

Министерство образования Республики Беларусь  
Министерство образования и науки Российской Федерации  
Государственное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет»

# ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ САБ АТС НА СИЛОВОМ АНАЛИЗЕ

Под общей редакцией  
доктора технических наук, профессора И. С. Сазонова

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета  
<http://e.biblio.bru.by/xmlui/>



Могилев  
«Белорусско-Российский университет»  
2016

УДК 629.067

Рекомендовано к изданию Советом Белорусско-Российского университета  
«24» декабря 2015 г., протокол № 4

Авторы :

*И. С. Сазонов, В. А. Ким, Ки-Йонг Чой, Г. О. Котиев*

Рецензенты:

д-р техн. наук, доц., генер. директор

ООО «Специальные проекты машиностроения» *С. А. Бекетов;*

д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой «Тракторы и автомобили»

УО «Белорусская государственная орденов Октябрьской Революции  
и Трудового Красного Знамени сельскохозяйственная академия»

*А. Н. Карташевич*

**Основы** создания САБ АТС на силовом анализе :  
монография / И. С. Сазонов [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн.  
наук, проф. И. С. Сазонова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т,  
2016. – 256 с. : ил.

ISBN 978-985-492-161-7.

В монографии проведен анализ функционирования современных автоматических систем управления движением колесных машин и рассмотрены способы их совершенствования с использованием высокоинформативных источников – сил в контакте колес с опорной поверхностью и сил взаимодействия между звеньями многозвенных колесных машин. Изложены методы практической реализации систем активной безопасности колесных машин, основанных на применении высокоинформативных источников и создании бортовых систем мониторинга процесса торможения.

Предназначена для специалистов, занимающихся разработкой и проектированием систем управления движением колесных машин.

УДК 629.067

ISBN 978-985-492-161-7

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский  
университет», 2016

## Введение

Основой алгоритмов всех современных систем активной безопасности автотранспортных средств (САБ АТС) являются алгоритмы антиблокировочных систем (АБС). Мировая практика подтвердила действенность использования АБС, поэтому начиная с 1 октября 1991 г. Директива 71/320 ЕЭС и приложение к Правилам 13 ЕЭК ООН законодательно предписывают их установку на грузовые автомобили. В связи с этим эффективность САБ АТС во многом зависит от эффективности алгоритмов АБС. В настоящее время наибольшее распространение получили комбинированные САБ АТС – это совмещенные антиблокировочные и противобуксовочные системы (АБС /ПБС).

В последние годы интенсивно развиваются новые системы – системы регулирования динамики движения АТС (СРДД, VDC), системы BAS (Brake Assist), ESP (Electronic Stability Program) и др., производимые известными фирмами «Вабко», «Бош», «Лукас», «Гирлинг», «Бендикс», «Дана» и многими другими. САБ АТС решают также проблему диагностики силовых агрегатов и исполнительных систем, осуществляют мониторинг процесса движения колесных машин.

Монография посвящена созданию основ САБ АТС на базе измерения и анализа силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью и сил взаимодействия между звеньями колесных машин.

Также приведены результаты натурных испытаний новых систем управления движением колесных машин, основанных на регулярных закономерностях изменений силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью и сил взаимодействия между звеньями автопоездов.

Авторы выражают благодарность за участие в написании отдельных разделов монографии: кандидату технических наук А. В. Вашуле (подраздел 1.2), кандидату технических наук, доценту кафедры ТЭА О. В. Билык (подразделы 2.2, 4.6, 5.2), инженеру Е. А. Моисееву (подраздел 6.4), Г. В. Бочкареву (подразделы 3.4, 3.5), кандидату технических наук Ю. А. Киму (подразделы 1.2, 1.3), кандидату технических наук В. И. Василевскому (подразделы 5.4, 5.5), доктору технических наук, профессору А. Т. Скойбеде (подраздел 4.10), кандидату технических наук Н. П. Амельченко (подраздел 1.1), члену-корреспонденту НАН Беларуси, доктору технических наук, профессору Л. Г. Красневскому (подразделы 4.8, 5.2).

Авторы искренне признательны заведующему кафедрой «Автомобили» Горского аграрно-технического университета (г. Владикавказ, РФ)

доктору технических наук, профессору Мамити Герасу Ильичу и заведующему кафедрой «Автомобили и тракторы» БГСХА (г. Горки, РБ) доктору технических наук, профессору Карташевичу Анатолию Николаевичу за критические замечания, которые были учтены при подготовке монографии к изданию.

# 1 Состояние технического уровня современных САБ АТС

Проведен анализ принципов функционирования современных систем САБ АТС, а также уровня информативности алгоритмов САБ АТС, формирующих сигнал управления исполнительными механизмами колесных машин.

Использованы результаты исследований, изложенные в [1, 2, 20–26, 34–40, 44–46, 55–56, 67–78, 91–93].

## 1.1 Алгоритмы современных антиблокировочных систем автотранспортных средств

В алгоритмах современных АБС (ABS) [1–3, 7, 17, 31–34, 60] используются следующие наиболее известные принципы регулирования: 1 – регулирование по коэффициенту относительного скольжения контакта колеса; 2 – регулирование по максимальной реализации тангенциальной силы колеса; 3 – регулирование по производной от коэффициента сцепления по коэффициенту относительного скольжения контакта колеса (градиентный метод). Причем источниками первичной информации практически всех алгоритмов управления АБС являются кинематические параметры вращения колес машин. Алгоритмы управления АБС реализуют известную диаграмму, представленную на рисунке 1.1. Так, алгоритм АБС использует принцип оптимального соотношения между коэффициентом сцепления колеса с дорогой и коэффициентом относительного скольжения контакта колеса относительно опорной поверхности.

Коэффициент относительного скольжения пятна контакта  $S$  определяется по формуле

$$S = \frac{V_a - \omega_k \cdot r_k}{V_a} \cdot 100, \quad (1.1)$$

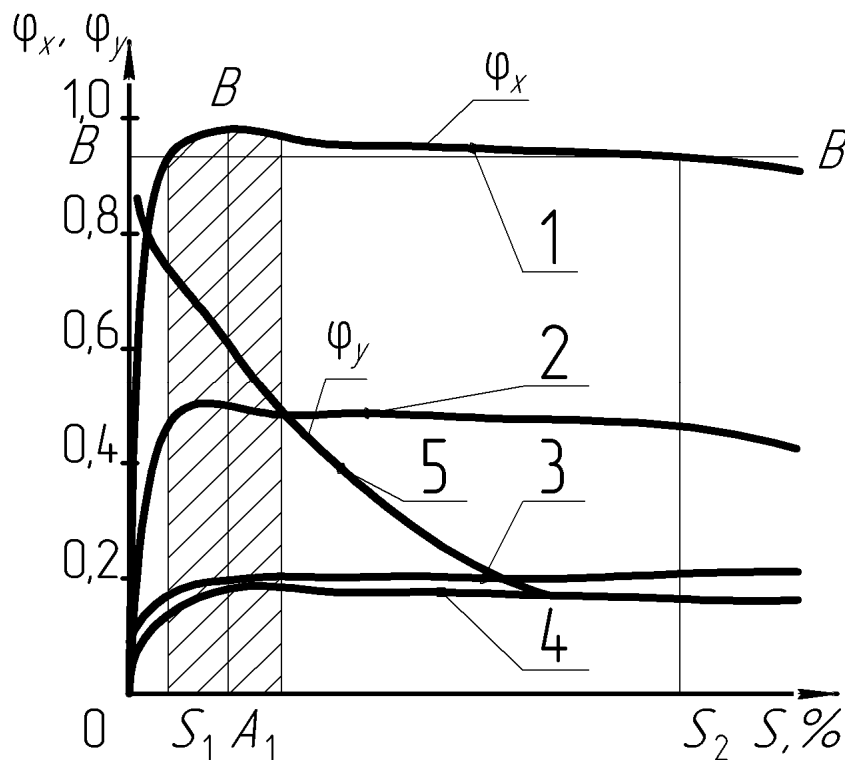
где  $V_a$  – скорость поступательного движения остова автомобиля;

$\omega_k$  – угловая скорость вращения колеса;

$r_k$  – динамический радиус качения колеса.

На рисунке 1.1 точка  $A$  соответствует коэффициенту относительного скольжения пятна контакта колеса  $S = 15–30 \%$  и характеризует максимум коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью, после которого

начинается его спад. Полагают, что именно это значение коэффициента относительного скольжения обеспечивает максимальную эффективность и достаточную устойчивость торможения АТС за счет максимального использования коэффициента сцепления колес с дорогой. В то же время исследования [1, 2, 11, 31–34] показывают, что максимум коэффициента сцепления обладает свойством дрейфа и зависит от условий сцепления колес с опорной поверхностью и формируемых водителем тормозных моментов в колесных тормозах.



1 – сухой асфальт; 2 – мокрый бетон; 3 – мокрая брусчатка; 4 – укатанный снег; 5 – значения  $\varphi_y$  на сухом асфальте

Рисунок 1.1 – Диаграмма изменения коэффициента сцеплений тормозящего колеса с опорной поверхностью в зависимости от коэффициента относительного скольжения пятна контакта колеса

Коэффициент сцепления  $\varphi_x$  – это отношение тангенциальной реакции опорной поверхности колеса  $X$  к вертикальной нагрузке колеса  $Z$ , приложенной в центре его контакта, т. е.  $\varphi_x = X / Z$ . Коэффициент сцепления  $\varphi_y$  – это отношение боковой реакции опорной поверхности колеса  $Y$  к вертикальной нагрузке  $Z$ , приложенной к колесу в центре контакта, т. е.  $\varphi_y = Y / Z$ .

Физический смысл коэффициента сцепления колеса, как это представлено на диаграмме (см. рисунок 1.1), не понимается однозначно и требует дополнительного пояснения [1, 2].

Как известно, сцепление колес зависит от характеристик дороги и шин. Важно отметить, что реакции связи колеса (тангенциальные и боковые силы) снижаются по мере скольжения его контакта. Особенно заметно уменьшение боковой силы по мере увеличения скольжения контакта колеса в продольном направлении. Именно поэтому автомобиль теряет курсовую устойчивость и управляемость при экстренных торможениях, вызывающих значительные скольжения контактов тормозящих колес. Следовательно, оценку изменения боковой силы, действующей на колесо, можно производить по изменению коэффициента сцепления в поперечном направлении  $\varphi_y$ . Коэффициент сцепления в боковом направлении, как и в продольном, зависит от боковой и вертикальной реакций колеса и определяется соотношением  $\varphi_y = Y / Z$ , где  $Y$  – боковая реакция колеса.

Для идентификации коэффициента сцеплений колеса в продольном направлении все АБС используют датчик угловой скорости колеса, электронный блок обработки информации об угловой скорости и блок формирования сигналов управления исполнительным механизмом (модулятор давления рабочего тела в тормозном приводе).

При способе регулирования по принципу отслеживания максимума  $\varphi_{сц}$  в зависимости от относительного скольжения контакта колеса  $S$  осуществляется сравнение углового замедления колеса с замедлением остова автомобиля. В последующем эти значения поддерживаются в заданных пределах (пороговое замедление). Способы задания порогового замедления тормозящего колеса достаточно подробно изложены в [1–3, 31, 32, 60].

Таким образом, основная сложность реализации алгоритмов АБС связана с определением линейной скорости  $V_a$  движения остова автомобиля, которая чаще всего рассчитывается путем осреднения угловых скоростей вращения колес машины. Данный факт подтверждается множеством ранних патентов на АБС.

Недостаток рассмотренных методов обусловлен еще и тем, что ни проскальзывание, ни замедление колеса не несут достаточной информационной нагрузки, необходимой для определения сил в контакте колеса с дорогой. Поэтому непосредственное использование информации о силах в контакте колес с опорной поверхностью, пропорциональных  $\varphi_{сц}$ , является очевидным. В связи с этим в некоторых комбинированных

системах вместо информации об относительном скольжении контактов колес  $S$  применяют заведомо заданное замедление. При этом возникает немало вопросов, связанных с адаптацией алгоритма к изменяющимся характеристикам опорной поверхности. Например, если на диаграмме (см. рисунок 1.1) провести сечение  $B-B$ , то видно, что одной и той же величине коэффициента сцепления соответствуют разные значения коэффициента относительного скольжения  $S-S$ . Следовательно, алгоритм определения сцепления по относительному скольжению однозначно не может обеспечить устойчивость автомобиля при торможении, поэтому существует множество методов регулирования.

Современные АБС реализованы по следующим методам регулирования [1–4, 7]: IR (Individuelle Regelung) – индивидуальное регулирование; InR (Indirekte Regelung) – косвенное регулирование; SH (Select-High) – регулирование по высокому порогу; SL (Select-Low) – регулирование по низкому порогу. Соответствующими их модификациями являются: MIR (Modifizierte Individuelle Regelung) – модифицированное индивидуальное регулирование; InIR (Indirekte Individuelle Regelung) – косвенное индивидуальное регулирование; InSR (Indirekte Seitenregelung) – косвенное бортовое регулирование; MAR (Modifizierte Achsregelung) – модифицированное осевое регулирование; MSR (Modifizierte Seitenregelung) – модифицированное бортовое регулирование.

Индивидуальное регулирование IR предусматривает регулирование торможения каждого колеса машины в соответствии с дорожными условиями его сцепления с рассчитанным темпом и частотой изменения давления в приводе. Использование принципа IR позволяет достигать высокой эффективности торможения при движении по однородной поверхности и постоянстве нормальных реакций опорной поверхности колес (равномерная нагрузка на колеса автомобиля). В то же время при разных сцеплениях колес по бортам автомобиля, при маневрировании, неравномерной загрузке автомобиля или движении по дороге с поперечным уклоном торможение по принципу IR не обеспечивает требуемых управляемости и устойчивости.

Косвенное регулирование InR – принцип управления давлением в тормозной камере колеса, использующего информацию о состоянии иного колеса. Это чисто технический прием разработчиков АБС, удешевляющий стоимость за счет того, что количество датчиков минимально. При этом, соответственно, снижаются требования к логическому устройству. Такой принцип регулирования применяют для прицепов и полуприцепов АТС.



Регулирование по высокому порогу SH основано на регулировании давления в тормозном приводе, реализующем алгоритм максимального использования сцепления колеса, находящегося в наилучших условиях по сцеплению.

Регулирование по низкому порогу SL организовано аналогично, но по алгоритму IR. Очевидно, что высокопороговое регулирование обеспечивает эффективность торможения, но управляемость и устойчивость снижаются по тем же причинам, что и для принципа IR.

Низкопороговое регулирование имеет явные преимущества в части обеспечения управляемости и устойчивости, но при этом теряется эффективность торможения, т. к. HR не используются полностью потенциальные возможности по сцеплению колеса.

Принципы SH и SL в «чистом» виде не применяются в АБС, т. к. они неэффективны в условиях типа «микст», при криволинейном движении машины и других сложных ситуациях.

Модифицированное индивидуальное регулирование MIR – принцип работы АБС, позволяющий достигать оптимального соотношения между обеспечением необходимой тормозной эффективности и достаточными управляемостью и устойчивостью. Для реализации такого регулирования каждое колесо должно иметь индивидуальный информационный канал, а также обмен информацией и расчет компромиссных сигналов управления для каждого колеса. Использование принципа MIR способствует высокой эффективности торможения при движении по однородной поверхности дороги и равномерной загрузке автомобиля, т. к. возможна реализация максимального тормозного момента на каждом из колес. В то же время в условиях типа «микст» при маневрировании, неравномерной загрузке автомобиля или движении по дороге с поперечным уклоном торможения по принципу MIR обеспечиваются достаточные управляемость и устойчивость АТС.

Алгоритм MIR, работающий по принципу SL, прекращает фазу повышения и начинает фазу понижения давления для LR и одновременно фазу выдержки для HR, в отличие от алгоритма IR, при котором давление в тормозной камере HR нарастало бы до достижения «уставки». После того, как ускорение входит в допустимые пределы, при повторном прохождении порога замедления тенденция снижения замедления сменяется фазой выдержки давления и одновременно фазой понижения давления, которая через расчетное (относительно длительности фазы понижения на LR) время сменяется также фазой выдержки. Длительность фазы понижения давления для HR рассчитана таким образом, чтобы

обеспечить в тормозной камере (цилиндре) HR уровень давления, несколько больший, чем в LR (степень чувствительности MIR). Когда скорость LR достигает порогового значения, для тормозящих колес начинается синхронное чередование фаз повышения и поддержания давления. Последующие циклы организованы аналогично, но отличаются тем, что разность давления в тормозных камерах (цилиндрах) LR и HR от цикла к циклу будет постепенно расти, пока давление для HR не приблизится к значению, адекватному условиям сцепления. Таким образом, за счет плавного перехода в процессе торможения с принципа регулирования SL на принцип IR постоянно возникающий инерционный момент автомобиля относительно вертикальной оси можно компенсировать своевременным воздействием на рулевое управление. В результате достигаются необходимые управляемость и устойчивость, а также максимальная эффективность торможения, но только тогда, когда пороговое значение «уставка» соответствует характеристикам.

Из вышеизложенного можно сделать вывод, что использование алгоритма MIR целесообразно для регулирования управляемых колес, а также колес поворотных осей прицепов.

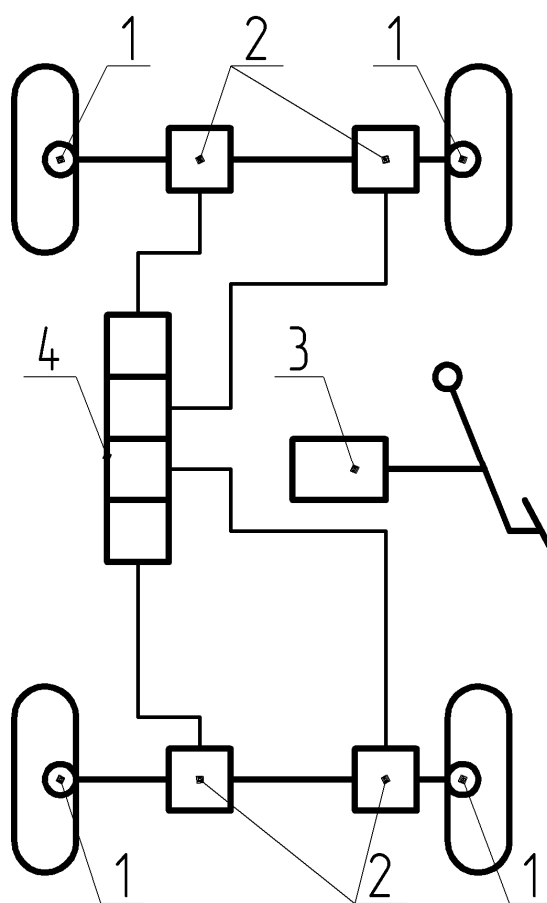
Индивидуальное регулирование InIR применяют на многоосных полуприцепах и прицепах. InIR – регулирование по принципу IR колес одного моста, имеющих прямой информационный канал (т. е. индивидуальный датчик для каждого колеса), с управлением тормозного давления каждым отдельным модулятором, одновременно управляющим близко-расположенным колесом одного с ним борта.

В основе модифицированного регулирования (MAR) и модифицированного бортового регулирования (MSR) лежит принцип SL, позволяющий снизить стоимость АБС. MAR и MSR регулирования применяются на многоосных полуприцепах и прицепах, в частности MAR – для регулирования управляемых колес автомобиля и полуприцепов. Их практическая реализация требует использования одного модулятора, который производит регулирование давления в тормозных камерах пары колес. При этом регулирование IR ведется по LR, при котором отслеживается тенденция колес оси к блокированию, а давление в тормозной камере HR равно давлению в тормозной камере LR. Очевидно, что эффективность торможения при использовании принципа MAR невысока, а его применение для каждого конкретного случая требует тщательной оценки.

Вышерассмотренные методы регулирования достаточно подробно изложены в [1–3, 30, 31, 60]. Каждый из приведенных методов обладает теми или иными недостатками.

Совершенствование алгоритмов АБС, использующих кинематические параметры, осуществляется путем повышения информативности посредством включения дополнительных датчиков кинематических параметров. В свою очередь, это приведет к усложнению алгоритмов и, соответственно, удорожанию системы регулирования.

Анализ методов регулирования АБС показывает, что преимущества того или иного способа АБС неизбежно связаны с экономическими факторами, а выбор метода прямо зависит от информативности системы. Так, например, самая эффективная и дорогая система с индивидуальным регулированием давления представлена на рисунке 1.2.

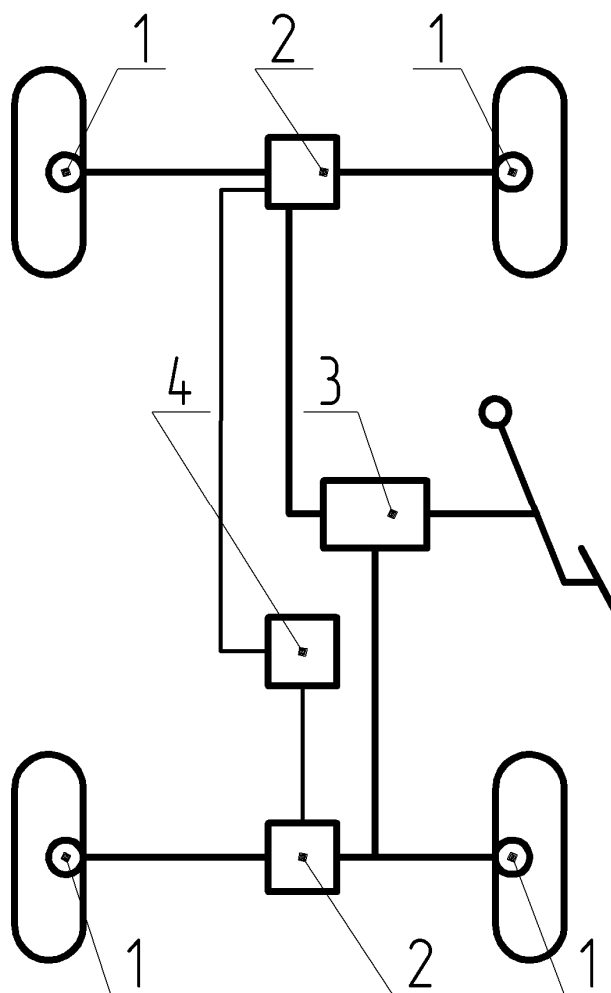


1 – датчик кинематических параметров колеса; 2 – электроклапан регулирования давления в колесном цилиндре; 3 – главный тормозной цилиндр; 4 – четырехканальный электронный блок управления

Рисунок 1.2 – Схема АБС с индивидуальным регулированием (IR)

Таким образом, АБС решает главную задачу – обеспечение устойчивости движения АТС при торможении, но при этом теряется эффективность торможения.

В последнее время на автомобилях чаще всего используют интегрированные четырехканальные АБС/ПБС, а для дешевых моделей (рисунок 1.3) все еще ведутся разработки упрощенных вариантов АБС, встраиваемых в серийные тормозные системы. АБС перевернула представление об уровне безопасности движения колесных машин. На сегодняшний день эта система входит в список необходимого оборудования практически каждого АТС. Ведущие автомобильные фирмы убеждены, что экономить на АБС нельзя. Однако совершенствование АБС за счет повышения информативности, что на самом деле и происходит в более модернизированных системах управления движением АТС, связано с серьезными экономическими затратами.



1 – датчики кинематических параметров колес; 2 – модуляторы; 3 – главный тормозной цилиндр; 4 – электронный блок управления

Рисунок 1.3 – АБС с четырьмя датчиками, двумя модуляторами и двухканальным электронным блоком управления

Основы алгоритма АБС также используются в противобуксовочных системах (ПБС) для регулирования тягового режима движения колесных машин (автомобили и тракторы).

## ***1.2 Основы алгоритмов противобуксовочных систем***

Принцип функционирования ПБС (ASR) состоит в том, что, когда формируемый оператором АТС крутящий момент превышает момент по условиям сцепления колес с опорной поверхностью, противобуксовочная система поддерживает и формирует сигнал управления на исполнительные механизмы с целью установления величины проскальзывания ведущих колес в пределах допустимого уровня. Совмещение систем АБС и ПБС оправдано тем, что алгоритмы их функционирования аналогичны, т. е. критерии формирования сигналов управления ПБС основываются на той же диаграмме изменения коэффициента сцепления от величины относительного скольжения колеса, полагая, что диаграмма для тягового режима имеет зеркальное отображение диаграммы тормозного режима движения (рисунок 1.4). В то же время необходимо отметить, что имеются некоторые противоречия в теории тягового и тормозного режимов движения машин. При использовании диаграммы изменения коэффициентов сцепления для ПБС коэффициент относительного скольжения определяют по формуле [1–3, 32, 60, 70]

$$S = \frac{\omega_k \cdot r_k - V_a}{\omega_k \cdot r_k} \cdot 100 \%. \quad (1.2)$$

Из формулы (1.2) следует, что при скорости поступательного движения остова машины  $V = 0$  и угловой скорости вращения колеса  $\omega \neq 0$  величина относительного скольжения равна 100 %.

Иногда для определения абсолютной величины проскальзывания контакта колеса в тяговом режиме используют выражение, полученное в [1–3, 32, 60, 62],

$$S = \omega_k \cdot r_d - V_a, \quad (1.3)$$

где  $\omega_k$  – угловая скорость вращения колеса;

$r_d$  – динамический радиус качения колеса;

$V_a$  – скорость поступательного движения остова автомобиля.

Для понимания принципа функционирования ПБС рассмотрим систему фирмы «Вольво» [1–3, 32, 60]. Электронная система управления

тяговым усилием ETC (Electronic Traction Control), которая разработана фирмой «Вольво», автоматически снижает мощность двигателя на опорных поверхностях с низкими значениями коэффициентов сцепления колес путем отключения некоторого числа цилиндров двигателя.

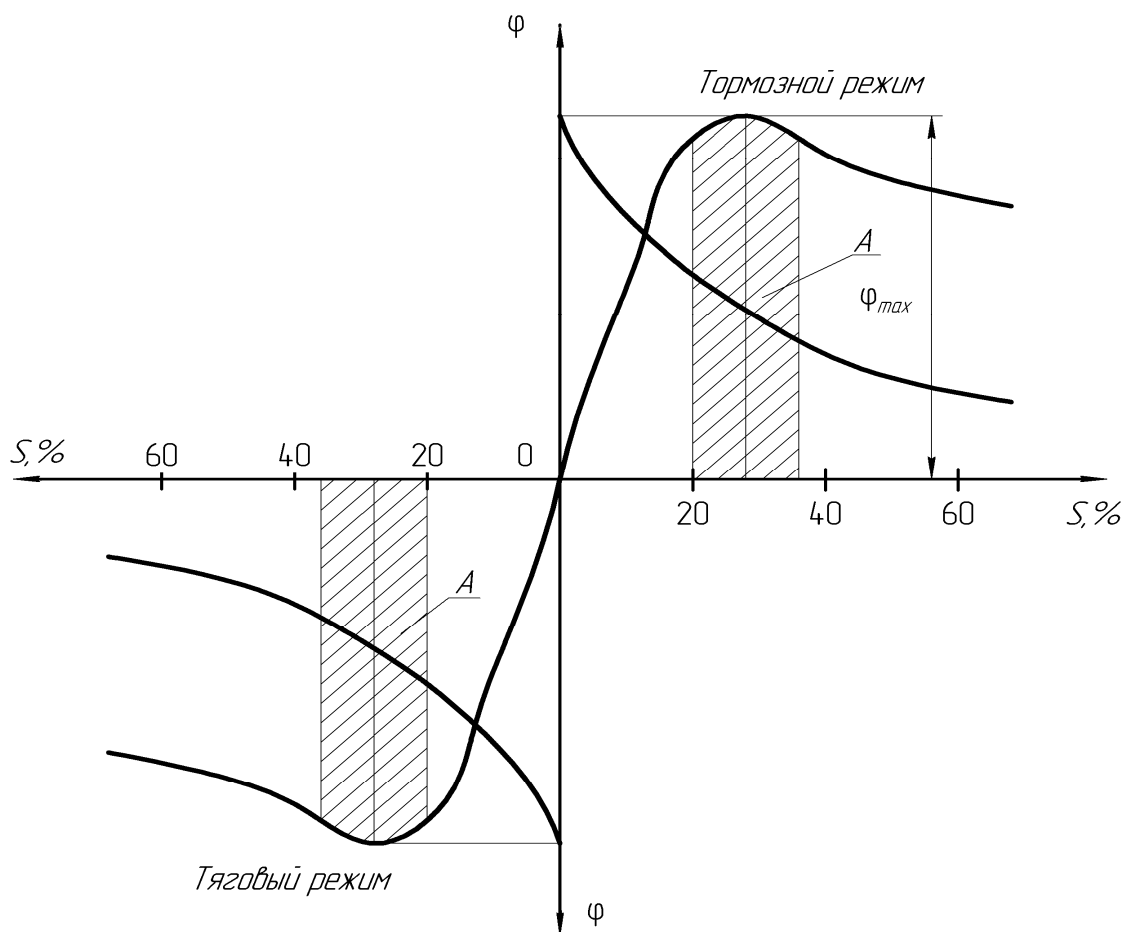


Рисунок 1.4 – Изменение коэффициента сцепления  $\varphi$  в зависимости от коэффициента относительного скольжения  $S$  пятна контакта колеса

Принципиальная схема управления представлена на рисунке 1.5. ПБС содержит блок управления 6 четырех датчиков угловой скорости колес 1, датчика давления 2 во впускном трубопроводе, выключателя положения дроссельной заслонки 3, блока усилителей 5 и сигнальной лампы 7. Система функционирует следующим образом. В блок управления заложены табличные данные о допустимых соотношениях степени буксования и тягового усилия колес для шести типов дорожного покрытия.

Для определения величины буксования ведущих колес используют показания датчиков, установленных на ведущих и ведомых колесах автомобиля. Тяговое усилие рассчитывается на основе измерения

разрежения во впускном трубопроводе, измеряемого датчиком. Кроме того, осуществляется контроль за количеством работающих цилиндров и частоты вращения коленчатого вала двигателя, фиксируемых электронной системой зажигания/впрыска 4.

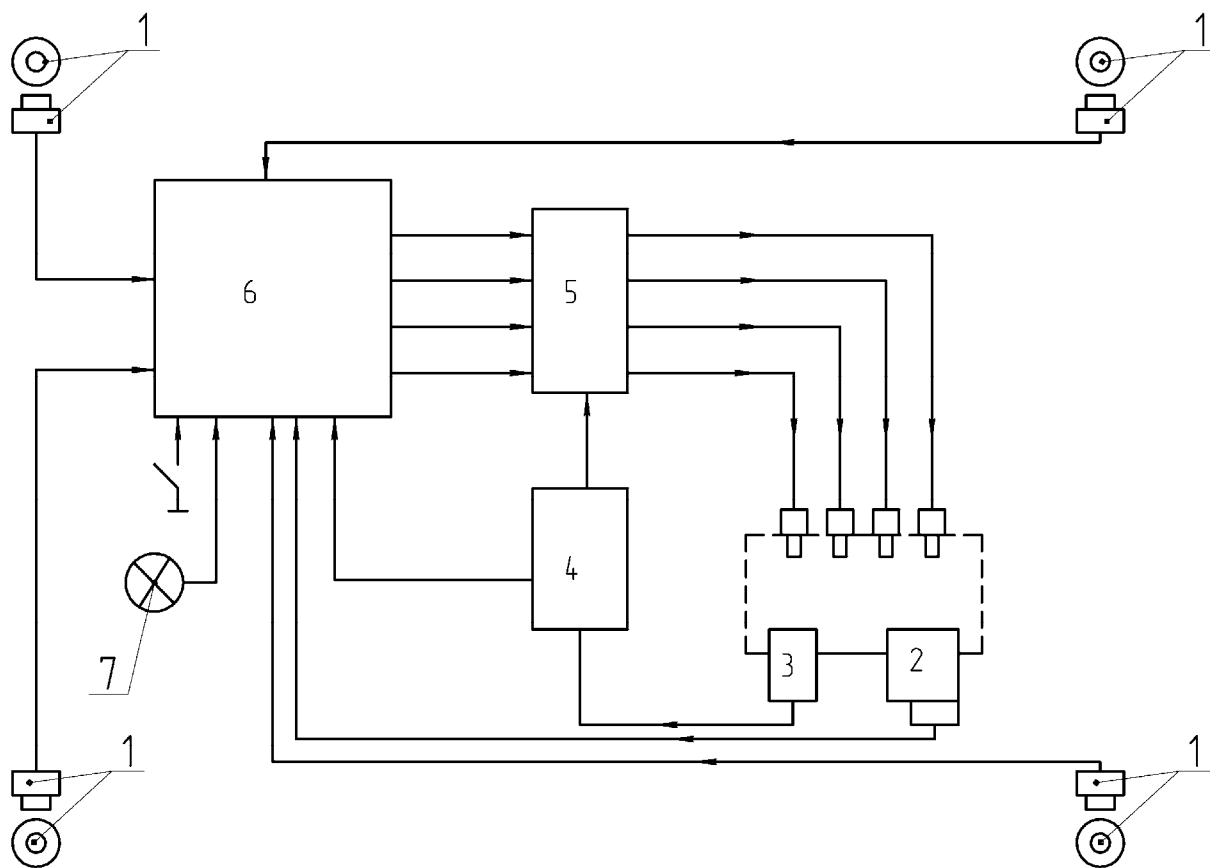


Рисунок 1.5 – Схема противобуксовочной системы фирмы «Вольво»

Тип дорожного покрытия рассчитывается компьютером на основе текущего соотношения между тяговым усилием и величиной буксования. Для каждого типа дорожного покрытия составляется таблица предельных значений величины буксования, при которых производится отключение очередного цилиндра.

Перед началом регулирования полагают, что автомобиль движется с максимальным использованием коэффициента сцепления, при котором работают все цилиндры двигателя, развивая максимальное давление сгорания газов в цилиндрах. В случае перехода на опорную поверхность с более низким коэффициентом сцепления, при реализации двигателем того же момента, буксование увеличивается, а тяговое усилие уменьшается пропорционально изменению коэффициента сцепления.

Компьютер проводит расчет коэффициентов сцеплений и осуществляет регулирование путем уменьшения количества работающих цилиндров по новой комбинации «величина буксования/число работающих цилиндров».

Система предусматривает два режима работы: нормальный, при скорости автомобиля более 40 км/ч, и режим разгона до скорости 40 км/ч. Для второго режима предусмотрены большие значения допустимого проскальзывания ведущих колес.

Известна ПБС фирмы «Вольво» [1–3, 31, 60], которая производит регулирование с последовательным воздействием на турбонаддув и подачу топлива. В этой системе, если разность угловых скоростей ведомых и ведущих колес превышает пороговое значение (например, на 5 %), блок управления формирует сигнал управления на открытие заслонки системы наддува и перепуск отработавших газов в обход турбины. Давление наддува падает, мощность двигателя снижается. Если эти мероприятия не приводят к уменьшению буксования, то блок управления начинает воздействовать на электроклапаны форсунок, сокращая подачу топлива. Снижение подачи топлива осуществляется прямо пропорционально изменению буксования колес.

Фирма «ФАГ Кюгельфишер» разработала более простую и дешевую ПБС с воздействием на тормозные механизмы ведущих колес под названием *Electronischen Differentialbremse EDS* («Электронная блокировка дифференциала»). Система позволяет повысить уровень проходимости и динамику разгона при движении по опорной поверхности типа «микст». Принципиальная схема системы представлена на рисунке 1.6.

В электронный блок управления 7 поступают сигналы с датчиков 2 угловой скорости колеса. Если разность скоростей выходит за пределы, характерные для криволинейного движения, то блок управления подает команду на притормаживание забегающего колеса посредством пневмогидравлического модулятора 4.

Модулятор представляет собой вакуумный цилиндр, к которому с обеих сторон присоединены гидроцилиндры, а трубопроводы связаны с магистралями рабочих тормозных цилиндров 3. Вакуумный цилиндр разделен поршнем на две полости. Поршень может независимо перемещать поршни гидроцилиндров модулятора. Обе полости вакуумного цилиндра связаны с воздушным насосом 5, который в зависимости от направления вращения электродвигателя 6 создает в полостях избыточное давление или вакуум. При поступлении от управляющего блока сигнала, указывающего на повышенную пробуксовку одного из колес, насос



включается, поршень вакуумного цилиндра перемещается и воздействует на поршень соответствующего гидроцилиндра. Дальнейшее движение поршней приводит к появлению давления в соответствующем колесном тормозном цилиндре. Буксующее колесо затормаживается, в результате чего на другое колесо через дифференциал 1 передается дополнительный крутящий момент, по величине равный тормозному моменту. Таким образом, из-за притормаживания буксующего колеса получается эффект, аналогичный блокировке дифференциала. Данное положение поршней модулятора сохраняется до тех пор, пока значения угловых скоростей не сравняются или скорость автомобиля не достигнет 40 км/ч, после чего модулятор отключается.

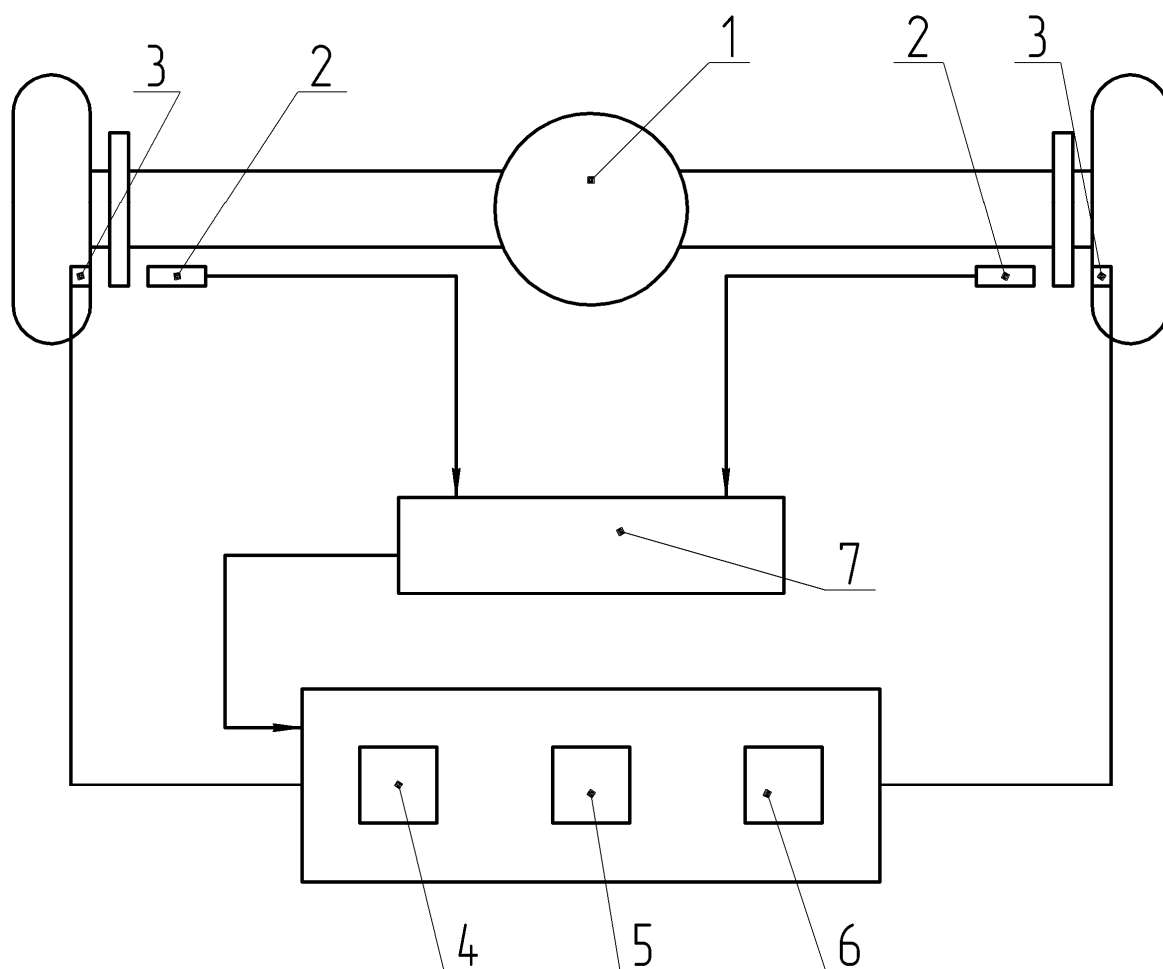
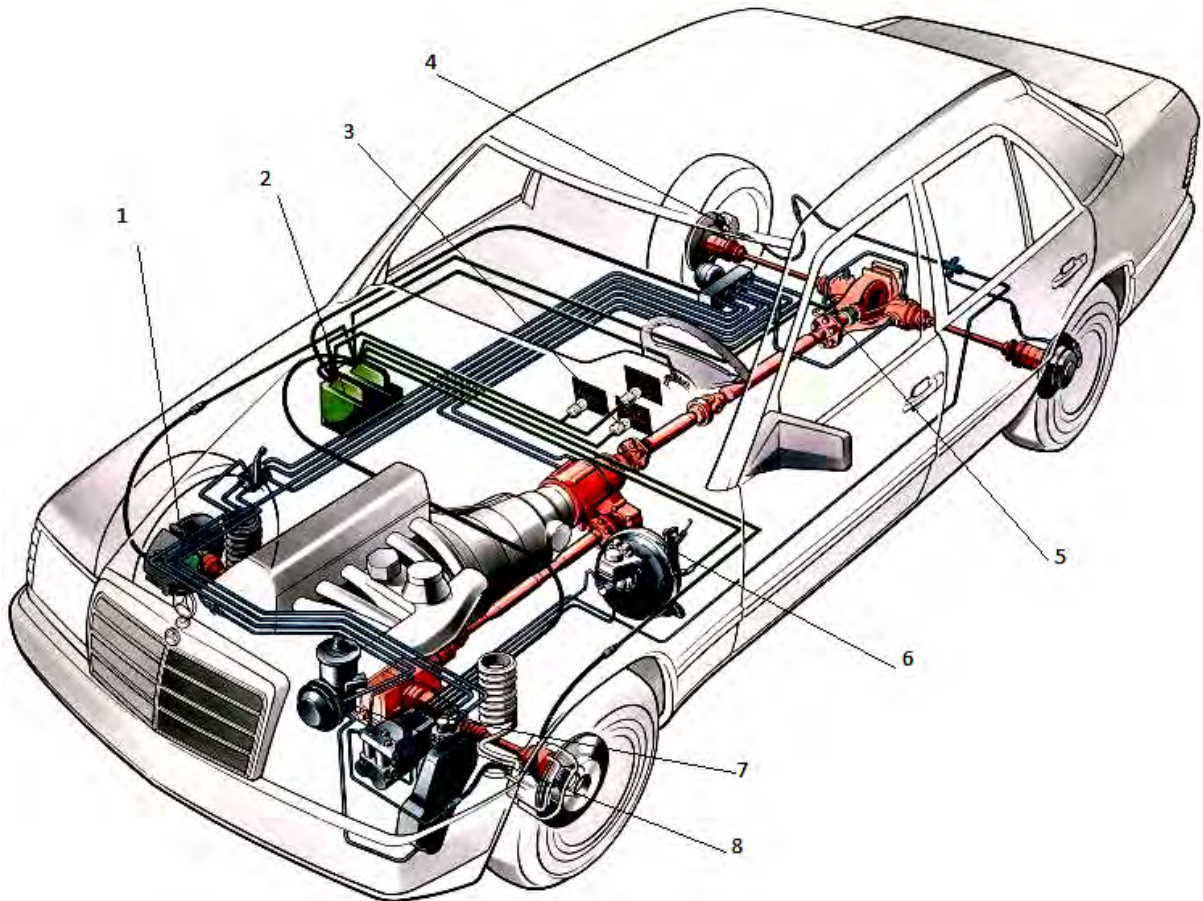


Рисунок 1.6 – Схема противобуксовочной системы фирмы «ФАГ Кюгельфишер»

Использование пневмогидравлического модулятора позволяет избежать больших градиентов давления в колесных цилиндрах, чем обеспечивается плавный процесс регулирования. При торможении противо-

буксовочная система отключается посредством сигнала, получаемого от выключателя, фиксирующего положение педали тормоза.

Фирма «Даймлер-Бенц» в целях улучшения тяговых свойств и повышения активной безопасности автомобилей разработала автоматическую электронно-управляемую систему 4-MATIC, которую по выполняемым функциям можно отнести к противобуксовочным. Схема компоновки элементов системы показана на рисунке 1.7 [1–3, 32, 60].



1, 4 – датчики угловых скоростей вращения колес; 2 – электронные блоки ABS-2 и 4-MATIC; 3 – датчик угла поворота рулевого колеса; 5 – гидравлически блокируемый дифференциал; 6 – главный тормозной цилиндр; 7 – гидроагрегат ABS-2; 8 – насос

Рисунок 1.7 – Схема компоновки элементов системы 4-MATIC на легковом автомобиле

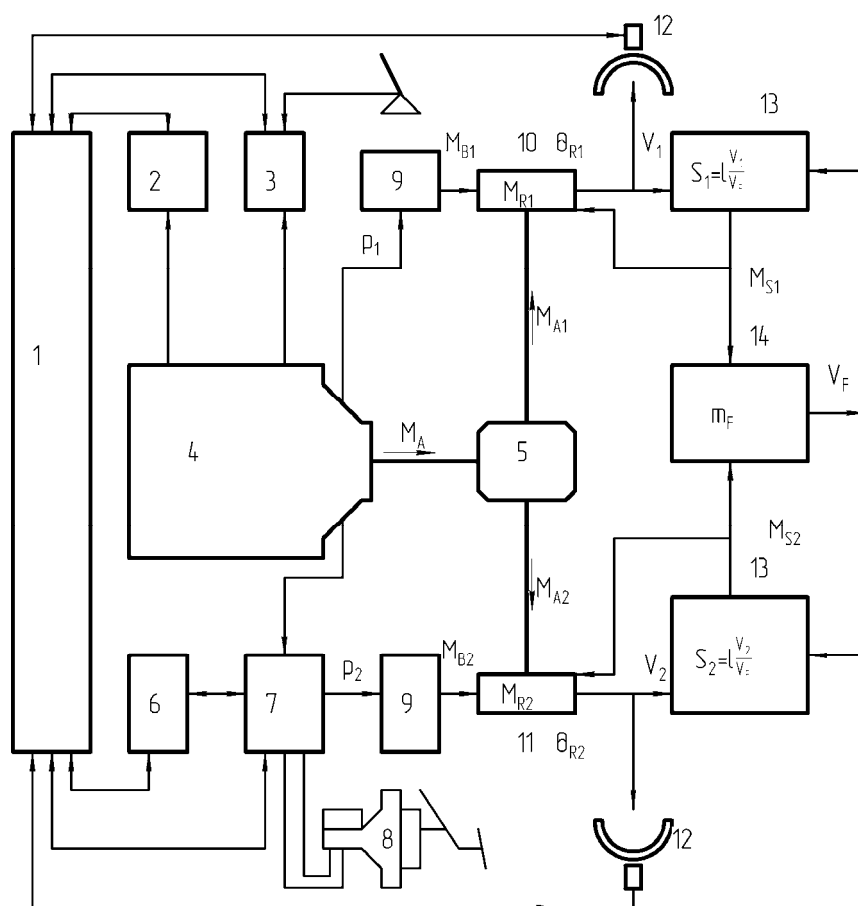
Система в качестве информационных элементов использует три датчика АБС (два на передней оси и один на задней) и датчик угла поворота рулевого колеса. При необходимости могут осуществляться автоматическая блокировка межосевого дифференциала повышенного

трения и блокировка межколесного заднего дифференциала повышенного трения. Дифференциалы блокируются при подаче жидкости от гидроагрегата системы 4-MAT1C.

### 1.3 Комбинированные системы САБ АТС (АБС/ПБС)

Противобуксовочная система (ПБС, ASR) поддерживает проскальзывание ведущих колес в пределах допустимого уровня, выполняя следующие функции: повышение силы тяги, поддержание курсовой устойчивости автомобиля. Комплексные системы АБС/ПБС представляют собой системы с замкнутой обратной связью.

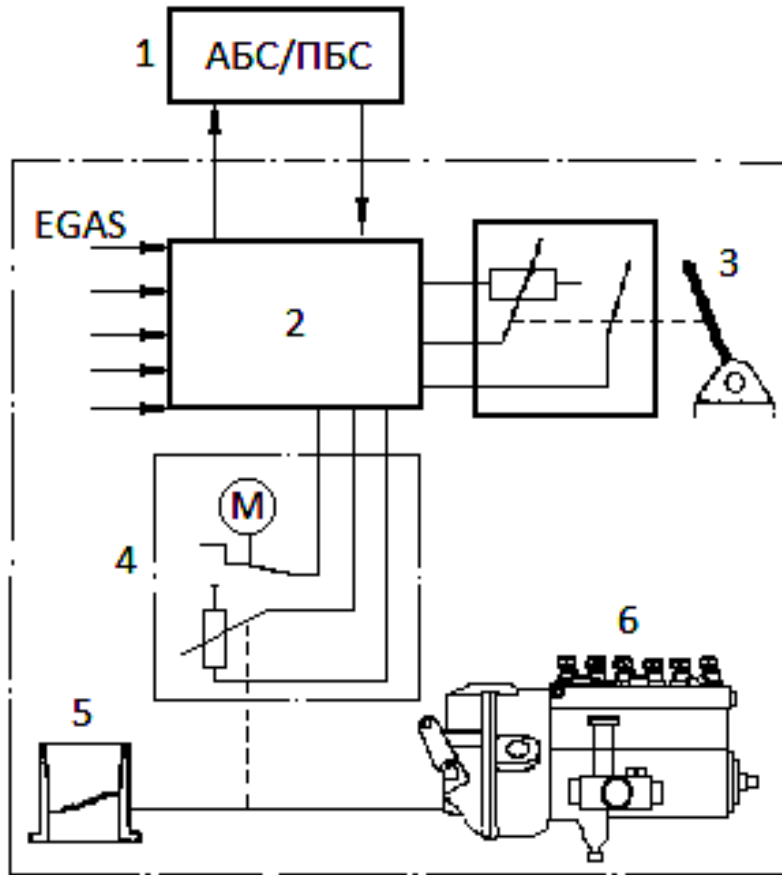
Для регулирования момента на ведущих колесах при замкнутой обратной связи система АБС/ПБС фирмы «Бош» (рисунок 1.8), например, использует электронное управление (EGAS).



1 – блок управления АБС/АSР; 2 – блок управления Motronic; 3 – блок управления EGAS; 4 – двигатель, сцепление, коробка передач; 5 – главная передача; 6 – источник давления АSР; 7 – гидравлический модулятор АБС; 8 – главный тормозной цилиндр; 9 – колесные тормоза; 10 – колесо 1; 11 – колесо 2; 12 – датчик частоты вращения колеса; 13, 14 – блок обработки информации

Рисунок 1.8 – Принципиальная схема управления АБС/ПБС для легкового автомобиля

Принципиальная схема управления двигателем представлена на рисунке 1.9 [3].



1 – блок управления АБС /ПБС; 2 – блок управления контроллером EGAS; 3 – педаль управления дроссельной заслонкой; 4 – серводвигатель; 5 – дроссельная заслонка; 6 – топливный насос

Рисунок 1.9 – Принципиальная схема управления двигателем для системы ПБС

В системе положение педали подачи топлива в двигатель определяется с помощью электронного датчика, сигнал от которого поступает в блок обработки и формирования сигналов управления. Серводвигатель реагирует на сигнал управления посредством восстановления позиции дроссельной заслонки (или рычага управления топливным насосом в дизельных двигателях), затем он передает данные о положении дроссельной заслонки снова в блок управления.

Короткое подтормаживание колес, как правило, используется в качестве дополнения к работе EGAS. При этом улучшение тяговой характеристики обеспечивается получением минимального относительного проскальзывания контакта колеса относительно опорной поверхности.

Гидравлический модулятор ABS системы фирмы «Бош» одновременно служит исполнительным механизмом ПБС.

Соленоидные клапаны ABS позволяют быстро и точно регулировать тормозной момент на ведущих колесах.

Из анализа современных систем ABS/ПБС следует, что основой функционирования ПБС служит система ABS, в которой источниками первичной информации являются те же датчики кинематических параметров колес, а для формирования сигналов управления используется известная диаграмма (см. рисунок 1.4) изменения коэффициентов сцепления в зависимости от коэффициента относительного скольжения пятна контакта колес. Причем более сложные системы ПБС производят расчеты силовых факторов в контакте колес АТС с опорной поверхностью.

Исполнительными механизмами системы ABS/ПБС (агрегатами) служат тормозные механизмы, двигатель и автоматические системы блокировки межосевых и межколесных приводов. Причем при использовании тормозных механизмов повышение тяговых качеств достигается за счет диссипации энергии в самих тормозных механизмах. При блокировке межколесного дифференциального механизма отсутствует гарантия появления значительного разворачивающего момента. Если в качестве исполнительного механизма используется блокировка межосевого дифференциального механизма, то такое регулирование не застраховано от возникновения циркуляции мощности в трансмиссии и значительных разворачивающих моментов.

В приведенных вариантах регулирования отсутствует логика построения приоритетных сигналов управления, формирующих сигналы управления исполнительными механизмами, что представляется весьма важным.

В развитии систем ABS/ПБС просматривается тенденция повышения уровня информативности с помощью увеличения числа датчиков кинематических параметров. Например, в более сложные системы, как было отмечено ранее, включены датчики углов поворота управляемых колес автомобиля.

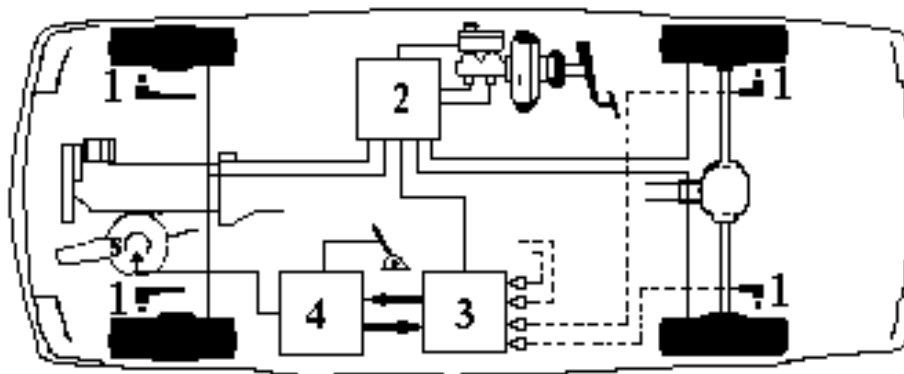
Недостаток способа управления ПБС в том, что критерием формирования сигналов управления является заведомо заданная разность угловых скоростей вращения ведущих колес автомобиля. Подобная заставка ориентирована на установление того факта, что условия сцепления ведущих колес различны и автоматическая система должна формировать сигнал управления двигателем, тормозами и приводами с целью повышения тяговых свойств машины.

Необходимо отметить наиболее существенный недостаток алгоритмов АБС/ПБС – это отсутствие обоснований по приоритетным сигналам формирования сигналов управления исполнительными механизмами, агрегатами.

Например, применение одного из способов, позволяющего повысить тяговые свойства машины (блокировка межколесного дифференциального механизма), может отрицательно повлиять на устойчивость движения АТС при больших скоростях.

Наращивание информативности систем АБС/ПБС за счет увеличения числа датчиков кинематических параметров связано с необходимостью более точного определения коэффициента сцепления или же силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью (тормозной момент, сила тяги). Сама проблема установки дополнительных датчиков не составляет особых технических трудностей. Однако алгоритм обработки информации становится сложнее, и вместе с этим стоимость системы существенно повышается.

Компоненты системы АБС/ПБС представлены на рисунке 1.10.



1 – датчик частоты вращения колеса; 2 – гидравлический модулятор АБС/ПБС; 3 – блок управления АБС/ПБС; 4 – блок управления EGAS

Рисунок 1.10 – Элементы системы АБС/ПБС

Анализ функционирования АБС/ПБС показывает, что наиболее непросто реализуется алгоритм обеспечения устойчивости движения, для которого необходимо определение (измерение) боковых реакций колес.

В алгоритмах существующих АБС/ПБС также наблюдается дефицит информации, поэтому повышение информативности современных САБ за счет увеличения датчиков кинематических параметров является реальной необходимостью.

