В дальнейшем рассмотрим отличительные признаки экстренного торможения колеса путем анализа тормозных моментов.

На рисунке 4.47 представлен высокочастотный модулятор питания электронных датчиков измерения тормозных моментов в барабанном тормозе тягача MA3-544018-320-030.



Рисунок 4.47 — Высокочастотный модулятор питания электронных датчиков измерения тормозных моментов барабанного тормоза тягача MA3-544018-320-030

На рисунке 4.48 приведена осциллограмма записи изменения тормозных моментов при натурных испытаниях торможения тягача MA3-544018-320-030 по влажному песку с начальной скоростью торможения 40 км/ч без АБС.

Натурные испытания устройств измерения тормозных моментов по различным опорным поверхностям (асфальт, мокрый асфальт, уплотненный снежный покров, гололед) с разными скоростями начала торможения показали, что при экстренном торможении четко наблюдается изменение знаков производных тормозных моментов, фактически реализуемых колесом тягача. Кроме того, частотные характеристики изменения моментов на участке их колебаний зависят от характеристик опорной поверхности. Причем более высокая частота колебаний момента присуща

опорной поверхности с низким коэффициентом сцепления. Осциллограмма записи изменения тормозных моментов при натурных испытаниях датчиков измерения тормозных моментов барабанного тормоза МАЗ-544018-320-030 (мокрый асфальт, начальная скорость торможения – 30 км/ч) без АБС представлена на рисунках 4.49-4.51.

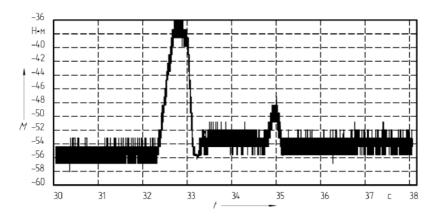


Рисунок 4.48 - Осциллограмма записи изменения тормозных моментов при натурных испытаниях датчиков измерения тормозных моментов барабанного тормоза тягача МАЗ-544018-320-030 (сухой асфальт, начальная скорость торможения – 15 км/ч)

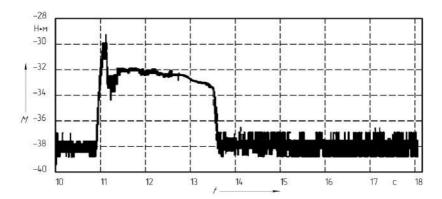


Рисунок 4.49 - Осциллограмма записи изменения тормозных моментов при натурных испытаниях датчиков измерения тормозных моментов барабанного тормоза тягача МАЗ-544018-320-030 (влажный песок, начальная скорость торможения – 40 км/ч)

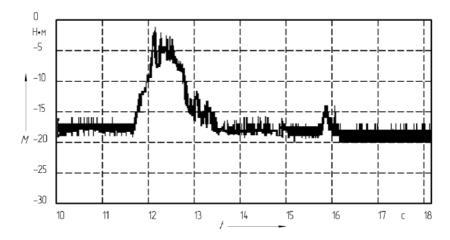


Рисунок 4.50 — Осциллограмма записи изменения тормозных моментов при натурных испытаниях датчиков измерения тормозных моментов барабанного тормоза тягача MA3-544018-320-030 (мокрый асфальт, начальная скорость торможения — $30\ \mathrm{km/4}$) без AБC

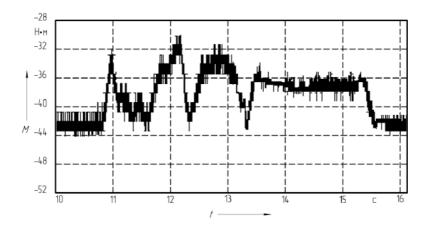


Рисунок 4.51 — Осциллограмма записи изменения тормозных моментов при натурных испытаниях датчиков измерения тормозных моментов барабанного тормоза тягача MA3-544018-320-030 с АБС (мокрый гравий, начальная скорость торможения — 15 км/ч)

В соответствии с рисунками 4.49 и 4.50 изменения тормозных моментов характеризуются выраженными максимумами и минимумами тормозных моментов.

Однако идентификация блокировки колеса (пороговое значение тормозного момента) по отрицательному знаку производной не позволяет определить максимальный момент. При отрицательном знаке производной тормозного момента происходит его уменьшение.