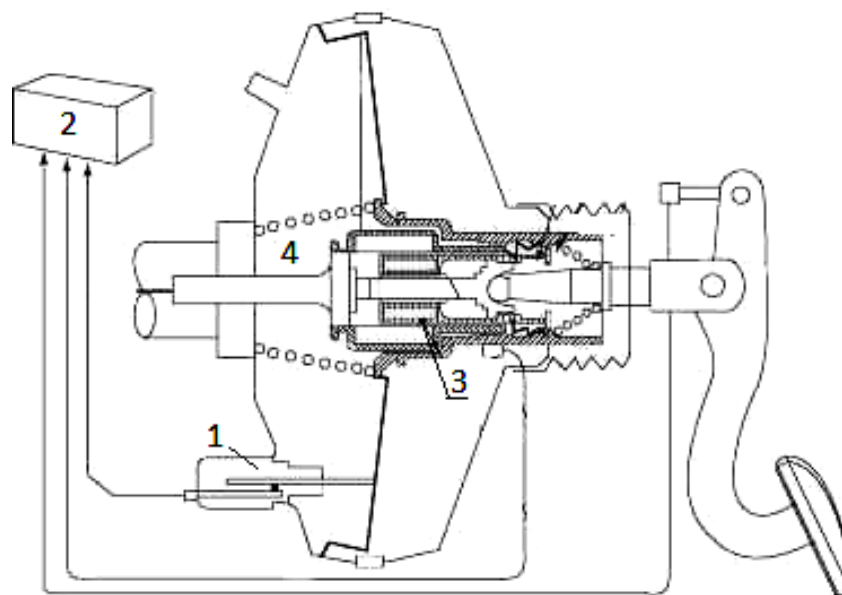
В результате можно сделать вывод, что непосредственное измерение и анализ сил в контакте колес с опорной поверхностью при торможении АТС – обязательное условие создания эффективных АБС, адаптивных к режимам и условиям торможения колес АТС.

#### ***1.4 Дополнительные опции современных САБ АТС***

Системы активной безопасности постоянно совершенствуются. Широкое распространение на АТС получили Brake Assist – система динамического контроля за торможением, EBV (Elektronische Bremskraftverteilung) – электронный распределитель тормозных сил (РТС), EDS (Elektronische Differentialsperre) – электронная блокировка дифференциала (ЭБД).

Основное предназначение системы Brake Assist – постоянный контроль скорости приведения в движение педали тормоза. В системе BAS установлен специальный датчик, который следит за скоростью перемещения педали тормоза [3]. При экстренном нажатии на педаль тормоза электромагнит, встроенный в механизм вакуумного усилителя тормозов, самостоятельно «втягивает» педаль в пол, обеспечивая максимально возможную скорость нарастания давления в тормозной системе. При служебных торможениях автомобиля Brake Assist не функционирует.

На рисунке 1.11 приведено устройство Brake Assist фирмы «Лукас».



1 – датчик перемещения мембраны усилителя; 2 – блок управления системы ESP; 3 – электромагнит; 4 – главный тормозной цилиндр

Рисунок 1.11 – Механизм устройства Brake Assist, встроенный в вакуумный усилитель тормозов фирмы «Лукас»

Впервые система BAS фирмы «Мерседес» появилась в 1999 г. на автомобилях E-класса [3]. На автомобилях A-класса устанавливают модернизированный вариант, где датчик перемещения мембраны усилителя работает более четко.

В системе BAS в дополнение к информации от датчиков кинематических параметров вращения колес автомобиля используются датчики давления рабочей среды в тормозном приводе. Формирование же сигналов управления осуществляется на основе замедления автомобиля и скорости нарастания давления в его приводе.

В случае необходимости резкого торможения Brake Assist автоматически создает максимальное давление в тормозном приводе вплоть до срабатывания ABS. При резком нажатии на педаль тормоза система динамического контроля торможения за доли секунды устанавливает максимальное давление в тормозном приводе, сокращая тем самым тормозной путь автомобиля.

Главное назначение EDS – распределение тормозных сил в момент начала торможения автомобиля, когда, согласно законам физики, под действием сил инерции происходит частичное перераспределение нагрузки между колесами передней и задней осей. Основная нагрузка при торможении с движения передним ходом приходится на колеса передней оси, на которых может быть реализован больший тормозной момент, в то время как колеса задней оси, напротив, разгружаются и при приложении к ним большого тормозного момента могут заблокироваться. Во избежание этого EDS (PTC), обработав данные, получаемые от датчиков ABS и датчика, определяющего положение педали тормоза, воздействует на тормозную систему и перераспределяет тормозные силы на колесах пропорционально действующим на них нагрузкам. PTC вступает в действие до начала работы ABS или при несрабатывании ABS из-за неисправностей.

ЭБД представляет собой логичное дополнение к функциям антиблокировочной системы (ABS), благодаря которому повышается потенциал безопасности автомобиля, улучшаются его тяговые характеристики при движении в неблагоприятных дорожных условиях, а также облегчаются процессы трогания с места, интенсивного разгона, движения на подъем и эксплуатации автомобиля в сложных погодных условиях. На поворотах колеса автомобиля, установленные на одной оси, проходят пути разной длины, из-за чего их угловые скорости тоже должны быть разными. Данное несоответствие скоростей компенсируется за счет работы дифференциального механизма. При этом имеются и отрицательные стороны.



Особенностью конструкции дифференциала является то, что он (при равенстве правой и левой шестерен), независимо от условий движения, осуществляет равное распределение крутящего момента между колесами ведущей оси. При прямолинейном движении на покрытии с равными коэффициентами сцепления на поведении автомобиля это не сказывается. Когда же ведущие колеса автомобиля попадают на участок с различными коэффициентами сцепления, колесо, катящееся по участку дороги с меньшим коэффициентом сцепления, начинает пробуксовывать. В силу условия равенства крутящих моментов, обеспечиваемого дифференциалом, буксующее колесо ограничивает тягу противоположного колеса. Блокировка дифференциала при несовпадении условий сцепления левых и правых колес устраняет эту равномерность. Получая сигналы от датчиков частоты вращения, имеющих в составе ABS, ЭБД определяет угловые скорости ведущих колес и непрерывно сопоставляет их между собой. При несовпадении угловых скоростей, появляющемся, например, при буксовании одного из колес, оно подтормаживается до тех пор, пока не сравняется по частоте вращения с небуксующим ведущим колесом. В результате такого регулирования возникает реактивный момент, который, в случае необходимости, создает эффект механически заблокированного дифференциала, а колесо, имеющее лучшие условия сцепления с дорожным покрытием, получает возможность передавать большее тяговое усилие.

При разности частот вращения около 110 об/мин система автоматически включается в работу и без ограничений действует на скоростях до 80 км/ч. Система ЭБД действует и при движении задним ходом, однако на поворотах отключается.

ADK (Abstandsdistanzkontrolle) – система контроля дистанции при парковке, которая посредством ультразвуковых сенсоров определяет расстояние до ближайшего препятствия. Она включает в себя ультразвуковые преобразователи и блок управления. О величине расстояния до препятствия водителя информирует акустический сигнал, характер звучания которого изменяется при сокращении расстояния до препятствия. Чем меньше расстояние, тем короче пауза между отдельными сигналами. Когда до препятствия остается 0,2 м, звучание сигнала становится непрерывным. Акустический сигнал начинает работать, когда расстояние до препятствия составляет:

- для угловых сенсоров переднего бампера – 0,8 м;
- для фронтальных сенсоров переднего бампера – 1,2 м;
- для угловых сенсоров заднего бампера – 0,8 м;

– для фронтальных сенсоров заднего бампера – 1,6 м.

Помимо обозначения ADK (Abstandsdistanzkontrolle), для данной системы могут использоваться аббревиатуры PDC (Parking distance control) и Parktronik.

### ***1.5 Резюме по оценке качества функционирования современных АБС/ПБС***

Страховые компании США провели анализ дорожно-транспортных происшествий и оказалось, что автомобили с АБС чаще становятся участниками аварий, чем автомобили с обычной тормозной системой [11]. Так, на сухих дорожных покрытиях количество ДТП увеличилось на 42 %, а на влажных – на 65 %. Водитель не учитывает тот факт, что АБС не повышает сцепления колес автомобиля с дорогой. Система предотвращает блокировку колес при торможении автомобиля, что позволяет увеличить устойчивость курсового движения за счет повышения коэффициента сцепления колес в боковом направлении плоскости колес. Кроме того, АБС не уменьшает тормозного пути, а наоборот, может его увеличить. Другой вопрос – может ли АБС всегда достоверно идентифицировать состояние контакта колес с опорной поверхностью? Например, если возникает желание тормозить автомобиль на наклонной плоскости, то вместо остановки автомобиля может получиться обратный эффект (АБС не допускает блокировки колес). Поэтому в плане улучшения безопасности автомобиля главным по-прежнему остается водитель.

Современные АБС обладают достаточно высокой надежностью. Электронные блоки системы отказывают крайне редко. Наиболее уязвимыми в АБС являются колесные датчики, размещенные вблизи вращающихся деталей ступицы или полуосей. Место расположения датчиков безопасным не назовешь: различные загрязнения или даже слишком большой люфт в подшипниках ступицы способны вызывать сбои в работе датчиков, которые и становятся чаще всего виновниками неполадок в системе. Кроме того, на работоспособность АБС влияет величина напряжения между клеммами аккумулятора. При уменьшении напряжения до 10,5 В и ниже АБС вообще может самостоятельно отключить электронный блок. Предохранительное реле может также сработать при недопустимых колебаниях и всплесках напряжения в сети автомобиля. Чтобы этого не случилось, нельзя разъединять электрические разъемы при включенном зажигании и работающем двигателе. Нежелательно заводить двигатель методом «прикуривания» от постороннего аккумулятора либо

предоставлять для этой цели в качестве «донора» собственный автомобиль. Кроме того, необходимо строго следить за состоянием контактных соединений на генераторе. Если автомобилю потребовался ремонт с применением сварки, то перед началом работ нужно отсоединить проводку от электронного блока управления ABS. Также блок не рекомендуется подвергать нагреву свыше 85 °С более двух часов. Это к тому, если автомобиль предполагается красить, а затем сушить горячим методом в специальной камере в автосервисе. Существует ряд особенностей, связанных с обслуживанием или ремонтом тормозной системы с ABS. Например, перед заменой тормозной жидкости следует разрядить аккумулятор давления в гидроблоке системы. Для этого при выключенном зажигании необходимо раз двадцать нажать на педаль тормоза.

Антиблокировочная система (ABS) вне зависимости от действий водителя предотвращает блокировку колес. Таким образом, автомобиль с ABS при любых коэффициентах сцеплений колес при экстренном торможении сохранит устойчивость движения, но может потерять эффективность торможения.

Противобуксовочная система (ПБС) на основе контроля разности угловых скоростей вращения ведущих колес автомобиля осуществляет автоматическую блокировку межколесных и межосевых дифференциальных механизмов, тем самым повышая их тяговые свойства. Однако необходимо отметить, что при этом на больших скоростях движения автомобиля может произойти потеря устойчивости его курсового движения.

## ***1.6 Системы регулирования динамики движения АТС (СРДД, VDC)***

Современные автомобили комплектуются системами, обеспечивающими устойчивость их движения. Эти системы предотвращают занос автомобиля на любой скорости и любом дорожном покрытии, корректируя движение подтормаживанием отдельных колес и уменьшением подачи топлива в двигатель. Чаще всего системы обозначаются термином ESP (Electronic Stability Program) [1–3, 11, 17, 55]. Аббревиатурой ESP официально пользуются фирмы «Мерседес» и «Ауди». Другие компании именуют аналогичные системы иначе. У БМВ – это DSC, у «Вольво» – DSTC, у «Хонда» – VSA, у «Тойота» – VSC, у «Альфа Ромео» – VDS.

Электронная программа стабилизации является дальнейшим развитием систем ABS, ASR (регулирование привода) и EBV (электронное распределение тормозных сил). Датчики регистрируют режимы работы

двигателя, скорость вращения каждого из колес, давление в тормозной системе, угол поворота руля, поперечное ускорение. Сигналы с датчиков передаются блоку электронного управления EPS. Блок, обработав сигналы и вычислив усилие торможения для каждого колеса, выдает команду исполнительным механизмам. Поскольку блок электронного управления ESP связан с блоком электронного управления двигателем, то мощность и обороты коленчатого вала также будут соответствующим образом откорректированы.

Рассмотрим движение автомобиля с включенной ESP по кривой траектории. Возникающая центробежная сила стремится сместить автомобиль к внешней стороне кривой или опрокинуть его. Устойчивость автомобиля против бокового скольжения обеспечивается силами трения и сцепления, возникающими в контакте колеса с опорной поверхностью.

Когда автомобиль входит в поворот на большой скорости, водитель, осознав, что выбрал большую скорость и окажется на встречной полосе, начинает резко тормозить или «доворачивает» руль в сторону поворота (рисунок 1.12, а).

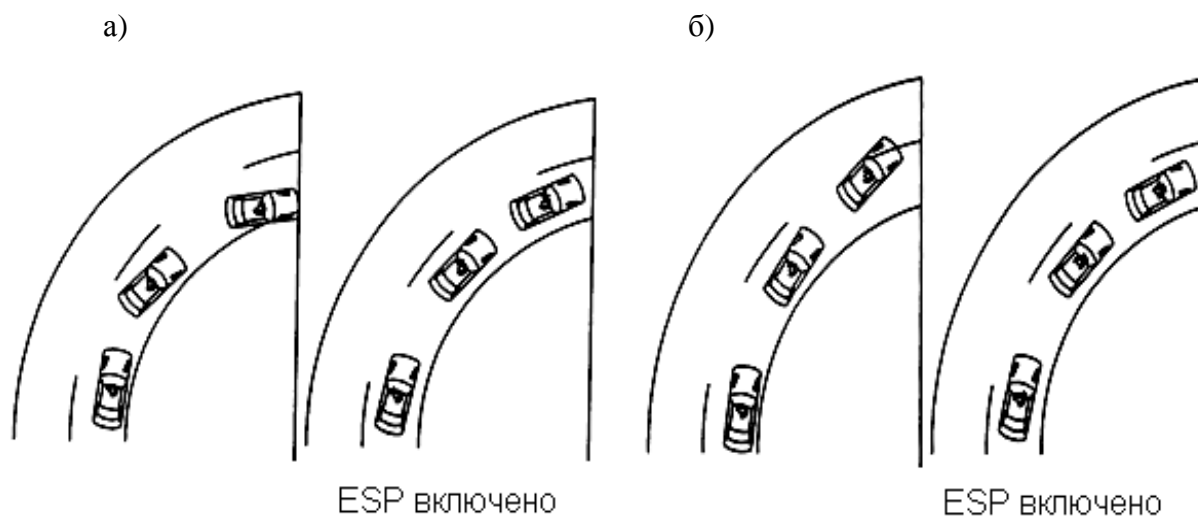
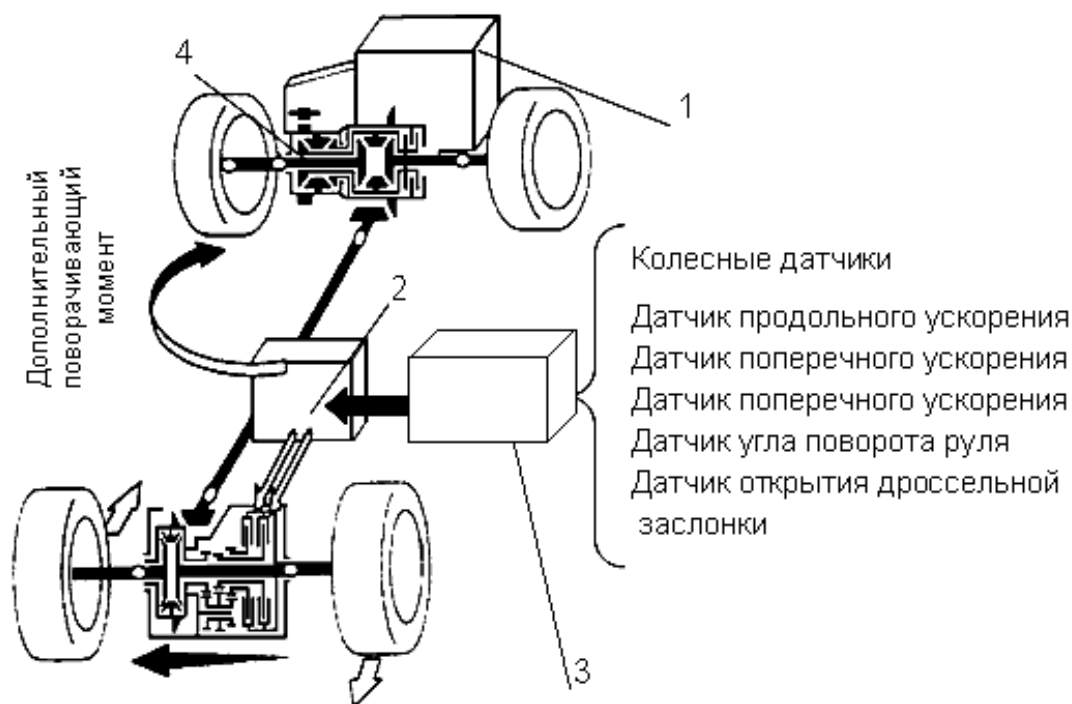


Рисунок 1.12 – Регулирование динамики движения полноприводного автомобиля

Анализируя сигналы от датчиков и сверившись с памятью, в которой заложены различные ситуации, ESP выбирает оптимальное для данного случая решение. Система перераспределяет тормозные силы на колесах так, чтобы их результирующая оказалась приложенной к левому переднему колесу. Возникающий при этом момент противодействует поворачивающему моменту, стремящемуся развернуть автомобиль вокруг вертикальной оси.

Из-за того, что при торможении колеса блокируются, автомобиль направляется на встречную полосу (рисунок 1.12, б). При работе ESP система анализирует заданное рулем направление и реальное поведение автомобиля. Она перераспределяет тормозные силы на колесах так, чтобы не допустить блокировки колес. Тогда результирующая сила торможения прикладывается к правому заднему колесу и осуществляется стабилизация положения автомобиля на полосе движения.

Несколько иначе работает система АУС-Active Yaw Control. Впервые она была установлена фирмой «Мисубиши» на седанах «Лансер Ево В ГСР» в 1998 г. [2, 11, 79]. Исполнительный механизм системы размещался в межколесном приводе заднего моста автомобиля, а информативность системы наращивалась за счет увеличения числа датчиков, измеряющих кинематические параметры масс (рисунок 1.13).



Перераспределение момента между задними колесами

1 – двигатель; 2 – гидросистема; 3 – блок управления; 4 – межосевой дифференциал с вязкостной муфтой

Рисунок 1.13 – Схема полноприводной трансмиссии автомобиля «Мисубиши»

Дифференциал имеет два фрикциона – правый и левый. По команде электроники один из фрикционов вступает в работу, дифференциал перестает быть симметричным. Задняя ось становится подруливающей.

Причем этот эффект достигается не поворотом колеса, а приложением разных тяговых сил к правому и левому колесам, вследствие чего создается дополнительный поворачивающий момент. Например, при правом повороте АУС включает левый фрикцион межколесного дифференциала заднего моста. На левое колесо подается большая тяговая сила. Это создает поворачивающий момент, который помогает направить автомобиль в поворот (рисунок 1.14, а).

При разгоне на неоднородной опорной поверхности под ведущими колесами система АУС играет роль самоблокирующегося дифференциала. Большой крутящий момент подается на колесо, находящееся в лучших сцепных условиях (рисунок 1.14, б). Это способствует эффективному набору скорости и препятствует отклонению автомобиля от заданной траектории движения. Аналогичная система разработана фирмой «Хонда», носит название ATTS (Active Torque Transfer System) и устанавливается на переднеприводных автомобилях.

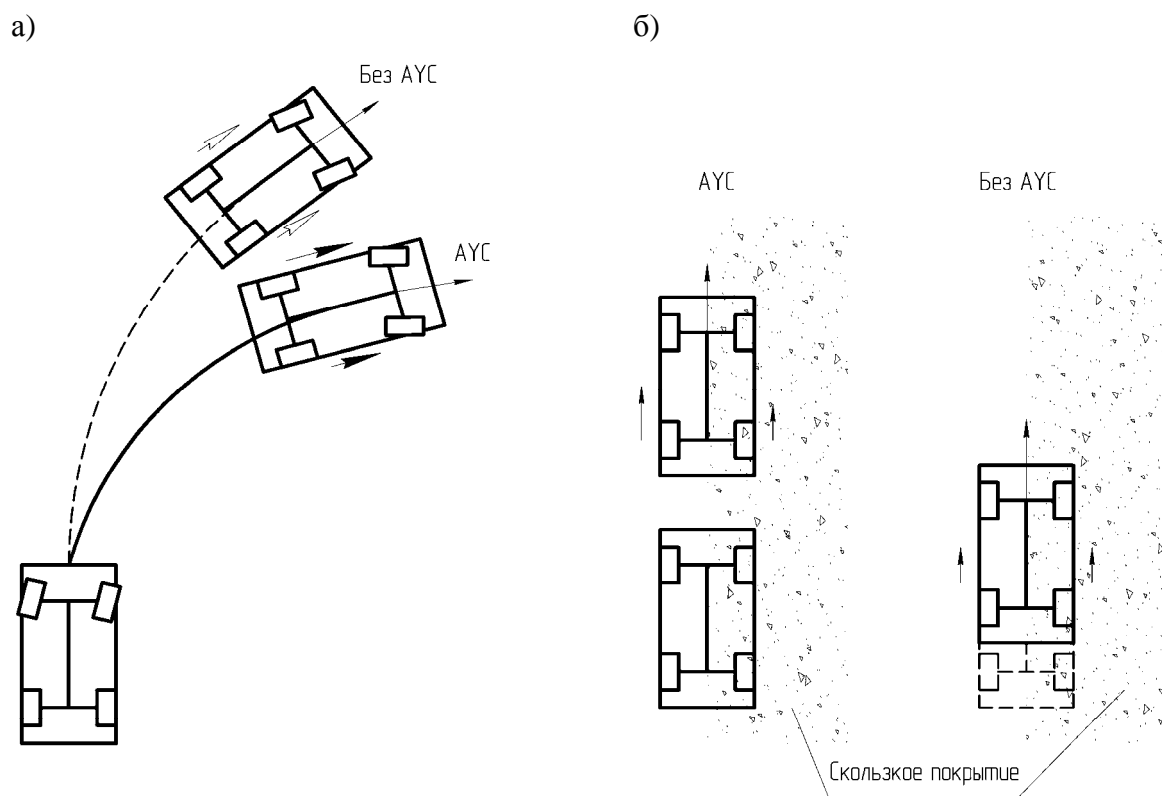


Рисунок 1.14 – Схема работы системы АУС-Active Yaw Control

Отметим, что одинаковые по назначению системы имеют конструктивные отличия, различны их эксплуатационные характеристики и алгоритмы функционирования. Почти все новые системы фирмы вначале

адаптируют к легковым машинам и только потом к грузовому транспорту, тягачам, автобусам [83].

Классификационные признаки современных систем активной безопасности АТС, использующих кинематические параметры, определяются факторами возникновения критической ситуации. Критические ситуации подразделяются на микроуровни и макроуровни [1–3].

К причинам возникновения критических ситуаций на микроуровне относят: неблагоприятные сцепные условия колес с опорной поверхностью; граничное проскальзывание колес; блокирование колеса при торможении; буксование колеса в тяговом режиме движения; условие «микст» ( $\mu$ -split); нарушение контакта колес с опорной поверхностью.

Причина возникновения критических ситуаций на макроуровне – нарушение траектории движения (прямолинейного, криволинейного) АТС.

Исходя из принятых классификаций системы активной безопасности (САБ) подразделяются на системы регулирования тормозного (АБС, регуляторы тормозных сил), тягового (ПБС, MSR-регулирование проскальзывания колеса при прекращении нажатия на педаль акселератора и т. д.) и транспортного (комбинированные системы АБС/ПБС, DSC-регулирование устойчивости путем снижения тяговых сил и др.) режимов движения.

Общий принцип регулирования динамики движения VDC (СРДД) предполагает (в дополнение к системе АБС/ПБС) обязательное использование датчиков кинематических параметров корпуса автомобиля, угла поворота управляемых колес и некоторых других вспомогательных систем. Очевидно, что сенсорная часть такой системы заметно наращивается.

Классификация систем регулирования динамики движения представлена на рисунке 1.15 [1–3]. Обобщая современную структурную классификацию САБ, необходимо отметить то, что они связаны с использованием низкоинформативных источников первичной информации, каковыми являются кинематические параметры. Несмотря на многообразие существующих систем САБ (см. рисунок 1.15), стандартизации подлежат только лишь антиблокировочные системы (АБС). Кроме того, принципы формирования сигналов управления исполнительными механизмами почти у всех САБ основаны на анализе кинематических параметров вращения колес и масс колесной машины.

Практически во всех случаях алгоритмы САБ, формирующие сигналы управления, предусматривают косвенные расчеты по определению силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью, основанных на результатах измерения кинематических параметров.

Появление систем регулирования динамики движения автомобиля (СРДД, международное обозначение – VDC) объясняют тем, что функции ABS и ПБС ограничивались лишь корректировкой основных порогов срабатывания. Стремление к учету в алгоритмах управления непрогнозируемых внешних воздействий привело к созданию СРДД, позволяющих автоматическую коррекцию параметров управления. Таким образом, СРДД являются дальнейшим логическим развитием ABS/ПБС, использующих в качестве источников первичной информации кинематические параметры управляемого объекта.

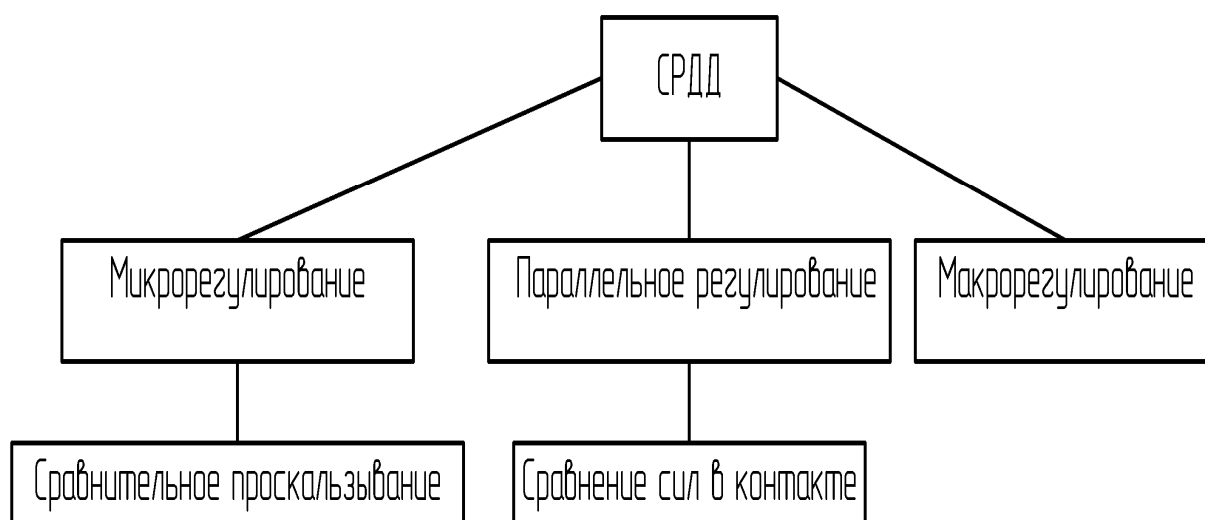


Рисунок 1.15 – Классификация СРДД (VDC)

СРДД производит: корректировку формируемых параметров управления при произвольном движении; повышение курсовой устойчивости автомобиля путем получения максимальных боковых реакций колес по условиям их сцепления с опорной поверхностью на всех режимах движения; сохранение управляемости автомобиля путем максимального использования коэффициентов сцеплений; максимальную реализацию потенциала функционирования ABS и ASR.

Современная система управления динамикой автомобиля (СРДД или VDC) представляет собой систему с обратной связью, главное назначение которой – сохранить курсовую устойчивость движения автомобиля. Она объединена с тормозной системой и силовой передачей. Полагают, что VDC представляет собой систему с упреждающим прогнозом (упреждает «опережение» или «запаздывание» поворота автомобиля во время его управления [1–3]).

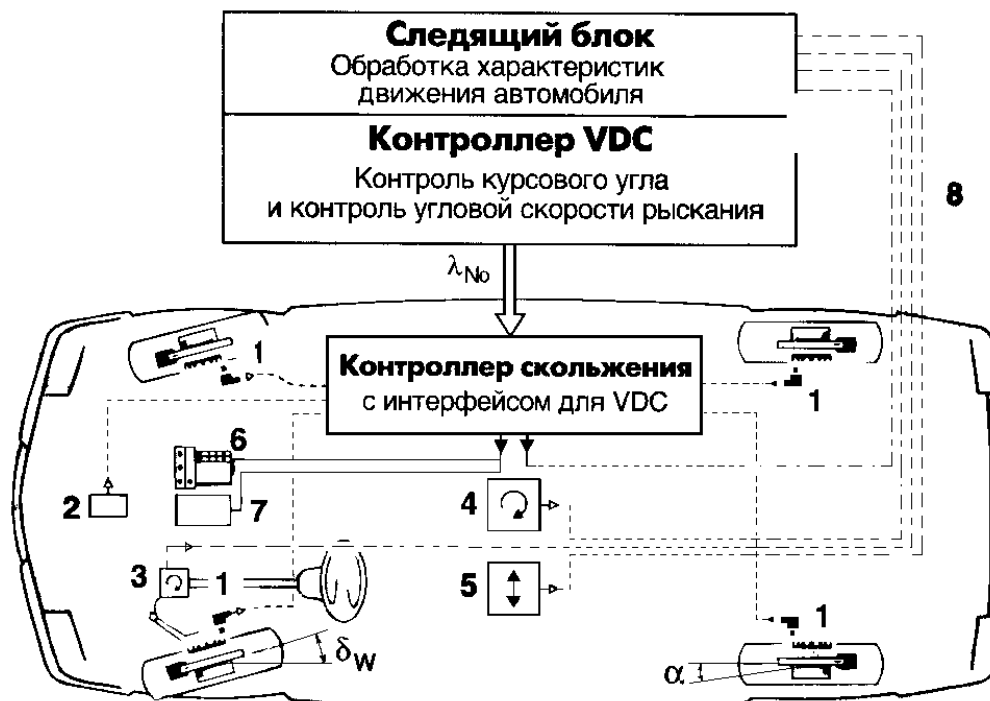


В [1–3] отмечается, что в алгоритме функционирования СРДД характеристика рулевого привода автомобиля имеет особое значение, т. к. она оказывает существенное влияние на точность расчета относительного скольжения управляемых колес при криволинейном движении автомобиля.

В алгоритме фирмы «Бош» СРДД АТС используется аналитическая форма функциональной связи между управляемыми колесами, основанная на кинематике плоского движения автомобиля. Функциональная связь между углами поворота управляемых колес автомобиля позволяет улучшить алгоритм регулирования курсового угла остова машины, который должен, в свою очередь, подчиняться закономерностям угла поворота управляемых колес.

Алгоритм управления рассчитан на коррекцию трех независимых кинематических параметров движения плоской модели автомобиля.

На рисунке 1.16 показана структура управления СРДД фирмы «Бош» [3], состоящая из главного контроллера VDC и контроллеров скольжения. С помощью главного контроллера вводятся исходные величины для контроллера скольжения в виде заданных значений коэффициентов относительного скольжения колес и геометрических координат. Следящий блок определяет диапазон их изменений.



1 – датчик скорости вращения колес; 2 – датчик давления; 3 – датчик положения рулевого колеса; 4 – датчик угловой скорости относительно вертикальной оси; 5 – датчик поперечного ускорения; 6 – модулятор давления; 7 – управление работой двигателя

Рисунок 1.16 – Обобщенная система управления VDC

Элементами СРДД [1–3] являются: датчики измерения вращения колес 1; датчик давления в тормозной системе 2; датчики измерения углов поворотов каждого управляемого колеса; датчик угловой скорости корпуса автомобиля вокруг вертикальной и горизонтальной осей; датчики поперечного и продольного ускорений корпуса автомобиля; датчик давления в тормозном приводе; исполнительный механизм подачи топлива в двигатель; следящий блок СРДД 8.

На основании кинематических сигналов, полученных от датчиков, производятся расчеты коэффициентов сцепления колес с опорной поверхностью, позволяющих расчеты по определению сил в контакте колес с опорной поверхностью, коэффициентов относительного скольжения и т. п.

В процессе регулирования с помощью интерфейса CAN (бортовой контроллер связи) может поддерживаться необходимый крутящий момент двигателя, соответствующий условиям сцепления ведущих колес с опорной поверхностью. Интеллектуальной системой СРДД является контроллер, задача которого состоит в определении связи между углом поворота управляемых колес, скоростью движения автомобиля и угловой скоростью остова вокруг вертикальной оси в течение всего времени движения автомобиля. При этом за основу принимается движение с фиксированным радиусом траектории центра масс автомобиля с постоянной скоростью движения, которая в дальнейшем служит критерием оценки замедленного или ускоренного движения в каждый момент времени.

При расчете динамических процессов алгоритм VDC использует велосипедную модель движения автомобиля с позиционными геометрическими связями [3] («одноколейная» модель автомобиля).

Как известно, плоская велосипедная модель относится к классу неголономных механических систем. Такая система для исследования динамики движения АТС требует дополнительных уравнений кинематических связей. Поэтому в системе VDC используют метод решения обратных задач динамики. Кроме того, значения измеряемых кинематических параметров движения остова автомобиля непрерывно сравнивают с базовыми. При обнаружении значительной разницы кинематических параметров от базовых значений, определяемых на основе расчета плоской модели, осуществляется формирование сигналов управления исполнительными механизмами (агрегатами).

Для выяснения принципа работы контроллера VDC рассмотрим упрощенную блок-схему управления (рисунок 1.17).

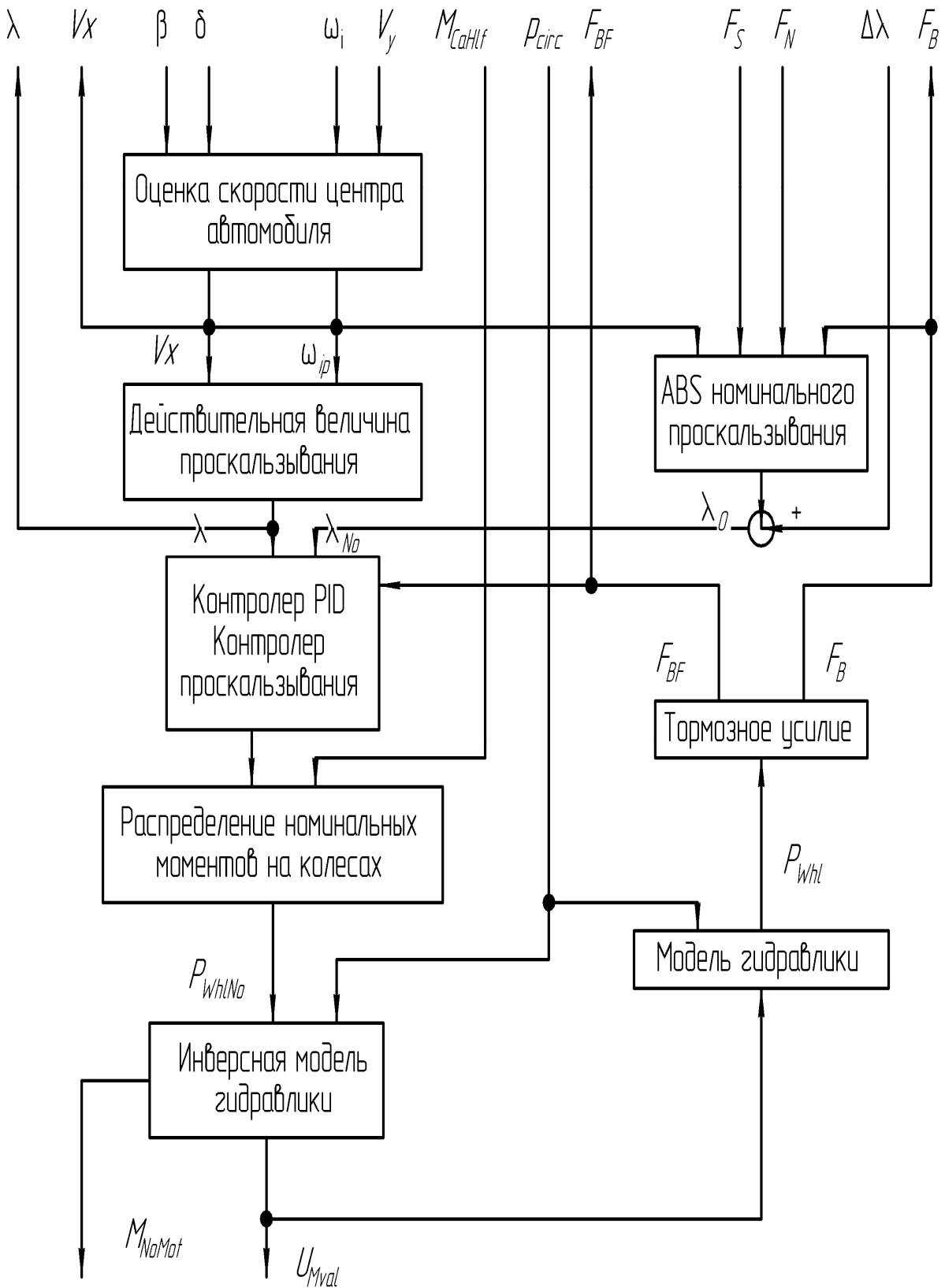


Рисунок 1.17 – Блок-схема контроллера фирмы «Бош» с исходными и конечными параметрами

Используя измеряемые переменные величины (угловая скорость вокруг вертикальной оси  $\dot{\psi}_{NO}$ , угол поворота рулевого колеса  $\delta$  и поперечная составляющая ускорения автомобиля  $\alpha_y$ ), производят расчеты продольной скорости движения автомобиля  $V_x$  и тормозной силы  $F$ . Следящий блок на основе упрощенной модели автомобиля определяет курсовой угол  $\beta$ , угол увода  $\alpha$ , поперечную составляющую скорости движения автомобиля  $V_y$ , силы, действующие на колесо в поперечном и вертикальном направлениях,  $F_S$  и  $F_N$ , а также результирующую силу  $F_R$  колес в плоскости дороги.

Номинальный курсовой угол  $\beta_{NO}$  и номинальная угловая скорость вокруг вертикальной оси  $\dot{\beta}_{NO}$  определяются при помощи следующих данных: угла поворота рулевого колеса  $\delta$ , задаваемого крутящего момента двигателя  $M_{DR}$  (положение педали газа), давления в тормозной системе  $p_{Circ}$ , продольной составляющей скорости движения автомобиля  $V_x$  и коэффициента сцепления  $\mu_{HF}$ , который можно найти посредством использования продольного ускорения  $\alpha_x$  и поперечного ускорения. Регулирование момента двигателя осуществляет система MSR (контроллер крутящего момента).

При расчетах принимаются во внимание режимы движения, динамические характеристики автомобиля и специальные условия движения, например, уклоны, насыпи, различные коэффициенты сцепления между шинами и дорожными покрытиями левого и правого бортов автомобиля.

Отклонение угловой скорости вращения корпуса автомобиля вокруг вертикальной оси определяют на основе сравнения базисной величины (контроллер Riccati) с расчетной, которую можно получить при использовании линеаризированной модели движения автомобиля «велосипедная модель автомобиля». Выходные переменные контроллера служат оценочными критериями динамического состояния курсового движения автомобиля, а общий критерий курсового движения оценивается инерционным моментом  $M_{YwNo}$  относительно вертикальной оси.

В основе алгоритма, осуществляющего расчеты относительного скольжения  $S_i$ , результирующих сил в контакте колес  $F_i$  и угла увода  $\alpha_i$ , лежит теория плоского движения автомобиля, причем используется «велосипедная модель автомобиля». Расчеты тормозного и тягового моментов выполняются контроллером АБС или ASR (ПБС).

Следовательно, аналитической базой алгоритма VDC фирмы «Бош» является уравнение движения автомобиля с тремя степенями свободы.

Информацию о коэффициентах относительного скольжения ведущих колес и номинальных моментах ASR и ABS получает от контроллера СРДД. Эта информация в дальнейшем используется в качестве эталонных значений при формировании сигналов управления приводами, тормозами и двигателем.

Пороговое значение (по определению фирмы «Бош» – номинальное) разности скоростей вращения ведущих колес служит критерием формирования сигналов управления торможением ведущих колес.

Возможность модуля ASR такова, что он с соответствующей точностью производит расчеты тормозного и крутящего моментов двигателя, а регулирование осуществляется с помощью систем зажигания двигателя (задержка искры) или электронной педали подачи топлива.

Крутящий момент карданного вала является важным входным параметром контроллера, который необходим для регулирования двигателя. В СРДД фирмы «Бош» для точности определения момента на карданном валу учитываются моменты инерции двигателя, коробки передач и ведущих колес, оказывающих влияние на характер изменения скорости вращения карданного вала.

Для регулирования скорости поступательного движения автомобиля используется нелинейный контроллер PI (пропорционально интегрирующий регулятор).

Работа двигателя и «симметричное» вмешательство тормоза представляют собой контрольные переменные контроллера скорости вращения карданного вала.

Формирование сигналов управления осуществляется при обнаружении разности тормозных моментов, а в более простых системах – разности угловых скоростей вращения ведущих колес. При этом гидромодулятор является неременной составляющей исполнительного механизма системы СРДД.

Регулирование момента двигателя производится посредством одновременного воздействия на механизм регулирования и тормозной механизм. Симметричное воздействие на тормозной механизм позволяет сократить время на управление двигателем.

Датчики угловой скорости вокруг вертикальной оси, поперечного ускорения, угла поворота рулевого колеса и блок ECU (электронный блок управления системы) устанавливаются в салоне или в багажнике автомобиля. Датчики, интерфейсные средства контроля являются обязательными атрибутами современных СРДД и эффективно внедряются при относительно низкой стоимости блоков ECU (электронный блок

управления). Интерфейсный контроль оказывает решающее воздействие на конструкцию датчиков и звеньев сопряжения VDC [3].

Требования к датчикам устанавливаются на основе оценочно-имитационных исследований, предусматривающих проведение экстенсивных дорожных испытаний. Исследованию подвергаются побочные влияния на работу VDC, например, влияние расположения датчиков в автомобиле. В целях обеспечения необходимой надежности комплексных систем, с точки зрения безопасности движения должны рассматриваться вопросы аналитического резервирования, т. е. применение резервных датчиков.

Датчик угла поворота рулевого колеса снабжен «местным интеллектом» и имеет свои собственные контрольные функции, которые непрерывно контролируются в ECU.

В системе предусмотрена аналитическая избыточность для использования дополнительных датчиков во время эксплуатации автомобиля. Для этого применяется модель автомобиля, позволяющая проверку имеющихся нарушений между сигналами датчиков и движением автомобиля. Такие модели также используются для вычислений и компенсации сигналов дрейфа датчиков при условии, что они должны оставаться в пределах заданных технических требований.

Реакция системы на ошибки зависит от того, действительно ли осуществлялось управление или просто вышли из строя элементы датчика. При обнаружении ошибки производится оценка прохождения сигнала.

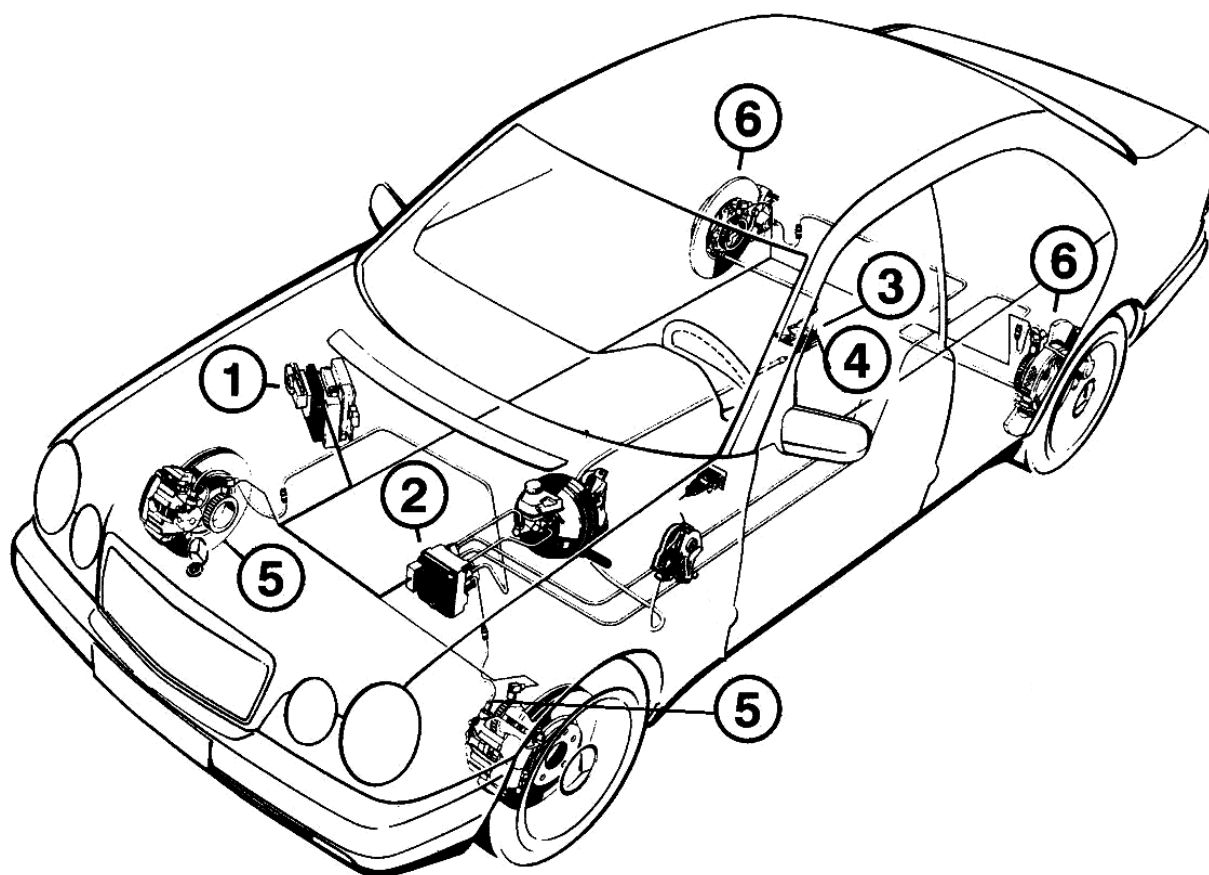
На рисунке 1.18 представлена система VDC фирмы «Бош» с электрическими и механическими соединениями в автомобиле.

Идеальная СРДД автоматически распознает критические ситуации независимо от режимов движения колесной машины, осуществляет коррекцию траектории движения, т. е. ее задача сводится к распознаванию соответствия курса, заданного водителем, действительному курсу движения машины. При обнаружении ошибки СРДД должна произвести формирование сигналов управления исполнительными механизмами. Например, при избыточной управляемости осуществляется подтормаживание внешних колес. При недостаточной поворачиваемости подвергаются подтормаживанию внутренние колеса. Идеи коррекции курса автомобиля с помощью тормозов изложены в [1–3] и др.

В последние годы ведущими фирмами «ИТТ Автоматив», «Ниссан Моторс», БМВ [2] налажено производство систем ESP (электронное управление устойчивостью движения автомобиля), использующих компоненты ABS/ПБС, и систем регулирования проскальзывания колес. При

прекращении воздействия на педаль акселератора вступает в работу система MSR (контроллер крутящего момента).

Электронная система стабилизации траектории ESP предотвращает занос автомобиля в критических ситуациях, если он теряет устойчивость курсового движения. Если автомобиль оснащен системой ESP, он будет реагировать на повороты рулевого колеса при объезде неожиданно возникших препятствий, резких поворотах, а также на дорогах с некачественным покрытием.



1 – ECU (VDC/ABS/ASR); 2 – гидравлическая система с датчиком давления в тормозной системе; 3 – датчик угловой скорости вокруг вертикальной оси; 4 – датчик поперечного ускорения; 5 – датчик угла поворота рулевого колеса; 6 – колесные датчики скорости вращения

Рисунок 1.18 – VDC фирмы «Бош» с электрическими и механическими соединениями в автомобиле

ESP включает следующее.

- 1 Датчик давления.
- 2 Модуль управления дроссельной заслонкой.
- 3 Панель управления силовым агрегатом.

- 4 Контрольная лампочка и выключатель системы ESP/ПБС.
- 5 Датчик угла поворота рулевого колеса.
- 6 Датчик угла поворота автомобиля вокруг вертикальной оси и датчик поперечного ускорения.
- 7 Датчик скорости вращения колес.
- 8 Электронная педаль акселератора (электронное управление дроссельной заслонкой).
- 9 Блок передачи по сети результатов обработки данных обоюдного воздействия системы ESP и панели управления силовым агрегатом.

В последние годы фирма «Мерседес», наряду с совершенствованием конструкции автомобиля, предпринимает меры по его оснащению системой ESP, которая способна самостоятельно стабилизировать автомобиль при начале скольжения колес. Первая версия системы ESP была установлена на автомобилях «Мерседес-Бенс» в 1994 г. Система производит регулирование при угрозе потери автомобилем курсовой устойчивости – когда начинают скользить колеса и траектория движения автомобиля отклоняется от той, что задает водитель поворотом руля. Для того чтобы «почувствовать» этот момент, блок управления, помимо сигналов от колесных датчиков, получает информацию о том, в какую сторону и с какой скоростью водитель вращает управляемые колеса (датчик угла поворота рулевого колеса). О поведении автомобиля процессору сообщает «вестибулярный аппарат» из двух датчиков, один из которых отслеживает уровень боковых ускорений, а другой – вращение автомобиля вокруг вертикальной оси (yaw-сенсор). Заметим, в системе ESP также наблюдается тенденция к увеличению числа датчиков, используемых в системах управления движением автомобилей.

Любая электроника, которая вмешивается в управление, иногда мешает опытному водителю. Особенно это проявляется при совершении автомобилем маневра движения «переставка». Однако совместное воздействие системы и водителя обеспечивает надежную стабилизацию курсового движения автомобиля.

ESP исправляет грубые ошибки оператора. В настоящее время такие электронные системы стабилизации автомобиля получили широкое распространение. К сожалению, ESP является все еще дорогостоящей опцией, особенно для автомобильных поездов. Однако эта система оценена эксплуатационниками по достоинству.

Система ESP (Electronic Stability Program), которой оснащаются автомобили, в качестве стандартного оборудования использует 16-битный процессор с емкостью памяти 56 Кбайт, который подключен к сети



датчиков и к исполнительным устройствам. Фактически блок управления обеспечивает работу четырех систем – АБС, противобуксовочной системы ASR, усилителя экстренного торможения BAS (Brake Assist) и собственно системы стабилизации ESP. ESP, так же как и АБС/ПБС, использует традиционные датчики измерения скорости угловых скоростей вращения колес. По сравнению с АБС/ПБС частота работы системы весьма высока – 25 Гц. Основным свойством ESP является то, что при скольжении передних колес она обеспечивает соответствующий режим работы двигателя, самостоятельно сбрасывает подачу топлива и производит подтормаживание внутреннего заднего колеса, удерживая автомобиль от заноса. Если же возникает занос задней оси, то ESP подтормаживает внешнее переднее колесо, создавая тем самым реактивный момент и стабилизируя движение автомобиля по заданному курсу. При заносе передних колес система работает с характерными признаками функционирования АБС. Система ESP обеспечивает также гашение колебаний и не дает машине перейти в неконтролируемое движение.

В ESP включена также система ПБС, которая срабатывает при проскальзывании ведущих колес в тяговом и транспортном режимах движения. При этом, помимо подтормаживания ведущих передних колес, исполнительные механизмы автоматически уменьшают подачу топлива в двигатель. Анализ современных САБ показывает, что классификационные признаки, определяемые факторами возникновения критической ситуации, и уровни (микроуровень, макроуровень), устанавливаемые характером движения АТС, вызваны исключительно использованием кинематических параметров. Например, неблагоприятные сцепные условия колес с опорной поверхностью, блокирование колеса при торможении, буксование колеса в тяговом режиме движения, условие «микст» ( $\mu$ -split), нарушение контакта колес с опорной поверхностью – все это можно установить на основе анализа изменения силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью. Поэтому наиболее информационно насыщенным источником первичной информации САБ являются силы и моменты, фактически реализуемые колесами АТС с опорной поверхностью дороги. Причины же возникновения критических ситуаций на макроуровне также связаны с характером изменения силовых факторов. Из анализа функционирования VDC видно, что их совершенствование идет по пути наращивания информативности, т. е. используют дополнительные датчики кинематических параметров движения масс АТС.

## **1.7 Выводы**

На основе анализа алгоритмов современных САБ АТС можно сделать следующие выводы.

1 Алгоритмы современных АБС/ПБС работают в условиях выраженного дефицита информации, что связано с используемыми источниками их первичной информации, т. е. кинематическими параметрами вращения колес и масс АТС.

2 Алгоритмы современных СРДД АТС требуют совершенствования аналитической базы их алгоритмов, связанных с расчетами коэффициентов сцеплений колес с опорной поверхностью и установлением закономерностей их изменений.

## 2 Приводы колесных машин

На сегодняшний день полноприводные колесные машины выпускаются с различными вариантами технических решений приводов ходовых систем. Это объясняется тем, что если ранее принималась во внимание только сила тяги машин, то в последнее время стали учитывать качество движения. Без сомнения, большая сила тяги – важный показатель, особенно для тяговых машин (трактора), но таким же важным является «послушность» машины к управляющим воздействиям водителя, ее динамические и тормозные свойства. Именно эти свойства определяют уровень безопасности, а следовательно, качество движения. Повышения тягово-скоростных свойств полноприводных колесных машин, кроме подачи значительных моментов от двигателя к ведущим колесам, недостаточно. Например, заблокированный привод ведущих колес может максимально реализовать условия сцепления ведущих колес с дорогой, однако и оказать отрицательное влияние на устойчивость курсового движения колесных машин, осложнить их поворот. Некоторая согласованность радиусов качения ведущих колес с кинематикой поворота колесной машины происходит за счет податливости привода, шин, опорной поверхности и отрицательно воздействует на нагруженность трансмиссии, устойчивость движения. На однородной опорной поверхности динамические тормозные свойства ходовой системы с заблокированным приводом лучше, чем с дифференциальным.

Постоянный дифференциальный привод обеспечивает более надежное и удобное маневрирование машины.

Проблемой первых полноприводных колесных машин было то, что с помощью избыточной или недостаточной поворачиваемости предлагался иной способ вождения. При блокировании вискомуфтой дифференциала неуправляемого моста управляемость машины выше, чем если бы был установлен дифференциал повышенного трения. Это связано с тем, что при криволинейном движении с малыми скоростями относительная частота вращения элементов дифференциала невелика, а потому невелик и момент, передаваемый вискомуфтой. Например, блокирующее действие у дифференциала Torsen зависит от момента сопротивления движению автомобиля. На опорной поверхности с низким сцеплением устанавливается более малая сила тяги, чем при заблокированном приводе колес. Применение антиблокировочных систем не вызывает никаких проблем, т. к. блокирующее действие дифференциала Torsen происходит только в тяговом режиме движения.

Как показывает практика, стремление фирм совершенствованием конструкции привода приблизиться к идеальному распределению мощности по колесам полноприводной машины при всех эксплуатационных условиях невозможно. Полноприводные конструкции колесных машин с избирательно изменяющимися динамическими качествами ходовых систем могут быть реализованы только с помощью электронно-управляемых элементов привода.

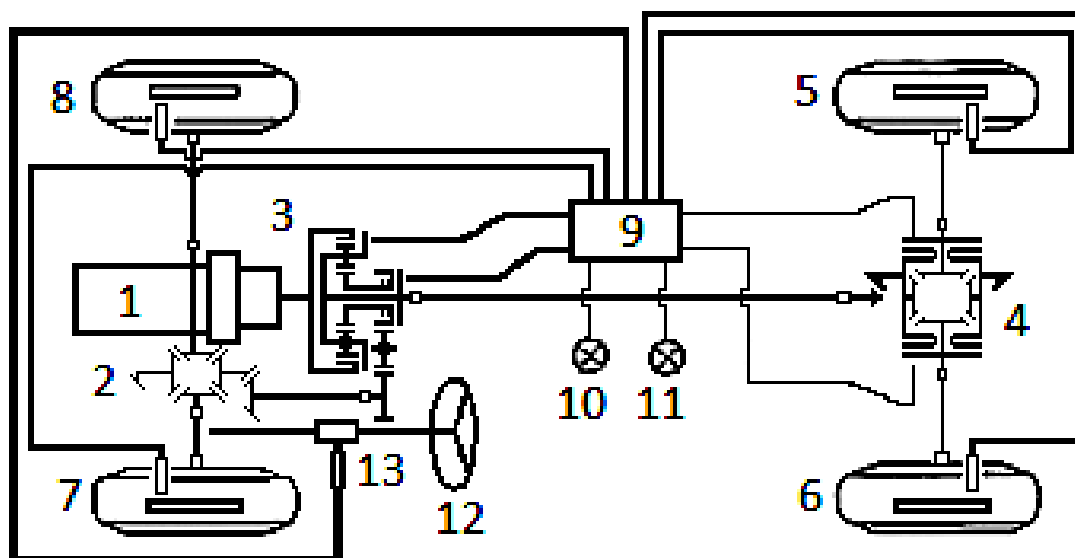
Согласно данным, в ближайшее время стоимость электронного оборудования автомобилей составит от 10 до 20 % их общей стоимости [85]. Однако можно прогнозировать, что для отечественного автотракторостроения первоочередной задачей является создание новых эффективных алгоритмов, основанных на высокоинформативных источниках, чем кинематические параметры, используемые в существующих САБ АТС.

В конструкции современных полноприводных колесных машин применяются и постоянно совершенствуются два вида привода: постоянный и конвертируемый. При постоянном приводе передача крутящего момента на все ведущие колеса происходит непрерывно во время движения. Автоматическое регулирование режимов движения машины при этом производится различного рода конструкций муфтами свободного хода и самоблокирующимися дифференциалами [86]. Разблокирование привода происходит при возникновении кинематического рассогласования вращения колес (мостов). В случае конвертируемого привода крутящий момент подводится к ведущим колесам последовательно по четырем уровням в зависимости от условий движения. Обычно движение осуществляется с приводом на задний (передний) мост, затем подключается передний (задний) мост, далее блокируется межосевой привод, а также при необходимости межколесные приводы. Между этими двумя видами приводов существуют значительные различия. Поэтому используемые системы автоматического регулирования базируются почти без исключения на конкретном приводе каждой базовой модели колесной машины.

Фирмой «Даймлер» создана дорогостоящая система, автоматически включающая полный привод машины. Она устанавливается на автомобилях фирмы «Мерседес-Бенс» и носит название 4-МАТИС [87, 88].

Принципиальная кинематическая и электрическая схемы 4-МАТИС показаны на рисунке 2.1. Система имеет четыре рабочих уровня: 0, 1, 2, 3. Быстродействие ее составляет около 200 мс. При нулевом рабочем уровне крутящий момент подводится к колесам заднего моста. Как только сцепление ведущих колес становится недостаточным и возникает вероят-

ность нарушения устойчивости движения машины, система включает передний мост. Происходит переход на первый рабочий уровень.



1 – двигатель; 2 – дифференциал переднего моста; 3 – межосевой дифференциал; 4 – дифференциал заднего моста; 5, 6, 7, 8 – датчики частоты вращения колес; 9 – электронный блок управления; 10, 11 – индикаторы; 12 – рулевое колесо; 13 – датчик поворота рулевого колеса

Рисунок 2.1 – Кинематическая и электронная схемы трансмиссии 4-MATIC

Распределение крутящего момента по колесам осуществляет полный дифференциальный привод. Если устойчивость движения не восстанавливается, то автоматически блокируется межосевой дифференциал. Наступает второй рабочий уровень. Переход на третий рабочий уровень происходит тогда, когда на втором рабочем уровне не обеспечивается улучшение режима движения машины. Переходы на рабочие уровни не сопровождаются скачками величины крутящего момента. Система 4-MATIC работает по жестким алгоритмам, обрабатывая сигналы датчиков трансмиссии и формируя сигналы управления. Сигналы с датчиков анализируются по следующим критериям: проскальзывание ведущих колес; угол поворота остова машины; скорость и ускорение при разгоне машины. Проскальзывание определяется по частоте вращения колес.

В алгоритме анализа этих сигналов предусмотрена корректировка по углу поворота остова. Момент превышения предельной величины проскальзывания для установленной скорости движения машины есть сигнал к переходу на более высокий уровень. Принят определенный промежуток времени, в течение которого проскальзывание колес должно уменьшиться до заданной величины. Если этого не происходит,

осуществляется переход на режим работы следующего уровня. В противном случае система возвращает трансмиссию к режиму работы предыдущего уровня. Когда после перехода на последующий уровень и возвращения на текущий менее чем через 2 с снова наступает последующий уровень, временной период фиксации уровня ступенчато возрастает. В системе имеются три временные ступени: 0,7; 2,5; 7,5 с. В алгоритме предусмотрены ограничения: блокировка межколесного дифференциала не включается при скорости более 38 км/ч и если средняя частота вращения передних колес меньше задних.

В режиме торможения система автоматически переходит на нулевой рабочий уровень и становится совместимой с ABS (антиблокировочная система).

Система реагирует на скорость движения машины. При уменьшении скорости движения до 5 км/ч включается первый рабочий уровень. Этот режим сохраняется, пока скорость не увеличится до 20 км/ч. Система может вернуться на нулевой рабочий уровень, если не достигнуты установленные значения по другим критериям. Поэтому трогание машины с места всегда происходит при включенном полном приводе. Первый рабочий уровень всегда включается при скорости движения больше 38 км/ч. При скорости машины менее 20 км/ч и наличии проскальзывания задних колес сразу включается третий рабочий уровень.

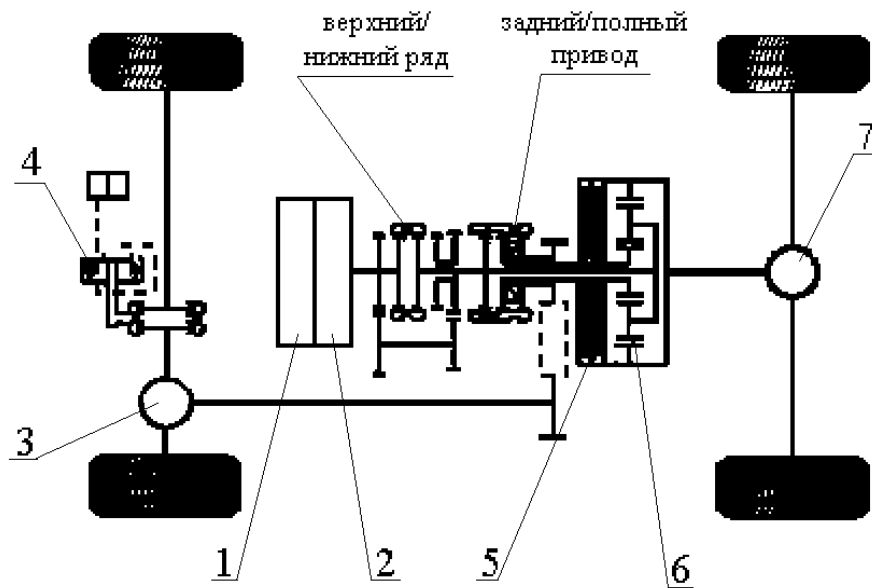
Действительное ускорение машины при разгоне сравнивается с заданным, величина которого равна  $0,5 \text{ м/с}^2$ , и получается дифференцированием частот вращения колес. При превышении действительного ускорения заданной величины невозможен возврат системы с первого рабочего уровня на нулевой. В связи с этим интенсивный разгон машины, независимо от скорости движения, осуществляется с полным приводом.

Система имеет алгоритм обучения. В случае неудачного трогания с места происходит принудительная фиксация третьего рабочего уровня в течение 7,6 с. При нажатии на педаль тормоза эта фиксация снимается.

Фирма «Мисубиши» на внедорожнике «Пажеро» использует трансмиссию SS4-II [2], принципиальная схема которой показана на рисунке 2.2. Трансмиссия имеет автоматический режим работы и допускает ручной выбор передач. Раздаточная коробка включает четыре режима работы: 2Н, 4Н, 4НLc, 4LLc.

Режим 2Н означает привод только на задние колеса (рисунок 2.3, а). Вискомуфта не работает. Привод правого переднего колеса с помощью пневмомеханизма отсоединен от дифференциала. Идущий от раздаточной коробки к передним колесам карданный вал не вращается. Это самый

экономичный режим. Создаваемые трансмиссией шумы и вибрации минимальны.



1 – двигатель; 2 – коробка передач; 3 – дифференциал переднего моста; 4 – размыкающий механизм; 5 – вискомуфта; 6 – межосевой дифференциал; 7 – дифференциал заднего моста

Рисунок 2.2 – Схема трансмиссии SS4-II

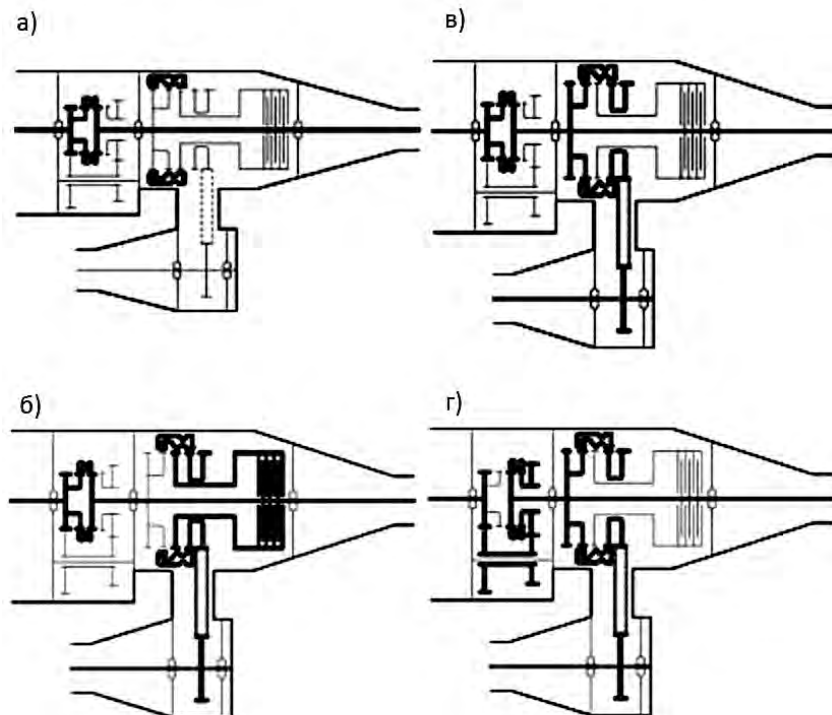


Рисунок 2.3 – Схемы режимов работы трансмиссии SS4-II

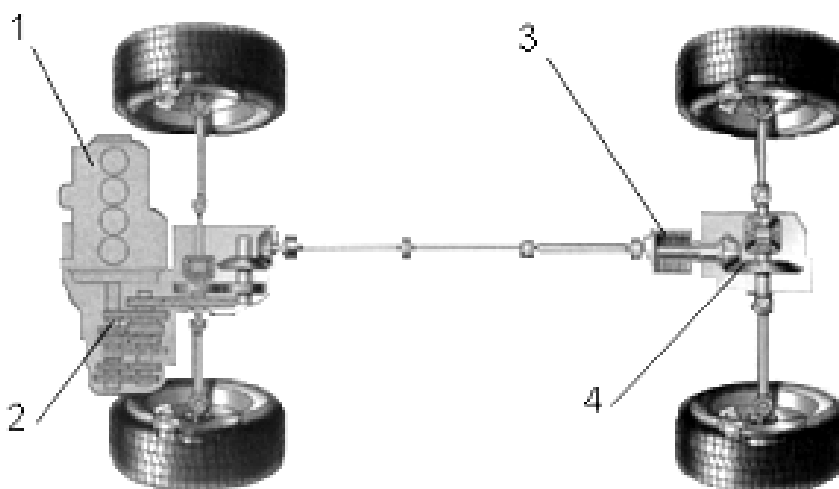
В режиме 4H при нормальных условиях движения крутящий момент между передним и задним мостами распределяется межосевым дифференциалом в пропорции 33/67 (рисунок 2.3, б). При буксовании задних ведущих колес срабатывает вискомуфта. Между мостами происходит перераспределение крутящего момента. В предельном случае к мостам подводится одинаковый крутящий момент.

Режим 4Hc осуществляет постоянный полный привод с жесткой (в обход вискомуфты) связью между карданными валами, идущими к передним и задним колесам (рисунок 2.3, в). Переход из режима 4Hc в режим 4Lc возможен только при остановленной машине.

Нижний ряд шестерен раздаточной коробки (передаточное число – 1,90) включается в режиме 4Lc (рисунок 2.3, г). Как и в режиме 4Hc, привод к переднему и заднему мостам постоянный. Вискомуфта не работает. Переход из режима 4Lc в другие режимы возможен при полной остановке машины.

Австрийской фирмой «Штайер Даймлер Пух» разработана полноприводная трансмиссия, известная под названием Quattro. Она применяется на полноприводных автомобилях «Ауди», «Вольво», «Рено» и др. В трансмиссии Quattro крутящий момент от двигателя передается к ведущим мостам через межосевой дифференциал.

В качестве межосевого дифференциала применяется самоблокирующийся дифференциал Torsen либо зубчатый дифференциал, блокируемый вискомуфтой. На рисунке 2.4 показана полноприводная трансмиссия автомобиля «Меган Сеник RX4» фирмы «Рено» [2].



1 – двигатель; 2 – коробка передач; 3 – вискомуфта; 4 – дифференциал заднего моста

Рисунок 2.4 – Схема трансмиссии Quattro



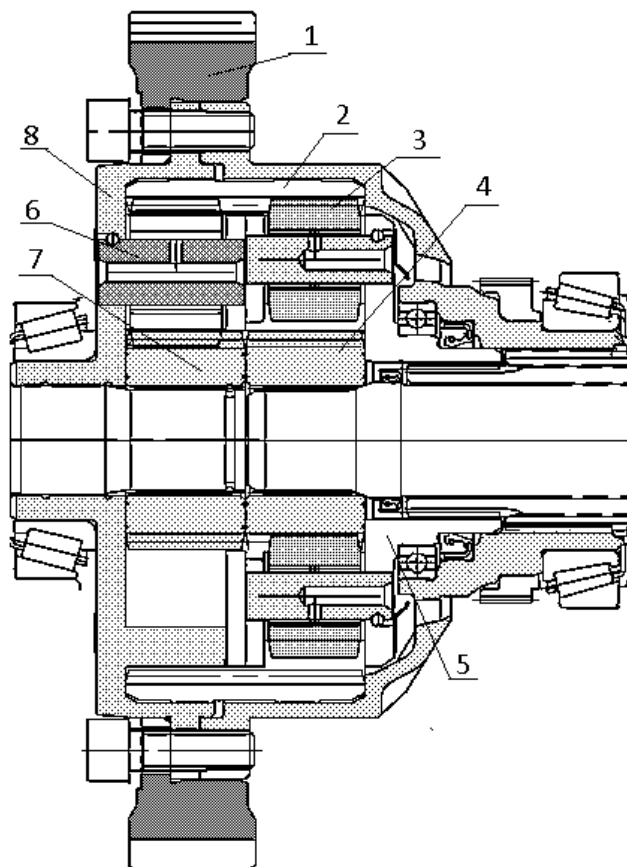
В стандартную коробку передач переднеприводного минивэна был добавлен узел отбора мощности, с которого крутящий момент через вискомуфту и межколесный дифференциал передается на задние колеса. Пока передние колеса не буксуют, на задние передается только 5 % крутящего момента. Но при буксовании колес переднего моста пакеты ведущих и ведомых дисков вискомуфты начинают вращаться с разной скоростью. Это вызывает изменение свойств силиконовой жидкости, которая препятствует проскальзыванию дисков. Крутящий момент передается на задний мост до тех пор, пока пробуксовка не прекратится. В трансмиссиях Quattro все большее применение находят автоматические коробки передач с электронным управлением. Например, полноприводная модель V70 XC AWD фирмы «Вольво».

Оригинальное решение постоянного привода автомобиля «Хендэ Санта Ф» также предложено фирмой «Штайер Даймлер Пух» [2, 78, 79]. В трансмиссии применен двойной дифференциал DDU (Double Differential Unit), состоящий из двух планетарных передач (рисунок 2.5). От двигателя вся мощность подается на левое водило (рисунок 2.6). С него 30 % мощности поступает на левое переднее колесо, а 70 % – на зубчатое. С зубчатого колеса 30 % идет на правое переднее колесо, а 40 % – на правое водило.

Правое водило дифференциала кинематически связано с гипоидной шестерней. Это осуществлено через корпус вискомуфты, вал которой связан с левым водилом. Поступившая на задний мост мощность межколесным дифференциалом делится поровну между колесами. Таким образом, дифференциал DDU выполняет функции межосевого и межколесного дифференциала переднего моста. Поток мощности в трансмиссии идет 60 % – на переднюю ось и 40 % – на заднюю. Когда все колеса вращаются с одинаковой угловой скоростью, то фрикционы вискомуфты вращаются с одинаковой скоростью относительно друг друга.

Муфта не работает. Как только возникает разность угловых скоростей между колесами передней и задней осей, вискомуфта замыкает оси и передача мощности идет на ось, колеса которой имеют лучшие сцепные условия.

Система состоит из трех основных подсистем (рисунок 2.7): центральная I – корпус, в котором находятся шестерни передачи, масляный насос; устройства, управляющие крутящим моментом; система II электронных сенсоров (ECU).



1 – ведущая шестерня; 2 – зубчатое колесо; 3 – правый сателлит; 4 – правая солнечная шестерня; 5 – правое водило; 6 – левый сателлит; 7 – левая солнечная шестерня; 8 – левое водило

Рисунок 2.5 – Схема дифференциала DDU

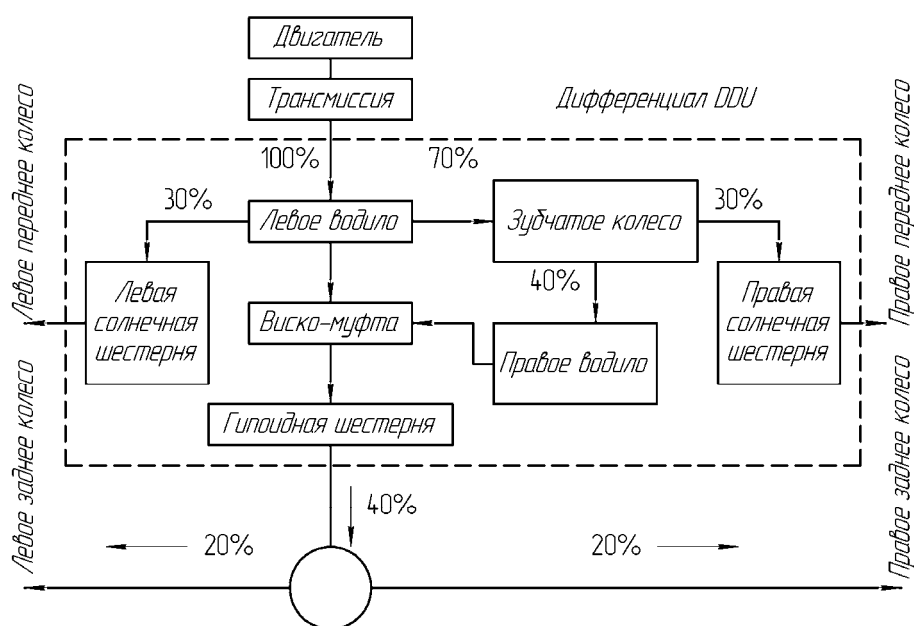
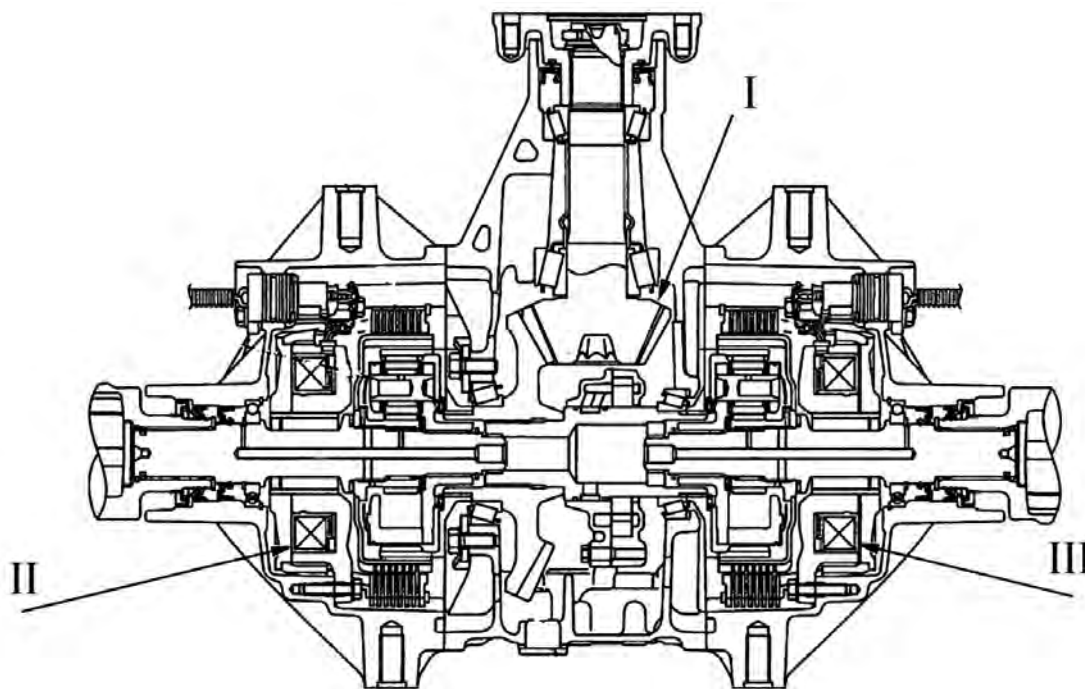


Рисунок 2.6 – Трансформация мощности в трансмиссии с дифференциалом DDU



I – центральная подсистема; II, III – системы управления крутящим моментом

Рисунок 2.7 – Привод 4WD Borg Wagner

Система управления крутящим моментом состоит из секции первичного электромагнитного сцепления с шариковым узлом и секции передачи крутящего момента – вторичного мокрого сцепления. Система ECU получает и анализирует сигналы по таким параметрам, как скорость автомобиля, положение дросселя, обороты двигателя, угол поворота рулевого механизма.

Полный привод 4WD Borg Wagner с системой, называемой «Управляемое изменение крутящего момента», для автомобиля «Акура СУВ» получает сигнал от ECU для исполнительных механизмов. Затем генерируется магнитный поток, сжимающий якорь и первичное сцепление. В результате шариковый узел сжимает вторичное сцепление.

Крутящий момент передается через оба сцепления. Когда ECU фиксирует, что на задние колеса требуется больший крутящий момент, подключаются сразу оба устройства изменения крутящего момента. Эта система полностью совместима с антиблокировочной системой, системой контроля устойчивости движения и др.

Анализ конструкций полноприводных трансмиссий позволяет сделать следующий вывод: автоматические саморегулирующие системы полных приводов приобретают все большее распространение. Управление

полным приводом осуществляется с помощью специальных механизмов (вискомуфты, дифференциала Torsen и др.), а также интеграции в трансмиссию комплексных систем электронных устройств регулирования механизмов (двигателя, коробки передач, межколесных и межосевых приводов и др.).

### 2.1 Блокировка межколесного дифференциала

В современных системах автоматического управления движением колесных машин в качестве эффективного способа повышения их тормозных, тягово-сцепных качеств выступает блокировка межколесных и межосевых дифференциалов. Проанализируем поведение ведущего моста при использовании указанного способа в различных возможных эксплуатационных условиях [2].

Через трансмиссию от двигателя к колесам ведущего моста подводится крутящий момент  $M_0$ . В зависимости от подведенной величины  $M_0$  и величины коэффициента сцепления каждого колеса с опорной поверхностью возникает различное динамическое состояние в пятне контакта колес.

Рассмотрим сначала ведущий мост с дифференциалом без блокирования (рисунок 2.8).

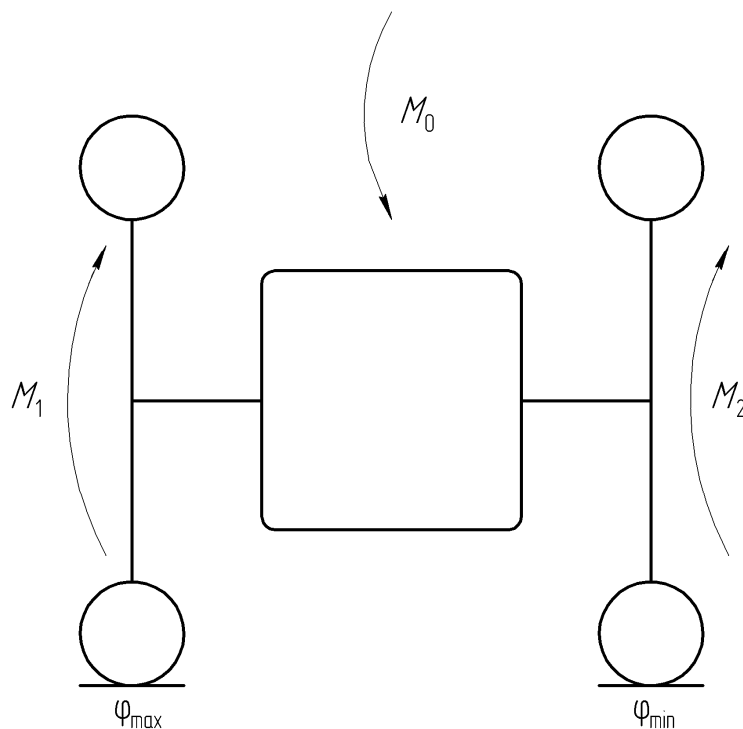


Рисунок 2.8 – Расчетная схема ведущего моста

Движение прямолинейное, колеса имеют разные сцепные условия:  $\varphi_{\max}, \varphi_{\min}$ .

Вертикальная нагрузка на колеса одинакова. Принимаем, что потери на трение в дифференциале малы, а следовательно, распределение подведенного к нему крутящего момента  $M_0$  по колесам симметрично.

Можно выделить два уровня подведенного момента. Учитывая свойства дифференциала, признаком различия этих двух уровней крутящего момента является удвоенная величина крутящего момента на ведущем колесе, имеющем с опорной поверхностью меньший коэффициент сцепления  $\varphi_{\min}$ .

Если подведенный крутящий момент  $M_0$  к мосту меньше этой величины:

$$M_0 \leq 2 \cdot \varphi_{\min} \cdot G_k \cdot r_D, \quad (2.1)$$

где  $G_k$  – нормальная нагрузка на колесо;

$r_D$  – динамический радиус качения колеса, то ведущие колеса сохраняют сцепление с опорной поверхностью и весь момент  $M_0$  передается на них. Распределение подведенного момента осуществляется симметрично по колесам. Момент рыскания по курсу движения не возникает.

При режиме движения, когда подведенный момент превысит граничную величину:

$$M_0 > 2 \cdot \varphi_{\min} \cdot G_k \cdot r_D, \quad (2.2)$$

то вследствие симметричного распределения момента  $M_0$  на ведущем колесе с меньшим коэффициентом сцепления подведенный момент превысит его возможности по условиям сцепления. Происходит срыв колеса, и оно начинает буксовать с увеличением угловой скорости, т. е. с ускорением. Мост теряет способность движения. Во время ускоренного вращения колеса половина избыточного крутящего момента  $M_{изб}$  идет на ускорение вращения буксующего колеса:

$$\varepsilon_k = \frac{M_{изб}}{2J_k} = \frac{M_0 - 2\varphi_{\min} \cdot G_k \cdot r_D}{2J_k}, \quad (2.3)$$

где  $J_k$  – момент инерции колеса, полуоси и ведомой шестерни дифференциала.

Вторая половина избыточного крутящего момента подводится к колесу с большим коэффициентом сцепления. На нем временно происходит увеличение силы тяги. В этот переходный период кратковременно возникает момент рыскания  $M_{рыс}$  моста по курсу, который может вызвать незначительные реакции рыскания:

$$M_{рыс} = 0,5B \cdot \left[ \frac{M_0}{2r_D} - \varphi_{\min} \cdot G_k \right], \quad (2.4)$$

где  $B$  – колея моста.

На практике данное явление наблюдается при прямолинейном движении машины с большой скоростью. В момент попадания колеса моста на скользкую поверхность (грязь, мокрая трава на обочине и т. д.) наступает его буксование и возникает небольшое рыскание машины. Водитель вынужден корректировать движение рулем.

Для ведущего моста с дифференциалом, заблокированным моментом  $M_{бл}$ , можно выделить три уровня величины подведенного крутящего момента.

**Первый уровень.** Величина подведенного крутящего момента соответствует условию (2.4).

В этом случае, как и для моста с простым дифференциалом, ведущие колеса сохраняют сцепление с дорогой. Весь крутящий момент, подведенный к мосту, реализуется ведущими колесами. Момент рыскания мал.

**Второй уровень.** Подведенный момент  $M_0$  находится между удвоенной величиной крутящего момента на колесе с меньшим коэффициентом сцепления и суммой крутящих моментов, которые могут быть реализованы колесами:

$$2\varphi_{\min} \cdot G_k \cdot r_D < M_0 \leq (\varphi_{\max} + \varphi_{\min}) \cdot G_k \cdot r_D. \quad (2.5)$$

При этом могут наступить следующие случаи.

**Первый случай.** Момент, блокирующий дифференциал, меньше разности крутящих моментов на колесах:

$$M_{бл} \leq (\varphi_{\max} - \varphi_{\min}) \cdot G_k \cdot r_D. \quad (2.6)$$

Здесь может быть два режима движения машины. Подводимый момент  $M_0$  меньше суммы из удвоенного момента на колесе с меньшим сцеплением и блокирующего момента:

$$M_0 \leq 2\varphi_{\min} \cdot G_k \cdot r_D + M_{\text{бл}}. \quad (2.7)$$

Ведущие колеса моста полностью реализуют подведенный момент. Избыточный для колеса с меньшим коэффициентом сцепления крутящий момент заблокированный дифференциал передает на колесо, у которого большая величина коэффициента сцепления. Колеса имеют сцепление с опорной поверхностью и обладают резервами от бокового увода. Вследствие несимметричности моментов на колесах возникает момент рыскания, который вызывает малые боковые реакции на колесах.

Если

$$M_0 > 2\varphi_{\min} \cdot G_k \cdot r_D + M_{\text{бл}} \quad (2.8)$$

и разность крутящих моментов на колесах не превышает значения момента блокирования, то ведущее колесо с меньшим коэффициентом сцепления буксует и с заблокированным дифференциалом.

Однако колесо с большим коэффициентом сцепления передает крутящий момент. Оно сохраняет сцепление с опорной поверхностью и способно воспринимать усилия бокового увода моста. Движение моста продолжается, в отличие от неблокированного дифференциала.

**Второй случай.** Момент блокирования дифференциала

$$M_{\text{бл}} > (\varphi_{\max} - \varphi_{\min}) \cdot G_k \cdot r_D. \quad (2.9)$$

Подведенный к мосту крутящий момент полностью реализуется ведущими колесами при сохранении их сцепления с опорной поверхностью.

**Третий уровень.** Подведенный к мосту крутящий момент

$$M_0 > (\varphi_{\max} + \varphi_{\min}) \cdot G_k \cdot r_D. \quad (2.10)$$

Если при этом выполняется условие (2.3) и разность моментов на колесах меньше значения момента блокирования, то колесо с меньшим коэффициентом сцепления будет буксовать. Колесо с большим коэффициентом сцепления, сохраняя сцепление с поверхностью, передает крутящий момент. Движение моста продолжается, он воспринимает усилия бокового увода.

Если же выполняется условие (2.10), то оба колеса передают крутящие моменты, соответствующие их коэффициентам сцепления.

Таким образом, при заблокированном дифференциале, в отличие от неблокированного, движение моста в рассмотренных случаях продолжается всегда. При этом вероятность сохранения ведущими колесами сцепления с опорной поверхностью определяется величиной момента блокирования. Степень блокирования дифференциала, как уже отмечалось, оценивается коэффициентом блокировки  $k_{\delta}$ . Принимая равновероятные опорные условия, вероятность полного использования сцепления колес моста с опорной поверхностью можно определить по выражению

$$P = 1 - \frac{1}{k_{\delta}} \cdot \left( \frac{\varphi_{\max} - k_{\delta} \varphi_{\min}}{\varphi_{\max} - \varphi_{\min}} \right)^2. \quad (2.11)$$

Графики, построенные на основании формулы (2.11) и приведенные на рисунке 2.9, согласуются с результатами других авторов [89].

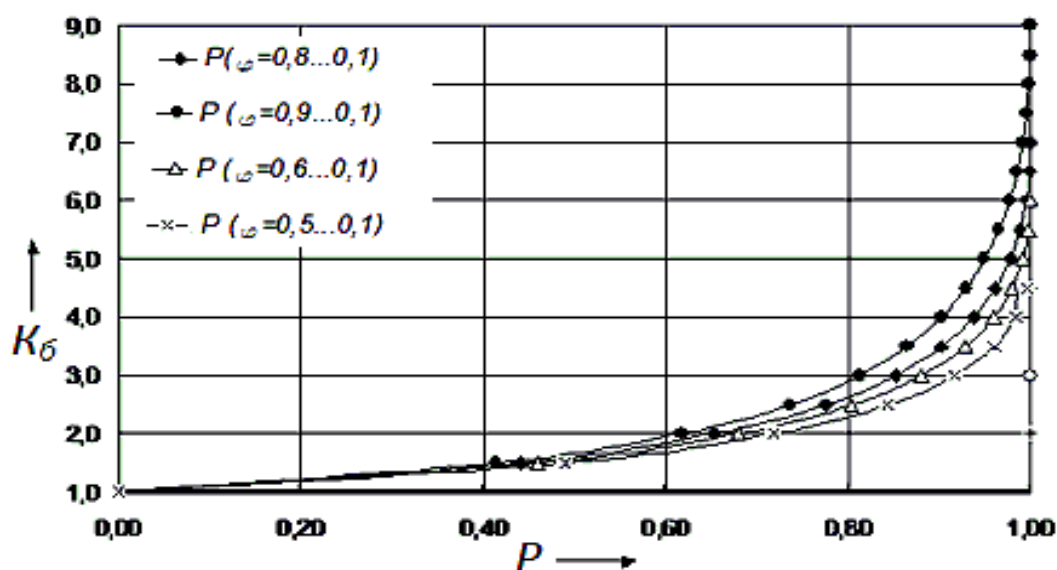


Рисунок 2.9 – Зависимость вероятности полного сцепления ведущих колес с опорной поверхностью от коэффициента блокировки межколесного дифференциала

В приводе моста с заблокированным дифференциалом перераспределение крутящего момента  $M_0$  по колесам происходит до момента срабатывания дифференциала. Поэтому из-за разности касательных сил тяги на колесах возникает момент сопротивления повороту моста

$$M_C = 0,5B(F'_K - F''_K) , \quad (2.12)$$



где  $F'_K, F''_K$  – касательные силы тяги на отстающем и забегающем колесах соответственно.

Эта особенность ведущего моста с заблокированным дифференциалом ухудшает поворачиваемость машины, но улучшает устойчивость движения.

Баланс внешних моментов, действующих на ведущий мост,

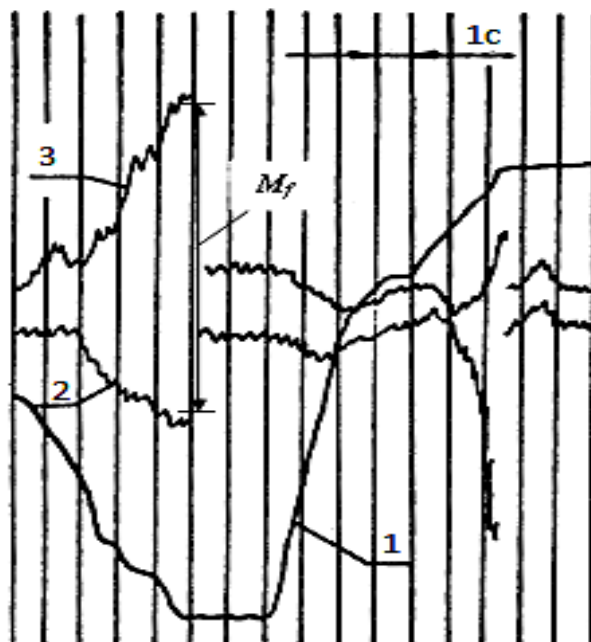
$$M_0 = M_1 + M_2, \quad (2.13)$$

где  $M_1, M_2$  – моменты на колесах.

Когда разность моментов на колесах достигает значения момента блокирования, дифференциал разблокируется:

$$M_1 - M_2 > M_{\text{бл}}. \quad (2.14)$$

Это может произойти из-за разных сцепных условий в пятне контакта колес или при совершении поворота машины. На рисунке 2.10 представлен фрагмент осциллограммы процесса поворота на плотном грунте самоходного шасси, оборудованного автоматической блокировкой дифференциала (АБД).



1 – угол поворота управляемых колес; 2, 3 – крутящие моменты на ведущих колесах

Рисунок 2.10 – Осциллограмма процесса поворота самоходного шасси с АБД

Механизмом АБД является кулачковая муфта [59, 89]. На осциллограмме видно, что при повороте управляемых колес происходит интенсивное перераспределение крутящих моментов по колесам моста. В момент достижения разницы моментов величины момента блокирования  $M_{\text{бл}} = 0,25$  кН·м наблюдается разблокирование дифференциала. Поворот управляемых колес при этом равен 0,083 рад. Дифференциал вступает в работу. Привод моста становится дифференциальным. После выключения АБД моменты на колесах изменяются синхронно. На практике в качестве механизма блокирования дифференциала применяют фрикционные муфты. При блокировании двух полуосевых шестерен с корпусом дифференциала фрикционными муфтами

$$M_{\text{бл}} = 2M_f,$$

где  $M_f$  – момент трения в муфте.

Коэффициент блокировки дифференциала при этом

$$k_{\text{б}} = \frac{0,5M_0 + M_f}{0,5M_0 - M_f}. \quad (2.15)$$

При работе разблокированного дифференциала крутящие моменты на колесах моста устанавливаются в соответствии с выражениями

$$M_1 = M' = 0,5M_0 + M_f; \quad (2.16)$$

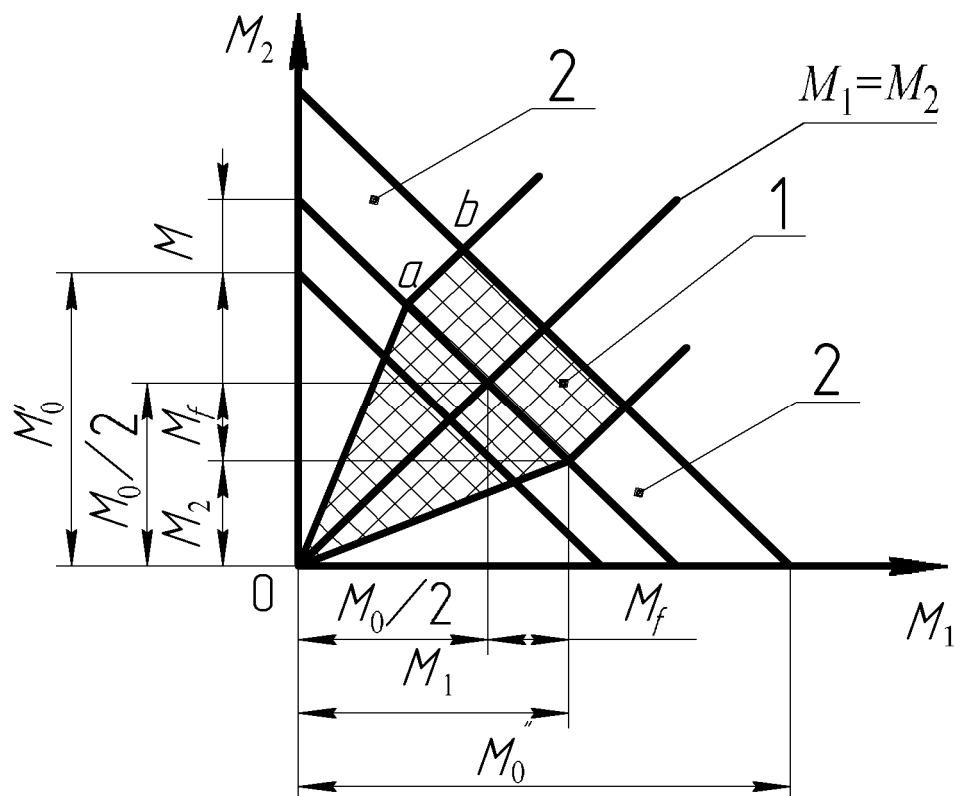
$$M_2 = M'' = 0,5M_0 - M_f.$$

При повороте машины на отстающем колесе всегда возникает больший момент, чем на забегающем. Распределение крутящих моментов по колесам моста, у которого дифференциал заблокирован, представлено на рисунке 2.11. Моменты, подведенные к корпусу дифференциала,  $M'_0 = 2\omega_{\text{min}} \cdot G_k \cdot r_D$ ;  $M''_0 = (\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}}) \cdot G_k \cdot r_D$ .

В области 1 привод моста имеет одну степень свободы, а в области 2 – две.

Блокирование дифференциала, таким образом, значительно улучшает тягово-сцепные свойства, устойчивость движения моста. Вместе с тем ухудшается поворачиваемость моста. Поэтому величина коэффициента блокировки дифференциала должна изменяться в зависимости от

сцепных условий колес и траектории движения моста. Указанный коэффициент блокировки дифференциала можно обеспечить только системой автоматического управления блокированием дифференциала.



1, 2 – области блокированного и разблокированного дифференциалов соответственно

Рисунок 2.11 – Распределение крутящих моментов на полуосях блокированного дифференциала

## 2.2 Подтормаживание ведущего колеса

В колесных машинах с дифференциальным приводом часто используется подтормаживание буксующего колеса. Однако до настоящего времени нет исследования и обоснования оптимальных режимов применения данного способа, его эффективности в сравнении с блокированием межколесного дифференциала.

Рассмотрим режим прямолинейного движения машины. Если буксование колес ведущего моста одинаково, сателлиты межколесного дифференциала не вращаются. При различном буксовании колес начинается относительное вращение полуосей и сателлиты вращаются относительно своих осей. Дифференциал вступает в работу. Произведем

анализ моментов на колесах моста, находящихся в разных сцепных условиях, когда подтормаживается колесо, имеющее большее буксование. На схеме, представленной на рисунке 2.12, подтормаживается правое колесо. В режиме подтормаживания колеса тормозной механизм, связанный с корпусом моста, создает на полуоси момент торможения  $M_T$ . При этом дифференциал не блокируется и имеет две степени свободы.

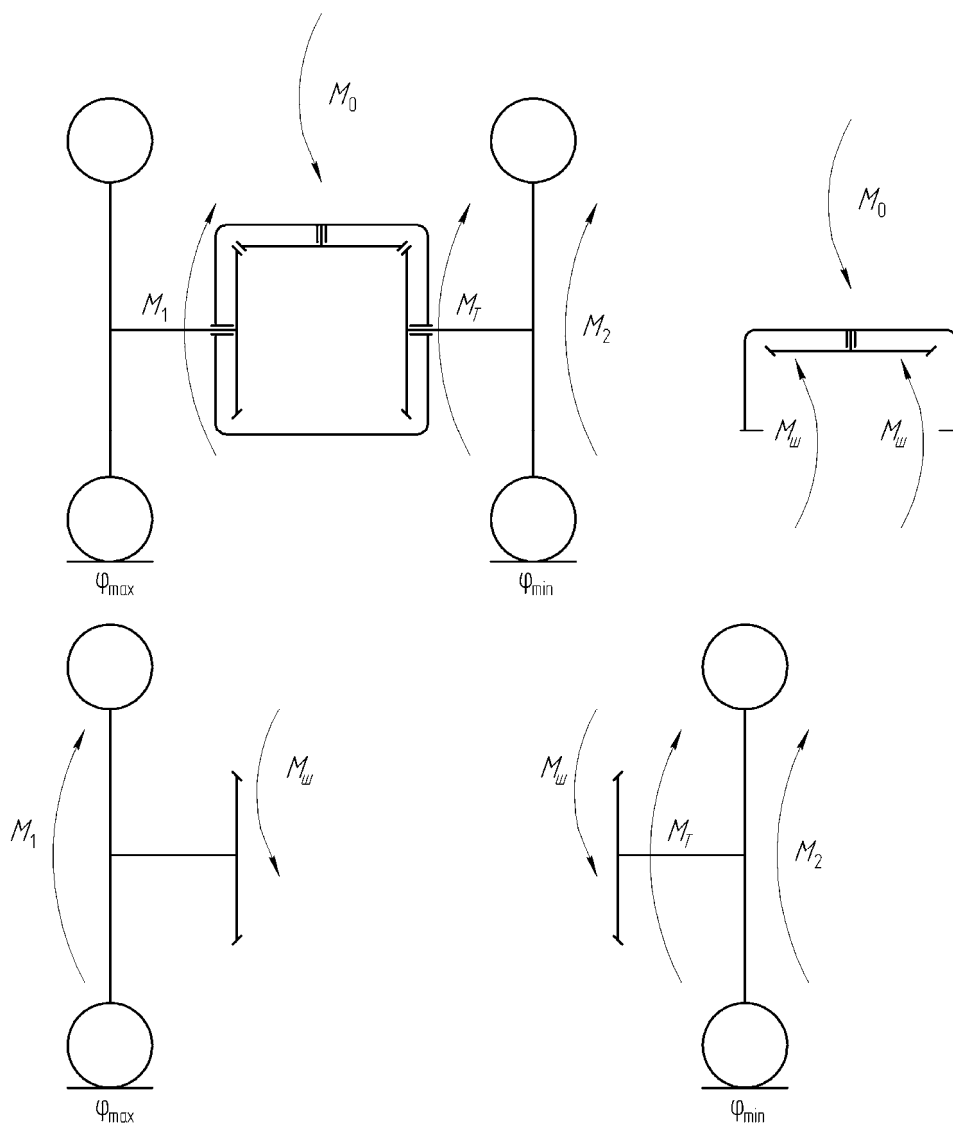


Рисунок 2.12 – Схема крутящих моментов, действующих на ведущий мост

Учитывая, что сателлиты представляют собой равноплечие рычаги, запишем следующие независимые уравнения:

$$M_0 = M_1 + M_2 + M_T; \quad (2.17)$$

$$M_0 = 2M_u; \quad (2.18)$$

$$M_u = M_2 + M_T. \quad (2.19)$$

Крутящий момент на колесе с лучшими сцепными условиями с опорной поверхностью

$$M_1 = M_2 + M_T. \quad (2.20)$$

Крутящий момент на подтормаживаемом колесе

$$M_2 = M_u - M_T. \quad (2.21)$$

Совместное рассмотрение выражений (2.19) и (2.20) позволяет сделать следующие выводы. Момент торможения при подтормаживании колеса не реализуется в пятне контакта этого колеса. Его реализация происходит в пятне контакта колеса, которое находится в лучших сцепных условиях с опорной поверхностью. При подтормаживании колеса с повышенным буксованием сила тяги возрастает на величину

$$\Delta F_K = \frac{M_T}{r_D}. \quad (2.22)$$

Следовательно, дифференциальный привод моста при подтормаживании колеса приобретает свойства заблокированного. У дифференциального привода, имеющего две степени свободы, в отличие от заблокированного, у которого одна, в данном случае становится возможной реализация разных крутящих моментов на колесах. По аналогии с коэффициентом блокировки дифференциала введем коэффициент распределения крутящих моментов по колесам моста

$$k = \frac{M_1}{M_2} = \frac{M_2 + M_T}{M_2} = 1 + \frac{M_T}{M_2} \quad (2.23)$$

или, выражая через подведенный к дифференциалу момент, получим

$$k = \frac{0,5M_0}{0,5M_0 - M_T}. \quad (2.24)$$

Подторможенное колесо реализует свои сцепные свойства. Движение моста в этих условиях будет происходить до тех пор, пока тормозной момент не достигнет разности моментов:

$$M_T = M_1 - M_2 \leq (\varphi_{\max} - \varphi_{\min}) \cdot G_K \cdot r_D. \quad (2.25)$$

В случае нарушения данного неравенства происходит срыв колеса, которое находится в лучших сцепных условиях с опорной поверхностью. Оно начинает ускоренно вращаться. Подторможенное колесо, находящееся в худших сцепных условиях, заторможено и не вращается. Мост, а следовательно, и автомобиль теряют способность к движению. Сравнивая выражения (2.25) и (2.26), можно сказать, что при подтормаживании ведущего колеса тормозной момент выполняет роль блокирующего момента. Однако физическая природа явлений блокирования дифференциала и подтормаживания одной из полуосей дифференциала разная. При блокировании дифференциала внутренним моментом происходит блокирование кинематики механизма. Дифференциальный привод моста при полном блокировании дифференциала превращается в жесткий вал, т. е. с одной степенью свободы. Подведенный момент в заблокированном приводе распределяется по колесам в соответствии с их сцепными условиями. В режиме подтормаживания одной из полуосей дифференциала осуществляется его силовое блокирование. Тормозной момент компенсирует на колесе, которое находится в худших сцепных условиях, разность моментов, возникающую из-за разных коэффициентов сцепления  $\varphi_{\max}$ ,  $\varphi_{\min}$ . Вследствие того, что сателлиты являются равноплечими рычагами, на полуосевые шестерни подаются одинаковые моменты. Но на подтормаживаемом колесе тормозной момент не реализуется, т. к. является внешним для этого колеса. Кинематика дифференциала не блокируется, и механизм сохраняет дифференциальное свойство.

Сравним эффективность распределения моментов по колесам моста при подтормаживании ведущего колеса, находящегося в худших сцепных условиях, и блокировании дифференциала управляемой фрикционной муфтой (блокируется полуось-корпус дифференциала). Независимо от того, является полуось забегающей или отстающей, коэффициент блокировки дифференциала

$$k_{\delta} = \frac{M_0 + M_f}{M_0 - M_f}. \quad (2.26)$$

Найдем разность выражений (2.24) и (2.26), считая, что  $M_T = M_f$ :

$$k - k_{\bar{o}} = \frac{2M_f^2}{(M_0 - 2M_f) \cdot (M_0 - M_f)}. \quad (2.27)$$

Поскольку  $M_0 - 2M_f > 0$ , то и  $k - k_{\bar{o}} > 0$ . Следовательно, если  $M_T = M_f$ , то при подтормаживании колеса распределение подведенного момента по колесам будет большим, чем при блокировании дифференциала управляемой фрикционной муфтой. Графическая иллюстрация рассматриваемого сравнения представлена на рисунке 2.13. Построение зависимостей проводилось на основании выражений (2.24), (2.26). При этом принималось различное изменение момента трения  $M_f$  (рисунок 2.14).

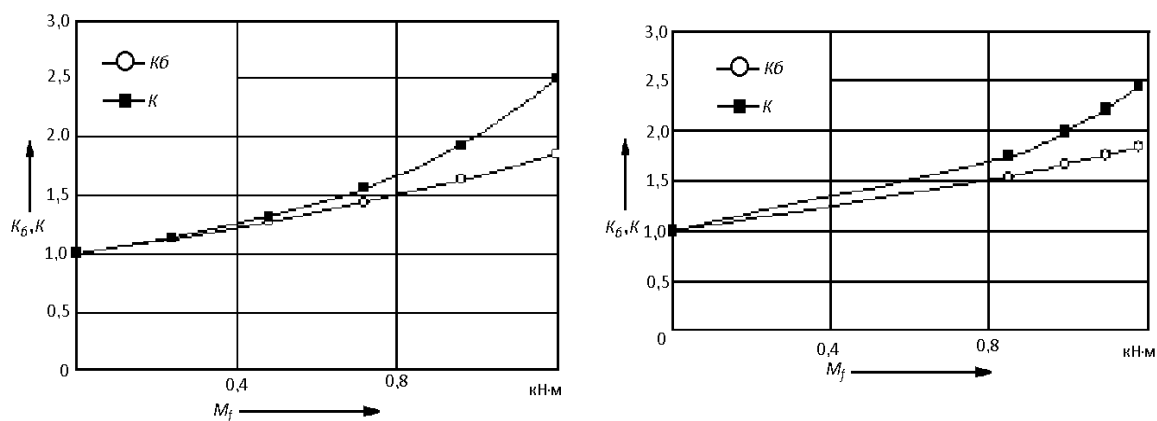


Рисунок 2.13 – Зависимость коэффициентов  $k_{\bar{o}}$  и  $k$  от момента трения  $M_f$  (подведенный момент к дифференциалу  $M_0 = 4$  кН·м)

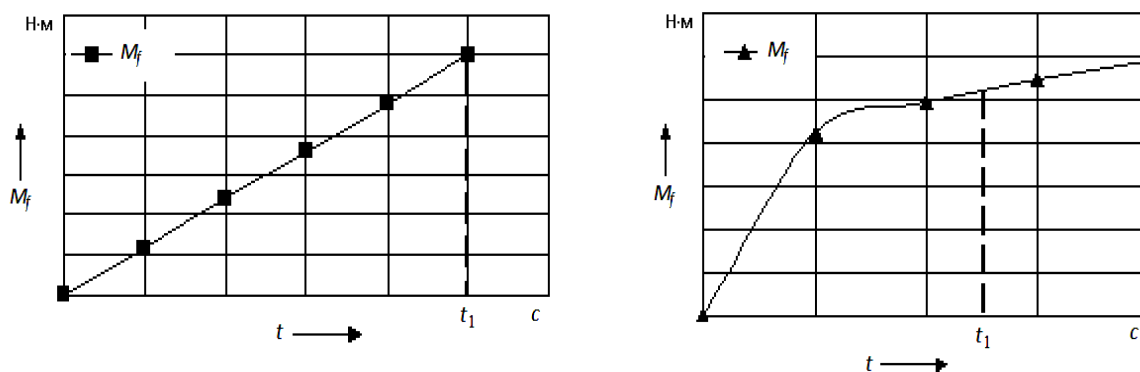


Рисунок 2.14 – Изменения момента трения  $M_f$

Анализ зависимостей коэффициентов  $k_b$  и  $k$ , представленных на рисунке 2.13, показывает, что с ростом момента трения  $M_f$  разница между ними становится существенной. Например, если на колесе, по сравнению с другим, реализуемый коэффициент сцепления уменьшился на 60 %, то при одном моменте трения  $M_T = M_f = 1,2$  кН·м необходимый коэффициент блокировки дифференциала, равный 2,5, обеспечивает подтормаживание колеса. Блокирование же дифференциала при этом моменте трения дает коэффициент блокировки в 1,3 раза меньший, т. е. 1,9. Для достижения коэффициента блокирования 2,5 момент трения во фрикционной муфте, блокирующей дифференциал, должен быть увеличен в 1,43 раза. Если же различие коэффициентов сцепления колес моста не превышает 40 % (например обледенелый асфальт, покрытый снегом; стерня – вспаханное поле), то эффективность подтормаживания колеса и блокирования дифференциала практически одинакова.