Анализ натурных испытаний устройств измерения тормозных моментов на автопоезде MA3 показал, что экстренное торможение колеса характеризуется следующими признаками: $\frac{dM}{dt} = 0$; $\frac{d^2M}{dt^2} = 0$.

Для понимания сущности порогового значения тормозного момента, необходимого для разработки алгоритма бортовой системы диагностики синхронности срабатывания тормозов магистральной АТС, на рисунке 4.52 дано схематичное представление изменения знаков производных тормозных моментов при экстренном торможении.

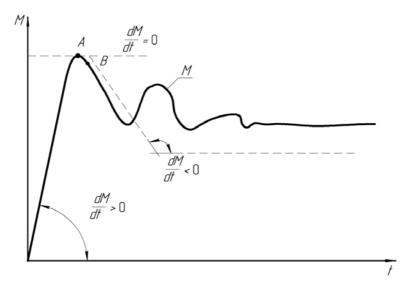
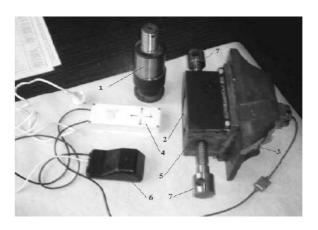


Рисунок 4.52 — Схематизированное представление изменения производной тормозного момента, фактически реализуемого колесом при скольжении пятна контакта колеса

4.10 Результаты экспериментальных исследований сил взаимодействия между звеньями автопоезда в составе тягача MA3-64229 и полуприцепа МТМ 9330

Для проведения статических испытаний устройства измерения сил в шкворне была изготовлена пресс-рама с винтовой подтяжкой (рисунок 4.53). Между пресс-рамой и шкворнем устанавливался динамометр сжатия для замера усилия (имитация нагружения шкворня).



1 — штатный палец седельно-сцепного устройства; 2 — палец седельного устройства с электронным устройством измерения сил; 3 — штатный суппорт пальца; 4 — электронный контроллер усилий в пальце с визуальной индикацией; 5 — рама для имитации усилий в пальце; 6 — блок сопряжения сигналов; 7 — нагрузочные винты

Рисунок 4.53 — Устройство, имитирующее нагрузку шкворня сцепного устройства ATC MA3 для его лабораторных испытаний

Результаты испытаний устройства измерения сил в шкворне на пресс-раме показали, что при нагрузке, действующей на шкворень (до 9 т), четко проявляется дрейф опорного сигнала, который составляет около 0,24 %. Для уменьшения дрейфа опорного сигнала была проведена дополнительная термообработка шкворня и повышена частотная характеристика источника питания электронного нормализатора (до 60 кГц). В результате характеристика выходного сигнала от электронного датчика приобрела линейный характер в диапазоне нагружения шкворня от 200 до 2000 кг, а дрейф опорного сигнала уменьшился до 0,1 %.



Электр

Результаты натурных испытаний устройства сил взаимодействия между звеньями автопоезда показали, что характерными признаками экстренного торможения АТС МАЗ по криволинейной траектории являются изменения двух составляющих сил, действующих на шкворень седельно-сцепного устройства. Кроме того, на осциллограммах экстренного торможения седельного автопоезда четко выделяется спад продольной и поперечной составляющих сил, действующих на шкворень после прохождения экстремальных значений.

Для проверки информативности устройства измерения сил в шкворне в реальных условиях были проведены натурные испытания на седельном автопоезде MA3-64229. Объект испытаний представлен на рисунке 4.54, измерительная аппаратура – на рисунке 4.55.



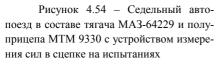
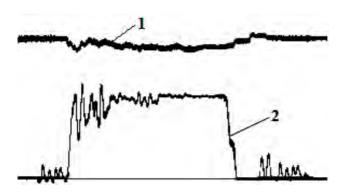




Рисунок 4.55 – Измерительная аппаратура в кабине водителя тягача MA3-64229

На рисунке 4.56 приведена осциллограмма записи изменения сил в шкворне при экстренном торможении седельного автопоезда всеми колесами осей по прямолинейной траектории. Процесс торможения автопоезда производился по мокрому асфальтобетонному шоссе с различными начальными скоростями от 15 до 25 км/ч.