Определим КПД моста при подтормаживании колеса (рисунок 2.15). К корпусу дифференциала подводится мощность  $P_0$ , на полуосях отводятся мощности  $P_1$  и  $P_2$ . КПД моста определяется из выражения

$$\eta_M = \frac{P_1 + P_2}{P_0}. \quad (2.28)$$

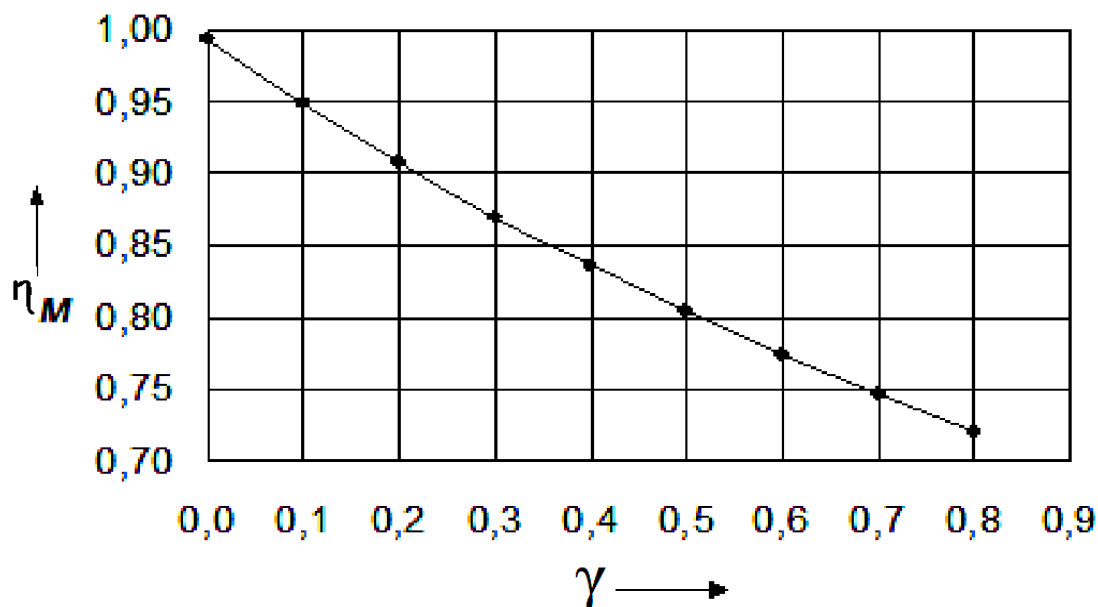


Рисунок 2.15 – Зависимость КПД моста от коэффициента эффективности тормозного механизма при  $\eta_0 = 0,9$



Величины, входящие в уравнение,

$$P_1 = M_1 \cdot \omega_1 = M_1(\omega_0 + \omega_r); \quad (2.29)$$

$$P_2 = M_2 \cdot \omega_2 = M_2(\omega_0 - \omega_r),$$

где  $\omega_0$  – угловая скорость корпуса дифференциала;

$\omega_r$  – скорость полуоси относительно корпуса дифференциала.

Подведенная мощность к корпусу дифференциала

$$P_0 = M_0 \cdot \omega_0 = (M_1 + M_2 + M_T) \omega_0. \quad (2.30)$$

При этом КПД дифференциального механизма

$$\eta_\partial = \frac{M_2}{M_1}. \quad (2.31)$$

Введем коэффициент эффективности подтормаживания полуоси

$$\gamma = \frac{M_T}{M_2}. \quad (2.32)$$

Рассмотрим движение машины на повороте радиусом  $R$ . В ведущем мосту установлен самоблокирующийся дифференциал и подтормаживается ведущее колесо. Известно, что

$$\omega_r = \omega_0 \cdot \frac{B}{2R}, \quad (2.33)$$

где  $B$  – колея моста;

$R$  – расстояние от центра поворота машины до центра моста.

При отсутствии подтормаживания колеса  $\omega_r = 0$  из выражения (2.32) получаем формулу для определения КПД моста [2]

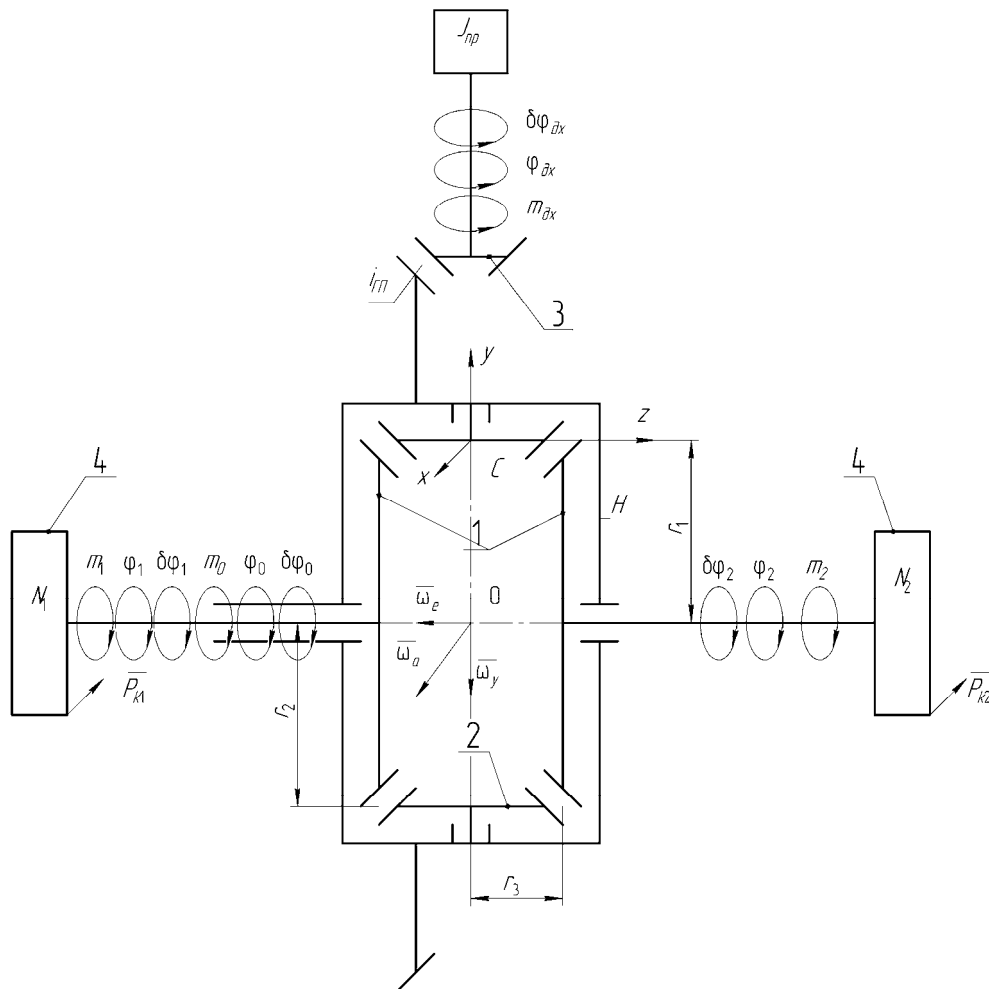
$$\eta_M = 1 - \frac{B}{2R} \cdot \frac{1 - \eta_D}{1 + \eta_D}.$$

### 2.3 Теоретическая основа совершенствования алгоритма ПБС

Основой совершенствования алгоритмов АБС/ПБС является их аналитическая база, позволяющая моделирование системы управления на стадии ее проектирования.

Необходимым условием моделирования работы симметричного дифференциала являются динамические уравнения, описывающие его работу в различных условиях сцепления колес с опорной поверхностью и разных режимах движения автомобиля.

Для составления динамических уравнений симметричного межколесного дифференциального механизма рассмотрим расчетную схему, представленную на рисунке 2.16.



1 – солнечные шестерни; H – водило; 2 – сателлиты; 3 – шестерня главной передачи; 4, 4' – колеса автомобиля;  $J_{np}$  – приведенный момент инерции к шестерне главной передачи;  $i_{21}$  – передаточное отношение главной передачи

Рисунок 2.16 – Кинематическая схема симметричного межколесного дифференциального механизма

Дадим элементам дифференциала независимые возможные перемещения по обобщенным координатам  $\dot{\varphi}_0$  и  $\dot{\varphi}_1$ , соответствующие  $\delta\varphi_0$  и  $\delta\varphi_1$  в направлении возрастания углов  $\varphi_0$  и  $\varphi_1$  (см. рисунок 2.16).

Сообщая разные угловые скорости вращения водилу  $H$ , можно получить необходимые угловые скорости вращения колес 1 и 2. К водилу  $H$  приложен вращающий момент  $m_0$ , передаваемый от двигателя; к колесам 1 и 2 – вращающие моменты  $m_1$  и  $m_2$ , передаваемые от водила к солнечным шестерням. При составлении дифференциальных уравнений движения элементов сателлита полагаем, что шестерни 1, 2 и 3 представляют собой однородные диски соответственно весами  $P_1, P_2$  и  $P_3$  и радиусами  $r_1, r_2$  и  $r_3$  ( $r_1 = r_2$ ).

Угловая скорость вращения водила

$$\omega_e = \omega_{\text{дк}} \cdot i_{\text{ен}},$$

где  $\omega_{\text{дк}}$  – угловая скорость вращения ведущей шестерни главной передачи;

$i_{\text{ен}}$  – передаточное отношение главной передачи.

Симметричный межколесный дифференциальный механизм является системой с двумя степенями свободы.

Для его рассмотрения в качестве обобщенных координат выберем угол поворота  $\varphi_0$  водила, угол поворота колеса  $\varphi_1$ . Для составления дифференциальных уравнений движения элементов симметричного дифференциального механизма воспользуемся уравнением Лагранжа 2-го рода.

Уравнения Лагранжа 2-го рода для рассматриваемого механизма в обобщенных координатах  $\varphi_0$  и  $\varphi_1$  имеют вид:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{dT}{d\dot{\varphi}_0} - \frac{dT}{d\varphi_0} = Q_{\varphi_0}; \quad \frac{d}{dt} \cdot \frac{dT}{d\dot{\varphi}_1} - \frac{dT}{d\varphi_1} = Q_{\varphi_1}, \quad (2.34)$$

где  $T$  – кинетическая энергия дифференциального механизма;

$Q_{\varphi_0}, Q_{\varphi_1}$  – обобщенные силы по координатам  $\varphi_0, \varphi_1$ ;

$\dot{\varphi}_0, \dot{\varphi}_1$  – обобщенные скорости по соответствующим координатам.

Изобразим активные моменты  $m_0, m_1$  и  $m_2$ , при этом реакции связей показывать не будем, т. к. полагаем, что связи, наложенные на элементы дифференциального механизма, являются идеальными.

Для вычисления обобщенной силы  $Q_{\varphi_0}$  по координате  $\varphi_0$  сообщим дифференциалу возможное перемещение  $\delta\varphi_0$ , считая при этом  $\delta\varphi_1$  равным нулю.

При неподвижном колесе  $4'$  водило  $H$  получило возможное угловое перемещение  $\delta\varphi_0$  вокруг своей оси вращения (рисунок 2.17). Тогда возможное перемещение точки  $C$ , принадлежащей водилу и сателлиту,  $\delta r_c = r_1 \cdot \delta\varphi_0$  при  $\delta\varphi_1 = 0$ , а точки  $D$ , принадлежащей сателлиту,

$$\delta r_D = 2 \cdot \delta r_c = 2r_1 \cdot \delta\varphi_0.$$

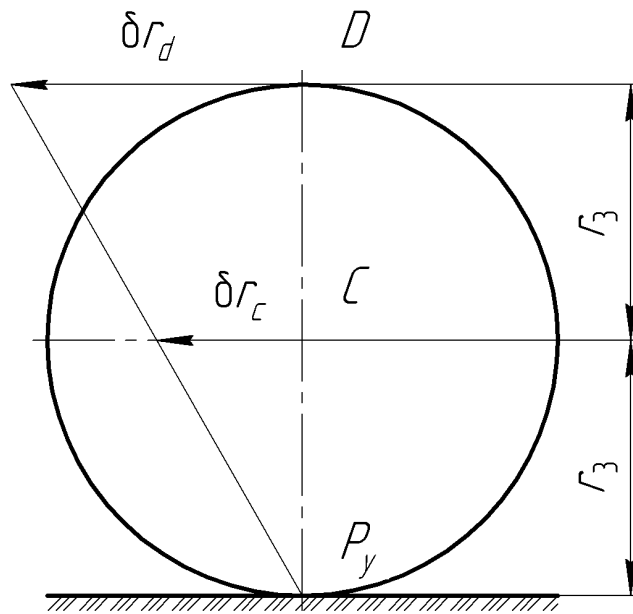


Рисунок 2.17 – Распределение линейных скоростей точек сателлита симметричного дифференциального механизма

Учитывая, что точка  $D$  одновременно принадлежит колесу  $4$ , выразим  $\delta r_D$  через  $\delta\varphi_2$ . Тогда  $\delta r_D = r_2 \cdot \delta\varphi_2$ .

Следовательно,

$$r_1 \cdot \delta\varphi_2 = 2r_1 \cdot \delta\varphi_0;$$

$$\delta\varphi_2 = 2 \cdot \delta\varphi_0 \quad (\text{по условию } r_2 = r_1). \quad (2.35)$$

Вычислим сумму работ активных сил на возможных перемещениях точек системы, соответствующих возможному перемещению  $\delta\varphi_0$ . Получим

$$\delta A = m_0 \cdot \delta \varphi_0 - m_2 \cdot \delta \varphi_2,$$

где  $m_2$  – момент, реализуемый колесом при его взаимодействии с опорной поверхностью,

$$m_2 = N_2 \cdot \varphi_{сц_2} \cdot r,$$

где  $\varphi_{сц_2}$  – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью;

$N_2$  – нормальная реакция опорной поверхности на колесо 4'.

Работа момента  $m_2$  отрицательна, т. к. направления  $m_2$  и  $\delta \varphi_2$  противоположны.

Учитывая формулу (2.35), получим

$$\delta A = (m_{\text{ок}} \cdot i_{\text{ен}} - 2N_2 \cdot \varphi_{сц_2} \cdot r_1) \cdot \delta \varphi_0. \quad (2.36)$$

Работа момента  $m_1$  равна нулю, т. к. колесо 4' неподвижно. Работа сил веса сателлита и солнечных шестерен  $P_4, P_4'$  и сателлитов  $P_2$  равна нулю, т. к. точки приложения данных сил перпендикулярны перемещениям. Работа сил тяжести всех элементов дифференциала равна нулю.

Обобщенной силой  $Q_{\varphi_0}$  является коэффициент, стоящий при  $\delta \varphi_0$  в формуле (2.36), т. е.

$$Q_{\varphi_0} = m_{\text{ок}} \cdot i_{\text{ен}} - 2N_2 \cdot \varphi_{сц_2} \cdot r_1. \quad (2.37)$$

Для вычисления обобщенной силы  $Q_{\varphi_1}$  дадим обобщенное возможное перемещение  $\delta \varphi_1$ , считая при этом  $\delta \varphi_0$  равным нулю:  $\delta \varphi_1 \neq 0$ ;  $\delta \varphi_2 \neq 0$ . Это значит, что при неподвижном водиле  $H$  колесо 4' получило возможное перемещение  $\delta \varphi_1$ . При этом колесо 4 посредством колеса 4' получило равное по величине возможное перемещение  $\delta \varphi_2$ , направленное в противоположную сторону:  $\delta \varphi_1 = \delta \varphi_2$ . Следовательно, направления  $m_2$  и  $\delta \varphi_2$  не совпадают.

Вычислим сумму работ активных сил на обобщенном возможном перемещении  $\delta \varphi_1$ :

$$\delta A = m_1 \cdot \delta \varphi_1 + m_2 \cdot \delta \varphi_2 = -(m_1 + m_2) \cdot \delta \varphi_1;$$

$$m_1 = N_1 \cdot \varphi_{cy_1} \cdot r_1;$$

$$m_2 = N_2 \cdot \varphi_{cy_2} \cdot r_1.$$

Учитывая, что  $\delta A = Q_{\varphi_1} \cdot \delta \varphi_1$ , находим следующее:

$$Q_{\varphi_1} = -(m_1 + m_2) = -(N_1 \cdot \varphi_{cy_1} + N_2 \cdot \varphi_{cy_2}) \cdot r_1. \quad (2.38)$$

Переходим к вычислению кинетической энергии  $T$  дифференциального механизма, включающей зубчатые колеса 1, 2 и 3 (по условию массой кривошипа  $AOC$  пренебрегаем):

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_H. \quad (2.39)$$

Кинетическая энергия колеса 1, вращающегося вокруг неподвижной вертикальной оси,

$$T_1 = \frac{1}{2} J_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2, \quad (2.40)$$

где  $J_1$  – момент инерции колеса 4 относительно его оси вращения.

Кинетическая энергия колеса 4', вращающегося вокруг неподвижной вертикальной оси,

$$T_2 = \frac{1}{2} J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2, \quad (2.41)$$

где  $J_2$  – момент инерции колеса 4 относительно его оси вращения.

Для вычисления кинетической энергии колеса 3 применяем формулу

$$T_3 = \frac{1}{2} \frac{P_3}{g} \cdot V_c^2 + \frac{1}{2} (J_{3x} \cdot \omega_x^2 + J_{3y} \cdot \omega_y^2 + J_{3z} \cdot \omega_z^2 - 2J_{3yz} \cdot \omega_y \cdot \omega_z - 2J_{3zx} \cdot \omega_z \cdot \omega_x - 2J_{3xy} \cdot \omega_x \cdot \omega_y),$$

где  $V_c$  – скорость центра тяжести  $C$  колеса 3;

$\omega_x, \omega_y, \omega_z$  – проекции абсолютной угловой скорости  $\omega_a$  колеса 3 на подвижные координатные оси  $x, y, z$ , жестко связанные с ним;



$J_{3x}, J_{3y}, J_{3z}$  – осевые моменты инерции;

$J_{3yz}, J_{3zx}, J_{3xy}$  – центробежные моменты инерции колеса 3 относительно соответствующих осей координат.

Выберем начало осей координат в центре тяжести  $C$  колеса 3. Направим по вертикали ось  $Z$ , по горизонтали направо вдоль оси относительного вращения колеса 3 ось  $y$  и, следовательно, перпендикулярно к плоскости рисунка ось  $x$ . Нетрудно заметить, что при подобном расположении осей координат они являются главными осями инерции колеса 3 (колесо 3, подобно колесам 1 и 2, считаем однородным круглым диском).

Следовательно, центробежные моменты инерции  $I_{3yz} = I_{3zx} = I_{3xy} = 0$ , и формула для подсчета кинетической энергии  $T_3$  колеса 3 упрощается:

$$T_3 = \frac{1}{2} \frac{P_3}{g} \cdot V_c^2 + \frac{1}{2} (J_{3x} \cdot \omega_x^2 + J_{3y} \cdot \omega_y^2 + J_{3z} \cdot \omega_z^2). \quad (2.42)$$

Для вычисления  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$  надо определить абсолютную угловую скорость  $\omega_a$  колеса 3. Колесо участвует в переносном вращательном движении с угловой скоростью  $\omega_e = \dot{\phi}_0$  вокруг вертикальной оси и в относительном вращательном движении с угловой скоростью  $\omega_r$  вокруг оси симметрии колеса 3.

Для определения  $\omega_r$  представим себе наблюдателя, расположенного на водиле  $H$ . Этому наблюдателю кривошип кажется неподвижным. Следовательно, глазам наблюдателя представится относительная картина движений. Ему будет казаться, что колеса 4, 4' и 2 вращаются вокруг неподвижных осей. Запишем зависимости между относительными угловыми скоростями колес и их радиусами:

$$\frac{\omega_4^r}{\omega_1^r} = \frac{r_2}{r_1}; \quad \frac{\omega_2^r}{\omega_3^r} = -\frac{r_1}{r_2},$$

где  $\omega_1^r, \omega_2^r, \omega_3^r$  обозначают угловые скорости колес 4, 4' и 2 по отношению к водилу  $H$ , вращающемуся с угловой скоростью  $\omega_0$ . Во второй пропорции стоит знак «минус», который при совместном рассмотрении пропорций должен указывать на различные направления относительных угловых скоростей колес 4 и 4'. Действительно, перемножив пропорции, получим

$$\frac{\omega_1^r}{\omega_2^r} = -\frac{r_2}{r_1}.$$

Учитывая, что по условию  $r_1 = r_2$ , находим  $\omega_4^r = -\omega_{4'}^r$ . Так как  $\omega_4^r = \omega_4 - \omega_0$ ,  $\omega_1^r = \omega_1 - \omega_0$ , то

$$\begin{aligned}\omega_4 &= 2\omega_0 - \omega_{4'}; \\ \dot{\phi}_4 &= 2\dot{\phi}_0 - \dot{\phi}_{4'}.\end{aligned}\tag{2.43}$$

Из первой пропорции определим относительную угловую скорость  $\omega_2^r$  колеса 2:

$$\omega_2^r = \frac{r_4}{r_3} \omega_2^r = \frac{r_4}{r_3} (\omega_4 - \omega_0);\tag{2.44}$$

$$\omega_2^r = \frac{r_1}{r_3} (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_0).$$

Применим к колесу 2 теорему о сложении вращений твердого тела вокруг пересекающихся в точке  $O$  осей:

$$\omega_a = \omega_e - \omega_r.$$

Вычислим проекции абсолютной угловой скорости  $\omega_a$  колеса 2 на осях  $x, y, z$ , жестко связанных с ним:

$$\omega_x = 0; \quad \omega_y = -\omega_2^r; \quad \omega_z = \omega^e.$$

Учитывая формулу (2.44) и замечая, что  $\omega_e = \dot{\phi}_0$ , имеем

$$\omega_x = 0; \quad \omega_y = -\frac{r_4}{r_{4'}} (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_{4'}); \quad \omega_z = \dot{\phi}_0.$$

Подставляя  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$  в формулу кинетической энергии и принимая во внимание, что



$$V_c = |oc| \omega_0 = r_1 \cdot \dot{\phi}_0,$$

получим

$$T_3 = \frac{1}{2} \frac{P_2}{g} \cdot r_1^2 \cdot \dot{\phi}_0^2 + \frac{1}{2} J_{3y} \frac{r_1^2}{r_3^2} (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_0)^2 + \frac{1}{2} J_{3z} \cdot \dot{\phi}_0^2;$$

$$T_3 = \frac{1}{2} \left( J_{3z} + \frac{P_3}{g} \cdot r_1^2 + \frac{1}{2} J_{3y} \cdot \frac{r_1^2}{r_3^2} \right) \cdot \dot{\phi}_0^2 + \frac{1}{2} J_{3y} \cdot \frac{r_1^2}{r_3^2} \cdot \dot{\phi}_1^2 - J_{3y} \cdot \frac{r_1^2}{r_3^2} \cdot \dot{\phi}_0 \cdot \dot{\phi}_1. \quad (2.45)$$

Кинетическая энергия станочного дифференциала (2.39) после подстановки значений  $T_1$ ,  $T_2$  и  $T_3$  из формул (2.40), (2.41) и (2.45) при одновременном учете соотношения (2.43)

$$T = \frac{1}{2} \left( 4J_2 + J_{3z} + \frac{P_3}{g} \cdot r_1^2 + J_{3y} \cdot \frac{r_1^2}{r_3^2} \right) \cdot \dot{\phi}_0^2 + \frac{1}{2} \left( J_1 + J_2 + J_3 \cdot \frac{r_1^2}{r_3^2} \right) \cdot \dot{\phi}_1^2 - \left( 2J_2 + J_{3y} \cdot \frac{r_1^2}{r_3^2} \right) \cdot \dot{\phi}_0 \cdot \dot{\phi}_1. \quad (2.46)$$

Для составления уравнений Лагранжа вычислим частные производные кинетической энергии  $T$  по обобщенным скоростям  $\dot{\phi}_0$  и  $\dot{\phi}_1$ , а затем возьмем производные полученных результатов по времени. Находим следующее:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_0} = \left( 4J_2 + J_{3z} + \frac{P_3}{g} \cdot r_1^2 + J_{3y} \cdot \frac{r_1^2}{r_3^2} \right) \cdot \ddot{\phi}_0 - \left( 2J_2 + J_{3y} \cdot \frac{r_1^2}{r_3^2} \right) \cdot \ddot{\phi}_1; \quad (2.47)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} = \left( J_1 + J_2 + J_{3y} \cdot \frac{r_1^2}{r_3^2} \right) \cdot \ddot{\phi}_1 - \left( 2J_2 + J_{3y} \cdot \frac{r_1^2}{r_3^2} \right) \cdot \ddot{\phi}_0. \quad (2.48)$$

Учитывая, что выражение кинетической энергии  $T$  дифференциала не зависит от обобщенных координат  $\phi_1$  и  $\phi_2$ , имеем

$$\frac{\partial T}{\partial \phi_0} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \phi_1} = 0. \quad (2.49)$$



После подстановки формул (2.37), (2.38), (2.47)–(2.49) в уравнения (2.34) получим уравнения Лагранжа для обобщенных координат  $\varphi_0$  и  $\varphi_1$

$$\left. \begin{aligned} & \left( 4J_2 + J_{3z} + \frac{P_3}{g} \cdot r_1^2 + J_{3y} \cdot \frac{r_1^2}{r_2^2} + J_{np} \right) \cdot \ddot{\varphi}_0 - \left( 2J_4 + J_{2y} \cdot \frac{r_1^2}{r_2^2} \right) \cdot \ddot{\varphi}_1 = \\ & \quad = m_{\text{ок}} \cdot i_{kn} - 2N_2 \cdot \varphi_{cy_2} \cdot r_1; \\ & \left( J_4 + J_{4'} + J_{2y} \cdot \frac{r_1^2}{r_2^2} \right) \cdot \ddot{\varphi}_1 - \left( 2J_4 + J_{2y} \cdot \frac{r_1^2}{r_3^2} + J_{np} \right) \cdot \ddot{\varphi}_0 = \\ & \quad = - \left( N_1 \cdot \varphi_{cy_1} + N_2 \cdot \varphi_{cy_2} \right) \cdot r_1. \end{aligned} \right\} \quad (2.50)$$

По условию задачи колеса 1, 2 и 3 считаем однородными круглыми дисками, поэтому

$$J_1 = \frac{P_1 \cdot r_1^2}{2g}; \quad J_2 = \frac{P_2 \cdot r_2^2}{2g}; \quad J_{3y} = \frac{P_3 \cdot r_3^2}{2g}; \quad J_{3z} = \frac{P_3 \cdot r_3^2}{4g}.$$

Теперь уравнения движения дифференциала принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{1}{4g} \left[ 8P_4 \cdot r_1^2 + P_3 (6r_1^2 + r_3^2) \right] \cdot \ddot{\varphi}_0 - \frac{2P_4 + P_3}{2g} r_1^2 \cdot \ddot{\varphi}_1 = m_{\text{ок}} - 2m_2; \\ & \frac{P_4 + P_{4'} + P_3}{2g} r_1^2 \cdot \ddot{\varphi}_1 - \frac{2P_4 + P_3}{2g} r_1^2 \cdot \ddot{\varphi}_0 = m_1 + m_2. \end{aligned} \right\} \quad (2.51)$$

Решив систему уравнений (2.51) относительно  $\ddot{\varphi}_0, \ddot{\varphi}_1$ , определим искомые угловые ускорения водила  $H$  и колеса 4:

$$\ddot{\varphi}_0 = \frac{LN + MS}{KL - M^2}; \quad \ddot{\varphi}_1 = \frac{KS + MN}{KL - M^2}.$$

Здесь

$$K = \frac{1}{4g} \left[ 8P_2 \cdot r_1^2 + P_3 (6r_1^2 + r_2^2) \right]; \quad L = \frac{P_1 + P_2 + P_3}{2g} r_1^2;$$

$$M = \frac{2P_2 + P_3}{2g} r_1^2; \quad N = m_0 - 2m_2; \quad S = m_1 + m_2.$$

Воспользовавшись формулой (2.46), найдем  $\ddot{\varphi}_2 = 2\ddot{\varphi}_0 - \ddot{\varphi}_1$ . После подстановки в эту формулу выражений  $\ddot{\varphi}_0$  и  $\ddot{\varphi}_1$  угловое ускорение колеса 2

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{N(2L - M) + S(2M - K)}{KL - M^2},$$

где  $K, L, M, N$  имеют значения, указанные ранее.

Полученные уравнения являются некоторым уточнением результатов, приведенных в [2, 59, 84], и позволяют создать более эффективный алгоритм ПБС колесной машины.

### 3 Силы в контакте колес с опорной поверхностью

Понимание взаимодействия упругого пневматика с опорной поверхностью весьма важно не только для изучения движения колесных машин, их управляемости (термин, подлежащий уточнению для организации управления) и плавности хода, а также необходимо для создания систем автоматического управления движением машин. При этом обращает на себя особое внимание силовое взаимодействие колес с опорной поверхностью, т. к. оно оказывает решающее влияние на управляемость и устойчивость движения колесной машины. Действительно, все, даже аэродинамические, воздействия на автомобиль отражаются на силах и моментах, возникающих в контакте колес с опорной поверхностью, которые, в свою очередь, определяют параметры движения мобильной машины.

Следовательно, для создания систем управления движением АТС первичной задачей является установление закономерности изменения силовых факторов в зависимости от характеристик опорной поверхности и параметров управляющего воздействия оператора во временной связи с тем, чтобы разработать критерий формирования сигналов управления.

В исследовании качения колес можно выделить два направления:

1) исследования качения пневматика по деформируемой опорной поверхности, решающие проблемы тяговых качеств и проходимости колесных машин;

2) исследования качения колеса по недеформируемой поверхности, касающиеся изучения движения высокоскоростных колесных машин, эксплуатируемых по искусственным дорожным покрытиям.

Анализ экспериментально-теоретических исследований качения колеса показал, что все результаты исследований сводятся к установлению закономерностей изменения силовых факторов (косвенных параметров) в контакте колес с опорной поверхностью в зависимости от параметров, косвенно характеризующих кинематические параметры. Между тем задача установления регулярной закономерности изменения силовых факторов в контакте колеса с опорной поверхностью во временной связи является наиболее важной для разработки критерия формирования сигналов управления САБ, основанного на силовом анализе. В практике же проектирования колесных машин результаты исследования качения колеса используют для выбора характеристик движителей и прогноза тягово-динамических качеств машины на стадии их проектирования.

Исходя из постановки задач исследований для выявления регулярной закономерности изменения сил, возникающих в контакте колеса с опорной поверхностью, необходимых для построения эффективных алгоритмов управления движением машин, обратимся, прежде всего, к анализу существующих теоретических и экспериментальных исследований качения упругого пневматика по деформируемой опорной поверхности.

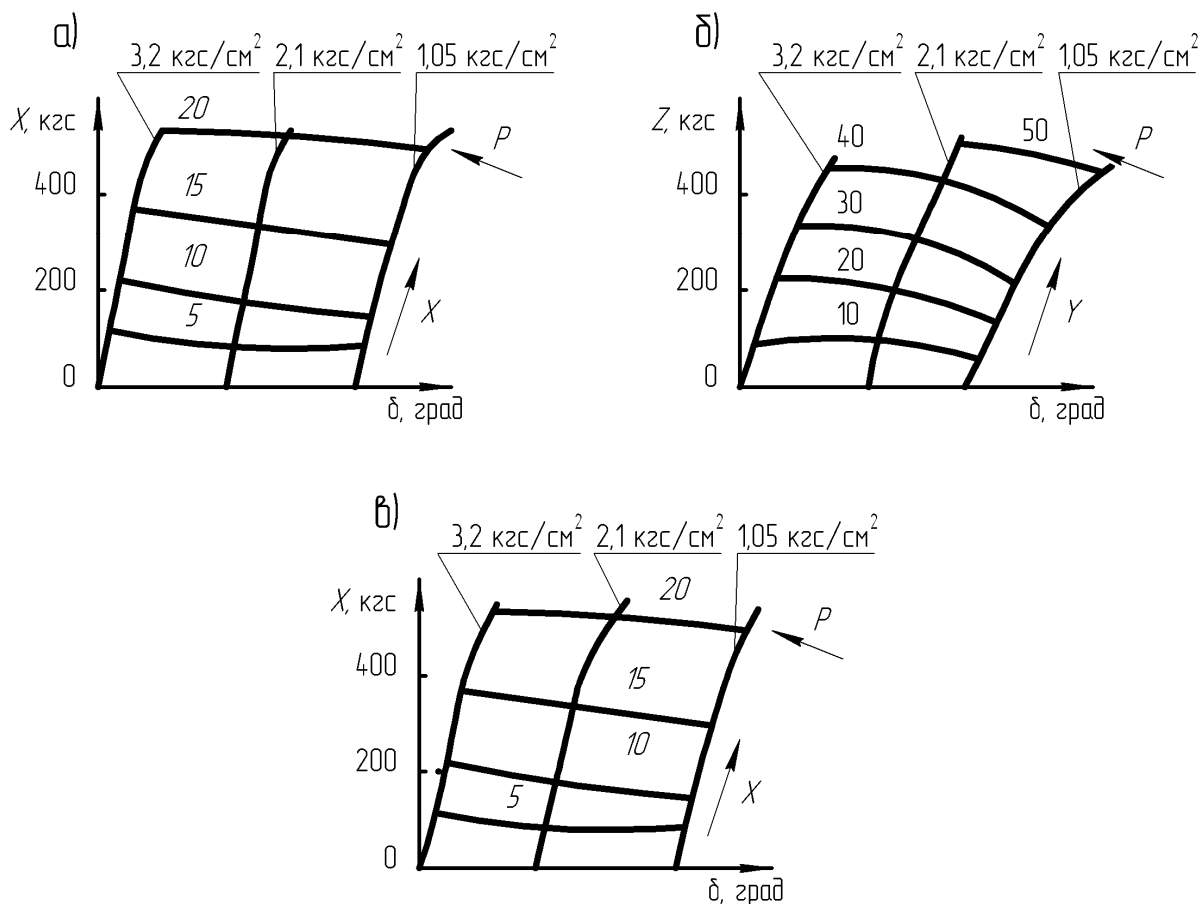
Многие авторы интерпретируют различные подходы к изучению качения колеса [1, 2, 5, 6, 8, 9, 12, 13, 18, 19, 27–30, 48–51, 54, 56, 61, 63, 65, 71, 76, 86, 87]. Задача создания систем управления исполнительными механизмами колесных машин состоит в том, чтобы обобщить главные закономерности изменения силовых факторов, возникающих в контакте колеса с опорной поверхностью, с тем, чтобы разработать принципы формирования сигналов управления САБ АТС, основанных на измерении и анализе силовых факторов.

### ***3.1 Статические характеристики шин***

Изучение динамики движения колесных транспортных средств требует знания, прежде всего, характеристик пневматических шин. Шина оказывает значительное влияние на характер движения колесной машины, и весьма важно понимание ее взаимодействия с дорогой, при котором возникают силы и моменты. В связи с этим рассмотрим результаты испытаний шин [5, 27, 63].

Для получения начальной априорной информации о шине в первую очередь проводят ее статические испытания, в результате которых определяют радиальную, боковую и тангенциальную жесткости. На рисунке 3.1 приведены наиболее типичные зависимости деформации шины от вертикальной нагрузки [63]. Как видно из рисунка 3.1, при статическом нагружении шина проявляет свойства, схожие с упругой пружиной. Максимальные величины поперечной и продольной сил ограничены скольжением шины в контакте.

Испытаниями установлены взаимные влияния сил и деформаций. Например, приложение силы в горизонтальной плоскости увеличивает вертикальную деформацию шины при постоянной нагрузке [63, 65]. Хотя деформации малы, но факт наличия взаимосвязи между деформациями и силами может оказывать существенное влияние на управляемость и устойчивость движения автомобиля и на его плавность хода.



а – вертикальное нагружение; б – боковое нагружение; в – нагружение в продольном направлении

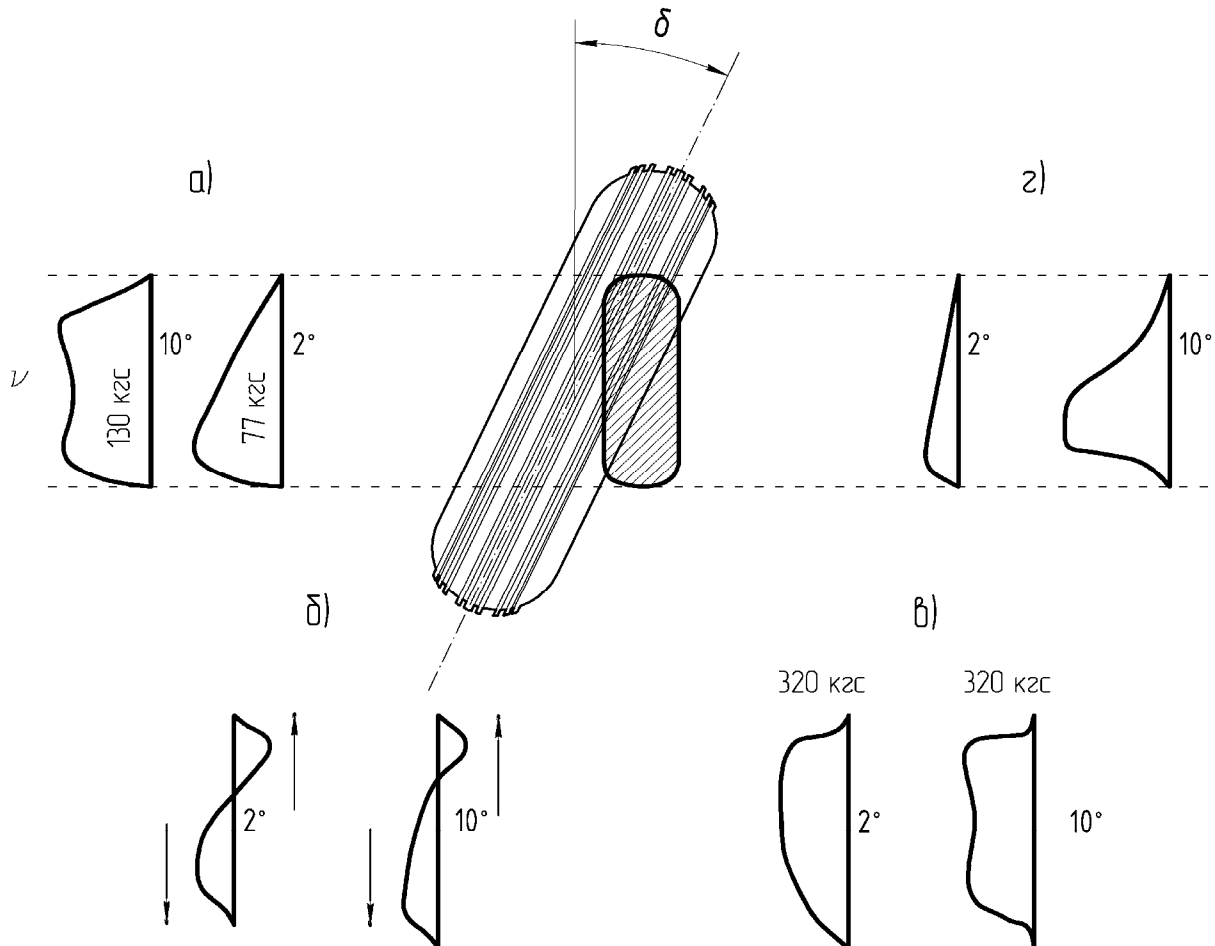
Рисунок 3.1 – Результаты статических испытаний шин

Так, если шину повернуть относительно вертикальной оси, то вследствие угловой деформации и смещения пятна контакта появятся боковая сила и момент, которые стремятся повернуть колесо в направлении его возможного качения (рисунок 3.2). Передняя часть контактной площадки параллельна направлению движения, а ее задняя часть изгибается в сторону средней плоскости колеса вследствие проскальзывания элементов шины. Для малых углов увода контактная площадка практически параллельна направлению качения, но по мере увеличения угла увода  $\delta$  зона проскальзывания перемещается вперед и при  $\delta = 12\text{--}15^\circ$  проскальзывает вся контактная площадка, а боковая сила достигает максимальной величины.

При малых углах увода боковые силы возрастают от передней части контактной площадки к задней, точка приложившей боковой силы смещается, и создается стабилизирующий момент относи-

тельно вертикальной оси. Для шины распределение вертикальной нагрузки примерно одинаково, а наличие продольных сил в площадке контакта шины с плоскостью дороги объясняется деформацией криволинейной поверхности шины.

Типичное распределение сил в контакте шины с дорогой [63] представлено на рисунке 3.2.



а; б; в – распределение боковой, тяговой, нормальной сил соответственно; г – перемещение шины по дороге

Рисунок 3.2 – Деформация шины при повороте на 2 и 10° и распределение сил в контактной площадке

Рост боковой силы при увеличении угла увода замедляется вследствие проскальзывания шины, которое начинается в задней части контактной площади и распространяется на ее переднюю часть по мере увеличения угла увода. Если к колесу прикладывается продольная сила, то ее элементарные силы распределяются аналогично элементарным боковым силам [63, 65].

Вертикальная сила влияет на величину боковой силы при любых углах увода.

При умеренном повышении давления в шине возрастают боковая сила и боковая жесткость, но чрезмерное увеличение давления в шине бесполезно, поскольку при этом уменьшается контактная площадка, что сводит на нет все преимущества, получаемые от увеличения боковой жесткости. При плохих дорожных условиях (грязь, мягкий снег) повышение давления в шине может быть целесообразным, т. к. в этом случае деформация протектора под действием давления воздуха способствует очистке рисунка шины.

Таким образом, взаимодействие колеса с опорной поверхностью характеризуется различными рода упругими и неупругими деформациями пневматика и опорной поверхности. При этом в контакте колес с опорной поверхностью возникают поля нормальных и касательных напряжений, распространяющихся на глубину и в разные стороны от места приложения нагрузки, что еще раз подтверждает невозможность учета всех факторов, влияющих на изменение сил, действующих в контакте колеса с деформируемой опорной поверхностью.

Установлению функциональных связей между силовыми факторами посвящено много исследований [28, 49, 54, 63, 61, 65], например, наиболее известными являются функциональные зависимости между напряжениями сдвига и деформациями, полученные М. Г. Беккером [65]. В. В. Гуськов в [8, 9] дал обобщенную формулу определения касательной силы тяги:

$$F_k = \int_0^L b \cdot f_{ск} \cdot p_x \left( 1 + \frac{f_{np}}{c \cdot h \frac{\delta x}{k_\tau}} \right) t \cdot h \frac{\delta x}{k_\tau} dx + 2\tau_p \frac{h_z \cdot L}{t}, \quad (3.1)$$

где  $L$  – длина площадки контакта;

$t$  – шаг грунтозацепа;

$\delta x$  – элементарная деформация грунта;

$f_{ск}$  – коэффициент трения скольжения;

$f_{np}$  – коэффициент трения покоя;

$b$  – ширина профиля шины;

$p_x$  – нормальное давление в площадке контакта;

$h_z$  – высота грунтозацепа;

$k_\tau$  – напряжение среза, возникающее при срезе грунтового кирпича гранями грунтозацепа.





Существующие результаты теоретических исследований обеспечивают возможный прогноз влияний параметров проектируемой машины на эксплуатационные качества, но не допускают проектирования автоматических систем регулирования режимов движения в силу отсутствия обобщающего критерия, позволяющего оценку взаимодействия колеса с опорной поверхностью, и временной связи с формируемыми параметрами управления. Кроме того, имеющиеся аналитические (эмпирические) зависимости не могут быть положены в основу алгоритмов управления движением АТС в силу их многопараметрического характера.

### ***3.2 Аналитическое представление сил взаимодействия упругого пневматика с опорной поверхностью***

При исследовании тяговой динамики движения колесных машин проблема описания взаимодействия упругого пневматика с опорной поверхностью с учетом его продольной деформации является наиболее важной, т. к. речь идет о реализации сил в контакте колеса с опорной поверхностью.

Изучению качения колеса с деформируемой шиной посвящено много исследований [5, 8, 18, 49, 65, 87]. Однако до сих пор нет единого мнения в подходе к решению указанной задачи, а порой имеются даже противоречивые суждения. Это относится в равной степени и к экспериментальным, и к теоретическим исследованиям. Нечеткость представления механики качения упругого пневматика неоднократно отмечалась В. С. Гоздеком в [6] и отразилась даже в ГОСТе [89].

В инженерной практике наибольшее распространение получила теория увода Рокара [54], которая в силу своей простоты годится для описания лишь простейших случаев качения колеса. Вместе с тем существуют более сложные теории, которые настолько сложны, что их затруднительно применять в инженерной практике, например теория В. С. Гоздека [6]. Промежуточное положение занимает теория М. В. Келдыша [19]. Однако она также не лишена недостатков, т. к. не учитывает продольной деформации шины, а вертикальная нагрузка предполагается постоянной. Далее более подробно будет проведен анализ этой теории.

Многие исследователи для оценки динамики движения автомобиля широко используют теорию увода [1, 2, 28, 54, 63], которая характеризуется изменениями углов увода и коэффициентом сопротивления уводу, зависящего от свойств шин и опорной поверхности. Авторы с определенными допущениями исследуют изменения углов увода,

применяя соответствующие коэффициенты, полученные по экспериментальным данным, на динамику и кинематику движения колесных машин, что обеспечивает удовлетворительную точность.

Например, возникновение стабилизирующего момента колеса, подверженного угловой деформации, объясняют смещением точки приложения боковой силы, при котором возникает момент от пары сил. По этой причине стабилизирующий момент достигает максимального значения раньше боковой силы, после чего понижается, т. к. уменьшается плечо приложения этой силы. Плечо стабилизации шины – термин, используемый для обозначения отношения стабилизирующего момента к боковой силе. Многие полагают, что стабилизирующий момент имеет второстепенное значение при описании поведения автомобиля с закрепленным рулевым управлением, но становится первостепенным при определении нагрузок в механизме рулевого управления [63].

Так как боковая сила, действующая на колесо, имеет доминирующее влияние на курсовую устойчивость движения колесной машины, то на изучение характера его изменения акцентируется наибольшее внимание. На величину боковой силы большую роль оказывают конструктивные особенности машины. Так, вследствие наличия угла развала колес создается боковая сила, которая составляет примерно пятую часть боковой силы, возникающей при таком же угле увода для шин с диагональным расположением корда и несколько менее для шин с радиальным расположением корда. Известно, что величина боковой силы мало меняется при наличии угла развала колес [28, 63]. Если же на колесо действует тяговая или тормозная сила, то боковая реакция изменяется при любых углах увода (рисунок 3.3). Это объясняют использованием местных сил сцепления, в результате которого уменьшаются силы сцепления, которые могут быть реализованы в боковом направлении. Поэтому колесо начинает скользить при меньших углах увода.

Поистине реальные причины уменьшения коэффициента сцепления в боковом направлении колеса при приложении тяговых и тормозных сил все еще недостаточно изучены.

Когда колесо и шина рассматриваются как часть автомобиля, очевидно, что боковая сила, обеспечивающая управляемость автомобиля и его стабилизацию, будет изменяться вследствие перераспределения нагрузки, изменения развала колес, давления воздуха в шине и величины тяговой силы.

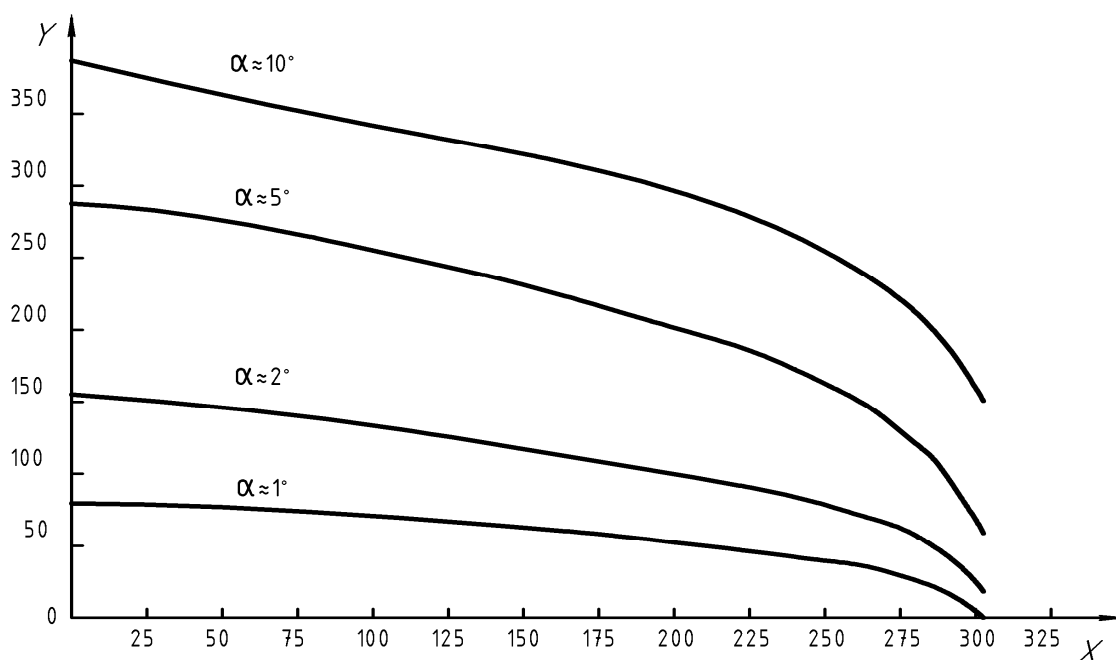


Рисунок 3.3 – Уменьшение боковой силы  $Y$  при постоянном угле увода  $\alpha$  вследствие приложения тяговой силы  $X$

Наиболее общим в исследованиях качения колеса, как отмечалось ранее, является стремление к аналитическому представлению сил в пятне контакта упругого пневматика.

Вышеизложенное дает общее представление о типичных результатах, полученных при испытаниях шин. Когда же приводятся числовые значения каких-либо физических величин, то это относится только к испытываемой шине и не может быть использовано в других случаях. Однако их анализ позволяет иметь понятие о возможном эффекте при изменении главных параметров шины.

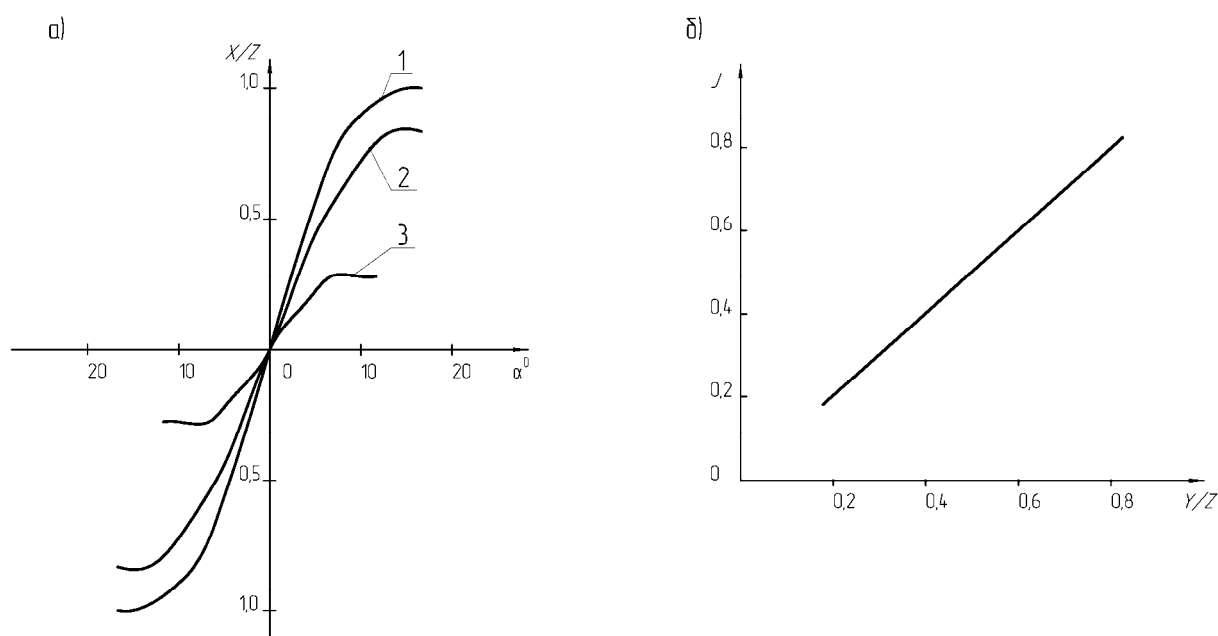
В реальных условиях качения колеса практически исключена точная теоретическая экстраполяция шины, а следовательно, построение аналитической базы алгоритма САБ АТС не представляется возможным.

### ***3.3 Сцепление шин с опорной поверхностью***

Один из главных параметров, характеризующих взаимодействие колеса с опорной поверхностью, – коэффициент сцепления между шиной и опорной поверхностью, который непрерывно изменяется при движении колесной машины. В то же время коэффициент сцепления, являясь наиболее достоверным источником первичной информации для САБ,

должен определяться непрерывно для формирования сигналов управления, способ измерения которых недостаточно четко организован в современных системах автоматического управления движением колесных машин. Важность их измерения необходима для расчетов предельных значений сил в контакте колес с опорной поверхностью, по которым можно было бы производить оценку динамического состояния машины.

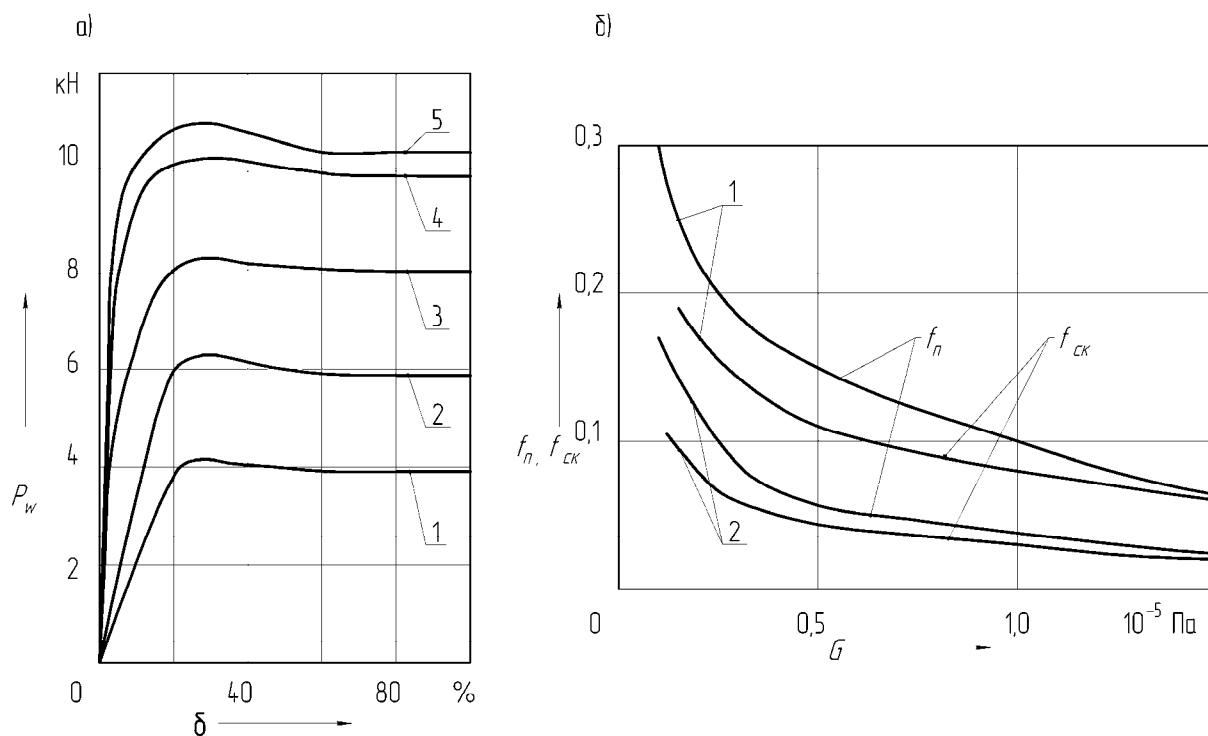
Изменения коэффициента сцепления в контакте колеса с опорной поверхностью многими авторами представляются в виде безразмерных величин, косвенно характеризующих силы. Влияние различных факторов на удельную боковую силу, действующую на шину с гладким протектором, приведено на рисунке 3.4 [180].



а – изменение удельной боковой силы в зависимости от угла увода; 1 – сухой асфальт,  $V = 16$  км/ч; 2 – мокрый бетон,  $V = 32$  км/ч; 3 – мокрый булыжник или асфальт,  $V = 14$  км/ч; б – изменение коэффициента трения в контакте заторможенного колеса в зависимости от удельной боковой силы, скорость движения 48 км/ч

Рисунок 3.4 – Влияние различных факторов на удельную боковую силу, действующую на шину с гладким протектором

Авторы, занимающиеся исследованиями тяговой динамики колесных машин, отдают предпочтение характеристикам, отражающим влияние тяговых сил в зависимости от буксования колес. Так, В. В. Гуськовым в [8, 9] приводятся изменения касательной силы тяги в зависимости от величины буксования и коэффициенты трения покоя и скольжения в зависимости от величины тяговой силы (рисунок 3.5).



а – зависимость от буксования на стерне легкого суглинка: 1 –  $G_k = 5$  кН; 2 –  $G_k = 10$  кН; 3 –  $G_k = 15$  кН; 4 –  $G_k = 25$  кН; 5 –  $G_k = 35$  кН; б – то же от коэффициентов трения покоя  $f_n$  и  $f_{ск}$ : 1 – суглинок, стерня, влажность почвы – 14–16 %; 2 – торфяник, стерня, влажность почвы – 70–76 %

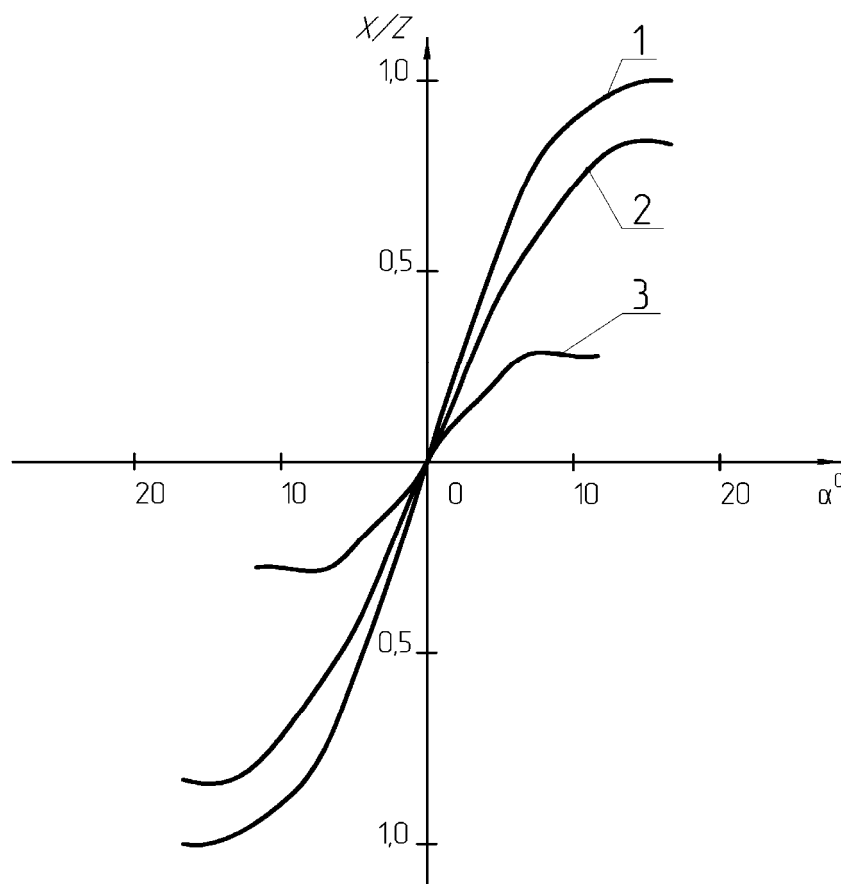
Рисунок 3.5 – Зависимость касательной силы тяги колеса с шиной 330–965 (12–38) при  $p_w = 0,8 \cdot 10^5$  Па от буксования на стерне легкого суглинка и коэффициентов трения покоя  $f_n$  и  $f_{ск}$

Причем коэффициенты трения покоя и скольжения представляются в зависимости от силы тяги  $Y/Z$ , где  $Y$  – вертикальная нагрузка на колесо;  $Z$  – касательная сила тяги (см. рисунок 3.5, б). Особенностью данных результатов, в отличие от оценочных критериев транспортных машин, является то, что изменения силового фактора зависят от буксования колеса. В свою очередь, буксование – безразмерная величина, характеризующая потерю скорости поступательного движения тяговой машины.

Характер изменения удельной боковой силы в зависимости от угла увода (рисунок 3.6), приведенный Д. Р. Эллисом в [63], иллюстрирует, что по разным опорным поверхностям изменения удельной боковой силы имеют те же закономерности, что и изменения касательной силы тяги. Разница состоит лишь в том, что явно участок стабилизации удельной боковой силы от угла увода не проявляется.

Отсутствие такого участка можно объяснить тем, что испытания не предусматривали исследования скольжения шин. Однако закономерность

изменения удельной боковой силы имеет тот же характер, что и касательная сила тяги.



1 – сухой асфальт,  $V = 16$  км/ч; 2 – мокрый бетон,  $V = 32$  км/ч; 3 – мокрый асфальт или бетон,  $V = 14$  км/ч

Рисунок 3.6 – Изменение удельной силы тяги в зависимости от угла увода

Дж. Вонг в [5] приводит данные об изменении удельной тормозной и тяговой сил в зависимости от скольжения пятна контакта и буксования колеса, полученные С. К. Кларком (рисунок 3.7).

Из диаграмм изменений удельных тормозных и тяговых сил видно, что имеются выраженные максимумы удельных сил, т. е. заключение о зеркальном характере изменения коэффициента сцепления колеса в зависимости от коэффициента относительного скольжения пятна контакта не подтверждается.

В то же время установленные закономерности сохраняются. Таким образом, можно предположить, что изменения силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью, независимо от характеристик опорной поверхности и шин, близки, в определенном смысле, к

закону Амонта-Кулона, по которому существуют трение покоя и трение динамического скольжения.

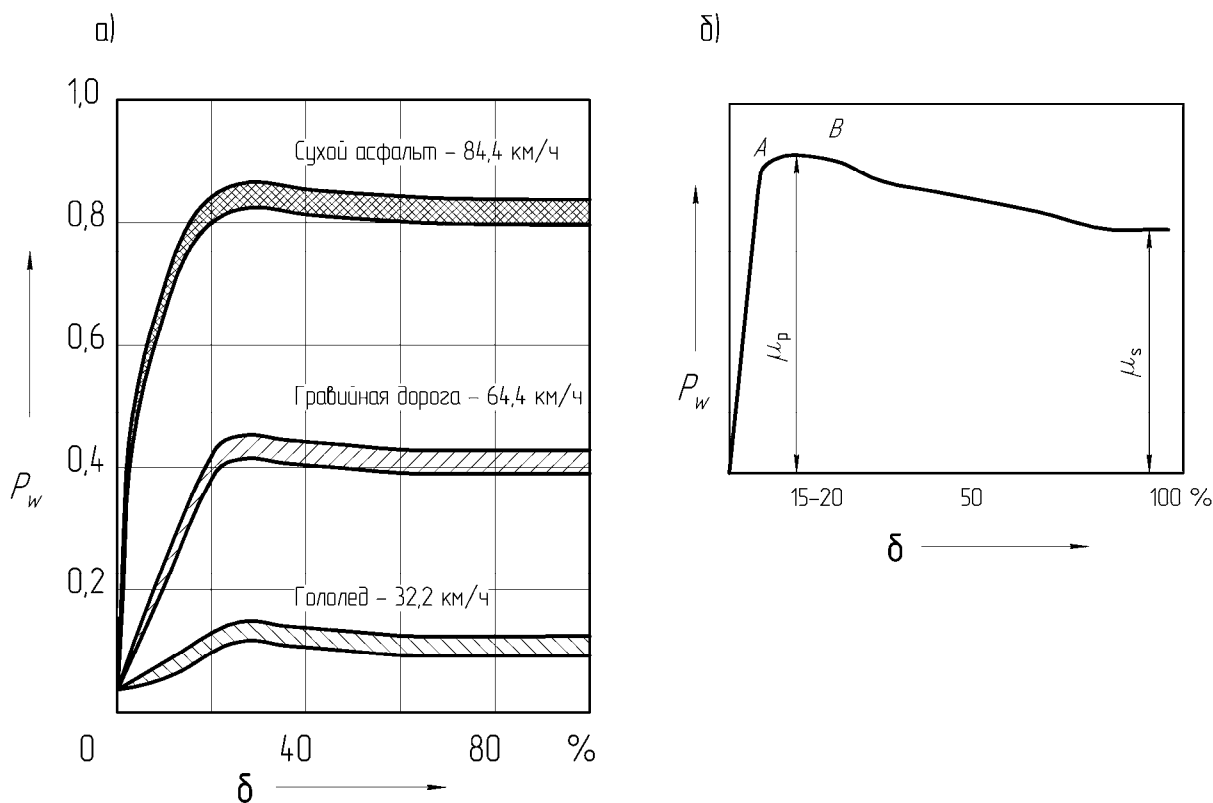


Рисунок 3.7 – Изменение удельной тормозной и тяговой сил в зависимости от проскальзывания и пробуксовки

Необходимо отметить еще раз, что исследователи избегают термина «коэффициент сцепления», а используют понятия «удельная тяговая», «тормозная и удельная боковая силы», представляющие собой безразмерные величины.

При анализе результатов экспериментальных исследований шин по недеформируемой опорной поверхности необходимо обратить внимание на методы, применяемые при их испытаниях. Большинство экспериментальных характеристик шин получено при испытаниях на цилиндрическом барабане, используемом в качестве опорной поверхности. При подобных испытаниях не воспроизводятся условия в контакте колеса с дорогой, которые имеют место во время эксплуатации, поэтому эти результаты следует отнести к частным случаям, особенно если данные получены при высоких скоростях качения.

Результаты исследований на стендах с плоской контактной поверхностью также не воспроизводят реальные условия качения колеса.

Одними из первых конструкций такого типа были лабораторный стенд, созданный в начале 50-х гг., и дорожные тестеры, построенные Корнельской авиационной лабораторией и Ассоциацией инженеров-исследователей, которые особое внимание уделяли исследованиям боковых реакций, действующих на колесо, т. к. известно, что на устойчивость движения колесной машины большое влияние оказывает боковая сила. Для определения предельной величины боковой силы при действии на колесо тяговой или тормозной силы предлагается много приближенных методов. Тяговая сила на шине возникает вследствие приложения момента к колесу, в то время как боковая сила обуславливается деформацией шины относительно дороги. Таким образом, тяговая сила уравнивается реакцией в контакте, и в предельном случае всегда будет происходить скольжение шины в продольном направлении. Если боковая сила  $Y$ , возникающая при угле увода в условиях свободного качения колеса, то боковую силу при тяговой силе  $X$  и том же угле увода предлагается приближенно определять построением эллипса, малая ось которого равна  $Y$ , а большая  $X_{\max}$ :

$$(Y / Y_0)^2 + (X / X_{\max})^2 = 1.$$

Для приближения математической модели к реальному процессу качения колеса, например в [180], предлагается модель шины, представленной балкой на упругом основании. Однако полученная формула для определения боковой силы включает в себя множество параметров, характеризующих свойства шины и опорной поверхности, поэтому использование подобных формул в алгоритмах управления движением колесной машины невозможно.

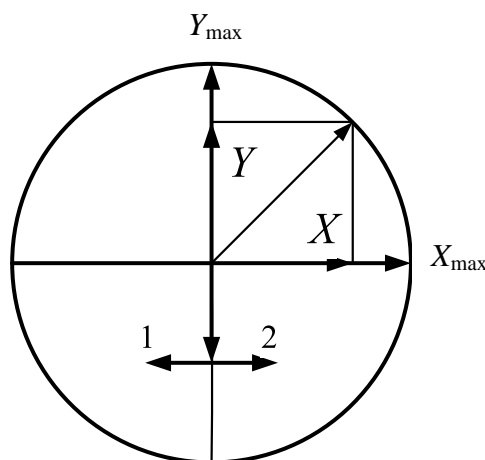
Для определения связи между касательной и боковой силами в контакте колеса с опорной поверхностью в [63, 65] предлагается использовать эллипс трения (рисунок 3.8).

В. И. Кнороз в [27] применяет термин «удельная сила сцепления», под которым можно подразумевать коэффициент сцепления. Причем, определив термин «удельной силы сцепления», сам автор порой подразумевает под этим термином коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью. Результаты изменения удельной силы сцепления в зависимости от процента скольжения, полученные В. И. Кнорозом, приведены на рисунке 3.9.

Из рисунка 3.9 видно, что удельная касательная сила при взаимодействии шин с сухим и мокрым покрытием по мере увеличения процента



проскальзывания (в диапазоне от 0 до 10 %) достигает своего максимального значения, а затем убывает.



1 – тяговый режим; 2 – тормозной режим

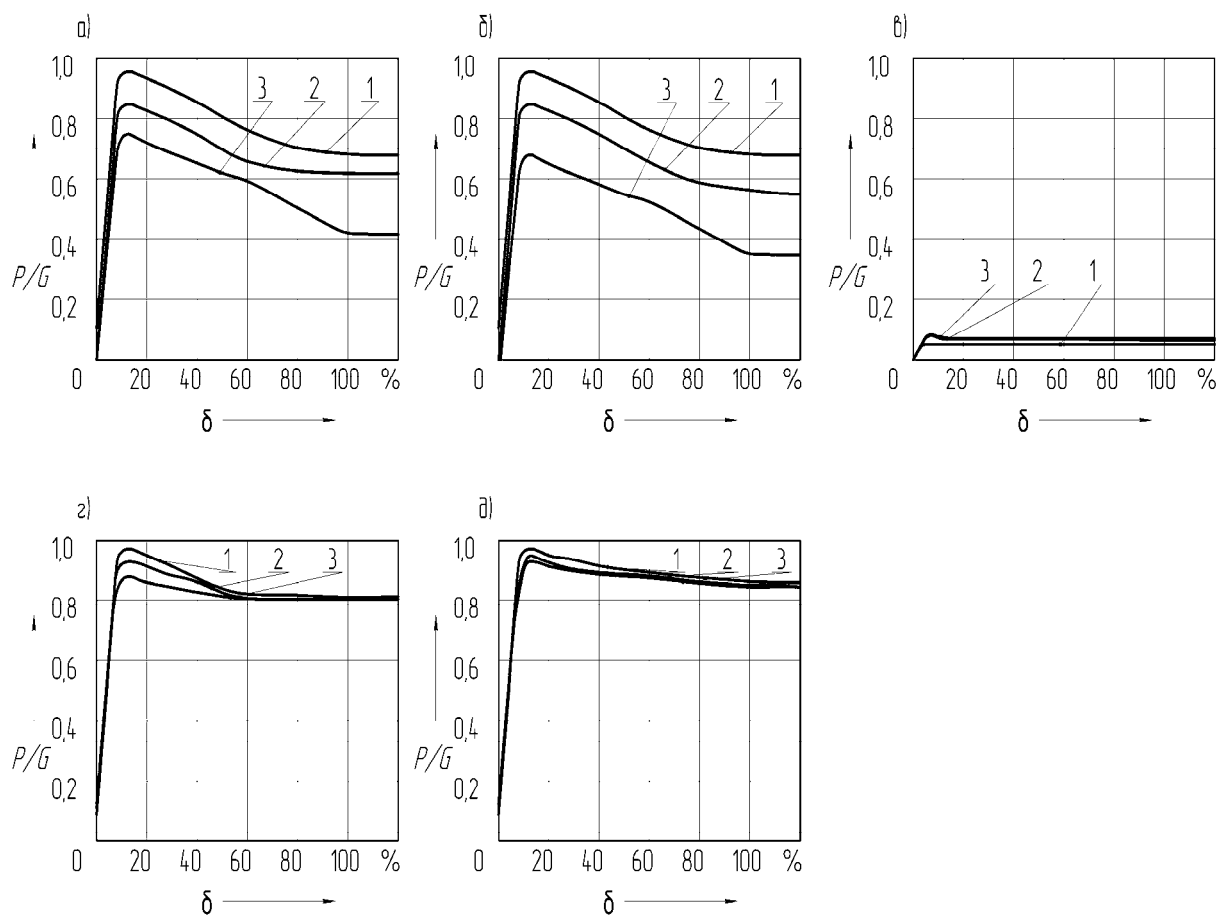
Рисунок 3.8 – Принцип эллипса трения, используемый для исследования управления автомобилем в тяговом и тормозном режимах

Под коэффициентом блокировки В. И. Кнороз [88] подразумевает отношение максимального значения удельной силы сцепления к коэффициенту сцепления при полном скольжении шины. Как видно из рисунка 3.9, максимум удельных сил значений достигается при 10–15 %, но их численные величины различны. Кроме того, повышение коэффициента блокировки ведет к уменьшению абсолютных значений удельных сил сцепления. Вышеприведенные результаты дают качественное представление о закономерности изменения силовых факторов в контакте колес с опорной поверхностью. Однако для построения алгоритмов управления предпочтительнее исследовать временную характеристику изменения силовых факторов, т. е. необходим анализ их изменения в определенных режимах движения в зависимости от времени процесса.

Анализ результатов исследований подтверждает гипотезу о существовании регулярной закономерности изменения силовых факторов в контакте колеса с опорной поверхностью, но требуется установление четкой временной связи сил для ведущего и тормозящего колес, которая необходима для формирования сигналов управления САБ.

Например, если задачей антиблокировочной и противобуксовочной систем (АБС/ПБС) является максимальное использование коэффициентов сцеплений колес с опорной поверхностью, т. е. максимальная реализация

сил в контакте колес с опорной поверхностью, то критерии формирования сигналов управления следует находить путем прямого и непрерывного измерения силовых факторов.

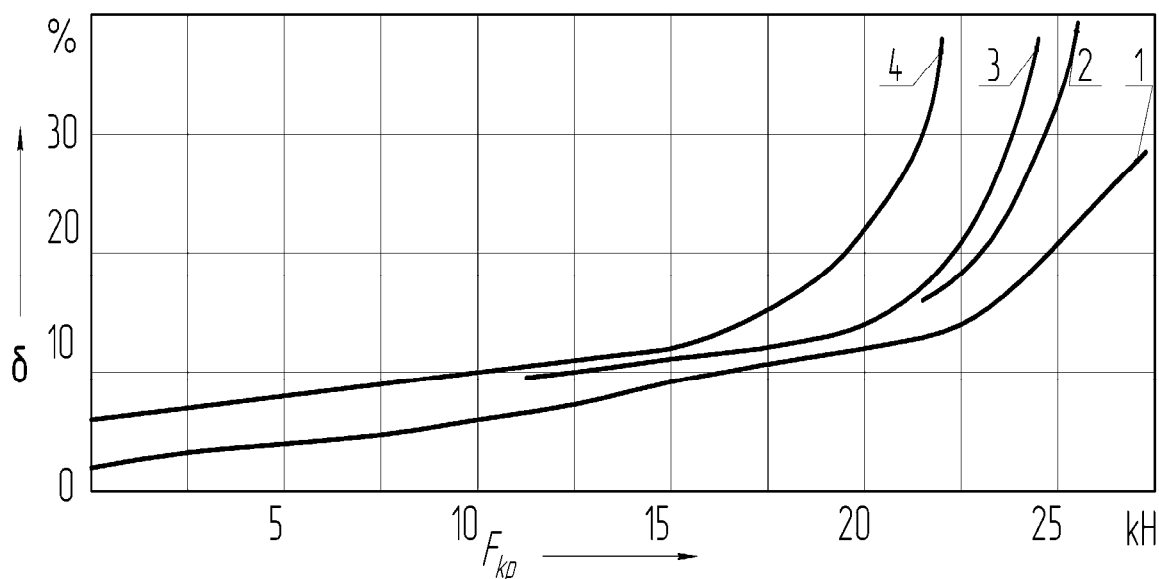


а; в – сухое асфальтобетонное покрытие: 1 –  $V = 32$  км/ч, коэффициент блокировки  $k_{\delta} = 1,35$ ; 2 –  $V = 64$  км/ч, коэффициент блокировки  $k_{\delta} = 1,50$ ; 3 –  $V = 96$  км/ч, коэффициент блокировки  $k_{\delta} = 1,45$ ;  
 б – мокрое асфальтобетонное покрытие: 1 –  $V = 32$  км/ч, коэффициент блокировки  $k_{\delta} = 1,50$ ; 2 –  $V = 64$  км/ч, коэффициент блокировки  $k_{\delta} = 1,20$ ; 3 –  $V = 96$  км/ч, коэффициент блокировки  $k_{\delta} = 1,10$ ;  
 г – мокрое цементобетонное покрытие: 1 –  $V = 32$  км/ч, коэффициент блокировки  $k_{\delta} = 1,25$ ; 2 –  $V = 64$  км/ч, коэффициент блокировки  $k_{\delta} = 1,15$ ; 3 –  $V = 96$  км/ч, коэффициент блокировки  $k_{\delta} = 1,05$ ;  
 д – заснеженное и обледенелое покрытие: 1 –  $V = 32$  км/ч, коэффициент блокировки  $k_{\delta} = 1,55$ ; 2 –  $V = 64$  км/ч, коэффициент блокировки  $k_{\delta} = 1,30$ ; 3 –  $V = 96$  км/ч, коэффициент блокировки  $k_{\delta} = 1,30$

Рисунок 3.9 – Зависимость удельной силы  $p/G$  сцепления от процента скольжения

Таким образом, нет необходимости в косвенном определении сил на основе кинематических параметров. Тем более, что в последующем для формирования сигналов управления нужны расчеты коэффициентов относительного скольжения колеса.

Экспериментальная зависимость касательной силы тяги от буксования трактора класса 20 кН приведена на рисунке 3.10 [8].



1 – борозда с заблокированным дифференциалом (4×4); 2 – то же с заблокированным дифференциалом (4×2); 3, 4 – борозда с заблокированным дифференциалом (4×2) и без блокировки соответственно

Рисунок 3.10 – Тяговые характеристики трактора класса 2.0 (стерня, 11 передача)

Включение в алгоритмы управления движением колесных машин аналитических зависимостей, полученных многими исследователями, невозможно в силу неопределенности коэффициентов, входящих в них. Так, например, Дж. Вонг в [5] представил аналитическую зависимость боковой силы в виде производных:

$$Y = \alpha \cdot \partial Y / \partial \alpha + \varphi \cdot \partial Y / \partial p + \dots, \quad (3.2)$$

где  $\alpha$  – угол увода колеса;

$\partial Y / \partial \alpha$  – производная от боковой реакции по углу увода;

$\varphi$  – угловая деформация колеса;

$p$  – давление в шине;

$\partial Y / \partial p$  – производная от боковой реакции по давлению в шине;

$Y$  – боковая сила, действующая на колесо.

Список переменных, влияющих на характер изменения силовых факторов, можно многократно расширять. Поэтому практическое использование аналитических зависимостей в алгоритмах управления торможением не представляется возможным.

Наряду с экспериментальными исследованиями качения колеса развиваются теоретические исследования качения колеса по недеформируемой опорной поверхности, основанные на механике неголономных систем, которые совершенствуются при изучении движений автомобилей и самолетов. Рассмотрим наиболее известные теории качения колеса по недеформируемой опорной поверхности исходя из возможностей их использования для решения обратных задач динамики, т. е. определения силовых факторов в контакте колеса с опорной поверхностью.

### ***3.4 Качение колеса по недеформируемой опорной поверхности***

Практическая важность задач путевой устойчивости высокоскоростных транспортных средств привела к созданию ряда теорий качения колеса: от получившей широкое распространение гипотезы увода Рокара [54] до наиболее полной теории качения упругого пневматика, разработанной М. В. Келдышем [19].

Эти теории не связаны между собой и отражают наличие различных подходов к изучению влияния деформаций пневматика на процесс его качения без проскальзывания.

До настоящего времени все последующие теории качения колеса считаются частными случаями теории Келдыша.

При изучении влияния деформации пневматика на процесс его качения обычно прибегают к определенным упрощающим предположениям, которые позволяют описать явление деформации конечным числом параметров. В простейшей теории деформация пневматика рассматривается лишь одним параметром. Из такого предположения исходит, например, теория Рокара [54] и формулируется гипотеза увода.

Известно, что динамические процессы любого транспортного средства связаны, прежде всего, с характером взаимодействия пневматической шины с опорной поверхностью, поэтому для теоретического анализа динамики движения машины первостепенной задачей является корректное представление математической модели качения колеса.

Пневматическая шина в процессе взаимодействия с опорной поверхностью подвергается сложному деформированному состоянию. Характер же деформаций упругой периферии пневматика предопределяет динамику движения любой машины в целом.

Ввиду сложности точного представления математической модели, которая могла бы всесторонне учесть характер деформированного состояния шины в процессе качения по опорной поверхности, модель реального

объекта упрощают. Кроме того, вводятся определенные гипотезы, чтобы описать качение конечным числом параметров. Однако при упрощении модели в каждом конкретном случае необходимо исходить из условия поставленной задачи. В данном варианте рассмотрение теорий качения колеса предусматривает возможность их использования для решения обратных задач динамики движения колесных машин, т. е. отыскания силовых факторов.

Рассмотрим, прежде всего, теорию качения колеса, предложенную Рокаром.

Пусть на катящееся колесо (рисунок 3.11) действует боковая сила. Очевидно, что шина при этом испытывает деформацию в боковом направлении.

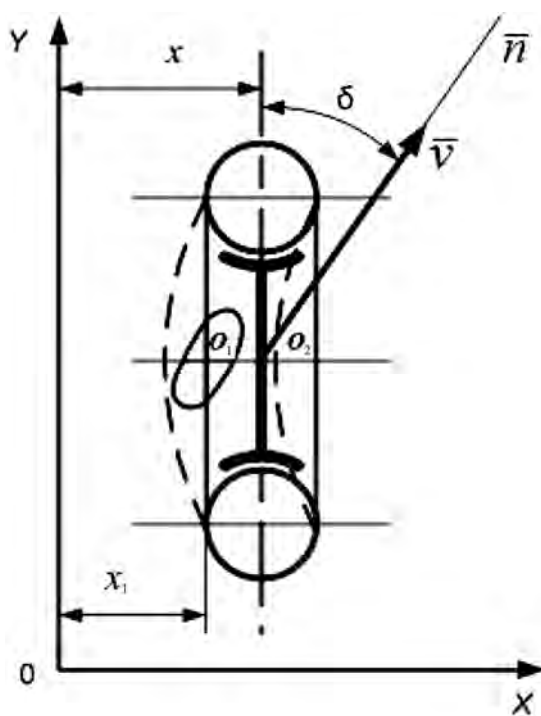


Рисунок 3.11 – Модель упругого пневматика по Рокару

Допустим, что она упруго смещается в боковом направлении, но при этом не меняет ориентации своей срединной плоскости. При качении колеса последовательные площадки возобновляющегося контакта располагаются одна за другой под углом  $\delta$  (угол увода) к его средней плоскости.

Следовательно, в каждый момент времени вектор мгновенной скорости  $\vec{V}$  направлен вдоль оси  $n$ , совпадающей с видимым направлением качения колеса. Такое явление Рокар называет уводом (иногда

квазивиражом). При этом он считает, что угол увода пропорционален величине поперечной деформации шины. Если обозначить:  $x$  – координата средней плоскости колеса;  $x_1$  – координата центра площади контакта;  $\bar{V}$  – скорость центра колеса, то уравнение кинематических связей в данном случае имеет вид:

$$\dot{x}_1 = (x - x_1) \cdot \alpha \cdot \gamma. \quad (3.3)$$

Упрощенная задача не выходит за рамки классической механики, имеющей дело с качением колеса без проскальзывания абсолютно твердого тела лишь с той разницей, что абсолютно твердому телу придается свойство увода. В этом случае уравнение (3.3) не учитывается, а в уравнение движения входит сила, которая связана с поперечной деформацией соотношением

$$R = k_y \cdot \delta, \quad (3.4)$$

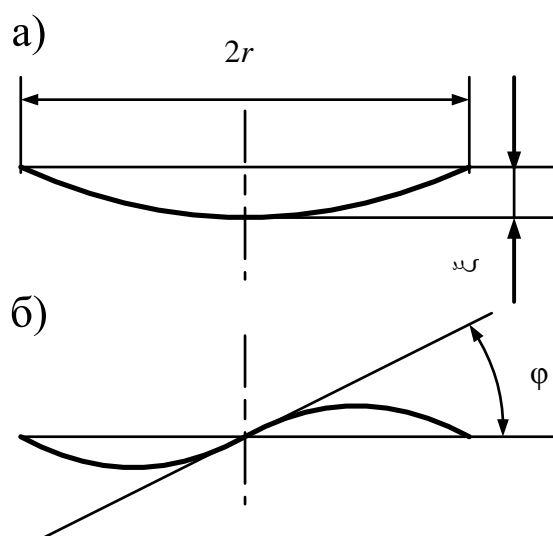
где  $k_y$  – коэффициент сопротивления боковому уводу;  
 $\delta$  – угол бокового увода.

Теория увода Рокара наиболее распространена, т. к. она достаточно проста. Гипотеза увода дает одно уравнение кинематических связей и хорошо отображает реальный процесс при медленно меняющихся углах увода. При этом угол наклона колеса и вертикальная деформация отсутствуют.

Недостаток теории Рокара в том, что она не позволяет получить силовую функцию, которая необходима при изучении колебательных явлений курсового движения колесной машины. Однако ее использование представляется наиболее удобным при исследовании криволинейного движения, когда кривизна траектории имеет некоторую конечную величину (движение, близкое к прямолинейному, характеризуется стремлением кривизны траектории к нулю).

Теория Грейдануса [30], наряду с боковой деформацией, учитывает деформацию скручивания шины. В основе теории лежит геометрия изменения формы проекции центральной окружности срединной плоскости на горизонтальную плоскость, которая зависит от характера деформации шины. От характера же изменения формы центральной окружности зависит кинематика шины в целом. Уравнения связей выводятся из предположения, что проекция центральной линии деформированной шины на плоскость дороги в центре площадки контакта должна иметь с линией

качения (линия качения – геометрическое место последовательных положений на дороге центра площадки качения шины) общую касательную и одинаковую кривизну. Из данного условия, согласно обозначениям на рисунках 3.12 и 3.13, получены уравнения кинематических связей, которые накладывают некоторые ограничения на возможные движения колеса при его качении без проскальзывания.



а – при наличии деформации; б – то же при чистом кручении

Рисунок 3.12 – Проекция диаметальной окружности колеса на опорную поверхность

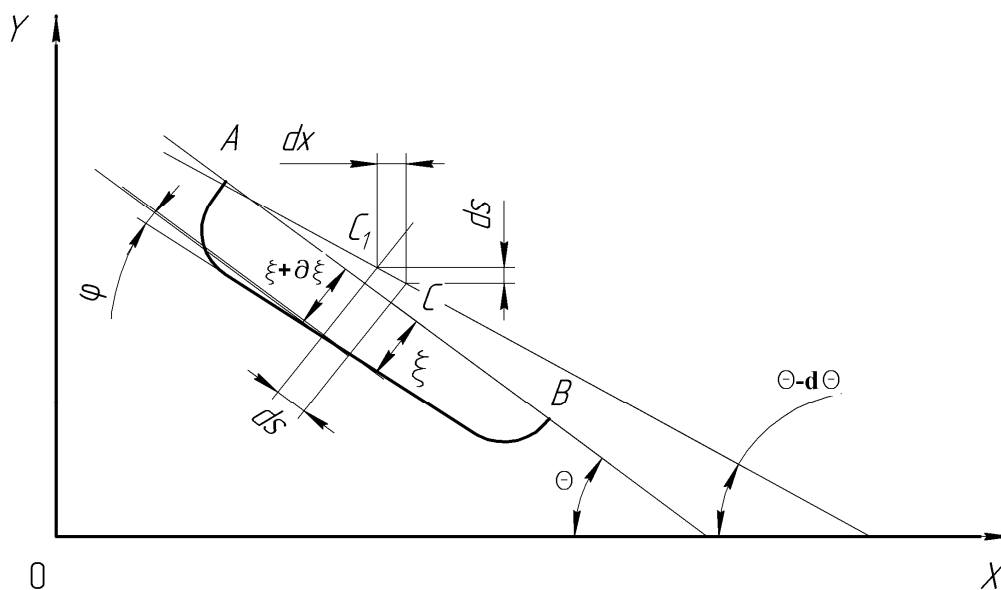


Рисунок 3.13 – Проекция диаметальной окружности колеса на опорную поверхность при ее сложном деформированном состоянии

Уравнения кинематических связей в этом случае имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x} + \dot{\xi} + v \cdot \theta + v \cdot \varphi; \\ \dot{\theta} + \dot{\varphi} + c_1 \cdot v \cdot \xi + c_2 \cdot v \cdot \varphi = 0, \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

где  $\dot{x}$  – абсцисса средней плоскости колеса;  
 $\dot{\xi}$  – величина боковой деформации колеса;  
 $\varphi$  – величина угла закручивания шины;  
 $\theta$  – угол поворота средней оси;

$c_1, c_2$  – заданные коэффициенты кривизны,  $c_1 = \left( \frac{df}{d\xi} \right)$ ;

$$c_2 = \left( \frac{df}{d\varphi} \right).$$

Грейданус предусматривает также возможность получения уравнений кинематических связей в случае, когда колесо наклонено к плоскости дороги под некоторым углом.

Из условия равенства кривизны линии

$$d(\theta + \varphi) = -dS / \rho; \quad (3.6)$$

$$1/\rho = c_1 \cdot \xi + c_2 \cdot \varphi \pm \lambda/r, \quad (3.7)$$

где  $\rho$  – радиус кривизны средней оси;

$r$  – радиус колеса;

$\lambda$  – угол наклона плоскости колеса к горизонтальной оси

качения.

Тогда уравнение связей преобразуется к виду

$$\left. \begin{aligned} \dot{x} + \dot{\xi} + v \cdot \theta + v \cdot \varphi; \\ \dot{\theta} + \dot{\varphi} + c_1 \cdot v \cdot \xi + c_2 \cdot v \cdot \varphi \pm \lambda \cdot v / r = 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.8)$$

Теория качения Грейдануса [1, 30] более точно характеризует процесс качения шины, чем теория увода Рокара. Теорию Грейдануса можно распространить и на случай наклонного колеса. Она дает два уравнения кинематических связей и применима для малых параметров деформаций и для движения, близкого к прямолинейному. Однако изучение существенно криволинейного движения практически невозможно, а



методы точного определения коэффициентов, входящих в уравнения кинематических связей, требуют уточнения.

Теория Келдыша рассматривает шину, которая характеризуется тремя параметрами: боковой деформацией  $\xi$ , закручиванием  $\varphi$  и углом наклона средней плоскости к плоскости качения  $\lambda$  (рисунок 3.14).

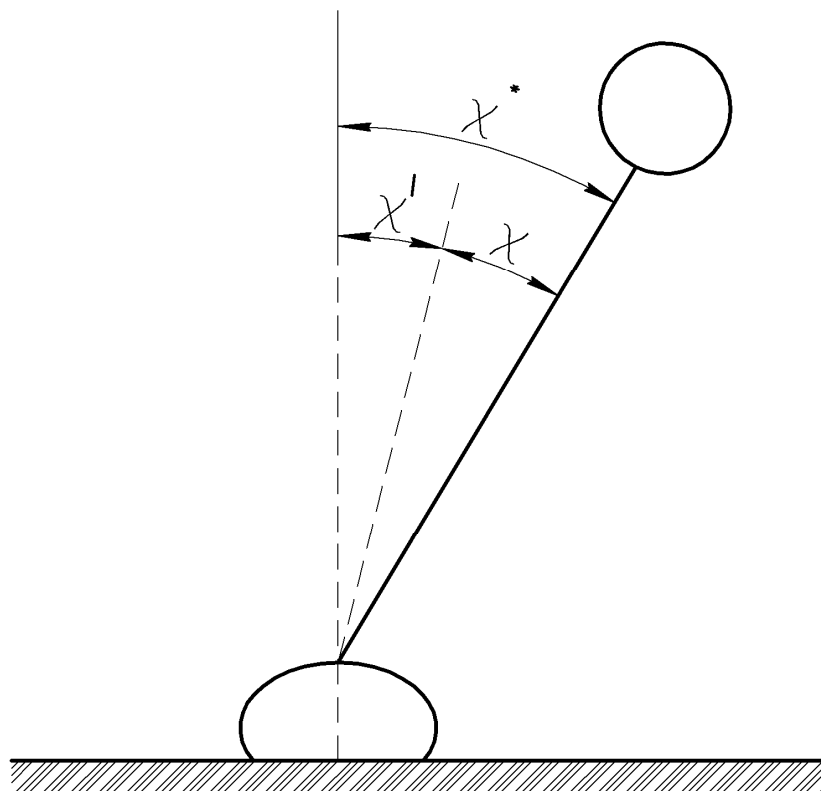


Рисунок 3.14 – Сечение пневматика поперечной плоскостью

Для получения уравнений кинематических связей в этом случае отсутствие проскальзывания пятна контакта шины учитывается геометрическими соображениями:

- касательная к линии качения образует с проекцией горизонтального диаметра на плоскость качения угол, равный параметру угловой деформации шины вокруг перпендикуляра к плоскости качения;
- в центре пятна контакта кривизна линии качения совпадает с кривизной проекции центральной линии деформированной шины на плоскость качения и кривизна проекции центральной линии деформированной шины однозначно определяется параметрами деформации.

Теория Келдыша [19] предполагает, что параметры деформации малы, а движение близко к прямолинейному.

Согласно теории Келдыша, получаются два условия отсутствия скольжения шины, которые дают два уравнения кинематических связей.

В соответствии с обозначениями на рисунке 3.13 уравнения кинематических связей примут следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x} + \dot{\xi} + v \cdot \theta + v \cdot \varphi &= 0; \\ \dot{\theta} + \dot{\varphi} - d v \cdot \xi + \beta \cdot v \cdot \varphi + \gamma \cdot \lambda \cdot v &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (3.9)$$

где  $\alpha, \beta, \gamma$  – коэффициенты кривизны осевой деформации шины и деформации закручивания, определяемые экспериментально.

Ввиду малости деформаций силы, их вызывающие, связаны линейным законом с параметрами деформации.

Как видно, во всех вышеприведенных моделях связей не принимается во внимание диссипация энергии, которая связана со скоростью изменения деформации, следовательно, при определенных ненулевых начальных условиях решение системы получается заведомо колебательным.

Теории Грейдануса и Келдыша применимы при решении динамических задач, предполагающих движение шины в случае быстро меняющегося угла увода.

Действительно, теории Грейдануса и Келдыша предполагают, что параметры деформации малы и угол отклонения плоскости колеса от прямолинейного движения тоже мал. Это согласуется с тем, что кривизна линии качения – величина малая и является функцией параметров деформации.

В случае же существенно криволинейного движения кривизна качения – величина конечная; тогда нужно либо отказаться от предположения, что кривизна линии качения совпадает с кривизной проекции на плоскость качения центральной линии деформированной шины, которая однозначно определяется параметрами деформации, либо считать деформации величинами конечными, а не малыми.

Если рассматривать качение одиночного колеса или движение двух- и трехколесных машин, совпадение вышеуказанных кривизн траекторий точек может осуществляться за счет конечного угла наклона плоскости колеса к опорной поверхности качения, а разновидность уравнений связей весьма ограничена.

При изучении «шимми» зависимость между путем  $S$ , углом поворота шкворня, боковым смещением  $\xi$  и углом закручивания шины  $\varphi$  записывается в виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{d(\theta + \varphi)}{dS} &= d\xi - \beta \cdot \varphi; \\ \frac{t \cdot d\theta}{dS} + \frac{d\xi}{dS} &= -(\theta + \varphi); \\ a \cdot t \cdot \xi + b \cdot \varphi &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.10)$$

Проблема устранения «шимми» колеса, как одно из практических приложений теории Келдыша, связанная с изучением колебаний шасси самолета, была решена с использованием уравнений кинематических связей. Явление «шимми» рассматривается в двух аспектах: кинематическом и динамическом. Полагают, что кинематическое «шимми» — следствие боковой податливости шины, динамическое «шимми» связывают с инерционными моментами колеса и характеристиками подвески.

Недостаток уравнений М. В. Келдыша состоит в том, что кривизна траектории геометрического центра колеса должна иметь малую кривизну и определяться малыми деформациями пневматика.

$$\left. \begin{aligned} \frac{d(\theta + \varphi)}{dS} &= d\xi - \beta \cdot \varphi; \\ \frac{d\xi}{dS} + t \frac{d\theta}{dS} &= -(\theta + \varphi); \\ v^2 \cdot J \cdot \frac{d^2\theta}{dS^2} + v \cdot h \cdot \frac{d\theta}{dt} &= a \cdot t \cdot \xi + b \cdot \varphi, \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

где  $J$  — момент инерции колеса.

Применимость рассмотренных моделей взаимодействия шины с опорной поверхностью в разрабатываемых математических моделях динамики движения машин к анализу автоколебаний управляемых колес может быть оценена при наличии экспериментальных данных, используя характеристики шин в процессе численной реализации алгоритмов при моделировании на ПЭВМ.

При построении алгоритмов для исследования управляемости и устойчивости колесных машин наиболее важным является получение характеристик неустановившегося увода шин и аналитической

зависимости между углами бокового увода и боковыми реакциями на колесах.

Результаты большого числа экспериментов, проведенных в разных странах различными исследователями, а также обобщения результатов исследований позволяют сделать следующие выводы:

- зависимость между углами увода и боковыми силами в общем случае нелинейная;
- при малых углах увода изменение отношения боковой силы  $R_i$  к углу бокового увода  $\delta_i$  сравнительно невелико и может считаться постоянным.

Коэффициент сопротивления уводу  $k_y$  зависит от многочисленных факторов, основными из которых являются: размеры и конструкции шин, давление воздуха в них, вертикальные нагрузки на колеса, скорости движения, кривизны траектории и др. Кроме того, величина коэффициента сопротивления уводу зависит от методики его определения.

В [28, 63] для получения характеристик неустановившегося увода шин рекомендуется использовать характеристики установившегося увода с учетом запаздывания. При этом боковую силу можно найти из уравнения

$$R_i = k_y (\delta_i + k_\phi \cdot \delta_i) ,$$

где  $k_\phi$  – коэффициент, обеспечивающий необходимое изменение боковой силы и фазового угла, определяется экспериментально.

Угол увода  $\delta_i$  можно найти из уравнений кинематических связей.

Теория Келдыша определила новый этап в развитии механики неголономных систем, показала значимость в решении практических задач движения колесных машин. Однако ее недостатком является то, что уравнения кинематических связей применимы для исследований качения колеса с малыми кривизнами, т. е. возможность ее использования ограничивается прямолинейным движением.

Анализ квазистатических и теоретических исследований качения колеса, представляющих собой методы силовой идентификации, сыграл и играет все еще большую роль в проектировании колесных машин. В то же время современные методы проектирования мобильных машин ориентированы к высшей степени формализации, которая, как известно, необходима для автоматизации процесса проектирования. Данная тенденция является утопичной и не имеет перспективы своего развития. Каковы бы ни были возможности новых компьютерных технологий, проектирование новых машин, обоснование и выбор схем, структурный синтез машины

определяются главным образом опытом и интуицией конструктора, его способностями предвидения.

Как видим, современные методы идентификации неявно ограничивают свои возможности при получении первичной априорной информации о физической модели, необходимой для создания более совершенных конструкций машин и систем управления движением АТС.

Опыт многих исследователей свидетельствует о том, что нельзя построить математическую модель, адекватную реальному объекту, только с помощью квазистатических и теоретических исследований физических процессов в системе. По мере развития процесса проектирования и накопления информации модель системы должна уточняться, и для ее идентификации на каждом этапе требуются соответствующие методы. В связи с этим становится актуальной задача непрерывной идентификации динамического состояния колеса, которая нужна для адаптивных систем автоматического управления движением колесных машин. Поэтому теоретические исследования движения АТС требуют создания новых уравнений неголономных связей, позволяющих определить силовые факторы при любом виде движения, необходимых для анализа САБ АТС.

В простейших САБ АТС наиболее эффективной аналитической базой алгоритма являются уравнения кинематических связей, использующих теорию Рокара [54].

### ***3.5 Новые уравнения кинематических связей качения колеса по недеформируемой опорной поверхности***

Для устранения недостатков рассмотренных теорий качения колеса по недеформируемой опорной поверхности [19, 54] рекомендуется способ аналитической теории качения для произвольного криволинейного качения движения, сущность которого состоит в некотором развитии теории Келдыша. Предлагаемая теория опирается на несколько гипотез [1, 71]. В общем случае будем считать, что угол наклона колеса  $\chi^*$  к вертикальной плоскости не равен параметру угловой деформации вокруг продольной оси, а определяется по соотношению

$$\chi^* = \chi' + \chi \quad , \quad (3.12)$$

где  $\chi'$  – угол наклона плоскости колеса к вертикали в случае отсутствия угловой деформации вокруг продольной оси;

$\chi$  – параметр угловой деформации вокруг продольной оси колеса (рисунок 3.15).

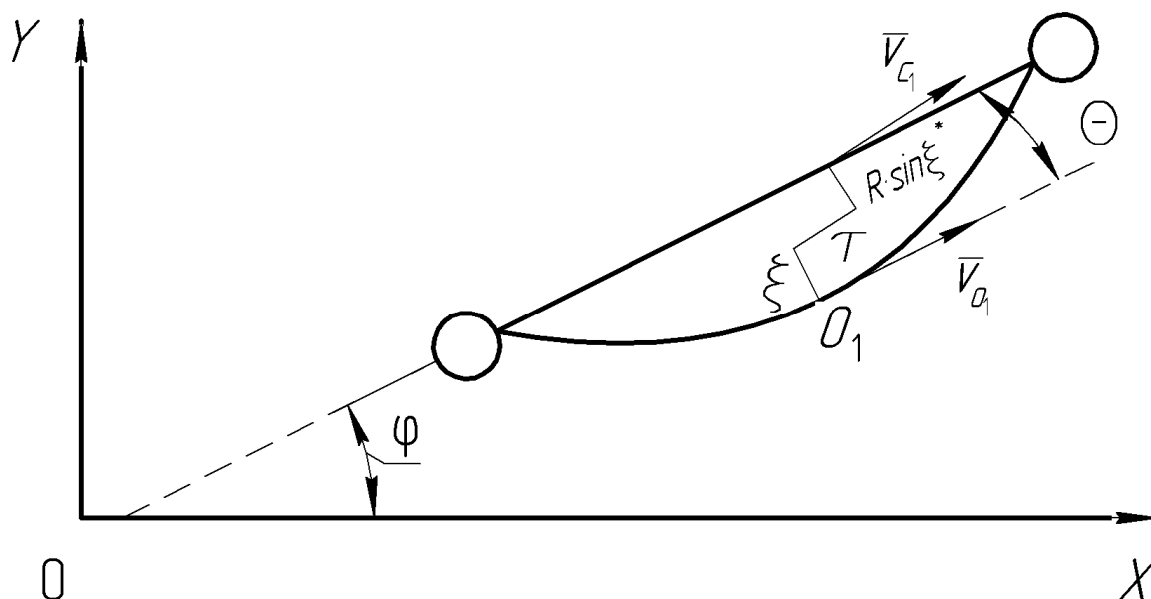


Рисунок 3.15 – Проекция пневматика на опорную плоскость

В частном случае качения пневматика можно считать, что параметр угловой деформации пневматика вокруг продольной оси совпадает с углом наклона колеса. Тогда равенство (3.12) упростится:

$$\chi^* = \chi. \quad (3.13)$$

Таким образом, сформулируем новую гипотезу для общего случая качения колеса.

1 Касательная к линии качения и касательная к проекции центральной окружности деформированного пневматика в центре пятна контакта совпадают, т. е. касательная к линии качения образует с проекцией горизонтального диаметра на опорную плоскость угол, равный параметру угловой деформации вокруг нормали к опорной поверхности (первая гипотеза Келдыша).

2 Разность изохронных вариаций кривизны, линии качения пятна контакта пневматика и геометрического центра обода колеса при внезапном придании деформации пневматику однозначно определяется значениями параметров деформации (вторая гипотеза Келдыша).

Рассмотрим гипотезы 1 и 2. Пусть  $K_{O_1}$  – кривизна линии качения деформированного пневматика в центре пятна контакта  $O_1$ ;  $K_{C_0}$  – кривизна проекции линии движения центра деформированного пневматика на опорную плоскость в соответствующей центру пятна контакта точке;  $K'_{O_1}$  – кривизна линии качения недеформированного пневматика;  $K'_{C_0}$  – кривизна проекции линии движения центра недеформированного пневматика на опорную плоскость.

Изохронные вариации можно представить в виде разностей:

$$\delta \cdot K'_{O_1} = K_{O_1} - K'_{O_1}; \quad (3.14)$$

$$\delta \cdot K'_{C_0} = K_{C_0} - K'_{C_0}. \quad (3.15)$$

Из геометрического соотношения (см. рисунок 3.13) следует

$$K'_{O_1} = K'_{C_0} + R_c \cdot \sin \chi', \quad (3.16)$$

где  $R_c$  – радиус недеформированного пневматика.

Таким образом, согласно гипотезам 1 и 2, а также равенствам (3.14) и (3.15), получаем

$$\delta \cdot K'_{O_1} = K_{O_1} - K'_{C_0} - R \cdot \sin \chi' = f_1(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta); \quad (3.17)$$

$$\delta \cdot K'_{C_0} = K_{C_0} - K'_{C_0} = f_2(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta), \quad (3.18)$$

где  $\xi$ ,  $\tau$ ,  $\delta$  – боковой, касательный и нормальный параметры деформаций соответственно;

$\theta$  – угловая деформация вокруг нормали;

$\chi$  – угловая деформация вокруг продольной оси.

Из рисунка 3.16 следует

$$\chi' = \chi^* - \chi, \quad (3.19)$$

где  $\chi^*$  – полный угол наклона деформированного пневматика относительно продольной плоскости;

$\chi'$  – угол наклона недеформированного пневматика.



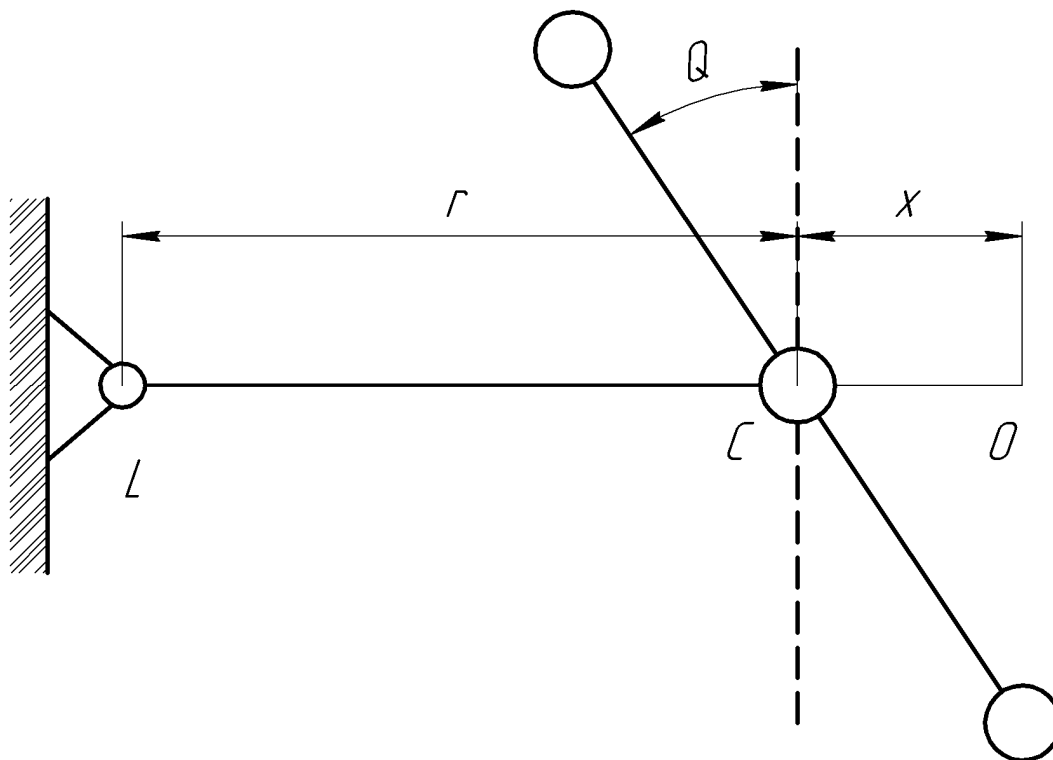


Рисунок 3.16 – Схема стэнда

Поскольку диск колеса абсолютно твердый, а шина деформируемая, но неразрывная, то гипотезы 1 и 2 целесообразно объединить в одну. Действительно, из равенств (3.14)–(3.16), с учетом (3.19), имеем

$$\begin{aligned} \delta \cdot K'_{O_1} - \delta \cdot K'_{C_0} &= \delta(K'_{O_1} - K'_{C_0}) = K_{O_1} - K'_{C_0} - \\ &- R \cdot \sin(\chi^* - \chi) - K_{C_0} + K'_{C_0} = K_{O_1} - K_{C_0} - R \cdot \sin(\chi^* - \chi) \end{aligned}$$

ИЛИ

$$\delta \cdot K'_{O_1} - \delta \cdot K'_{C_0} = K_{O_1} - K_{C_0} - R \cdot \sin(\chi^* - \chi). \quad (3.20)$$

С другой стороны,

$$\delta \cdot K'_{O_1} - \delta \cdot K'_{C_0} = f_1(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta) - f_2(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta) = f(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta). \quad (3.21)$$

На основании (3.20) и (3.21) получим

$$K_{O_1} - K_{C_0} - R \cdot \sin(\chi^* - \chi) = f(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta) \quad (3.22)$$



или

$$K_{O_1} - K_{C_0} = R \cdot \sin(\chi^* - \chi) + f(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta). \quad (3.23)$$

Уравнение (3.23) соответствует гипотезам 1 и 2. Разность кривизны линии качения в центре пятна контакта и проекции линии движения центра колеса на плоскость качения в точке, соответствующей центру пятна контакта, однозначно определяется параметрами деформаций и углом наклона колеса. В формуле (3.23)  $R$  – динамический радиус колеса. В случае, когда угол наклона колеса совпадает с параметрами угловой деформации вокруг продольной оси  $\chi^* = \chi = \chi'$ , уравнение (3.23) имеет вид:

$$K_{O_1} - K_{C_0} = f(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta) + R \cdot \sin \chi. \quad (3.24)$$

В таком виде, в основном, и будем его использовать. В случае недеформируемого колеса будем полагать  $\xi = \theta = \chi = \tau = \delta = 0$  и  $f(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta) = 0$ .

Тогда уравнение (3.24) примет вид:

$$K_{O_1} - K_{C_0} = R \cdot \sin \chi', \quad (3.25)$$

где  $\chi'$  – угол наклона плоскости колеса к продольной плоскости.

Функция  $f(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta)$  обладает свойством непрерывности при условии отсутствия скольжения и отрыва колеса от опорной плоскости. В случае существования отрыва колеса от опорной плоскости и наличия скольжения возникают разрывы конечного рода. Таким образом, в случае реального движения функция  $f(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta)$  – кусочно-непрерывная функция, имеющая разрывы конечного рода. Разложив функцию  $f(\xi, \theta, \chi, \tau, \delta)$  в ряд Тейлора в нулевой точке и ограничиваясь линейными членами, уравнение (3.25) заменим приближенным уравнением вида

$$K_{O_1} - K_{C_0} = R \cdot \sin \chi^* + A \cdot \xi + B \cdot \theta + C \cdot \chi + D \cdot \tau + E \cdot \delta \quad (3.26)$$

или, считая, что  $\sin \chi^* = \chi$ ,  $R = R(\delta)$ , получим еще более простую формулу

$$K_{O_1} - K_{C_0} = A \cdot \xi + B \cdot \theta + C \cdot \chi + D \cdot \tau + E \cdot \delta, \quad (3.27)$$

где  $A, B, C, D, E$  – коэффициенты кривизны, переменные в общем случае, их следует определять экспериментально на подвижном колесе либо вычислять аналитически.

Предлагаемая гипотеза позволяет получить уравнение кинематической связи второго порядка относительно вторых производных. Кривизну линии качения и кривизну проекции линии движения центра колеса на опорную плоскость будем вычислять по известной формуле

$$K = \frac{\dot{x} \cdot \ddot{y} - \dot{y} \cdot \ddot{x}}{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)^{3/2}}, \quad (3.28)$$

где  $x, y$  – текущие координаты соответствующей кривой.

Для составления уравнения кинематической связи с помощью гипотез 1 и 2 необходимо установить связь между координатами центра пятна контакта  $x_{O_1}, y_{O_1}$  и координатами проекции центра колеса на опорную плоскость  $x_{C_0}, y_{C_0}$ .

Для этого рассмотрим проекцию пневматика на опорную плоскость  $Oxy$  (см. рисунок 3.15), где  $\varphi$  – курсовой угол;  $\bar{v}_{C_0}$  – проекция скорости центра на опорную плоскость;  $\bar{v}_{O_1}$  – скорость перемещения центра пятна контакта.

На основании рисунка 3.15 можно получить следующие уравнения:

$$\left. \begin{aligned} x_{O_1} &= x_{C_0} + R \cdot \sin \chi^* \cdot \sin \varphi - \tau \cdot \cos(\varphi - \theta) + \xi \cdot \sin(\varphi - \theta); \\ y_{O_1} &= y_{C_0} + R \cdot \sin \chi^* \cdot \cos \varphi - \tau \cdot \sin(\varphi - \theta) - \xi \cdot \cos(\varphi - \theta), \end{aligned} \right\} \quad (3.29)$$

где  $x_{O_1}, y_{O_1}$  – координаты центра пятна контакта;

$x_{C_0}, y_{C_0}$  – координаты центра колеса;

$R$  – динамический радиус центра колеса.