С увеличением начальных скоростей торможения модули сил, действующие на шкворень, возрастали. Кроме того, более четко проявлялись боковые составляющие сил. Это можно объяснить несинхронностью срабатывания тормозов колес автопоезда, которая не была ощутима при малых начальных скоростях его торможения.



1 - силы в поперечном направлении; 2 - силы в продольном направлении

Рисунок 4.56 — Осциллограмма изменения сил взаимодействия в сцепном устройстве автопоезда MA3 на шкворне при прямолинейном торможении (опорная поверхность – сухой асфальт, начальная скорость торможения — 40 км/ч)

При идеальной синхронизации тормозов силовое воздействие на шкворень седельного автопоезда должно быть близко к нулю. Результаты изменения сил в шкворне, приведенные на рисунке 4.56, указывают на то, что при заданных условиях работы тормозного привода полуприцепа седельного автопоезда MA3 всегда существует «наезд» полуприцепа на тягач.

Испытания торможения седельного автопоезда осуществлялись с циклическим отключением тормозов полуприцепа или прицепа. При торможении седельного автопоезда с отключенными тормозами полуприцепа по криволинейной траектории радиусом 130 м с начальной скоростью торможения 30 км/ч по опорной поверхности (мокрый асфальт) отмечалось складывание звеньев поезда, сопровождаемое потерей его устойчивости и управляемости.

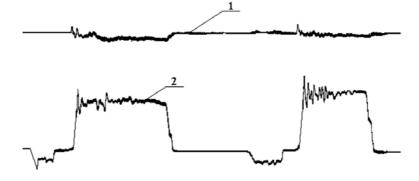
Звенья автопоезда были расположены от центра кривизны криволинейной траектории в конце торможения, что подтверждается результатами теоретических исследований. Из-за возникновения значительного импульсного момента относительно центра масс тягача происходит складывание звеньев автопоезда. Из результатов полученных экспериментальных данных следует, что при управляемом торможении автопоезда формирование сигнала управления на тормозные механизмы колес передней оси тягача должно выполняться в последнюю очередь.

Предельная скорость экстренного торможения автопоезда по криволинейной траектории радиусом 130 м по мокрому асфальто-

бетонному шоссе не превышала 30 км/ч, в связи с чем не происходило складывание звеньев седельного автопоезда. Полученные результаты указывают на то, что обеспечение устойчивости движения при экстренном торможении седельного автопоезда по криволинейной траектории на скорости более 30 км/ч возможно только при использовании эффективных автоматических систем управления торможением, исключающих складывание звеньев.

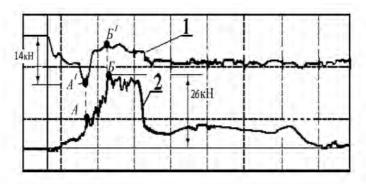
Осциллограмма изменения сил в шкворне при криволинейном торможении представлена на рисунке 4.58. В результате испытаний было установлено, что при ударном воздействии на тягач со стороны полуприцепа, времени запаздывания тормозов полуприцепа, низких значениях коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью, начальных скоростях торможения 35–40 км/ч отмечается прогрессирующее складывание звеньев магистральной АТС.

Характерными признаками торможения по криволинейной траектории являются возникновение продольной и боковой составляющих сил, действующих на шкворень седельно-сцепного устройства магистральной АТС МАЗ. Согласно рисунку 4.57 боковая составляющая силы на шкворне достигает максимума раньше, чем продольная составляющая (точки A' и A). При достижении продольной силы 2 максимального значения (точка B на рисунке 4.58) боковая сила на шкворне имеет резкий спад.



1 — сила в сцепке вдоль продольной оси тягача MA3; 2 — сила в сцепке в направлении, перпендикулярном продольной оси тягача

Рисунок 4.57 — Осциллограмма изменения сил взаимодействия в сцепном устройстве автопоезда MA3 при прямолинейном торможении при циклическом повторении торможения ATC



1 – боковая составляющая сил в шкворне; 2 – продольная составляющая сил в шкворне

Рисунок 4.58 — Осциллограмма изменения сил в шкворне автопоезда при его экстренном торможении по криволинейной траектории (торможение передними тормозами тягача)

Спад боковой силы указывает на то, что запас устойчивости автопоезда против складывания его звеньев мал. На основе анализа изменения сил на шкворне можно предположить, что резкие спады сил, действующих на шкворень, связаны со скольжением пятен контактов колес.