Связь динамического радиуса центра колеса со свободным радиусом колес определяется формулой (рисунок 3.17)

$$R = R_C - \delta / \cos \chi^*, \quad (3.30)$$

где  $R_C$  – свободный радиус колеса;

$\delta$  – нормальная деформация колеса.



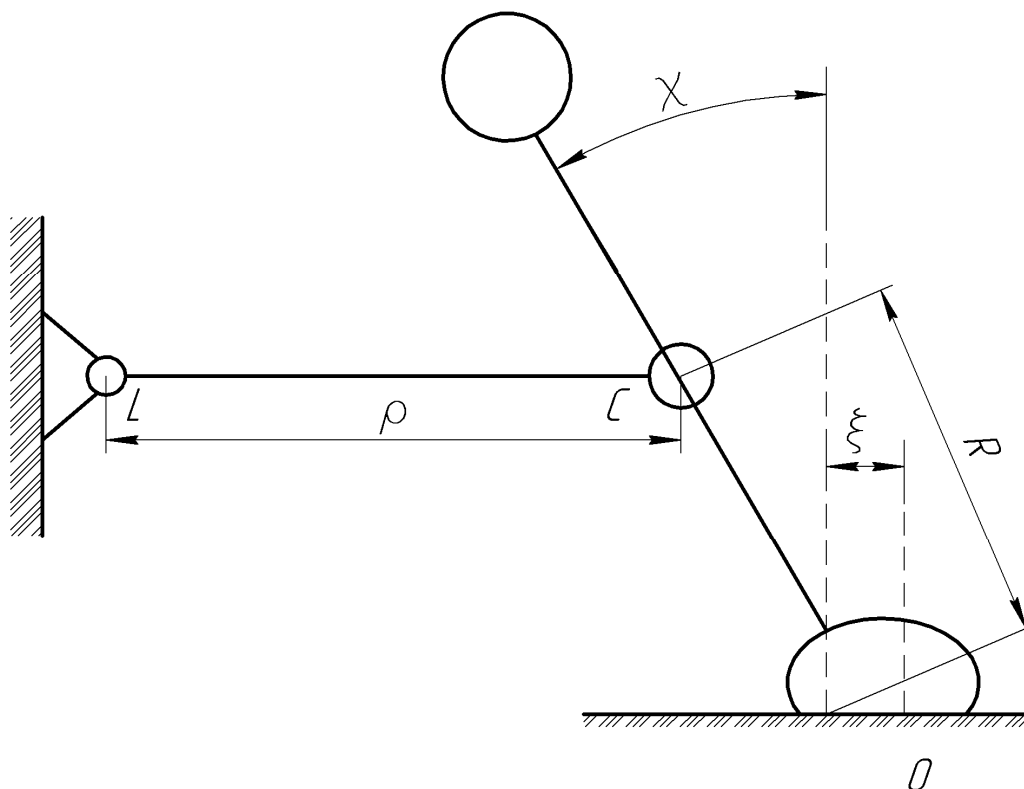


Рисунок 3.17 – Кинематическая схема станда (вид сзади)

Таким образом, система (3.29), с учетом (2.30), примет вид:

$$\left. \begin{aligned} x_{O_1} &= x_{C_0} + \left( R_c - \frac{\delta}{\cos \chi^*} \right) \sin \chi^* \cdot \sin \varphi - \tau \cdot \cos(\varphi - \theta) + \xi \cdot \sin(\varphi - \theta); \\ y_{O_1} &= y_{C_0} - \left( R_c - \frac{\delta}{\cos \chi^*} \right) \cos \chi^* \cdot \cos \varphi - \tau \cdot \sin(\varphi - \theta) - \xi \cdot \cos(\varphi - \theta). \end{aligned} \right\} (3.31)$$

Продифференцировав систему (3.31) по времени дважды, определим зависимость между скоростями и ускорениями точек  $O_1$  и  $C_0$ .

Полученные выражения, с учетом равенства (3.28), подставляются в равенство (3.26). При этом образуется линейное уравнение кинематической связи относительно производных второго порядка, которое можно представить в виде

$$\begin{aligned} a_1 \cdot \ddot{x}_{C_0} + a_2 \cdot \ddot{y}_{C_0} + a_3 \cdot \ddot{\varphi} + a_4 \cdot \ddot{\xi} + a_5 \cdot \ddot{\theta} + a_6 \cdot \ddot{\tau} + a_7 \cdot \ddot{\chi}^* + a_8 \cdot \ddot{\delta} = \\ = b_1 \cdot \xi + b_2 \cdot \theta + b_3 \cdot \chi + b_4 \cdot \tau + b_5 \cdot \delta + b_6 \cdot \chi^*, \end{aligned} \quad (3.32)$$

где  $a_1$ – $a_8$ ,  $b_1$ – $b_6$  – коэффициенты, в которые входят координаты, курсовой угол, параметры деформации и их первые производные по времени.

В случае, когда угол наклона колеса и вертикальной продольной плоскости совпадает с параметром угловой деформации, уравнение (3.32) запишется в более простой форме:

$$\begin{aligned} a_1 \cdot \ddot{x}_{C_0} + a_2 \cdot \ddot{y}_{C_0} + a_3 \cdot \ddot{\varphi} + a_4 \cdot \ddot{\xi} + a_5 \cdot \ddot{\theta} + a_6 \cdot \ddot{\tau} + a_7 \cdot \ddot{\chi} + a_8 \cdot \ddot{\delta} = \\ = b_1 \cdot \xi + b_2 \cdot \theta + b_3 \cdot \chi + b_4 \cdot \tau + b_5 \cdot \delta. \end{aligned} \quad (3.33)$$

Остальные уравнения кинематических связей получаются раскрытием гипотезы Келдыша.

Следует заметить, что уравнение (3.32) или (3.33) является уравнением кинематической связи второго порядка; в литературе подобные уравнения не встречаются применительно к процессу эластичного колеса, поэтому их будем называть «новыми» уравнениями кинематической связи.

Обычно при теоретических исследованиях параметры деформаций  $\chi$ ,  $\tau$ ,  $\delta$  рассматривают как обобщенные координаты и энергию их скоростей учитывают, а энергией скоростей деформации  $\dot{\xi}$  и  $\dot{\theta}$  пренебрегают. Для определения этих параметров служат уравнения кинематических связей.

Необходимо отметить, что новое уравнение кинематических связей было выведено с меньшим числом допущений, чем в случае теории Келдыша.

Рассмотрим методику определения кинематических коэффициентов на круговом стенде. Пусть эластичное колесо шарнирно закреплено на конце кривошипа (см. рисунок 3.17).

Проводятся три серии экспериментов для определения трех кинематических коэффициентов.

1 Колесо устанавливается так, что его плоскость перпендикулярна кривошипу  $LC$  и опорной плоскости, при этом  $\theta = 0$ ;  $\chi = 0$ . Кривошип вращается с постоянной угловой скоростью  $\omega$  при постоянной нормальной нагрузке на колесо и постоянном давлении в шине.

Очевидно, что

$$K_C = \frac{1}{p}; \quad K_O = \frac{1}{p + \xi}.$$

Согласно предложенной гипотезе

$$K_C - K_O = A \cdot \xi$$

или

$$\frac{1}{p} - \frac{1}{p + \xi} = A \cdot \xi.$$

Откуда

$$A = \frac{1}{p(p + \xi)}. \quad (3.34)$$

В формуле (3.34) параметр боковой деформации  $\xi$  замеряется.

2 Колесо устанавливается в вертикальной плоскости под углом  $\frac{\pi}{2} - \theta$  к кривошипу (см. рисунок 3.17). Угол  $\theta$  является параметром угловой деформации вокруг вертикальной оси, следовательно,  $\xi = 0$ ,  $\theta = 0$ ,  $\chi = 0$ . Кривошип вращается с такой же постоянной угловой скоростью  $\omega$ , что и в первой серии экспериментов.

Согласно предложенной гипотезе

$$K_C - K_O = A \cdot \xi + B \cdot \theta.$$

Кроме того,

$$K_C = \frac{1}{p}; \quad K_O \approx \frac{1}{p + \xi}.$$

Таким образом, имеем

$$\frac{1}{p} - \frac{1}{p + \xi} = A \cdot \xi + B \cdot \theta.$$

Откуда

$$B = \frac{\xi}{\theta} \left( \frac{1}{p(p + \xi)} - A \right). \quad (3.35)$$

Следует заметить, что в формулах (3.34) и (3.35) параметры деформации  $\xi$  равны.

3 Колесо устанавливается под углом  $\frac{\pi}{2} - \chi$  к опорной плоскости (см. рисунок 3.17), следовательно,  $\xi \neq 0$ ,  $\theta \neq 0$ ,  $\chi \neq 0$ . Причем угол  $\chi$  является параметром угловой деформации вокруг продольной оси. Кривошип вращается с постоянной угловой скоростью  $\omega$ .

Согласно предложенной гипотезе

$$K_C - K_O = A \cdot \xi + B \cdot \theta + C \cdot \chi.$$

Кроме того,

$$K_C = \frac{1}{p}; \quad K_O = \frac{1}{p + \xi + R \cdot \sin \chi},$$

где  $R$  – динамический радиус колеса.

В результате

$$C = \frac{1}{\chi} \left( \frac{\xi + R \cdot \sin \chi}{p(p + \xi + R \cdot \sin \chi)} - A \cdot \xi \right). \quad (3.36)$$

В формуле (3.36) параметр деформации  $\xi$  имеет другое значение, чем в формулах (3.34) и (3.35).

Таким образом, в рассмотренной методике измеряемым параметром является параметр  $\xi$ , все остальные величины назначаются.

Кинематические коэффициенты  $A$  и  $B$  можно найти и другим методом, используя коэффициенты кривизны Келдыша.

1 Определение коэффициента  $A$ . Пусть  $\theta = 0$ ,  $\chi = 0$ . Тогда  $K_O = a_1 \cdot \xi$ , где  $K_O = 1/p$  и  $a_1 = 1/p \cdot \xi$ . Отсюда  $\xi = 1/p \cdot a_1$ .

По предлагаемой гипотезе

$$K_C - K_O = A \cdot \xi.$$

Отсюда

$$A = \frac{1}{\xi} (K_C - K_O).$$

Кроме того,

$$K_C = \frac{1}{p}; \quad K_O = \frac{1}{p + \xi}.$$

Следовательно,

$$A = \frac{1}{\xi} \left( \frac{1}{p} - \frac{1}{p + \xi} \right) = \frac{1}{p(p + \xi)}.$$

Однако по теории Келдыша

$$\xi = \frac{1}{p \cdot a_1}.$$

Тогда

$$A = \frac{1}{p \left( p + \frac{1}{p \cdot a_1} \right)} = \frac{a_1}{p^2 \cdot a_1 + 1}.$$

Таким образом,

$$A = \frac{a_1}{p^2 \cdot a_1 + 1}. \quad (3.37)$$

2 Определение коэффициента  $B$ .

Пусть  $\xi \neq 0$ ,  $\theta \neq 0$ ,  $\chi \neq 0$ . Согласно гипотезе Келдыша

$$K_O = a_1 \cdot \xi - a_2 \cdot \theta,$$

где  $K_O = 1/p$ .

Следовательно,

$$\frac{1}{p} = a_1 \cdot \xi - a_2 \cdot \theta \quad \text{или} \quad a_2 = -\frac{1}{\theta} \left( \frac{1}{p} - a_1 \cdot \xi \right). \quad (3.38)$$

С другой стороны,

$$a_2 = \psi_u 2\sqrt{a_2}; \quad (3.39)$$

$$-\frac{\xi}{\theta} = \frac{K_\theta}{C_\xi}, \quad (3.40)$$

где  $K_{\delta}$  – коэффициент сопротивления уводу;  
 $C_{\xi}$  – боковая жесткость шины;  
 $\psi_{in}$  – коэффициент относительного затухания переходного процесса в шине, зависящий только от конструкции шины и изменяющийся в пределах  $\psi_{in} = 0,917 \dots 1,28$  [82].

Из (3.40) следует, что

$$\xi = -\theta \frac{K_{\delta}}{C_{\xi}}. \quad (3.41)$$

Из (3.38) имеем

$$\theta = -\frac{1}{a_2} \left( \frac{1}{p} - a_1 \cdot \xi \right).$$

Подставляя в вышеприведенное выражение для  $\xi$ , получим

$$\theta = -\frac{1}{a_2} \left( \frac{1}{p} - a_1 \cdot \theta \cdot \frac{K_{\delta}}{C_{\xi}} \right).$$

Отсюда

$$\theta = -\frac{1}{p} \left( \frac{1}{a_1 \frac{K_{\delta}}{C_{\xi}} + a_2} \right). \quad (3.42)$$

По предлагаемой гипотезе

$$K_C - K_O = A \cdot \xi + B \cdot \theta,$$

где  $K_C = \frac{1}{p}$ ;  $K_O = \frac{1}{p + \xi}$ .

Отсюда

$$B = \frac{\xi}{\theta} \left( \frac{1}{p(p + \xi)} - A \right). \quad (3.43)$$



Это равенство, с учетом (3.39)–(3.41), перепишем следующим образом:

$$B = -\frac{K_{\delta}}{C_{\xi}} \left( \frac{1}{p \left( p + \frac{1}{p} \cdot \frac{1}{a_1 \frac{K_{\delta}}{C_{\xi}} + \psi_{ш} 2\sqrt{a_1}} \right)} - A \right) = \frac{K_{\delta}}{C_{\xi}} \left( A - \frac{1}{p^2 + \frac{1}{a_1 \frac{K_{\delta}}{C_{\xi}} + \psi_{ш} 2\sqrt{a_1}}} \right)$$

или окончательно

$$B = -\frac{K_{\delta}}{C_{\xi}} \left( \frac{a_1}{a_1 p^2 + 1} - \frac{1}{p^2 + \frac{1}{a_1 \frac{K_{\delta}}{C_{\xi}} + \psi_{ш} 2\sqrt{a_1}}} \right). \quad (3.44)$$

Величины  $K_{\delta}$ ,  $C_{\xi}$ ,  $a_1$ ,  $\psi_{ш}$  определены для трех модификаций шин.

Результаты расчета коэффициентов  $A$  и  $B$  сведены в таблицу 3.1. Для шины 14,00 – 22е HD в числителе указаны величины при радиальной нагрузке  $N = 44300$  Н, в знаменателе – при  $N = 24500$  Н; для других шин в числителе – при  $N = 24500$  Н, в знаменателе – при  $N = 14600$  Н.

На рисунке 3.18 показано поведение коэффициента  $A$  в зависимости от радиальной нагрузки  $N$  и давления воздуха  $P$  в шине.

Таблица 3.1 – Результаты расчета коэффициентов уравнений связей

Тип шины	$C_{\xi}$ , Н/м	$K_{\delta}$ , Н/рад	$\psi_{ш}$	$A_1$ , м <sup>-2</sup>	$a_2$ , м <sup>-1</sup>	$A$ , м <sup>-2</sup>	$B$ , м <sup>-1</sup>	$P$ , М
14,00 – 22е HD	<u>594860</u>	<u>224420</u>	<u>0,917</u>	<u>23,8</u>	<u>8,9</u>	<u>0,960</u>	<u>0,00563</u>	1
	594860	177380	0,918	37,9	11,4	0,980	0,00743	
9,00 – 20е HD	<u>387100</u>	<u>168560</u>	<u>1,150</u>	<u>28,2</u>	<u>12,5</u>	<u>0,965</u>	<u>0,00217</u>	1
	387100	146020	1,180	39,1	14,8	0,975	0,00378	
9,00 – 20е HDx	<u>279300</u>	<u>199920</u>	<u>1,150</u>	<u>10,3</u>	<u>7,4</u>	<u>0,980</u>	<u>0,03230</u>	1
	279300	159740	1,280	20,0	11,5	0,950	-0,00134	

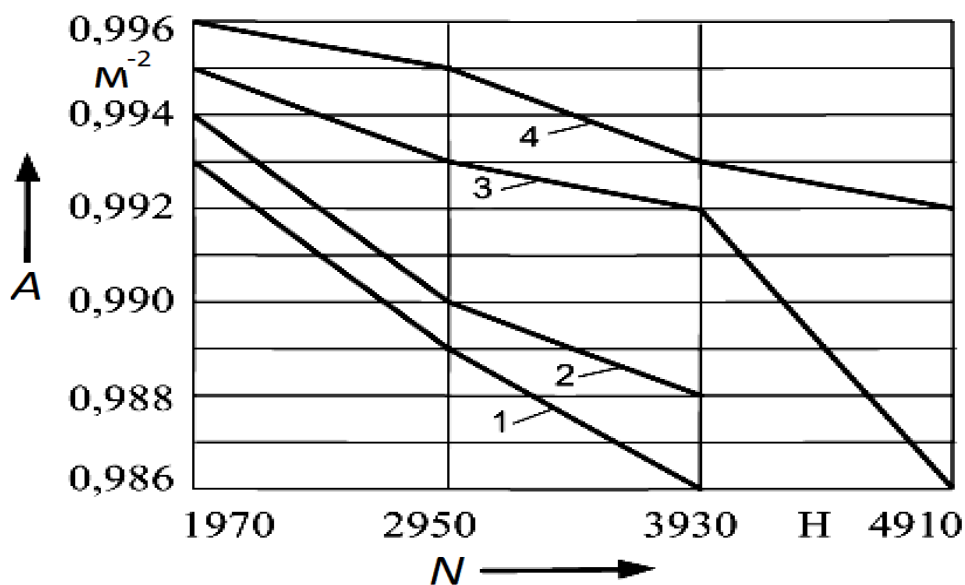


Рисунок 3.18 – Изменение коэффициента  $A$  в зависимости от радиальной нагрузки  $N$  и давления воздуха  $p$  в шине

### 3.6 Выводы

1 На основе установления общей закономерности изменения сил в зависимости от кинематических параметров качения колеса сформулируем гипотезу: *силы в контакте колеса с опорной поверхностью подчиняются регулярной закономерности их изменения во временной связи, которая позволяет алгоритму САБ формировать сигналы управления исполнительными механизмами АТС.*

2 Анализ теорий качения колеса позволяет сформулировать новую гипотезу, дополняющую теорию М. В. Келдыша: *разность изохронных вариаций кривизны, линии качения пятна контакта пневматика и геометрического центра обода колеса при внезапном придании деформации пневматику однозначно определяется параметрами деформации упругого пневматика.*

3 Гипотезу отсутствия проскальзывания в пятне контакта можно охарактеризовать вертикальной деформацией  $Z_j^*$ , а также действием статической нагрузки  $F_{zj}^*$  на колесо.

## 4 Источники информации САБ АТС 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  $\delta_i$  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  $\delta_i$  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,

$$J_k \cdot \ddot{\varphi}_k = -M_T = -N \cdot \varphi_{cy} \cdot r_k, \quad (4.1)$$

где  $J_k$  – момент инерции колеса относительно его центра масс;

$\ddot{\varphi}_k$  – угловое ускорение колеса;

$M_T$  – тормозной момент;

$N$  – нормальная реакция опорной поверхности на колесо;

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

$r_k$  – динамический радиус качения колеса.

Из уравнения (4.1), полагая, что  $N$ ,  $\ddot{\varphi}_k$ ,  $r_k$  – известные величины, можно найти коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью  $\varphi_{cy}$ , который является косвенной характеристикой силы в контакте колес с опорной поверхностью.

Коэффициент сцепления  $\varphi_{cy}$  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  $\ddot{\varphi}_k$  также привносит дополнительные погрешности, что в конечном счете отражается на расчетной величине коэффициента сцепления  $\varphi_{cy}$ .

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  $\varphi_{cy}$  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 поддрессоренных 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 трансмиссии 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 информативность для построения эффективных алгоритмов управления движением колесных машин.

## 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.

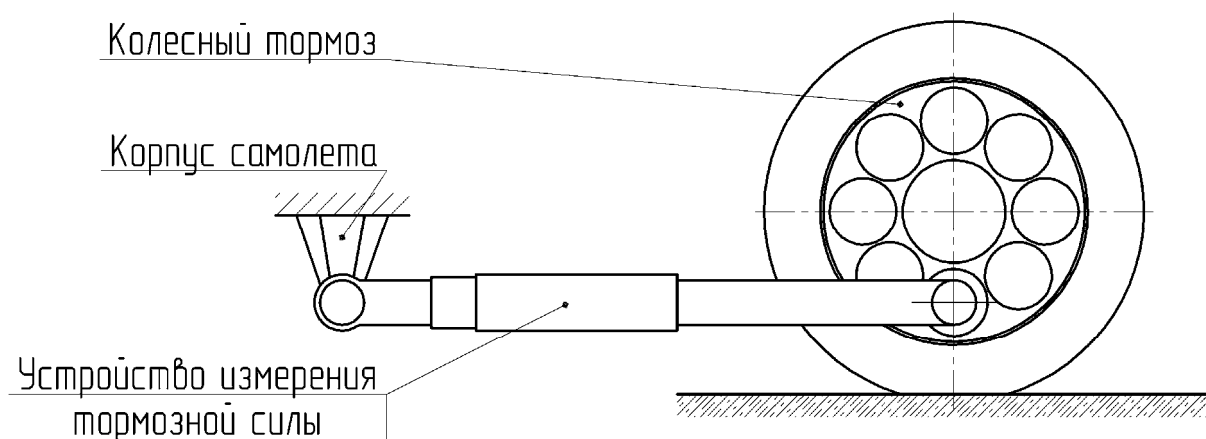


Рисунок 4.1 – Устройство измерения тормозной силы фирмы «Боинг»

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 не подрессоренной масс самолета, что существенно может исказить действительную информацию о тормозной силе (моменте).

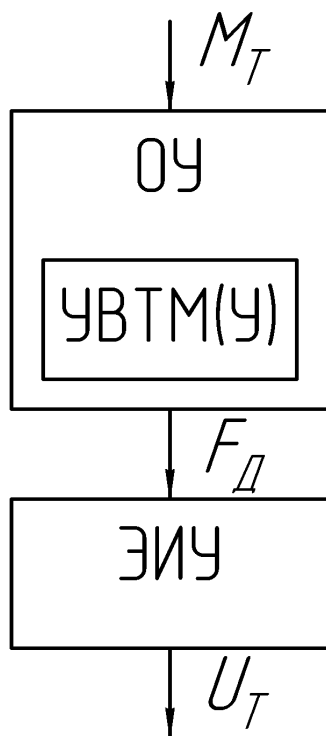
Рассмотрим принципиальную возможность измерения тормозного момента в тормозных механизмах наземных колесных машин.

#### ***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.

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;  $F_D$  – 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:  $M_\phi$  – 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 б и б' с фрикционными элементами к тормозному барабану 1.

В итоге между колодками и барабаном образуются пары трения. Таким образом, происходит формирование момента  $M_\phi$  в барабанном тормозе.

В результате возникновения момента  $M_\phi$  в пятне контакта колеса 2 с опорной поверхностью С появляется противоположно направленный тормозной момент  $M_T$  (фактически реализуемый колесом тормозной момент), создаваемый силой  $T$  с плечом  $r_k$ .

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



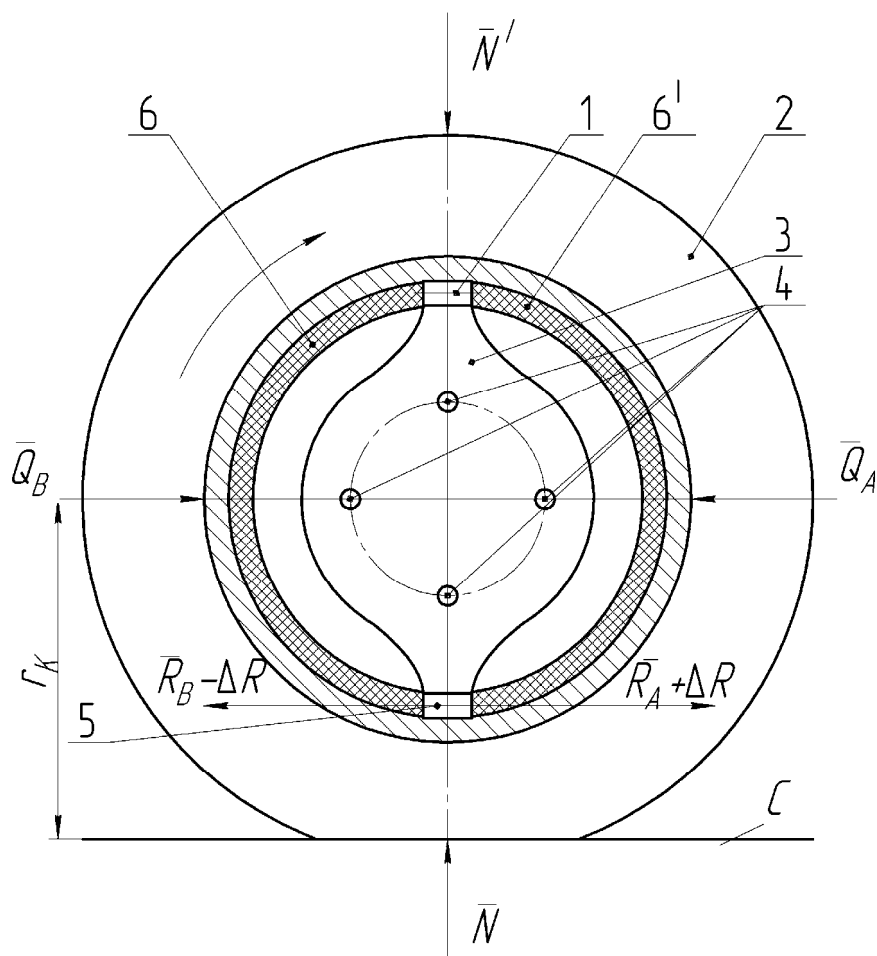


Рисунок 4.3 – Реализации способа измерения тормозного момента в барабанном тормозном механизме

Момент  $M_\phi$ , 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  $r_k$  и задания изменения формируемого момента  $M_\phi$  оператором.

Ориентировочно  $M_\phi$  можно определить по формуле (наиболее точные методы расчета приведены профессором Г. И. Мамити в [90])

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

где  $\mu$  – коэффициент трения между фрикционными элементами колодок и барабаном;

$r_{\delta}$  – радиус трения барабанного тормоза;

$Q_1, Q_2$  – 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  $M_{\phi}$  зависит от момента  $M_T$ . Так,  $M_{\phi} > M_T$  соответствует случаю неполного использования  $M_{\phi}$ , 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  $\varphi_{сц}$  колеса с опорной поверхностью (служебное торможение колесной машины).

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

$$M_T = T \cdot r_k = N \cdot \varphi_{сц} \cdot r_k,$$

где  $N$  – нормальная реакция колеса на опорную поверхность;

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

Величины сил трения  $F_{\delta}$  и  $F'_{\delta}$

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

$$F'_{\delta} = Q_2 \cdot \mu,$$

где  $\mu$  – коэффициент трения трущихся элементов, зависящий от их физико-механических свойств.

Тормозной момент  $M_T = M_r$  стремится повернуть тормозные исполнительные элементы б и б' (тормозные колодки) по направлению вращения колеса  $\omega$ . В результате нижняя опора А тормозного исполнительного элемента б воспринимает дополнительную реакцию, а опора В элемента б' разгружается. Таким образом, в опорах А и В возникает разность усилий  $\Delta R$ . В случае, когда нет тормозного момента от силы Т,  $\Delta R = 0$  (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,  $\Delta R$  – величина, пропорциональная фактически реализуемому колесом тормозному моменту и которая может быть преобразована ЭИУ в электрический сигнал.

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

Реактивный момент  $M_r$  может быть определен по известной формуле

$$M_r = M_T = N \cdot \varphi_{сц} \cdot r_k.$$

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 точках  $A$  и  $B$  (невидимая опора). Проекция 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  $M_\phi$  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  $r_k$  и характера формирования момента  $M_\phi$ .

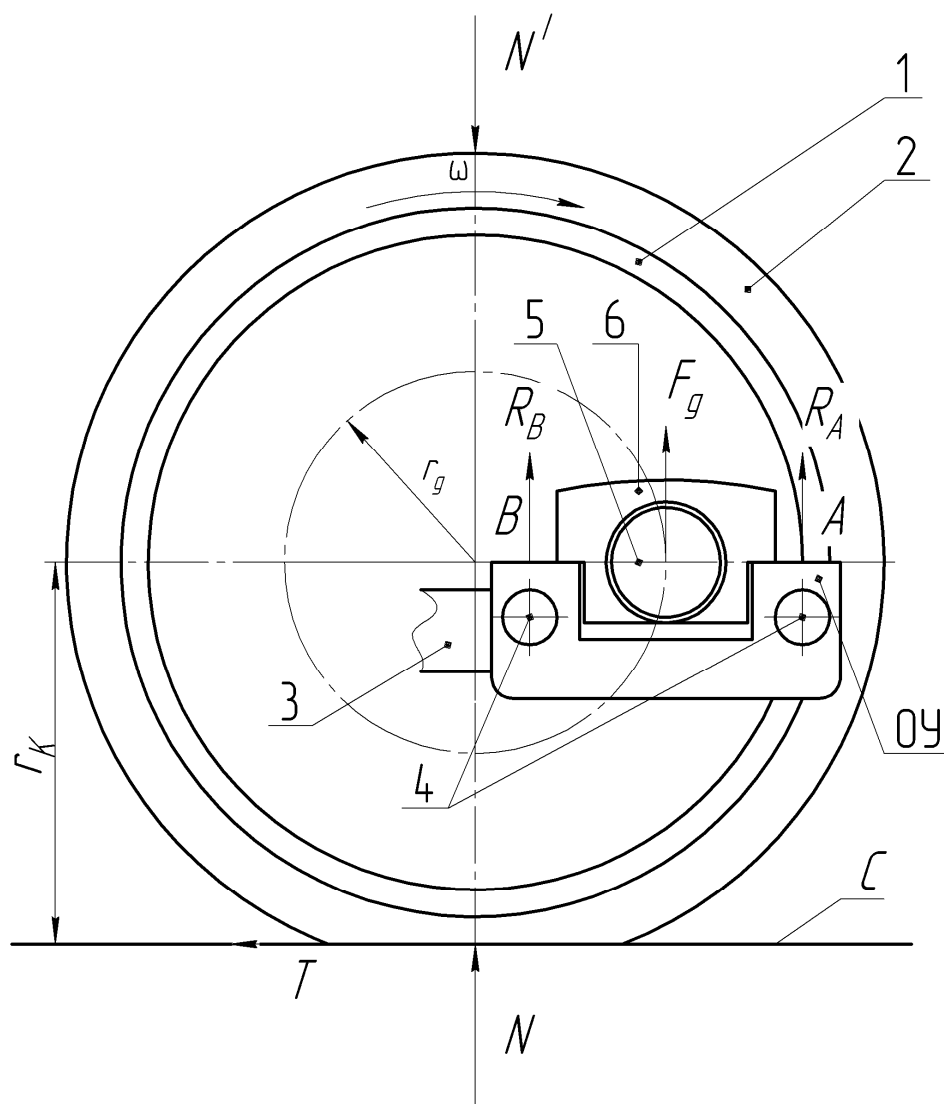


Рисунок 4.4 – Способ измерения тормозного момента в дисковом тормозном механизме

Величина формируемого момента  $M_\phi$  определяется по следующей формуле:

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

где  $\mu$  – коэффициент трения между фрикционными элементами колодок и диском;

$r_\delta$  – радиус приложения сил трения  $F_\delta$ .

Реализация момента  $M_\phi$ , 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  $M_\phi$  меньше, чем  $M_T$ , происходит также неполное использование коэффициента сцепления колеса  $\phi_{cy}$  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

$$M_T = M_r = T \cdot r_k = N \cdot \phi_{cy} \cdot r_k,$$

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

$\phi_{cy}$  – максимальное значение коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью.

Величины сил трения  $F_\delta$  и  $F'_\delta$ , создающих  $M_\phi$ ,

$$F'_\delta = F_\delta = 2Q \cdot \mu.$$

Возникающий тормозной момент  $M_T = M_r$  стремится провернуть исполнительные тормозные элементы б (в дисковом тормозе нет пассивных колодок) по направлению скорости вращения колеса  $\omega_k$  (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 б нагружаются почти одинаково от воздействия момента  $M_T$  (экспериментально подтверждается).

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

$$M_r = M_T = N \cdot \varphi_{сц} \cdot r_k.$$

Главная сложность создания систем автоматического регулирования торможения АТС, 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.

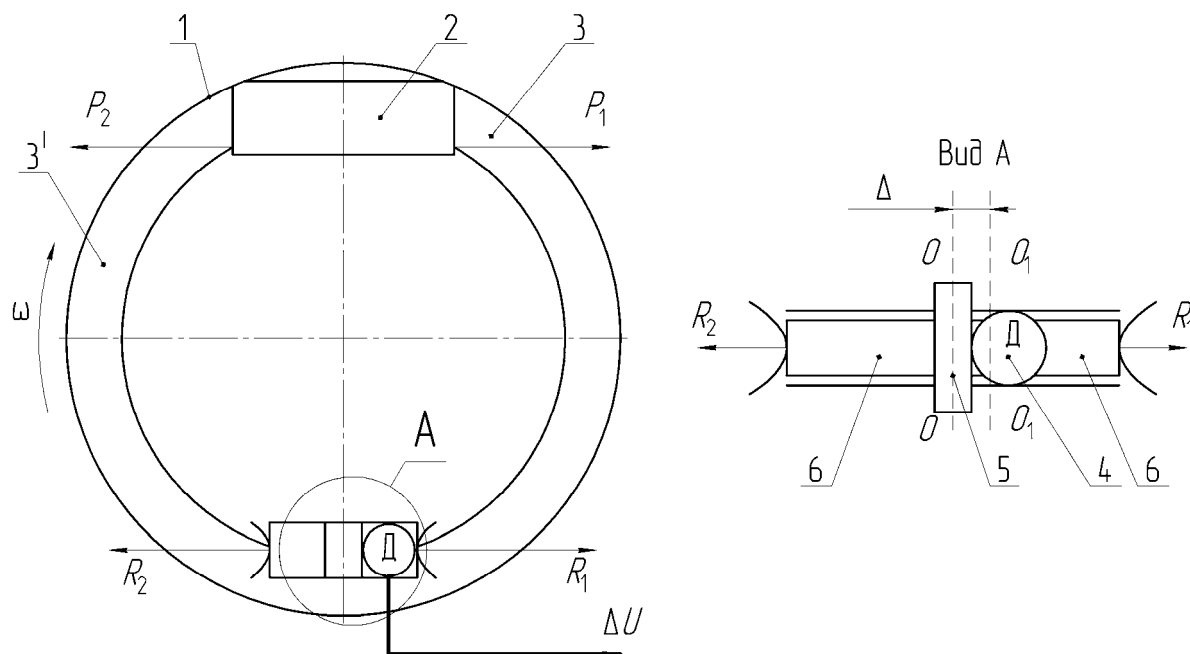
Фиксированный кулак применим только в случае использования колодок с неподвижными центрами поворота.

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.

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  $D$  также различны, и если эти сигналы не сбалансировать в устройстве сравнения 5, то выходной сигнал  $\Delta U$  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  $\Delta U$  будет пропорционально сигналу, фактически реализуемому колесом.

Например, результаты экспериментальных исследований тормозного механизма автомобиля МАЗ с новыми тормозными накладками показали, что при использовании разжимного кулака колодок, спроектированного по



спирали Архимеда, погрешность  $\Delta U$  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  $\Delta U$  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).

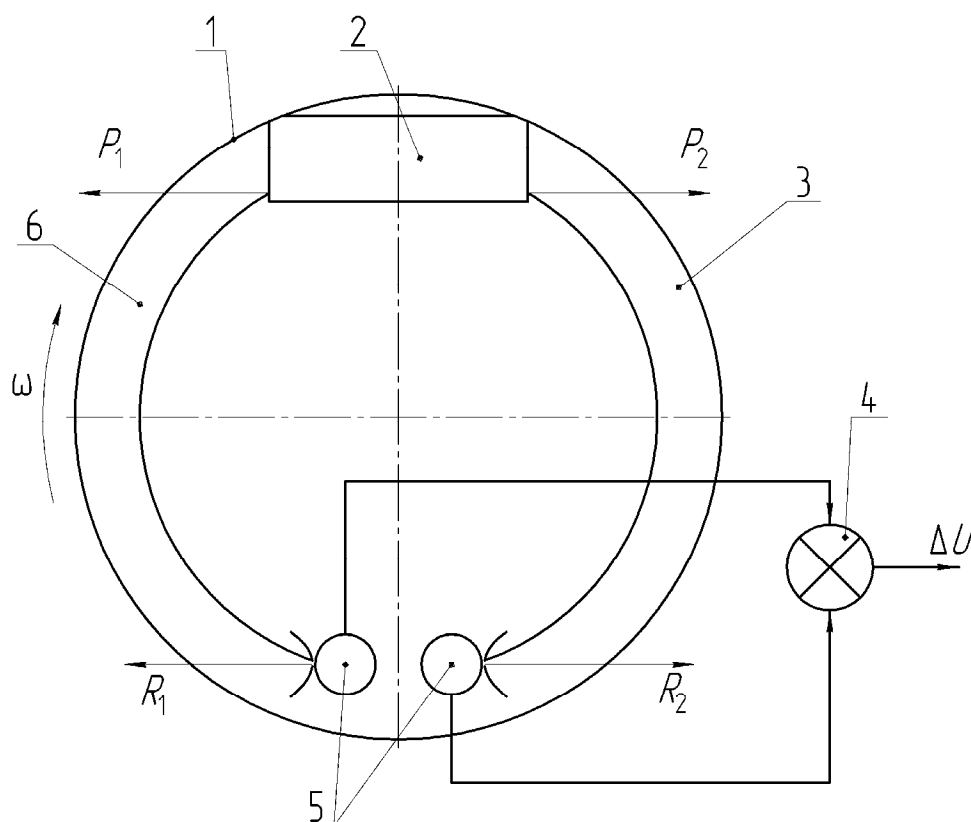


Рисунок 4.6 – Вариант размещения датчиков сил в устройстве измерения тормозного момента в барабанном тормозе с самоустанавливающимися колодками

Для данной схемы тормоза, так же как и для предыдущей, датчики сил  $D$  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  $\Delta U$  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  $D$  в барабанном тормозе автомобиля ВАЗ-2108, на котором проводились натурные испытания макетного образца АБС, реализованного по принципу анализа силовых факторов [1, 2, 25].

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  $\Delta$ , воздействуя на датчик сил, т. е. ось симметрии упругого элемента из положения  $O-O$  перемещается в положение  $O_1-O_1$  на величину  $\Delta$ . Деформация упругого элемента 5 преобразуется в электрический сигнал  $\Delta U$ . Полученный сигнал обрабатывается БОФСУ, который в последующем формирует сигнал управления исполнительным механизмом.

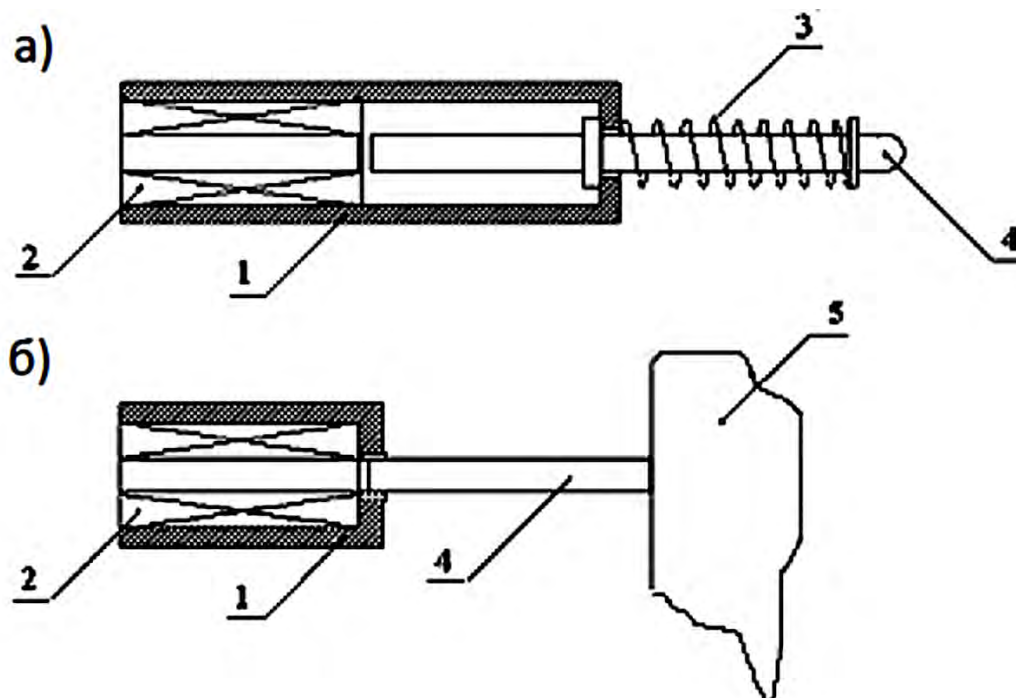
Вышерассмотренные теоретические основы измерения тормозного момента вызвали потребность в проведении экспериментальных проверок. Причем варианты устройства измерения тормозного момента во многом определялись конструкциями устройств восприятия тормозных моментов, а также схмотехническим исполнением самого 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 линейных 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.



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

Рисунок 4.7 – Элементы индукционного датчика

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.

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 цифро-аналоговый преобразователь ВК. Питание выходного усилителя мощности ВК выполняется от РН, с помощью которого осуществляется сравнение заданной величины амплитуды синусоидального сигнала и сигнала,

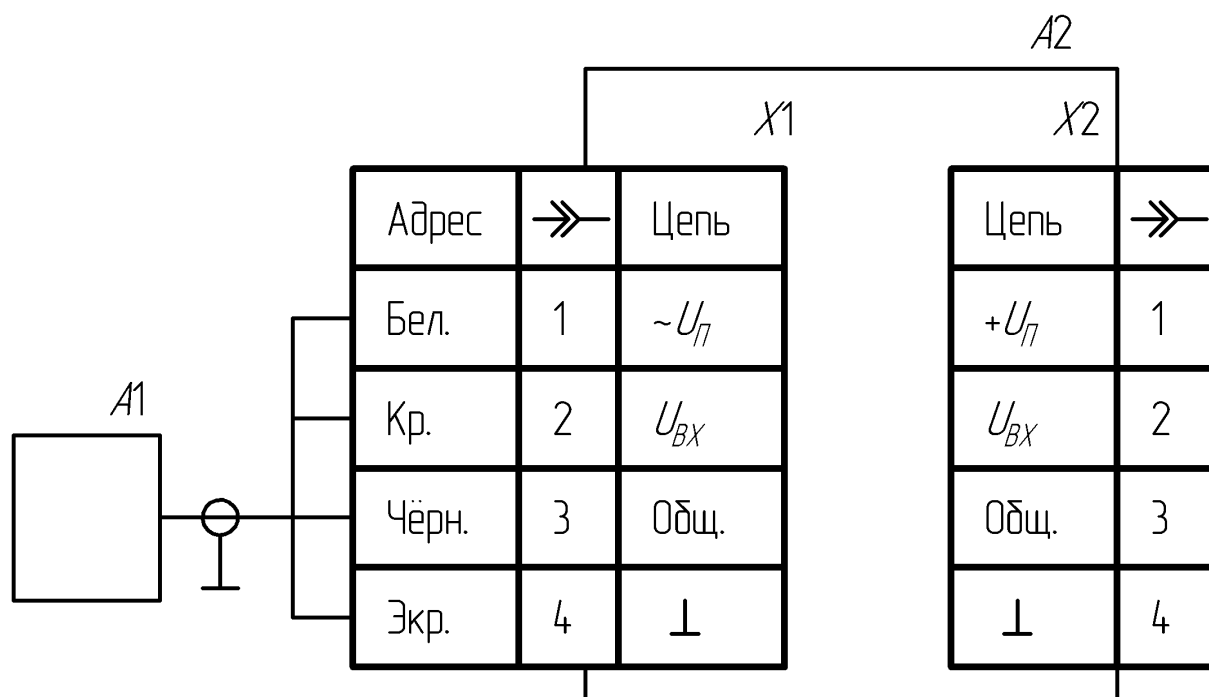


определяется геометрическими параметрами АТС. Место установки блока обработки информации обеспечивает удобство обслуживания оператору.

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  $\pm 10$  В.

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).



A1 – датчик; A2 – 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 контроли-

руемый 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.

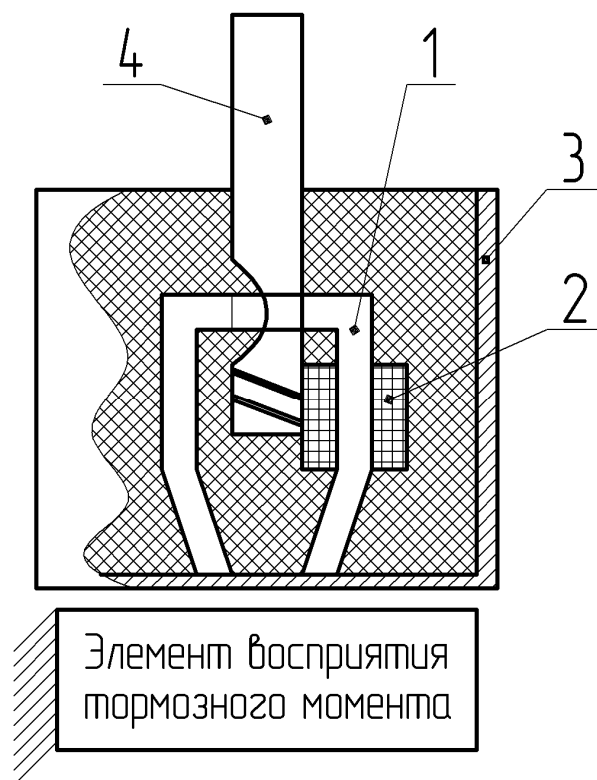


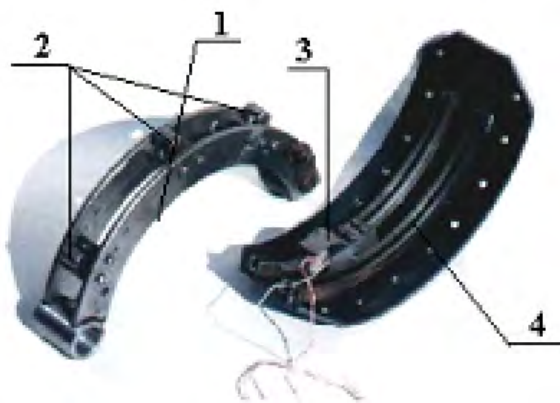
Рисунок 4.10 – Датчики перемещений без механических связей

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 МАЗ-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 МА3-5551

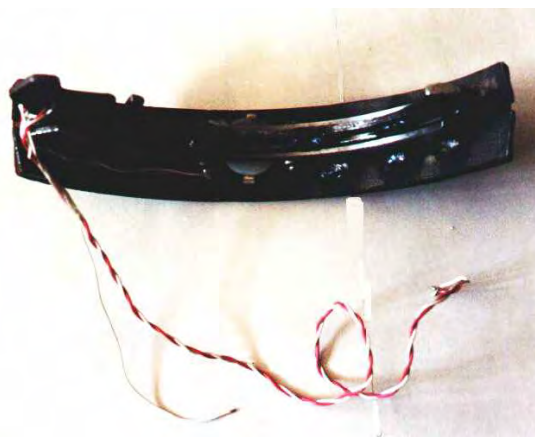


Рисунок 4.13 – Устройство измерения тормозного момента барабанного тормоза легкового автомобиля ВА3-2108

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

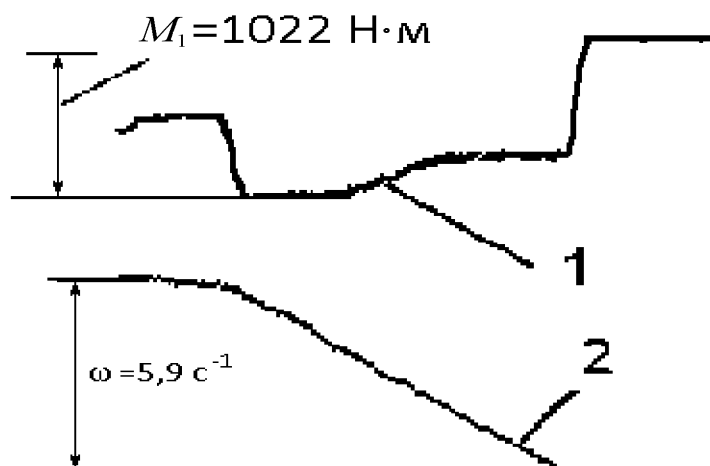
Практическая возможность реализации предлагаемого устройства доказана испытанием опытных образцов тормозных устройств и



устройств измерения тормозных моментов в механизмах тормозов автомобиля МАЗ-53317 [2, 25, 39].

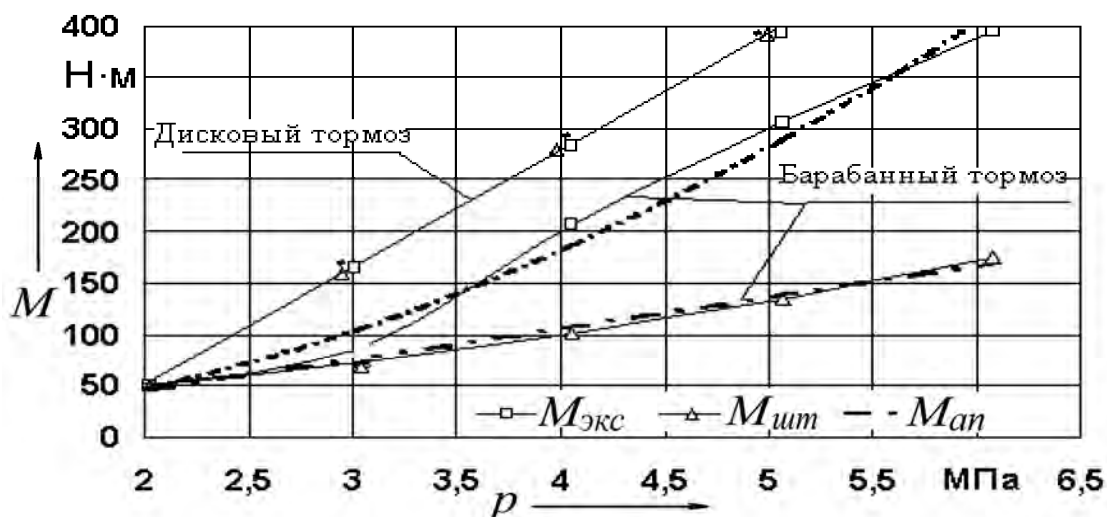
Аналогичные устройства для измерения тормозного момента разработаны и для дискового тормозного механизма.

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



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

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

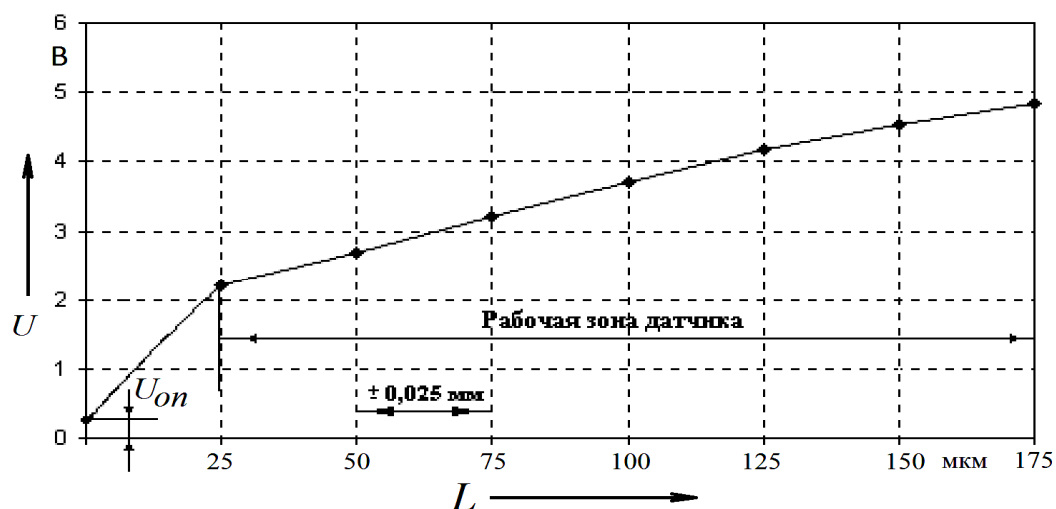


Рисунок 4.16 – Зависимость выходного напряжения датчика от линейного перемещения подвижного элемента

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 датчики

практически формируют электрические сигналы, пропорциональные 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: с внешними устройствами питания и формирователями выходного сигнала; со 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 кГц.

Вариант схемы датчика со встроенными устройствами питания и формирователями выходного сигнала представлен на рисунке 4.13. Обмотка  $\omega_1$  трансформатора TV1 используется в качестве излучателя, а  $\omega_3$  – 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.

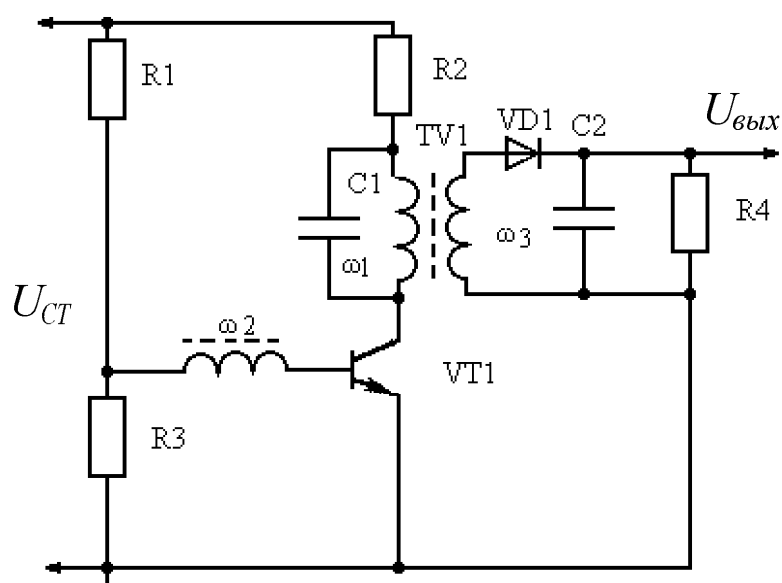


Рисунок 4.17 – Вариант исполнения электронной схемы датчика



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.

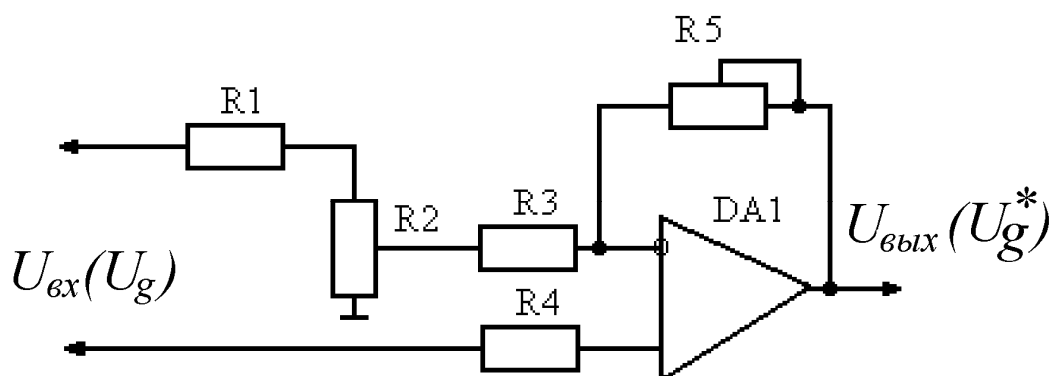


Рисунок 4.19 – Электронная схема двухполярного источника стабилизированного напряжения датчика

Установка нулевого значения выходного сигнала осуществляется переменным резистором  $R_2$ , а требуемого коэффициента передачи – переменным резистором  $R_5$ . 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 преобразуе-

мого 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 быстрое действие работы электроклапанов модулятора. В зависимости от вариантов схемотехнической реализации функциональных блоков системы управления источники питания должны выполнять следующие функции: формировать стабилизированное напряжение питания Н, 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 В – 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  $\omega_2$  импульсного трансформатора осуществляют питание стабилизированного двухполярного источника питания. Вторичная обмотка  $\omega_3$  импульсного трансформатора 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.

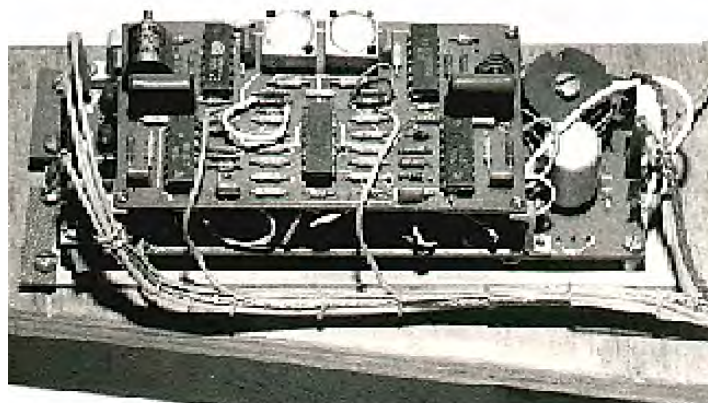
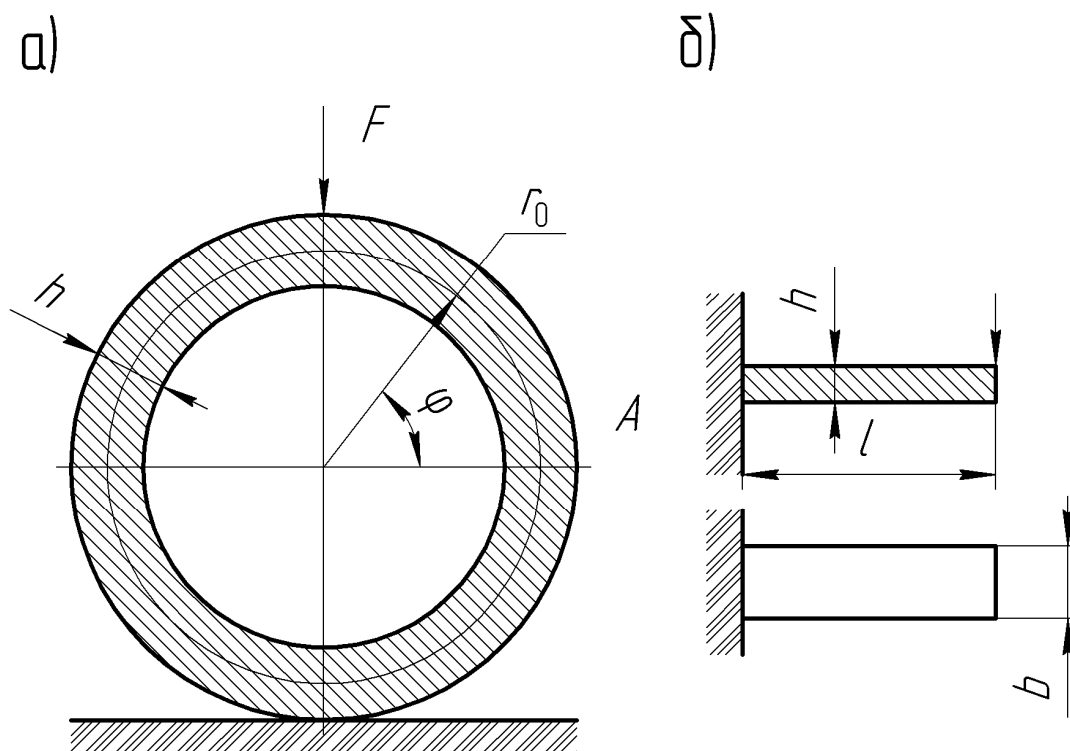


Рисунок 4.20 – Общий вид электронного блока обработки информации для стендовых испытаний

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 подходит для построения датчиков для измерения в 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.

При выборе геометрических размеров и материала упругих 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  $\varepsilon_d$  – относительная поперечная деформация;

$\mu$  – 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  $\delta$  – перемещение торца упругого элемента;

$l$  – длина упругого элемента.

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



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:

$$\varepsilon = \frac{B_k \cdot r_o}{E \cdot b \cdot h^2} \cdot F,$$

где  $B_k$  – конструктивный коэффициент чувствительности кольца;

$r_o, b, h$  – геометрические параметры кольца;

$E$  – модуль упругости кольца.

Чувствительность кольца

$$S_k = \frac{B_k \cdot r_o}{E \cdot b \cdot h^2}.$$

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;

$\gamma$  – удельный вес материала;

$S_{CT}$  – площадь поперечного сечения кольца.

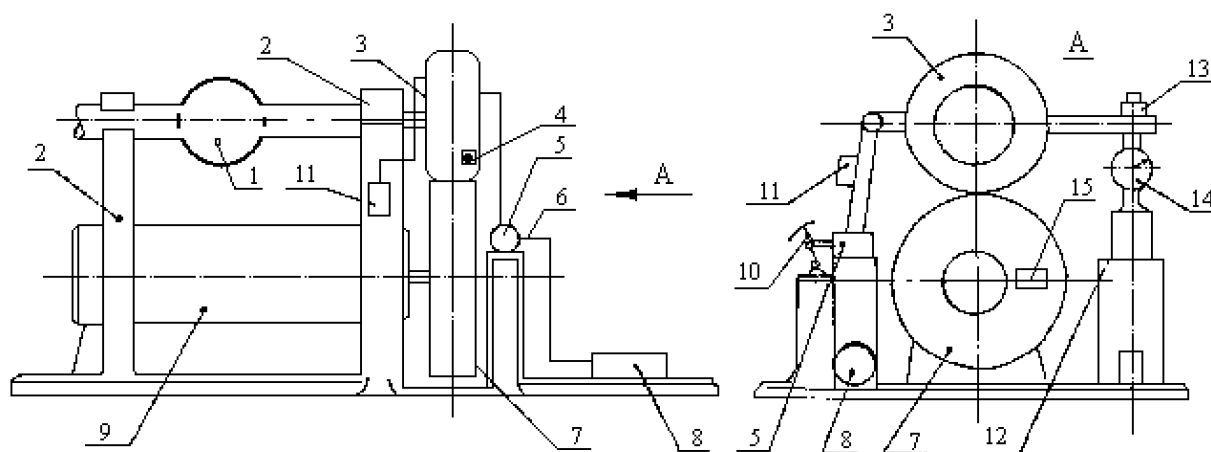
Для основной частоты собственных колебаний  $i = 2$ ,  $J = b \cdot h^2/12$  и  $S_{CT} = b \cdot h$ . Тогда

$$f_o = 0,12h / r_o^2 \sqrt{E / \rho}.$$

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

#### **4.7 Стенды испытаний источников информации САБ АТС 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.



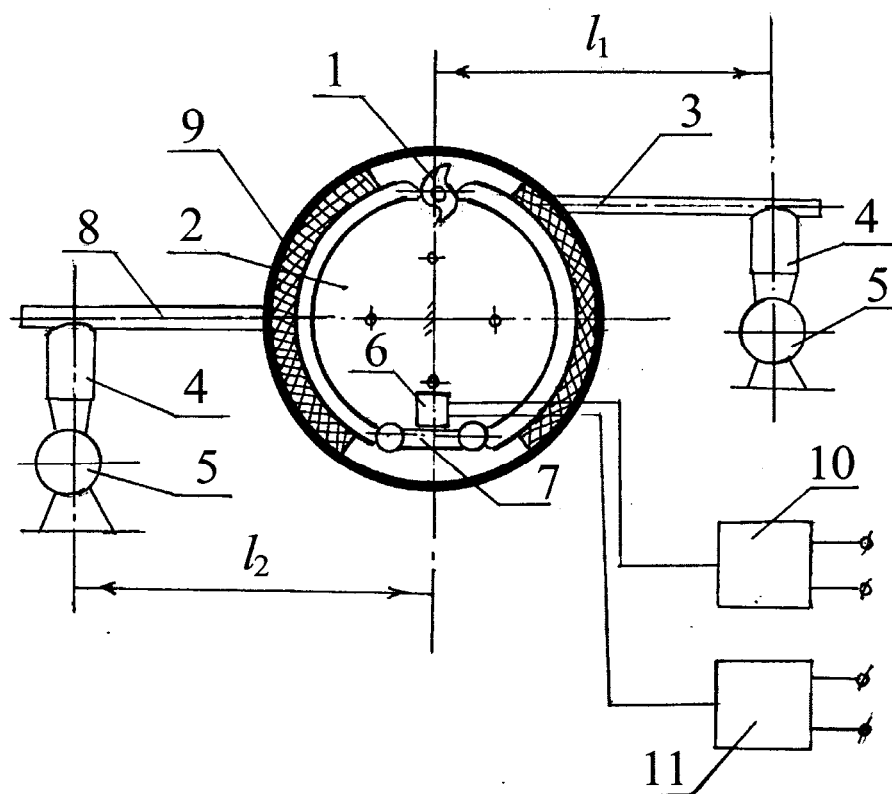
1 – задний мост; 2 – опоры крепления моста; 3 – колесо; 4 – устройство измерения тормозного момента; 5 – главный тормозной цилиндр; 6 – гидромагистраль; 7 – маховая масса; 8 – гидроаккумулятор; 9 – электродвигатель; 10 – педаль привода тормоза; 11 – электроклапан; 12 – опора догрузателя; 13 – устройство 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. Вер-

тикальная нагрузка на тормозящее колесо изменялась с помощью устройства догрузки 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.



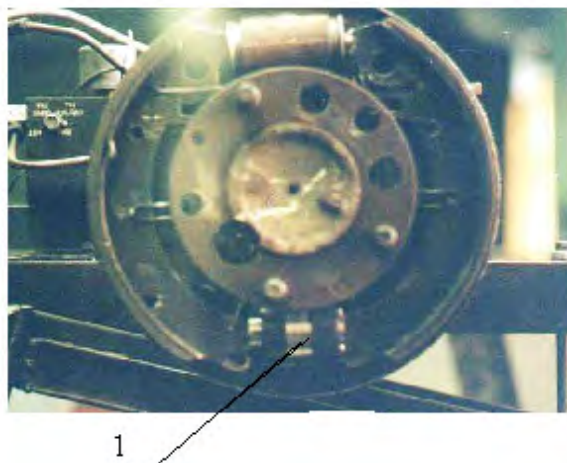
1 – разжимной кулачок; 2 – суппорт тормозного механизма; 3 – рычаг поворота разжимного кулачка; 4 – домкрат; 5 – динамометр; 6 – датчик измерения тормозного момента; 7 – опорное устройство тормозных колодок; 8 – рычаг формирования тормозного момента; 9 – тормозной барабан; 10 – блок питания датчика;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

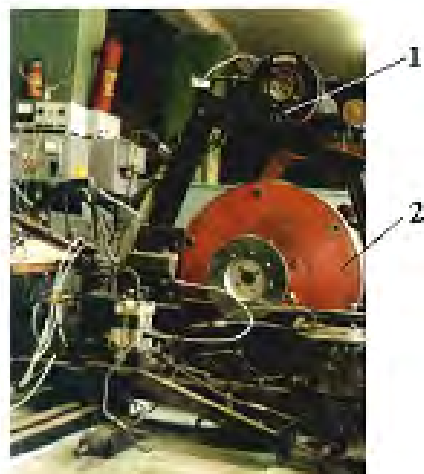
Существенный дрейф опорного сигнала наблюдался у тормозных механизмов с клиновидным разжимным устройством. В процессе испытаний, если опорные сигналы превышали заданный дрейф нулевого

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.



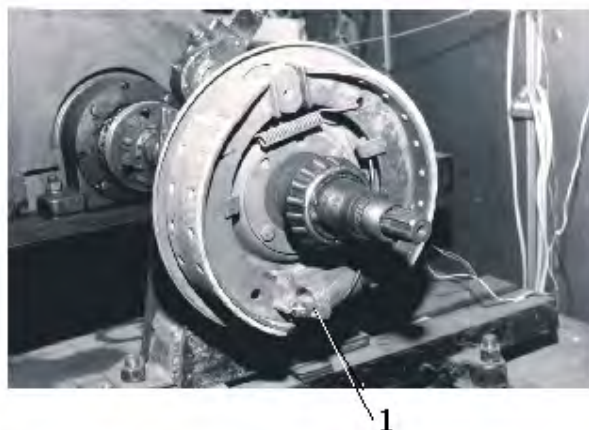
1 – устройство восприятия опорной реакции с электронным датчиком

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



1 – 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

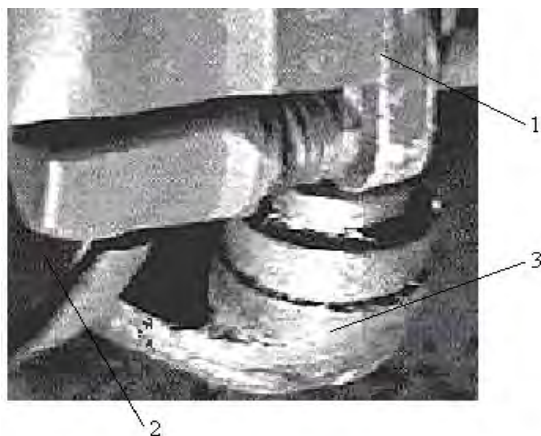
Размещение датчика измерения тормозного момента в штатной конструкции дискового и барабанного тормозов автомобиля ВАЗ-2108 отражено на рисунках 4.28 и 4.29.

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 ВАЗ-2108

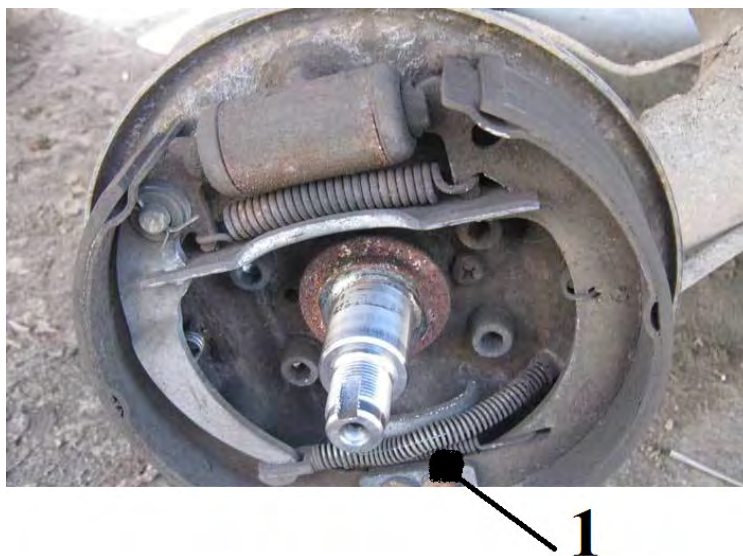
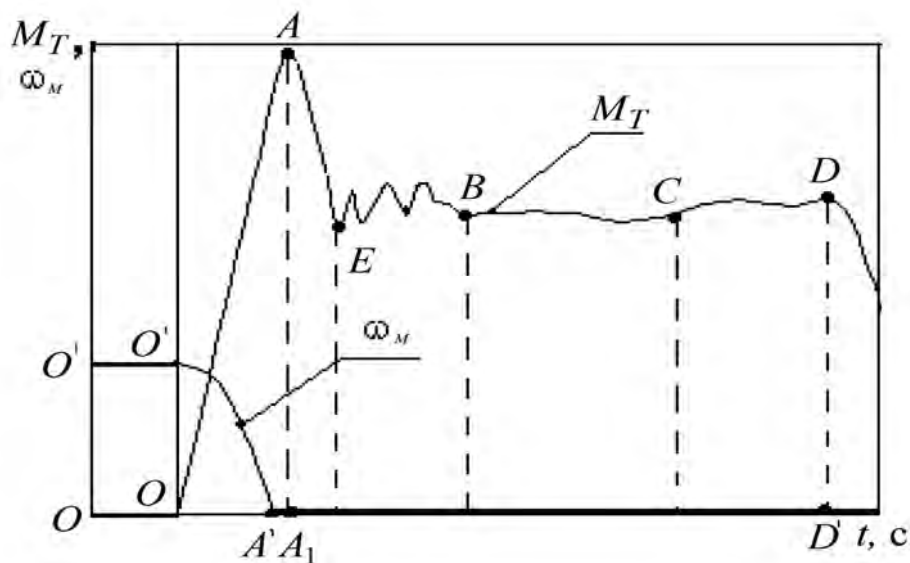


Рисунок 4.29 – Устройство измерения тормозного момента барабанного тормоза автомобиля ВАЗ-2108 в опоре колодок

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  $\omega = 32 \text{ с}^{-1}$ ), а  $\frac{dM}{dt} < 0$ .



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

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.

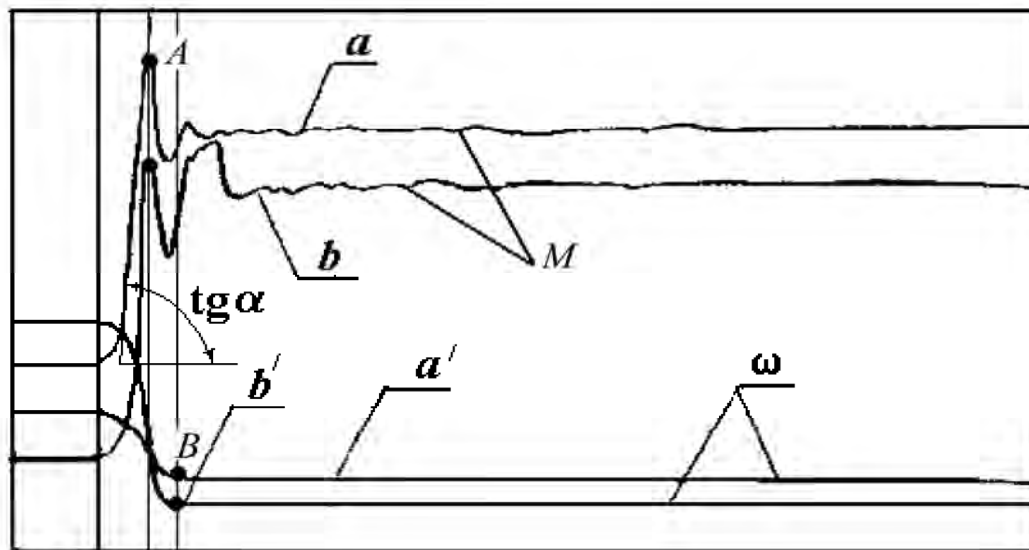
На участке  $BD$  тормозной момент стабилизируется до некоторого постоянного значения. Кроме того, согласно рисунку 4.31, блокировка тормозящего колеса наступает несколько раньше, чем тормозной момент достигает своего максимального значения. Это означает, что известная диаграмма изменения коэффициента 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 исполь-

зования отрицательного знака производной при формировании сигналов управления исполнительными механизмами тормозов.

Для подтверждения вышеизложенных выводов рассмотрим осциллограмму натуральных испытаний процесса торможения легкового автомобиля ВАЗ-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 ВАЗ-2108

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

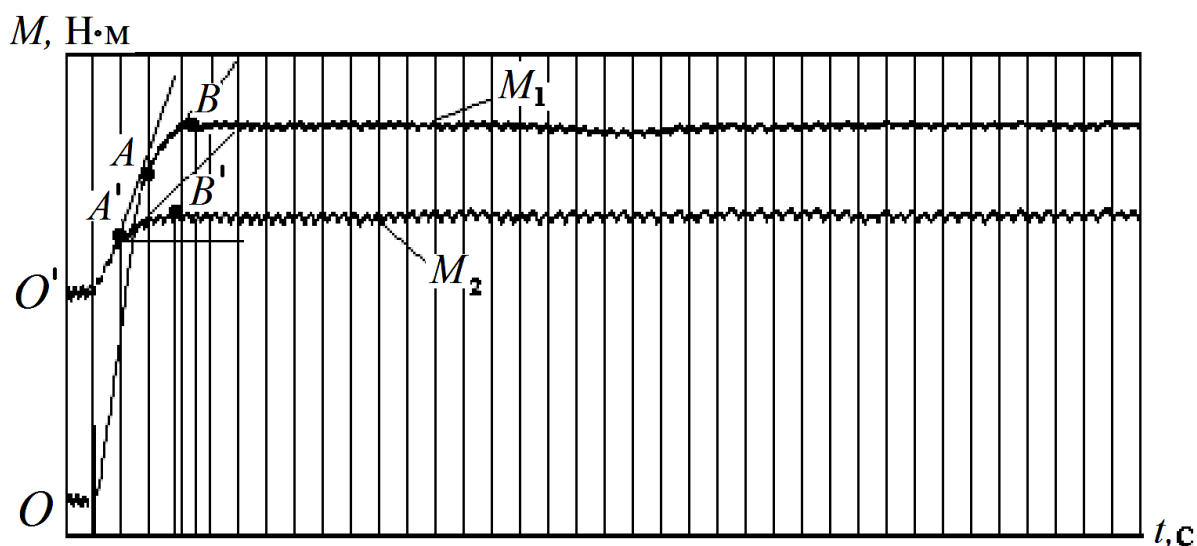
Подобные испытания проводились по гололеду, сухому асфальту и другим опорным поверхностям, а варьирование начальной скорости торможения производилось в зависимости от состояния опорной поверхности и находилось в пределах от 20 до 100 км/ч.

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 ВА3-2108 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 ВА3-2108 (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 ВА3-2108

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.

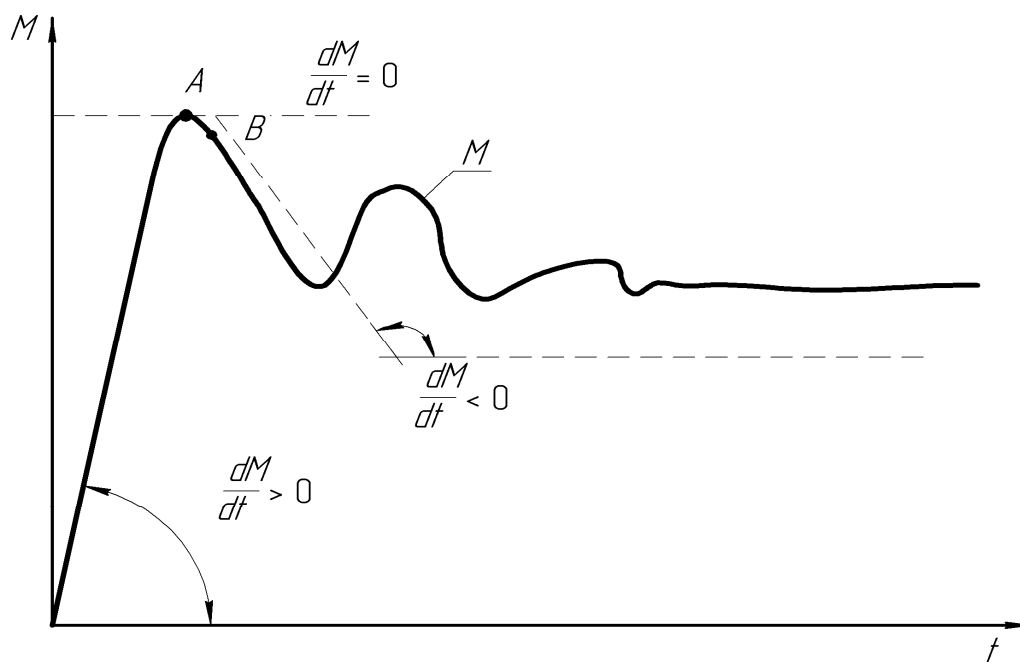


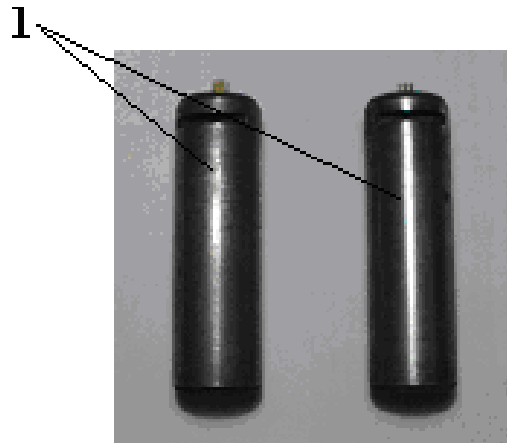
Рисунок 4.33 – Схематизированное представление изменения тормозного момента, фактически реализуемого колесом

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 МАЗ-544018-320 030 (рисунок 4.35).

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

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



1 – поворотная ось с датчиком

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

а)



б)



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 МАЗ-544018-320-030 (а) и тарировочные приспособления (б)

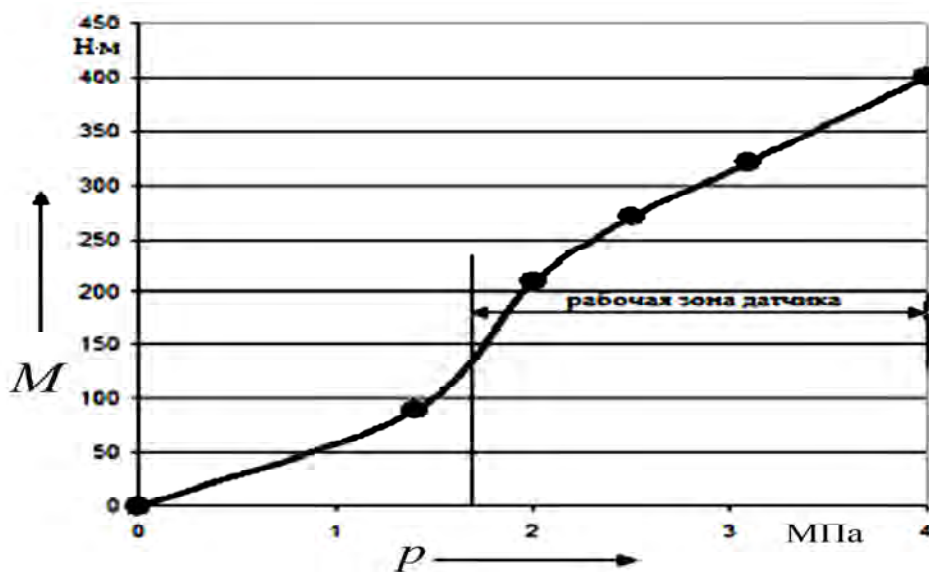


Рисунок 4.36 – Изменения тормозного момента от давления в пневмоприводе автомобиля МАЗ-544018-320-030

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

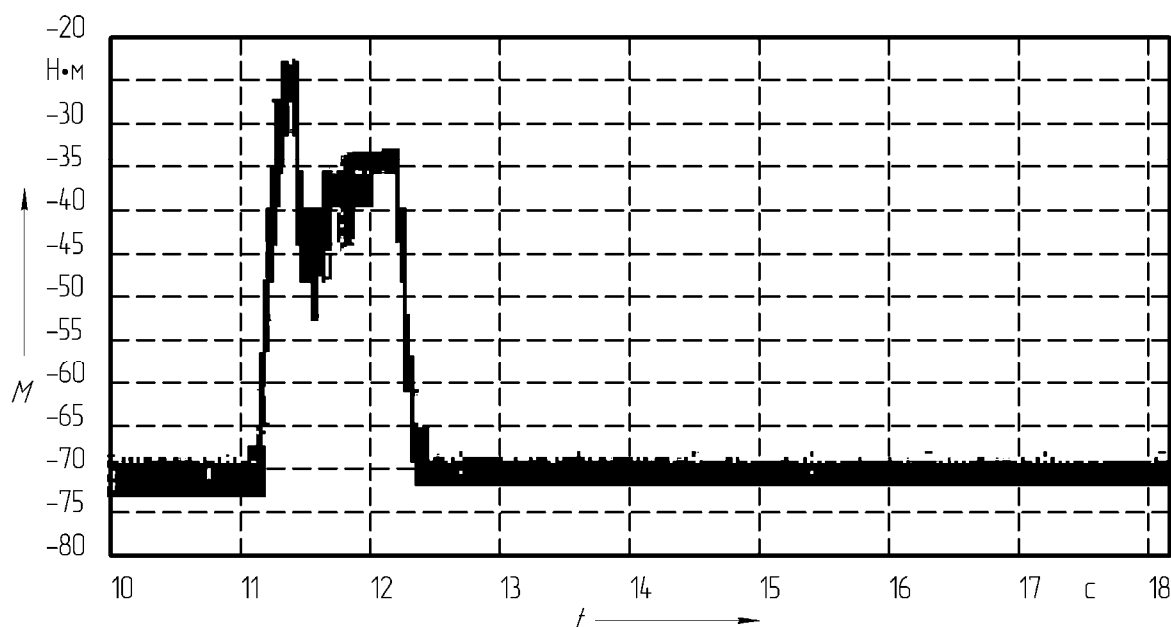


Рисунок 4.37 – Осциллограмма записи изменения тормозных моментов в барабанном тормозе при экстренном торможении автомобиля МАЗ-544018-320-030 (мокрый асфальт)

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

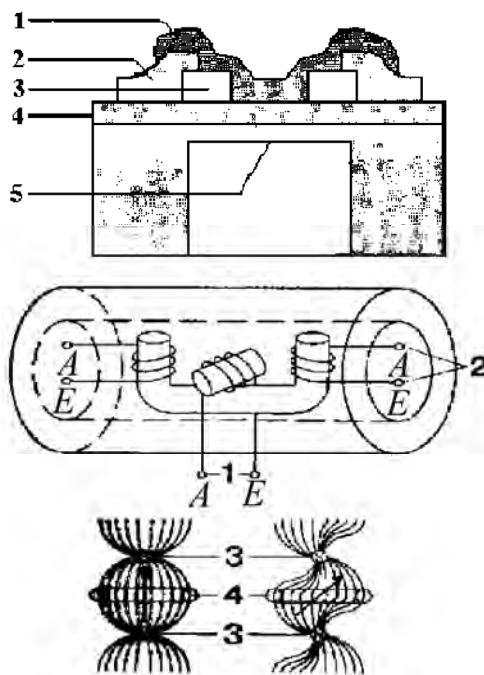
Безопасность движения автопоездов во многом обусловлена устойчивостью его курсового движения при торможении. Поэтому исследование процесса торможения седельного автопоезда с его специфическими особенностями представляют собой проблему повышения, прежде всего, устойчивости его движения. Одна из особенностей 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 АТС, например по опорной поверхности типа «микст» (международный термин  $\mu$ -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. Полный соединительный палец содержит катушку, создающую магнитное поле. Под углом  $90^\circ$  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, проходящий через измерительную катушку, наводит электрическое напряжение (рисунок 4.38).

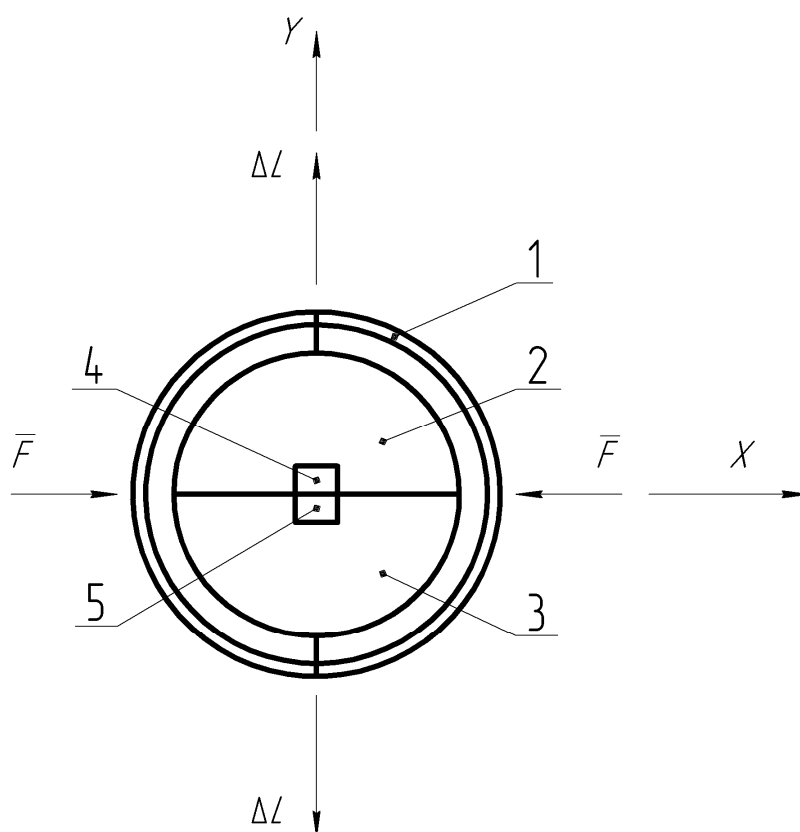


1 – первичная обмотка (подача питания); 2 – вторичная обмотка (сигнал); 3 – первичная полюсная система; 4 – вторичная полюсная система

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  $\text{SiN}_x$ ; 2 – золотой контакт; 3 – поликремневая диафрагма DMS; 4 – изоляция  $\text{SO}_2$ ; 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-цепном 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.



а)



б)

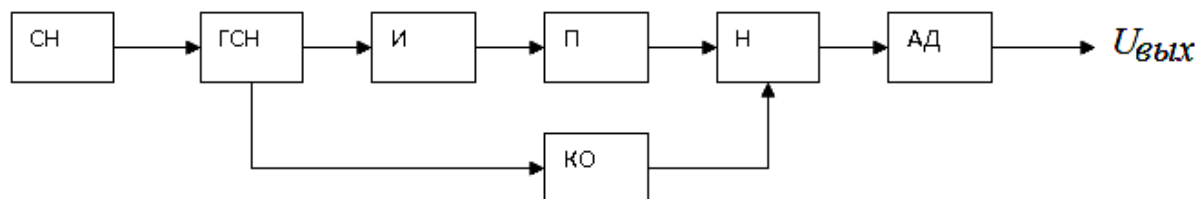


Рисунок 4.40 – Структуры электронной части датчика

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  $U_{вых}$  и линейным перемещением электронных модулей (излучателя и приемника) выходной сигнал с катушки П поступает на амплитудный детектор, который выпрямляет сигнал и формирует 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.

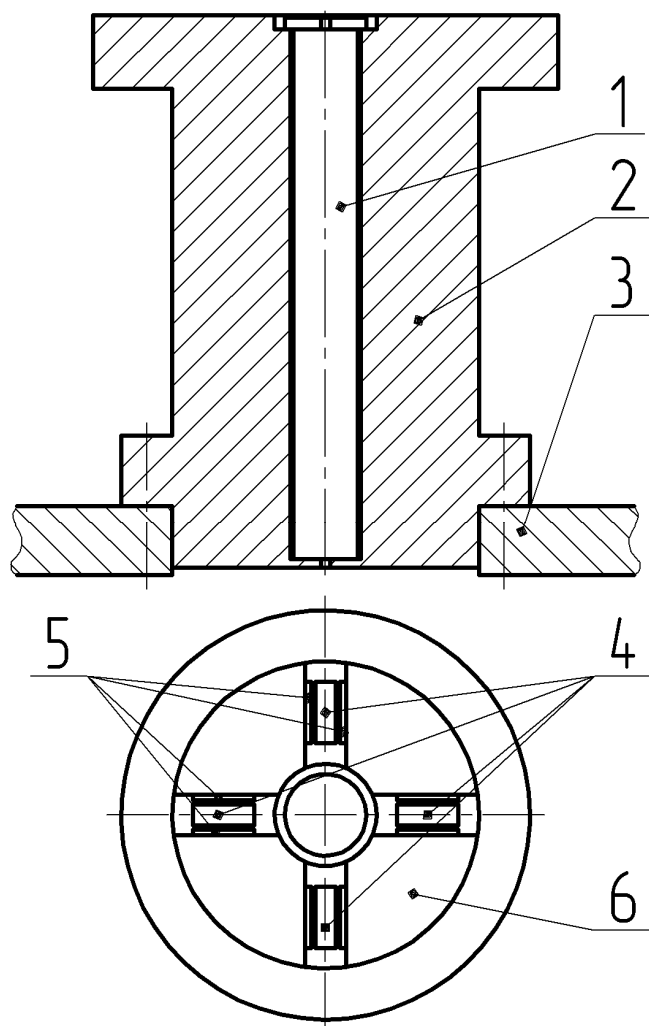


Рисунок 4.41 – Принципиальная схема устройства датчика измерения сил в пальце седельно-сцепного устройства АТС МАЗ

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  $90^\circ$ , 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 5 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  $\Delta_{X.Б.}$  и  $\Delta_{Y.Б.}$  соответственно.

Если величина зазоров, вызванная составляющими силы  $F_1$ , распределяется как  $\Delta_X$  и  $\Delta_Y$ , то формируемые зазоры между и излучателями, и приемниками будут

$$\begin{aligned}\Delta_{1X} &= \Delta_{X.Б.} - \Delta_X; \\ \Delta_{2X} &= \Delta_{X.Б.} + \Delta_X; \\ \Delta_{1Y} &= \Delta_{Y.Б.} - \Delta_Y; \\ \Delta_{2Y} &= \Delta_{Y.Б.} + \Delta_Y.\end{aligned}\tag{4.2}$$

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

$$\left. \begin{aligned}(\Delta_{2X} - \Delta_{1X})/2 &\equiv F_{1X}; \\ (\Delta_{2Y} - \Delta_{1Y})/2 &\equiv F_{1Y}.\end{aligned}\right\}\tag{4.3}$$



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.

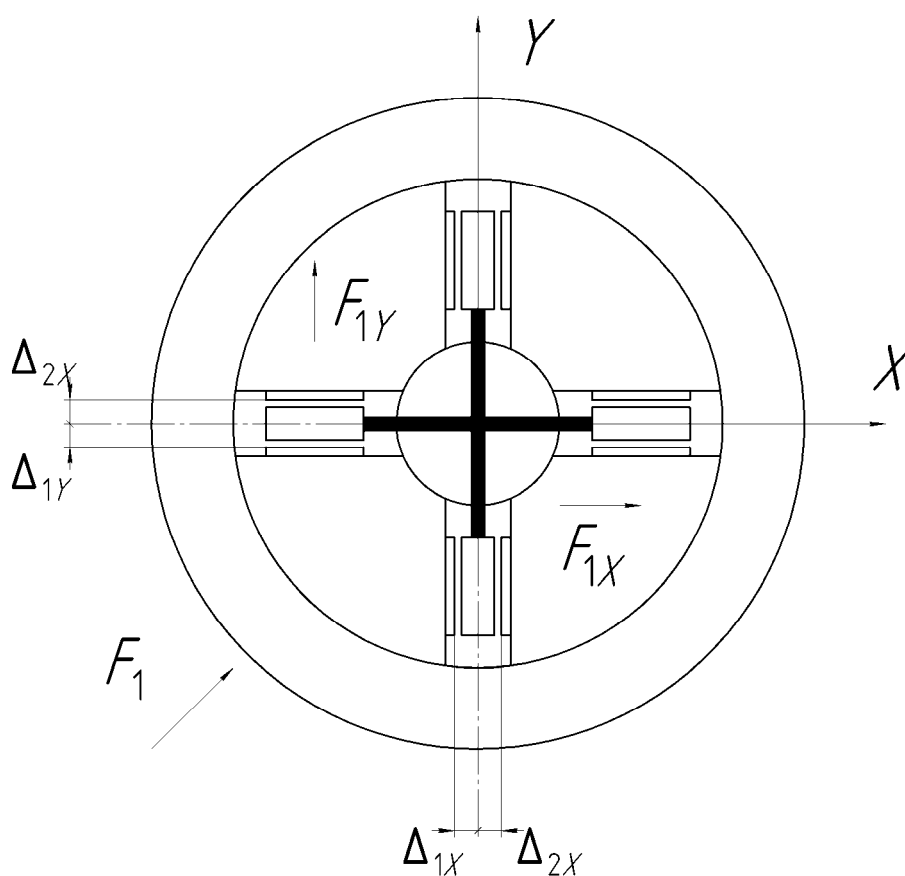


Рисунок 4.42 – Принцип измерения сил в пальце седельно-сцепного устройства АТС МА3

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 дискретно-аналоговый, 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.

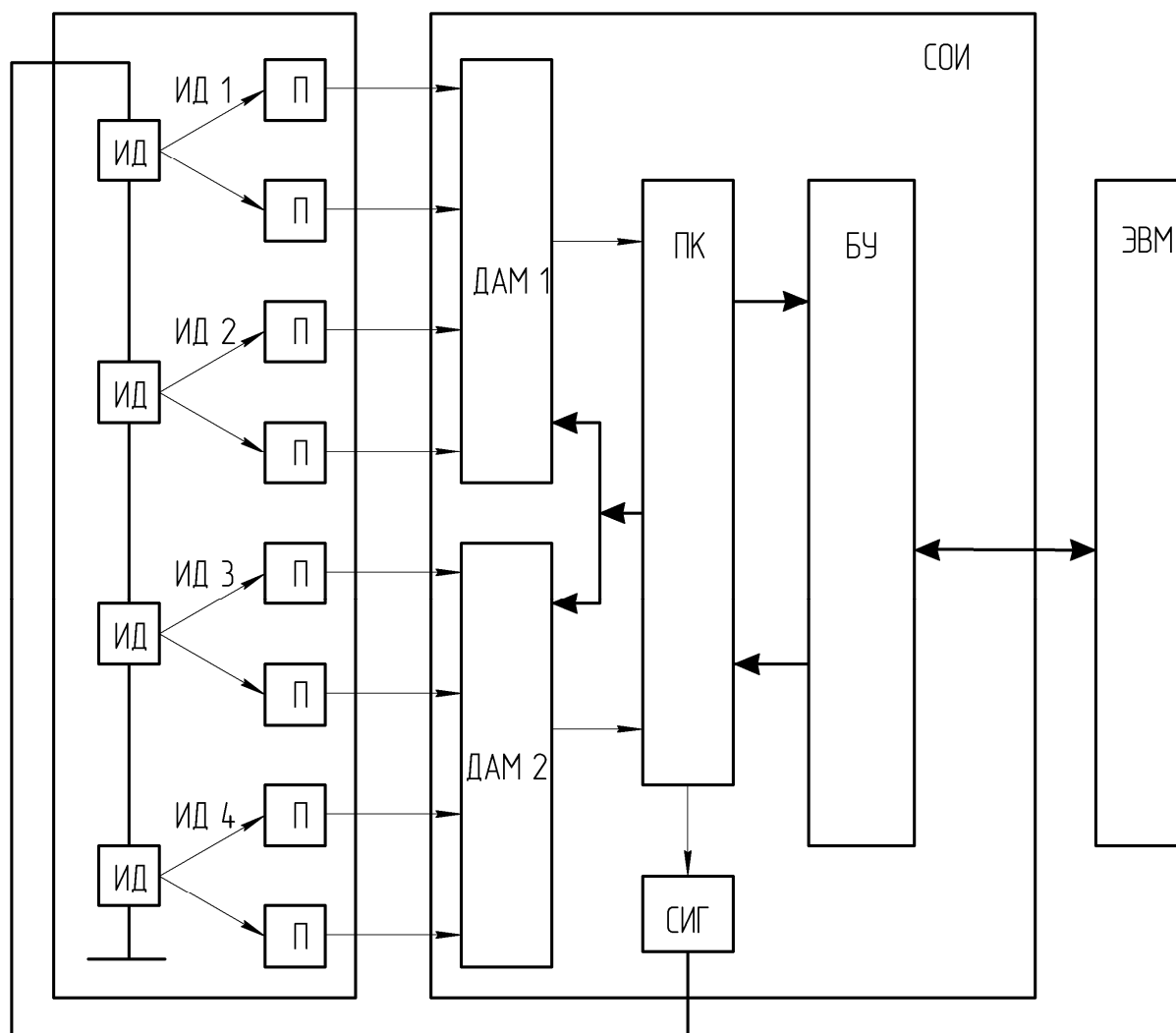
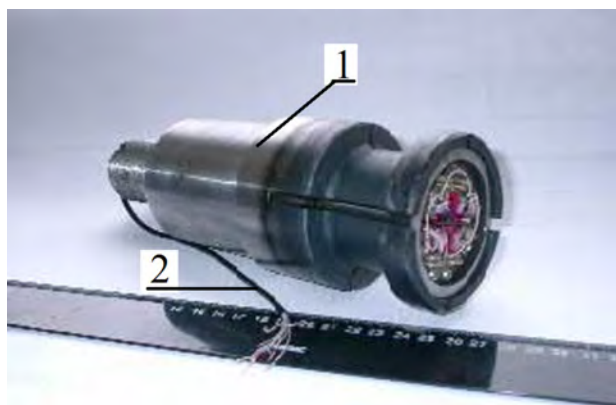


Рисунок 4.43 – Структура построения электронной части устройства

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

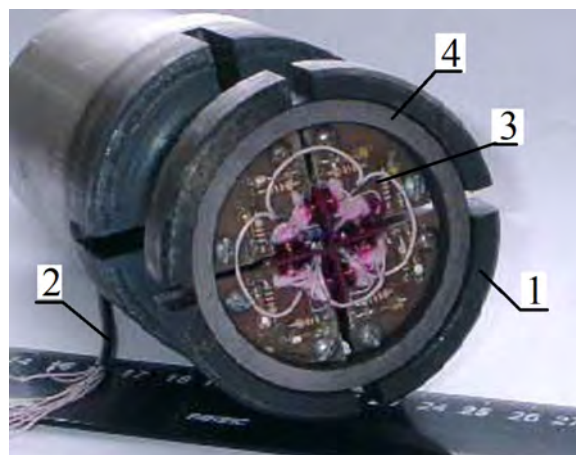
Объект испытаний – автомобиль МАЗ-544018-320-030 – показан на рисунке 4.46.

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



1 – корпус; 2 – проводка; 3 – электронная часть; 4 – кольцо датчика

Рисунок 4.45 – Электронное устройство оценки взаимовлияния звеньев седельного автопоезда



Рисунок 4.46 – Объект испытаний MAZ-544018-320-030 (двигатель DAIMLER CHRAYSLER–ЕВРО-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 МАЗ-544018-320-030.



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

На рисунке 4.48 приведена осциллограмма записи изменения тормозных моментов при натуральных испытаниях торможения тягача МАЗ-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 натуральных испытаниях датчиков измерения тормозных моментов барабанного тормоза тягача МАЗ-544018-320-030 (мокрый асфальт, начальная скорость торможения – 30 км/ч) без АБС представлена на рисунках 4.49–4.51.

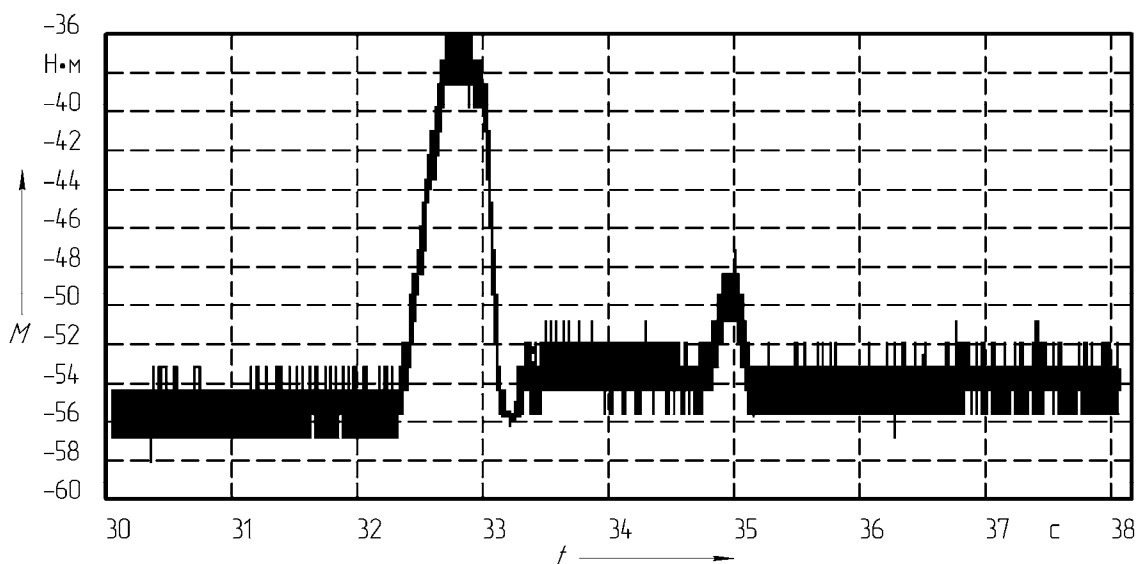


Рисунок 4.48 – Осциллограмма записи изменения тормозных моментов при натуральных испытаниях датчиков измерения тормозных моментов барабанного тормоза тягача МАЗ-544018-320-030 (сухой асфальт, начальная скорость торможения – 15 км/ч)

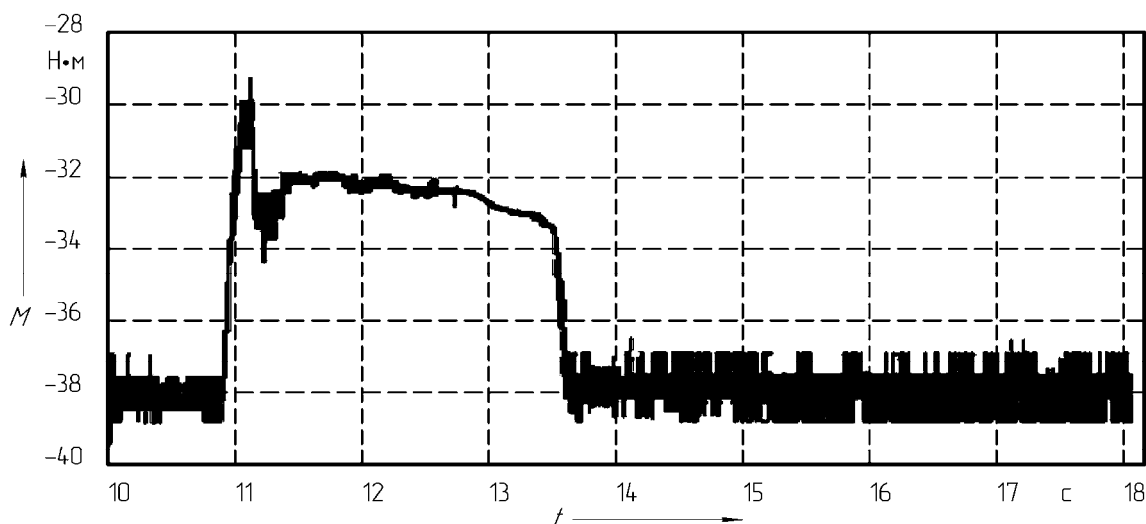


Рисунок 4.49 – Осциллограмма записи изменения тормозных моментов при натуральных испытаниях датчиков измерения тормозных моментов барабанного тормоза тягача МАЗ-544018-320-030 (влажный песок, начальная скорость торможения – 40 км/ч)

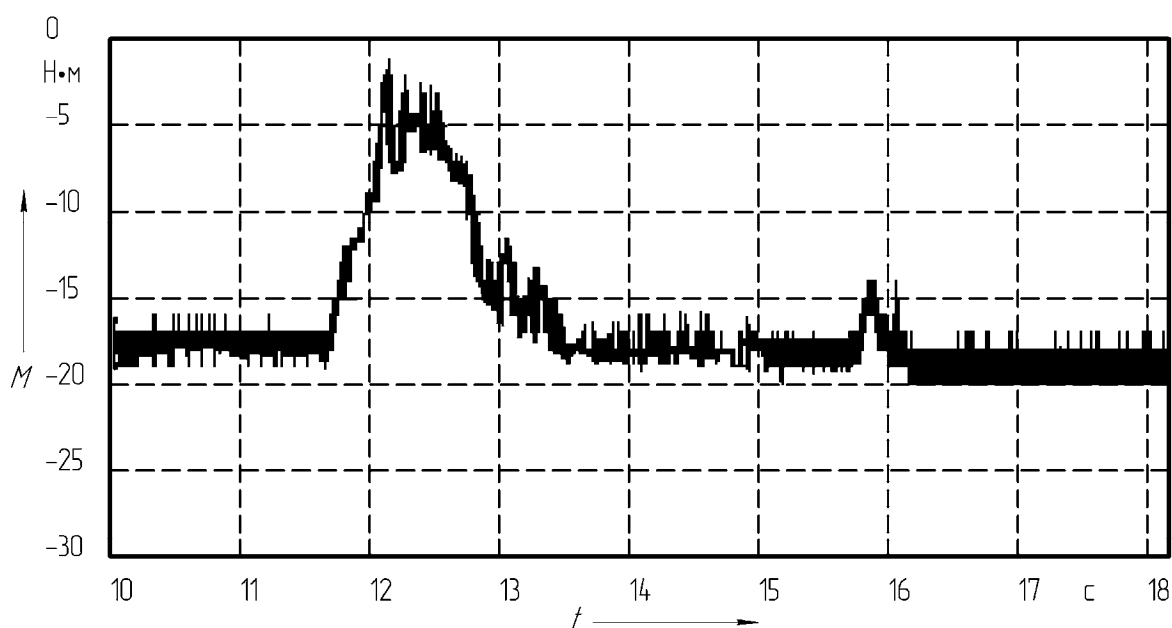


Рисунок 4.50 – Осциллограмма записи изменения тормозных моментов при натуральных испытаниях датчиков измерения тормозных моментов барабанного тормоза тягача МАЗ-544018-320-030 (мокрый асфальт, начальная скорость торможения – 30 км/ч) без АБС

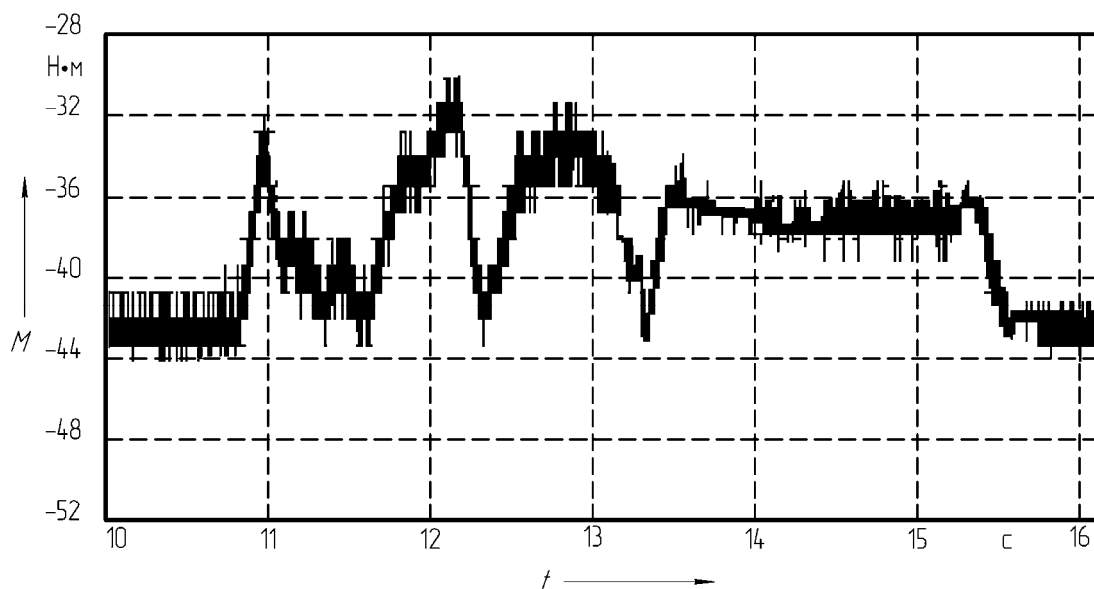


Рисунок 4.51 – Осциллограмма записи изменения тормозных моментов при натуральных испытаниях датчиков измерения тормозных моментов барабанного тормоза тягача МАЗ-544018-320-030 с АБС (мокрый гравий, начальная скорость торможения – 15 км/ч)

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 натуральных испытаний устройств измерения тормозных моментов на автопоезде МАЗ 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.