Визуальная оценка положения звеньев автопоезда при торможении по криволинейной траектории по мокрому асфальтобетонному шоссе представлена на рисунке 4.59. Автопоезд сохранял устойчивость движения при экстренном торможении с начальной скоростью торможения 40 км/ч, при этом складывание звеньев автопоезда не происходило.

Субъективная оценка водителем устойчивости и управляемости торможением седельного автопоезда по криволинейной траектории определена как неуверенная. Эффективность торможения при управляемом торможении снизилась на 8 %, а начальная скорость управляемого торможения повысилась приблизительно на 5 км/ч.

Анализ полученных результатов экспериментальных исследований подтвердил эффективность использования информации о силах взаимодействия между звеньями магистральной ATC в алгоритме бортовой системы мониторинга синхронности срабатывания тормозов звеньев автопоезда. Применение данной информации упредит прогрессирующее возрастание неисправностей тормозной системы магистральной ATC, будет способствовать проведению своевременного технического обслужи-

вания тормозной системы и тем самым позволит снизить вероятность возникновения ДТП с участием седельных автопоездов.



Рисунок 4.59 — Положение звеньев седельного автопоезда MA3-64229 и полуприцепа MTM 9330 в конце торможения по криволинейной траектории

Графики статических испытаний устройства измерения сил в шкворне седельно-сцепного устройства седельного автопоезда MA3 представлены на рисунках 4.60 и 4.61.

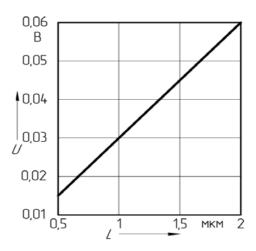


Рисунок $4.60 - \Gamma$ рафик выходного электрического сигнала от датчика измерения силы в зависимости от нагрузки на шкворень



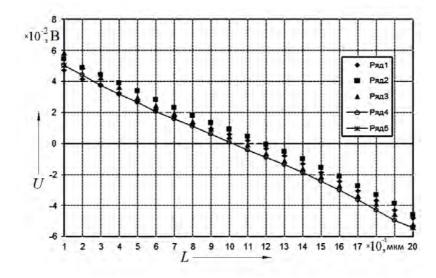


Рисунок 4.61 — График изменения выходного электрического сигнала в зависимости от нагрузки на шкворень седельно-сцепного устройства в двух взаимно перпендикулярных направлениях

4.11 Выводы

1 На основе анализа результатов стендовых и натурных испытаний устройств измерения тормозного момента доказана гипотеза о существовании регулярной закономерности изменения тормозного момента в режиме экстренного торможения автомобиля во временной связи, заключающаяся в изменении знаков производным моментов по времени. Причем временная связь характеризует формирование сигналов управления водителем при экстренном торможении и зависит от свойств тормозной системы.

- 2 Установление регулярной закономерности изменения знаков производной тормозного момента позволило сформулировать принцип формирования сигналов управления торможением, заключающийся в том, что критерием формирования сигналов управления является отрицательный знак производной от тормозного момента.
- 3 Аналоговый сигнал от индукционного датчика устройства измерения тормозного момента отличается линейностью и стабильностью в

рабочем диапазоне измерения тормозных моментов, что существенно облегчает формирование сигналов управления в алгоритмах САБ АТС.

- 4 Конструкция устройства измерения тормозного момента не требует использования сложного перфоратора (ротора) и специальной проводки, что существенно понижает стоимость источника первичной информации систем АБС.
- 5 Макетные образцы устройств измерения тормозных моментов могут быть использованы в системе диагностики тормозной системы ATC.
- 6 Анализ изменений реализуемых моментов при экстренном и служебном торможении автомобиля позволил расширить возможности алгоритма управления торможением ATC.
- 7 Аналоговый сигнал от индукционного датчика устройства измерения сил между звеньями автопоезда имеет помехоустойчивый сигнал, пропорциональный силам, действующим на шкворень в четырех направлениях.