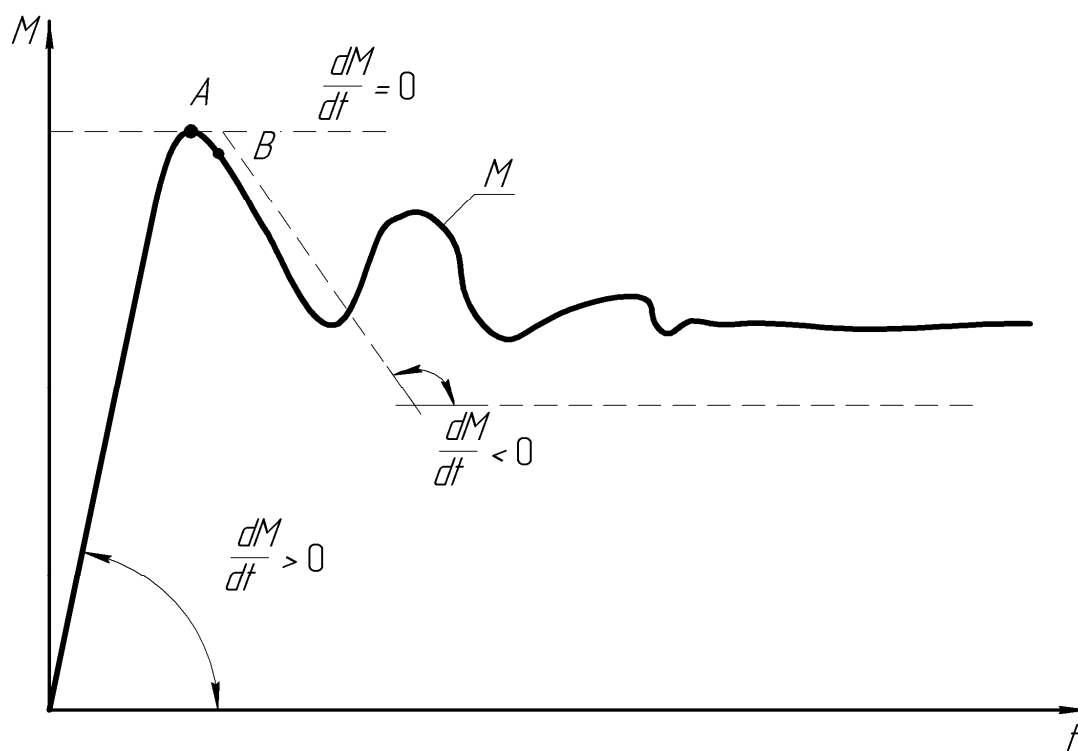
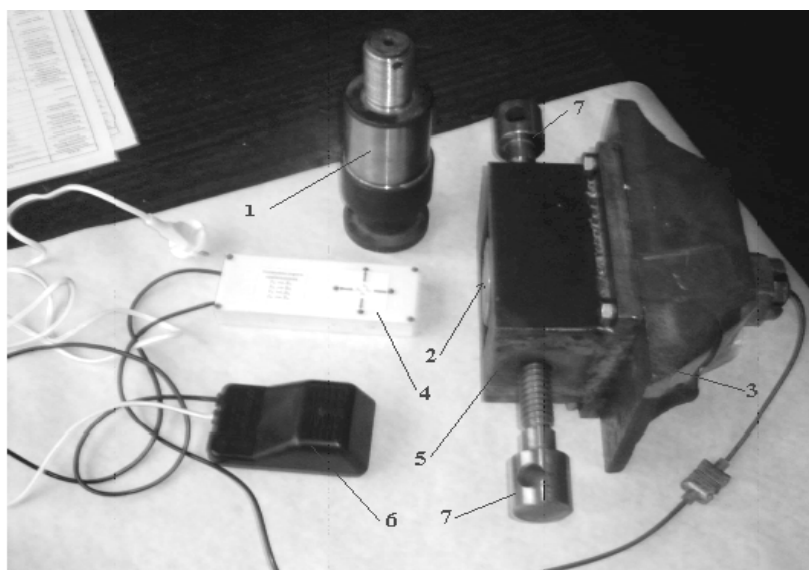


Рисунок 4.52 – Схематизированное представление изменения производной тормозного момента, фактически реализуемого колесом при скольжении пятна контакта колеса

#### 4.10 Результаты экспериментальных исследований сил взаимодействия между звеньями автопоезда в составе тягача МАЗ-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 АТС МАЗ 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 %.

Результаты натуральных 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 МАЗ-64229. Объект испытаний представлен на рисунке 4.54, измерительная аппаратура – на рисунке 4.55.



Рисунок 4.54 – Седельный автопоезд в составе тягача МАЗ-64229 и полуприцепа МТМ 9330 с устройством измерения сил в сцепке на испытаниях

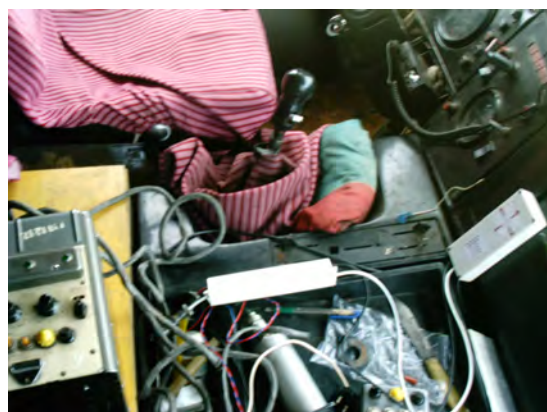
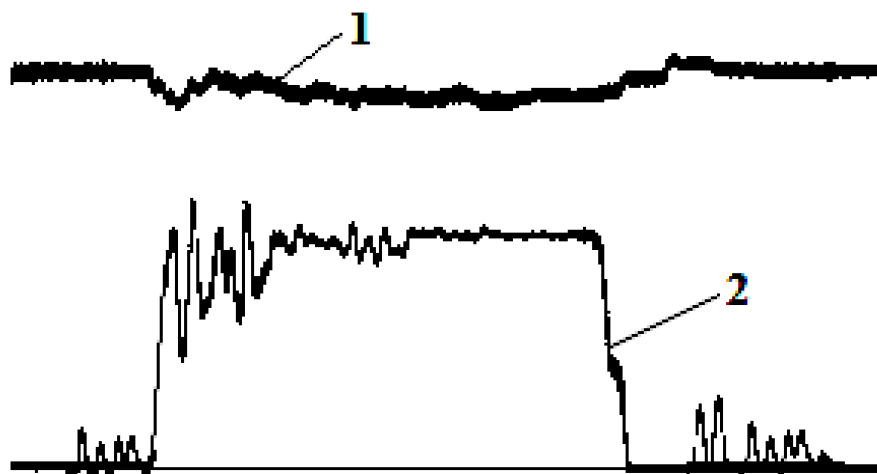


Рисунок 4.55 – Измерительная аппаратура в кабине водителя тягача МАЗ-64229

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 МАЗ 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 МАЗ 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.

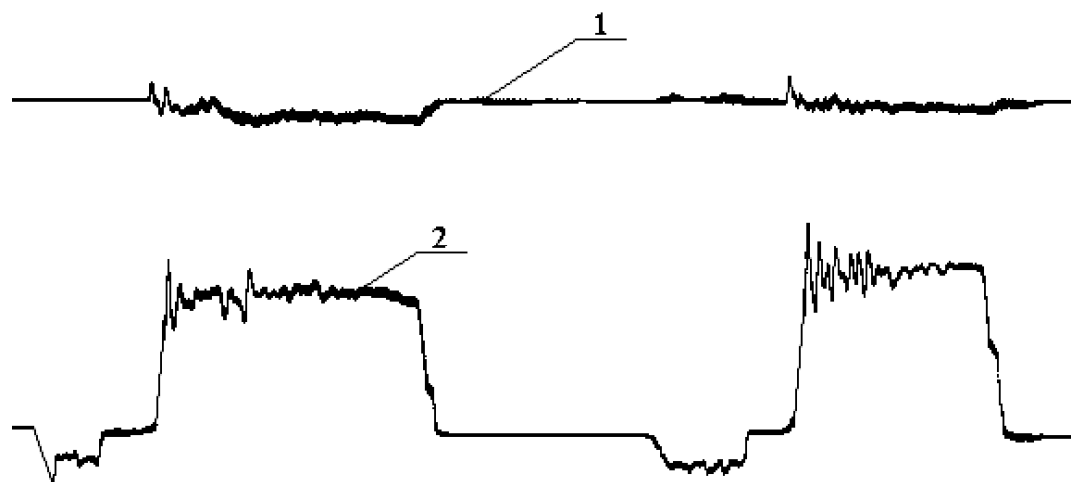
Звенья автопоезда были расположены от центра кривизны криволинейной траектории в конце торможения, что подтверждается результатами теоретических исследований. Из-за возникновения значительного импульсного момента относительно центра масс тягача происходит складывание звеньев автопоезда. Из результатов 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.

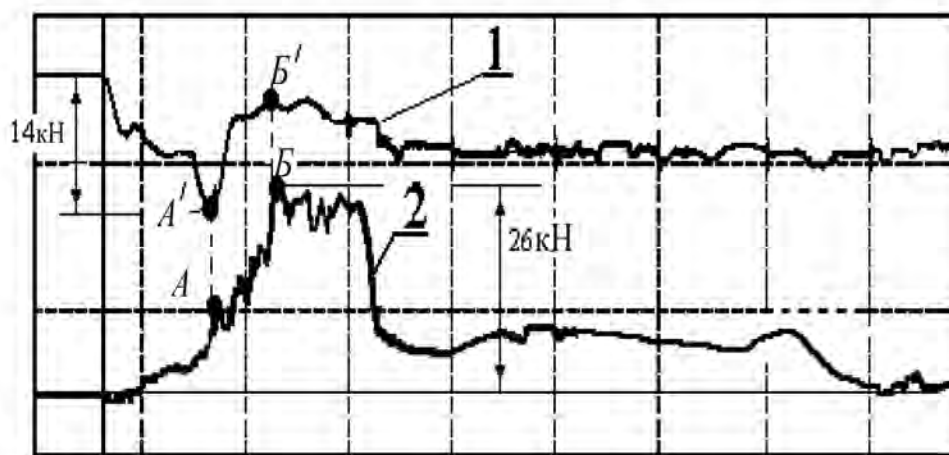
Осциллограмма изменения сил в шкворне при криволинейном торможении представлена на рисунке 4.58. В результате испытаний было установлено, что при ударном воздействии на тягач со стороны полуприцепа, времени запаздывания тормозов полуприцепа, низких значениях коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью, 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-цепного 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 МАЗ; 2 — сила в сцепке в направлении, перпендикулярном продольной оси тягача

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



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 АТС в алгоритме бортовой системы мониторинга синхронности срабатывания тормозов звеньев автопоезда. Применение данной информации упредит прогрессирующее возрастание неисправностей тормозной системы магистральной АТС, будет способствовать проведению своевременного технического обслужи-



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

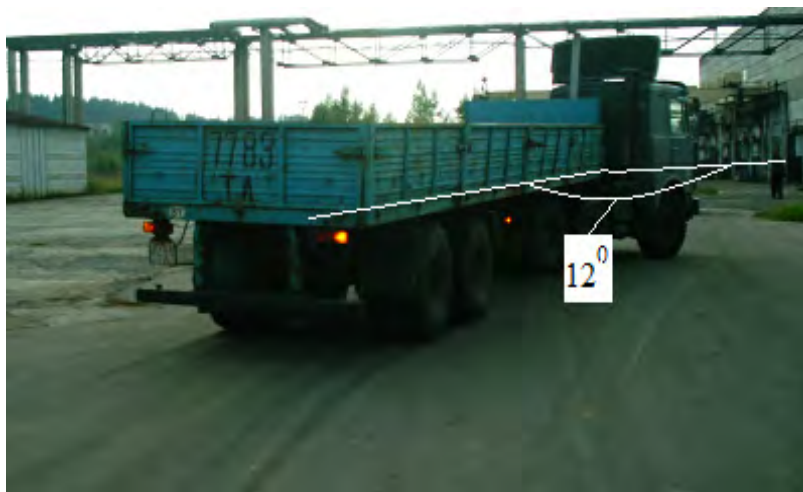


Рисунок 4.59 – Положение звеньев седельного автопоезда МАЗ-64229 и полуприцепа МТМ 9330 в конце торможения по криволинейной траектории

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

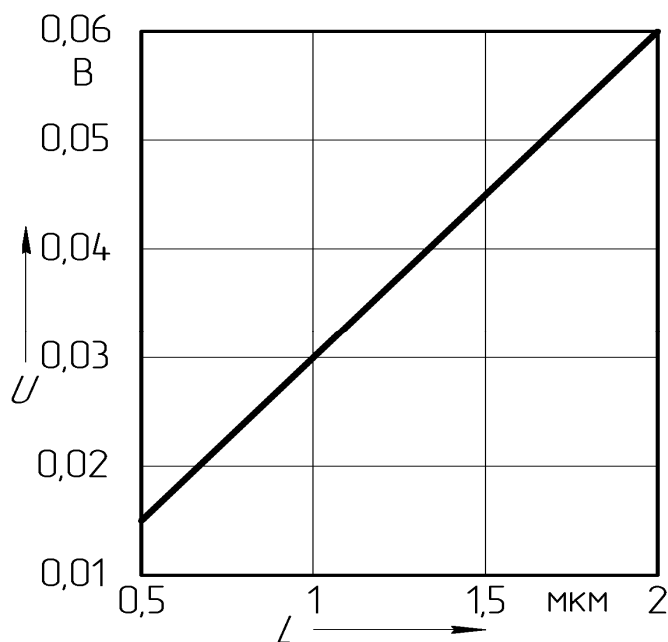


Рисунок 4.60 – График выходного электрического сигнала от датчика измерения силы в зависимости от нагрузки на шкворень

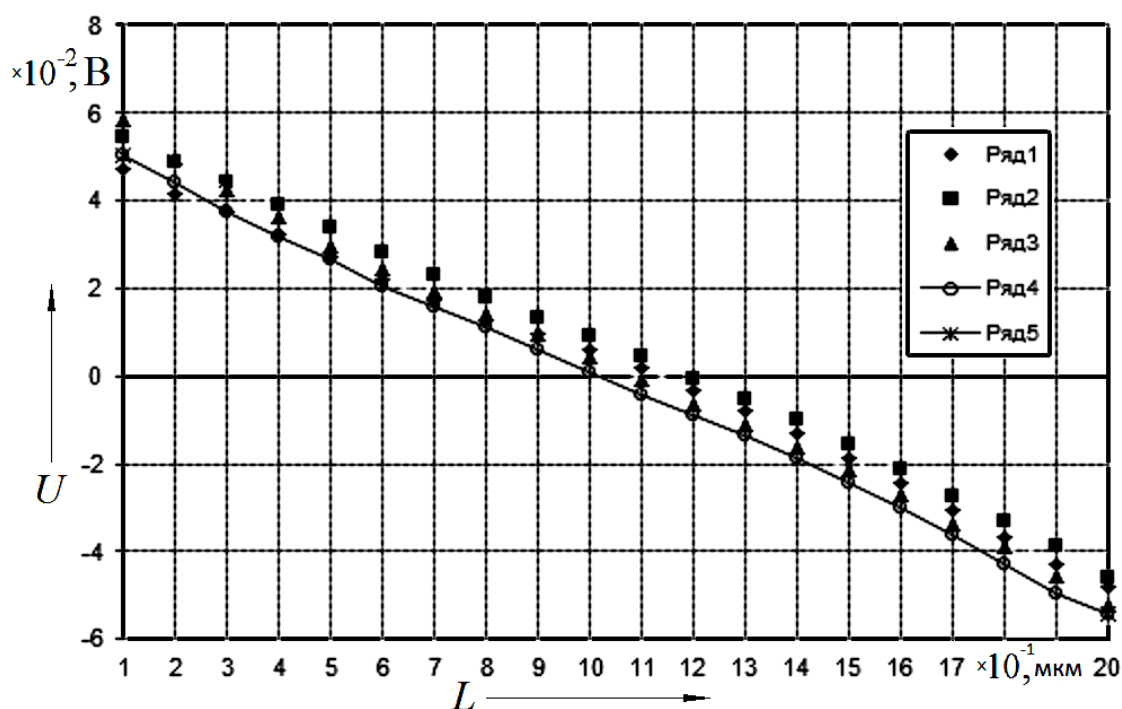


Рисунок 4.61 – График изменения выходного электрического сигнала в зависимости от нагрузки на шкворень седельно-сцепного устройства в двух взаимно перпендикулярных направлениях

#### 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 АТС.

6 Анализ изменений реализуемых моментов при экстренном и служебном торможении автомобиля позволил расширить возможности алгоритма управления торможением АТС.

7 Аналоговый сигнал от индукционного датчика устройства измерения сил между звеньями автопоезда имеет помехоустойчивый сигнал, пропорциональный силам, действующим на шкворень в четырех направлениях.

## 5 Адаптивный алгоритм САБ АТС на силовом анализе

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

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

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

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

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

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

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

## 5.1 Алгоритмы корректировки формируемого тормозного момента

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

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

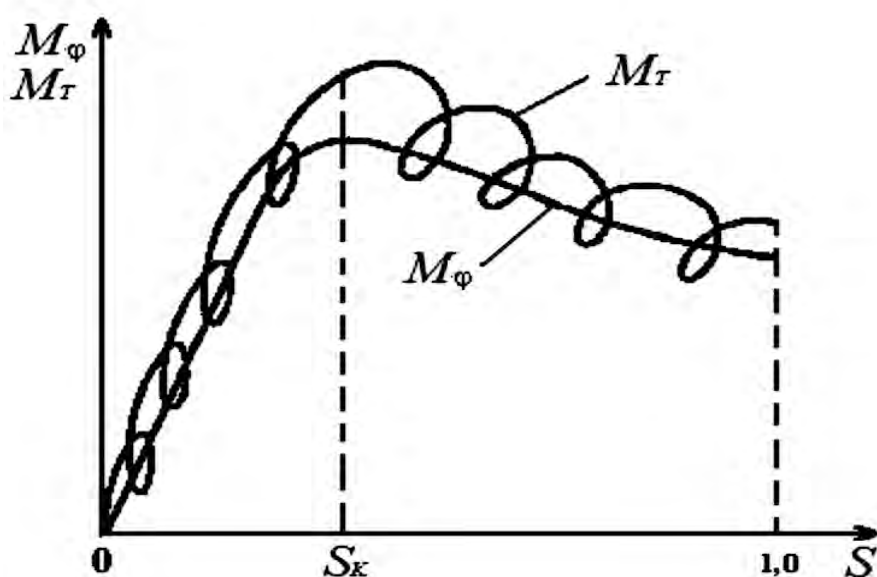


Рисунок 5.1 – Фазовый портрет процесса регулирования торможения

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

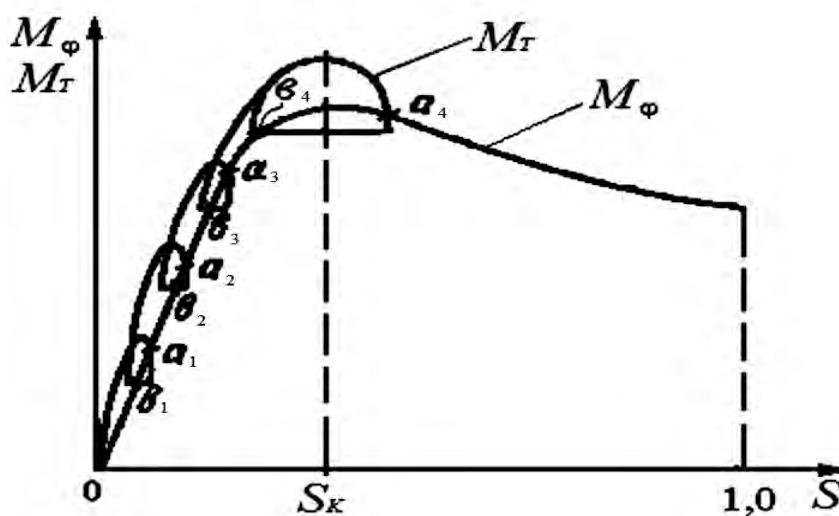


Рисунок 5.2 – Фазовый портрет процесса сближения тормозных моментов

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

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

Устройство для реализации предлагаемого способа состоит из импульсного колесного датчика 1, преобразователя частоты напряжения 2, дифференцирующего устройства 3, блока 4 «задатчика» эталонного углового замедления, блока 5 вычисления разности, усилителя 6, прерывателя 7,

диода 8 и модулятора давления 9, пневматически связанного с тормозной камерой 10 (рисунок 5.3).

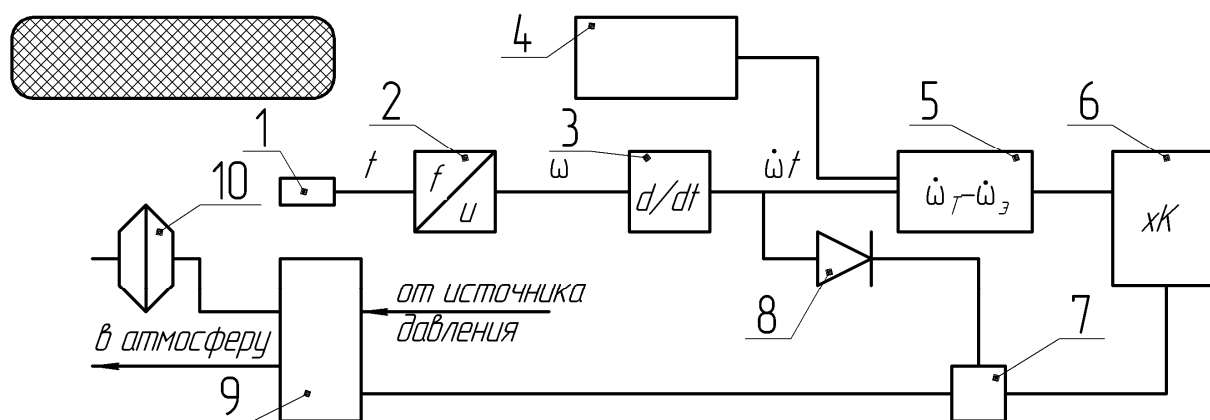


Рисунок 5.3 – Функциональная схема устройства, реализующего алгоритм по знакам производной углового ускорения

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

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

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

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

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

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

Близким к рассмотренному способу является способ управления процессом торможения колеса, использующий циклическое изменение тормозного момента, который измеряет в процессе торможения угловое ускорение колеса. Причем сигнал на снижение тормозного момента подают при достижении порогового значения углового замедления, а сигнал на последующее повышение тормозного момента – при достижении второго порогового значения ускорения. Предусматривается, что последнее пороговое значение не превышает величины первого порогового значения углового замедления, а пороговое значение замедления корректируют в зависимости от расчетных значений скорости движения автомобиля, боковой силы и коэффициента сцепления колеса с дорогой.

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

Смысл такого алгоритма заключается в том, что одновременно с корректировкой порогового значения замедления корректируют пороговое значение ускорения в зависимости от тех же параметров для каждого цикла. Пороговое значение ускорения корректируют пропорционально величине порогового значения замедления. При этом предлагается задание



«целесообразного коэффициента» пропорциональности между величинами пороговых значений в диапазоне 0,3–0,7.

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

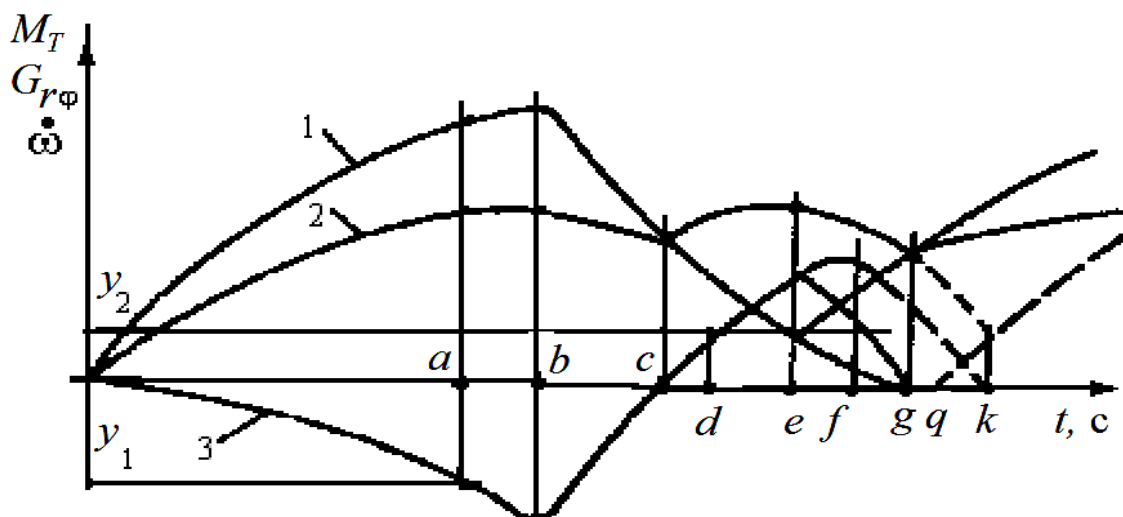


Рисунок 5.4 – Изменение параметров торможения

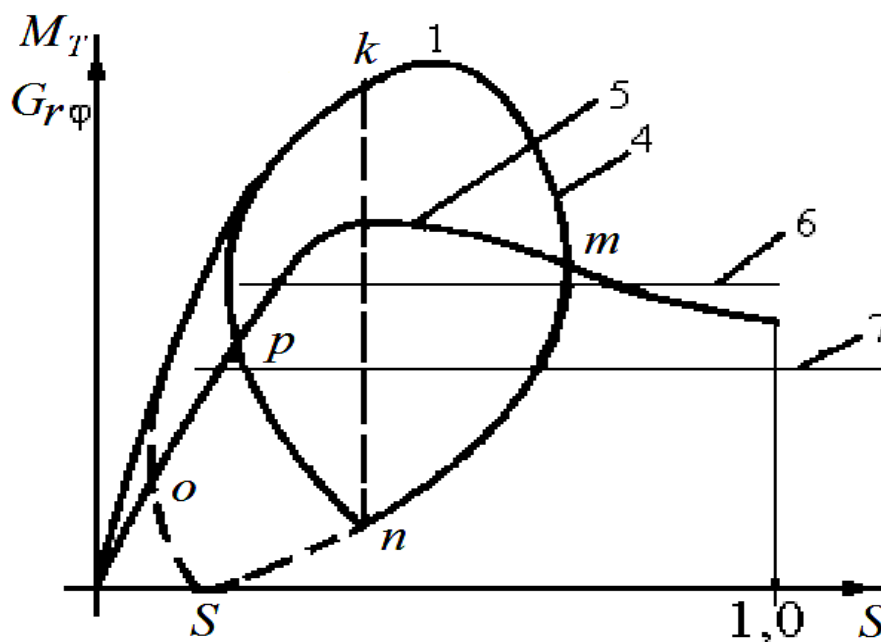


Рисунок 5.5 – Фазовая диаграмма изменения силовых и кинематических параметров торможения

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

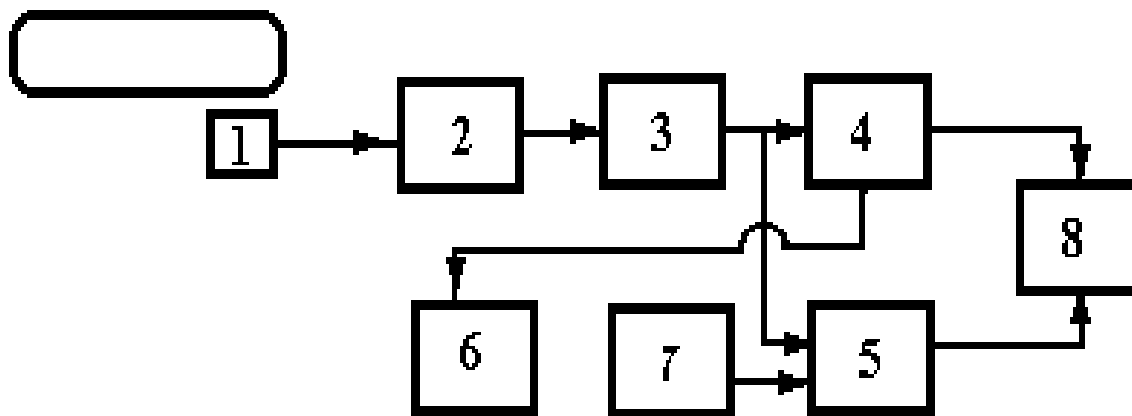


Рисунок 5.6 – Функциональная схема регулирования

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

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

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

ный сигнал модулятору 8 на повторное затормаживание. При циклическом повторении процесса пороговые значения корректируются в каждом цикле.

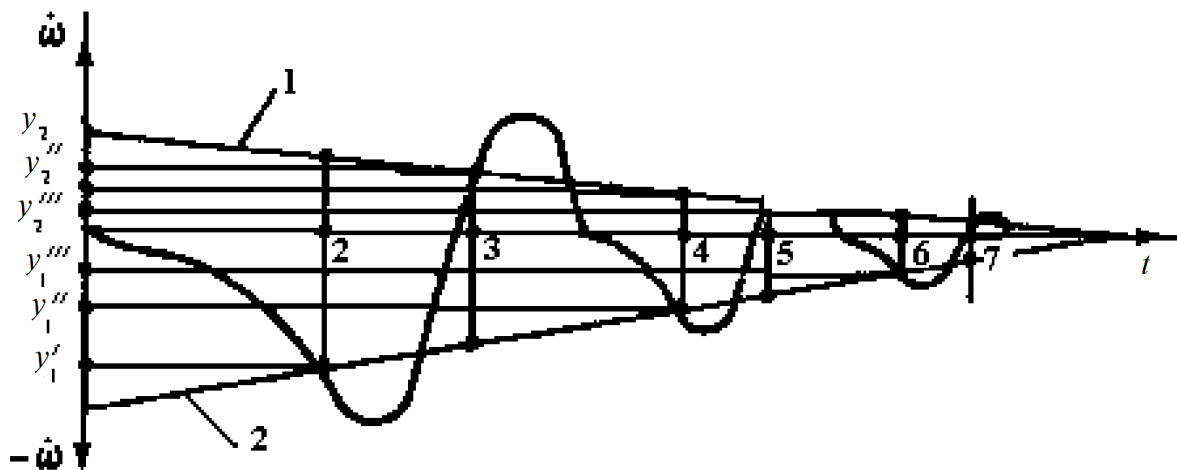


Рисунок 5.7 – График изменения угловой скорости тормозящего колеса

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

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

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

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

Предлагаемые алгоритмы управления торможением путем циклического изменения тормозного момента основаны на анализе ускорения колеса, поэтому не дают обоснования величины порогового значения углового замедления и величины ожидаемого максимума углового ускорения. Корректировку порогового значения замедления, определяемого в процессе торможения в зависимости от скорости движения автомобиля, боковой силы и коэффициента сцепления колеса с дорогой, почти невозможно реализовать.

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

Таким образом, общими недостатками вышеизложенных алгоритмов являются:

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

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

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

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

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

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

Таким образом, критерием формирования сигналов управления является отрицательный знак производной от момента, фактически реализуемого колесом, по времени. Алгоритм управления представлен на

рисунке 5.8 и предусматривает следующее. Электрический сигнал  $U_1$  от датчика, пропорциональный фактически реализуемому колесом тормозному моменту, проходит через фильтр и сигнал  $U_2$ , поступает на вход усилителя-корректора, который формирует сигнал  $U_3$  необходимой величины и формы. Затем сигнал  $U_3$  подается на блок дифференцирования и компаратор сигналов, соответствующие текущему и заданному минимальному тормозным моментам, для которых задается опорное напряжение  $U_p$ .

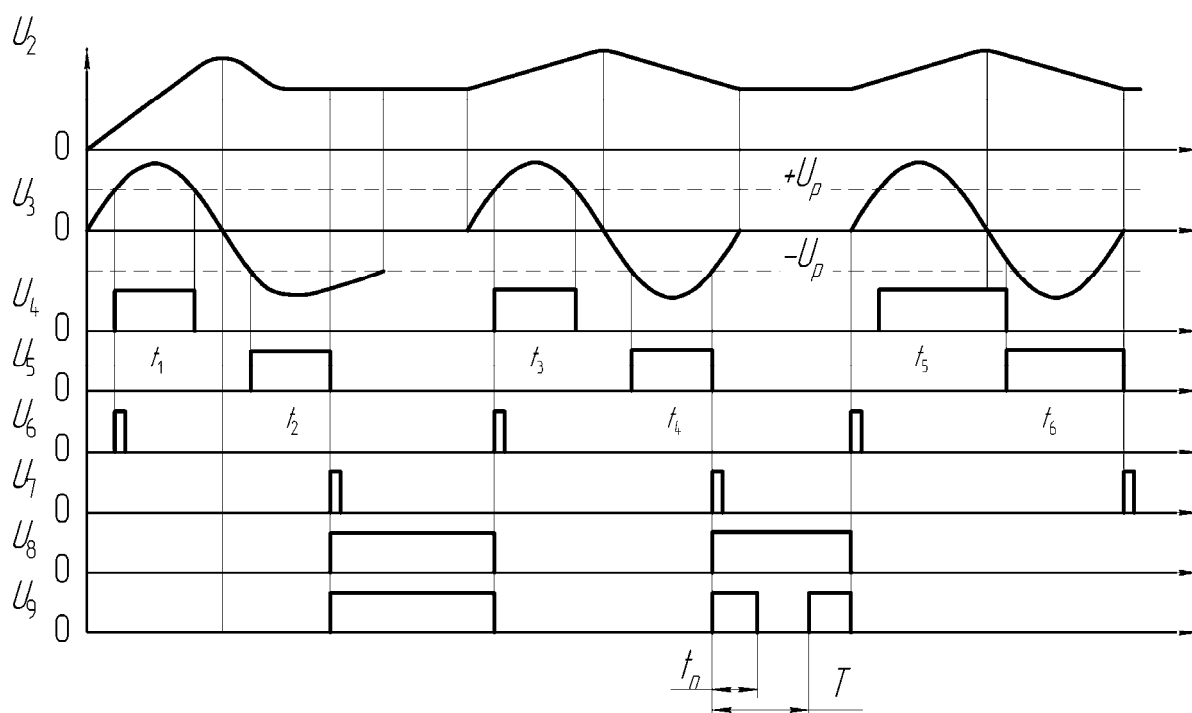


Рисунок 5.8 – Временная диаграмма формирования сигналов управления ABS

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

При этом включение электромагнитного клапана модулятора невозможно. Если нет запирающего выходного каскада, то сигнал  $U_3$ , проходя через блок дифференцирования, формирует сигнал  $U_4$ , пропорциональный второй производной тормозного момента. Далее сигнал  $U_4$  поступает на компараторы положительного и отрицательного знаков производных тормозного момента. Для компаратора положительного сигнала производной задается опорное напряжение  $-U_p$ . Дискретный сигнал  $U_5$  подается на вход формирователя импульсов по переднему фронту второй производной

водной тормозного момента, на выходе которого организуются короткие по длительности импульсы напряжений  $U_6$ , поступающие на вход RS-триггера нулевого состояния. Для компаратора отрицательного сигнала производной тормозного момента задается опорное напряжение  $+U_p$ . Полученный дискретный сигнал  $U_7$ , фаза заднего фронта которого может изменяться путем задания различных значений опорного напряжения  $+U_p$ , подается на вход формирователя импульсов по заднему фронту производной тормозного момента. На выходе образуются короткие импульсы напряжения  $U_8$ , поступающие на вход RS-триггера нулевого состояния.

Моменты времени  $t_1$ ,  $t_3$  и  $t_5$  соответствуют периоду формирования импульсов. Длительность сигналов равна  $T$ .

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

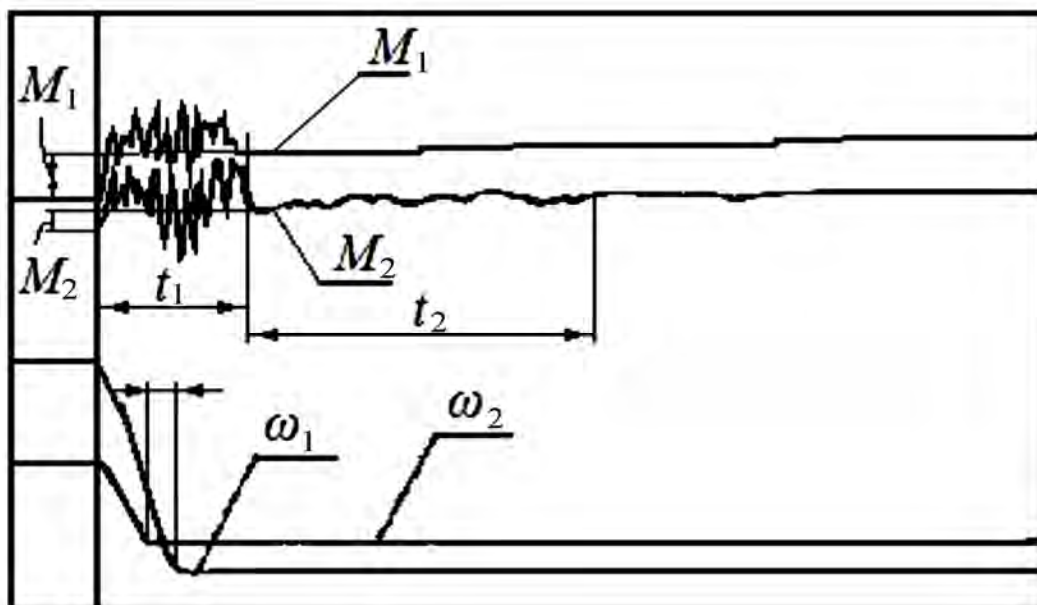
Это минимально возможное время запоминается для дальнейшего регулирования процесса торможения на данном цикле. В каждом новом цикле минимальное время срабатывания модулятора непрерывно уточняется в зависимости от состояния системы «тормоз–опорная поверхность–режим торможения».

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

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

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

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



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

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

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

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

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

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

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

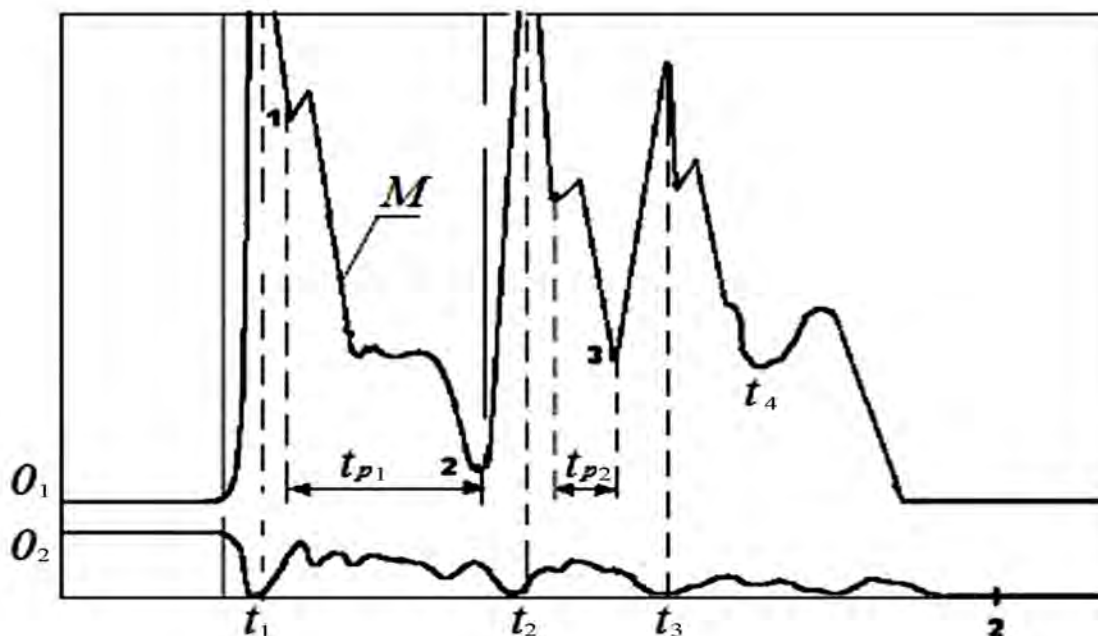


Рисунок 5.10 – Параметры регулирования процесса торможения колеса на стенде с помощью новой АБС (начальная угловая скорость тормозящего колеса – 200 об/мин, опорная поверхность – сухая поверхность периферии маховой массы)

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

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

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

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



увеличении частоты подачи строп-импульсных сигналов выше 4 Гц электромагнитный клапан практически оставался открытым.

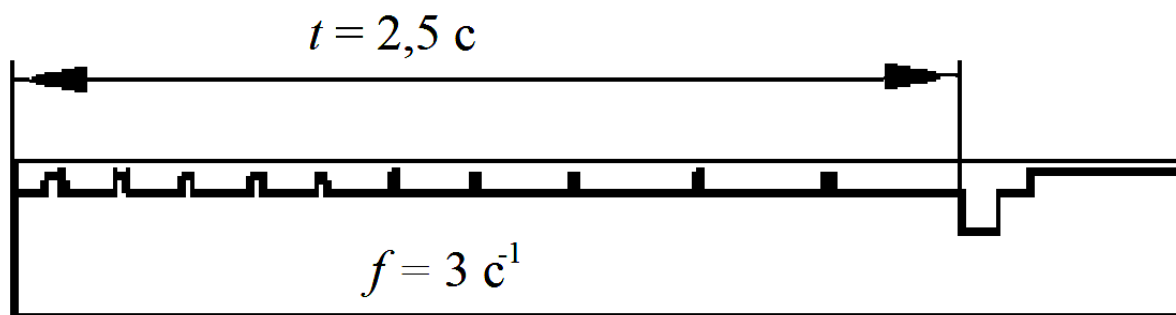


Рисунок 5.11 – Интервалы срабатывания электромагнитного клапана

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

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

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

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

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

На рисунке 5.12 приведены осциллограммы изменения угловых скоростей вращения тормозящего колеса с барабанным тормозом в процессе натуральных испытаний экстренного торможения автомобиля ВАЗ-2108 по уплотненной снежной поверхности с использованием АБС. Начальная скорость торможения  $V = 60 \text{ км/ч}$ .

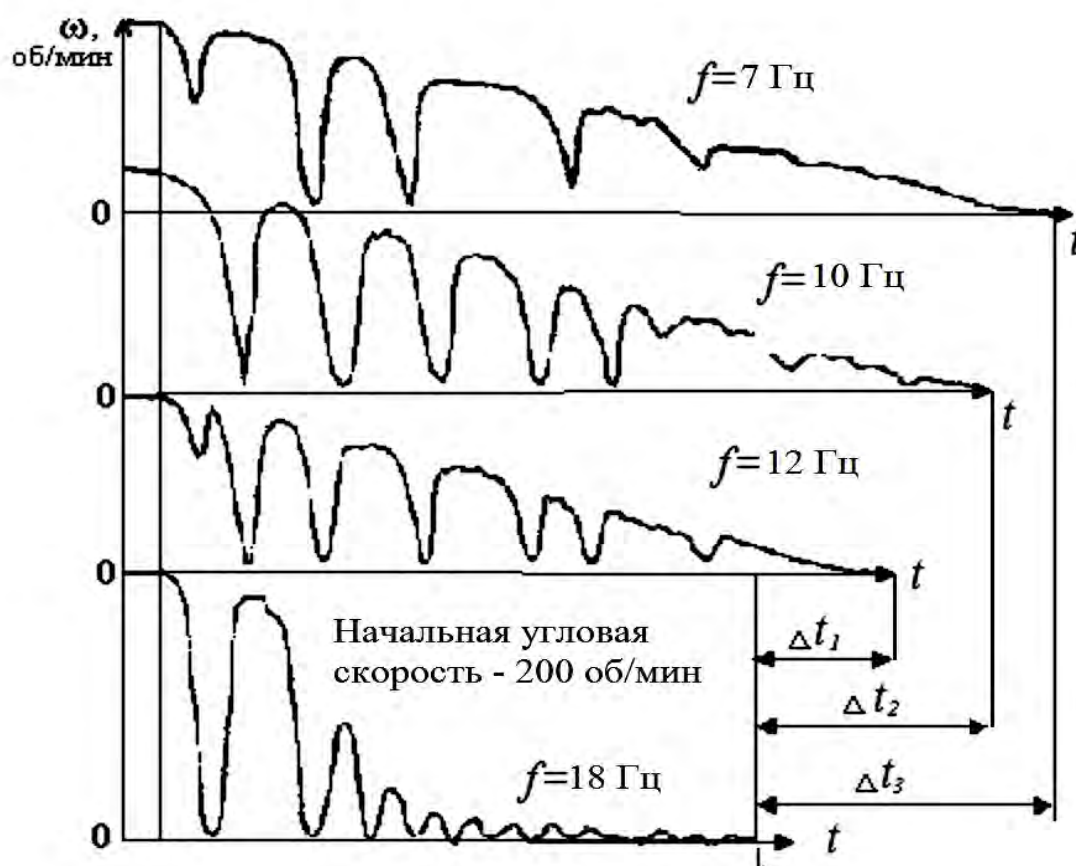


Рисунок 5.12 – Изменение угловой скорости вращения колеса при различных частотах формирования строп-импульсных сигналов

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

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

Таким образом, на основе натурных испытаний установлено, что при значениях коэффициентов сцеплений не менее чем 0,5 для получения эффективности и устойчивости торможения достаточно использовать гидромодуляторы с частотными характеристиками срабатывания электромагнитных клапанов до 20 Гц. Соответственно, частота строп-

импульсных сигналов должна быть близка к частоте гидромодулятора, которая равна 18 Гц.

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

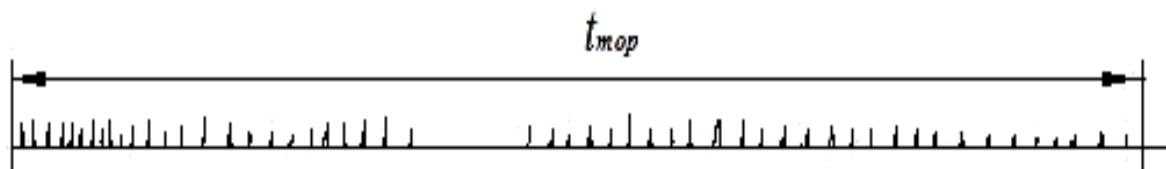


Рисунок 5.13 – Осциллограмма регистрации импульсных сигналов при торможении автомобиля ВА3-2108 по льду с начальной скоростью  $V = 60$  км/ч

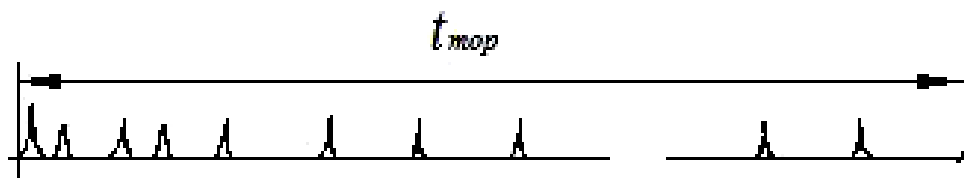
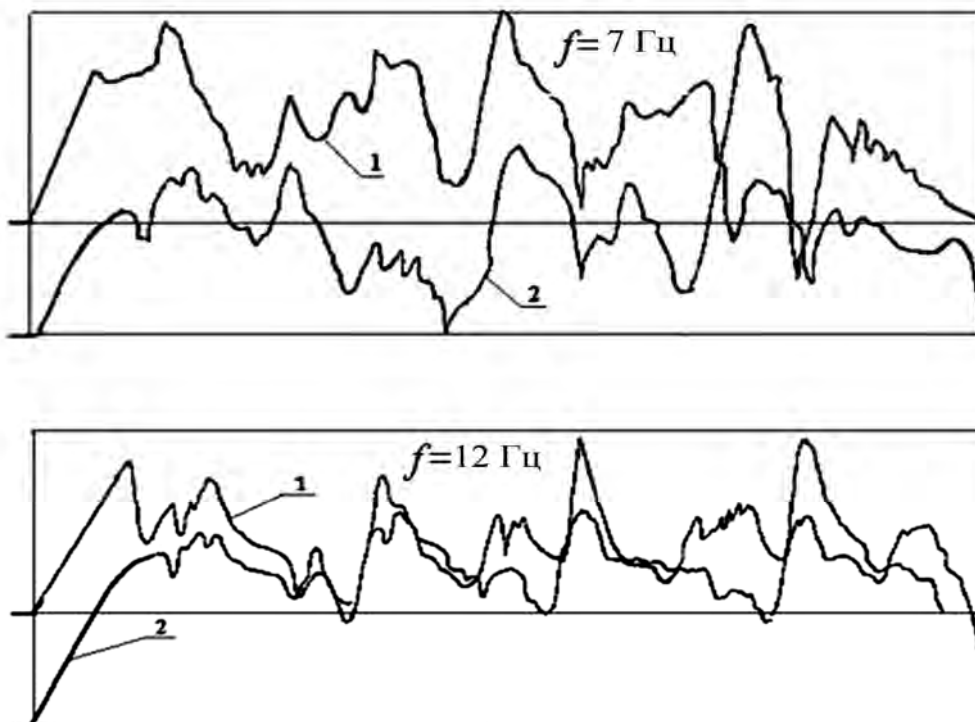


Рисунок 5.14 – Осциллограмма регистрации импульсных сигналов при экстренном торможении автомобиля ВА3-2108 на сухом асфальте с начальной скоростью  $V = 60$  км/ч

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

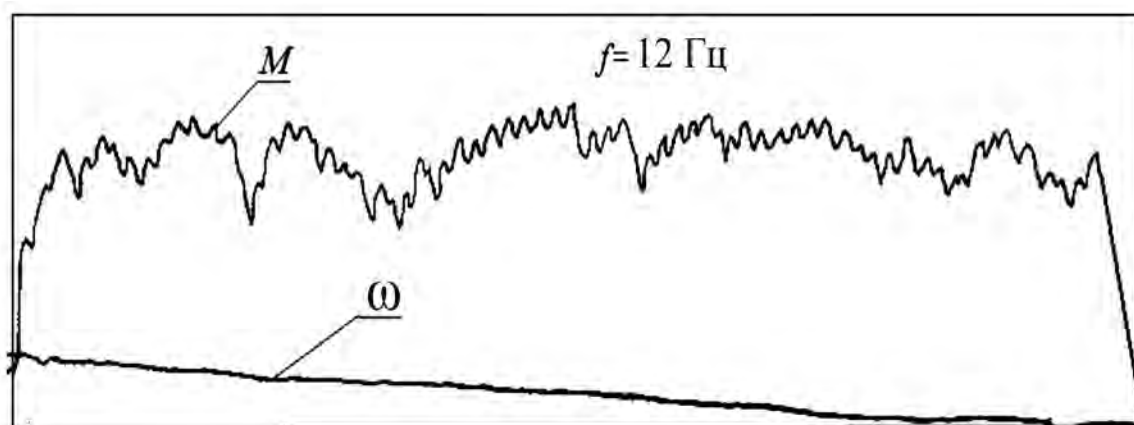
При торможении по льду (см. рисунок 5.13) частота импульсных сигналов достигала свыше 30 Гц, а предельная частота срабатывания клапанов гидромодулятора Bosch-2 составляла не более 17–20 Гц. Процесс торможения сопровождался блокировкой педали тормоза. Таким образом, эффективность регулирования торможения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

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



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

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



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

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

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

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

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

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



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



Рисунок 5.18 – Макетный образец гидромодулятора

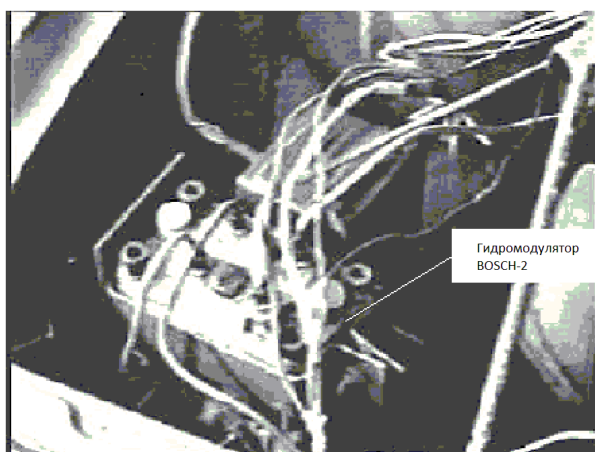


Рисунок 5.19 – Гидромодулятор Bosch-2 в системе АБС на силовом анализе

### 5.3 Схемотехническая реализация электронного блока управления адаптивного АБС

Структура схемотехнической реализации электронного блока управления представлена на рисунке 5.20.

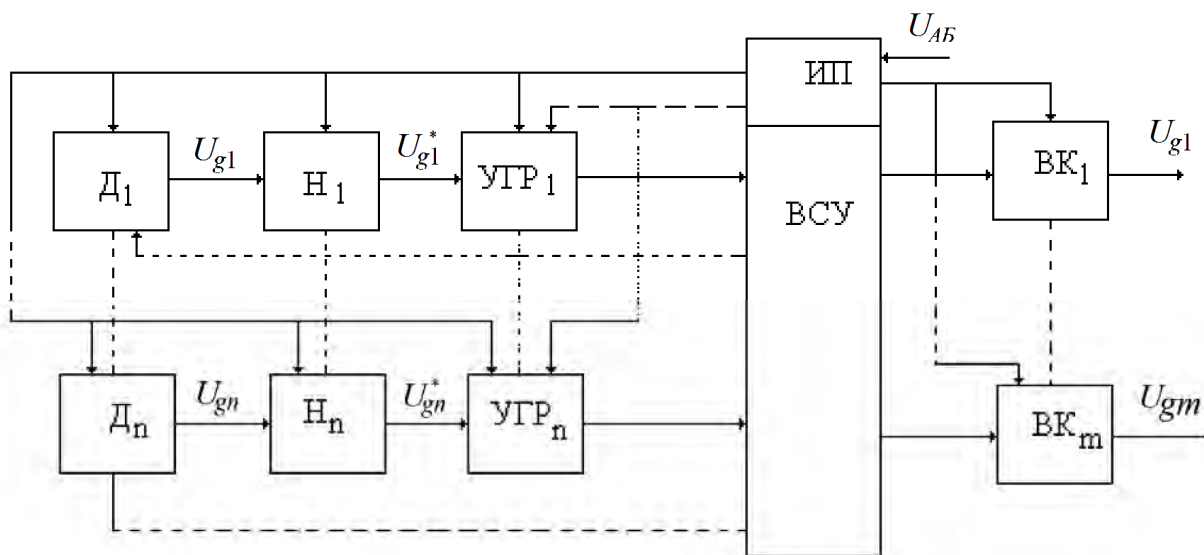


Рисунок 5.20 – Структурная схема электронного блока управления адаптивного АБС

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Для реализации выходных каскадов наиболее целесообразно применять транзисторные ключи с большим коэффициентом усиления по току и малым падением напряжения в открытом состоянии, что в целом обеспечивает простоту согласования ВК с ВСУ и эффективное быстрое действие работы электроклапанов модулятора. Вариант схемы выходного каскада представлен на рисунке 5.21.



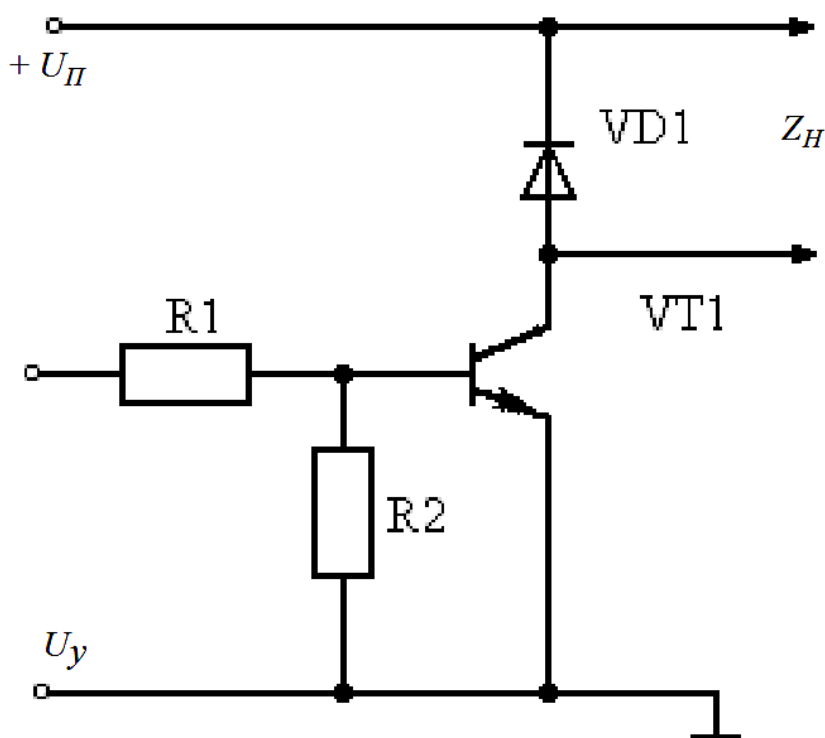


Рисунок 5.21 – Схема выходного каскада

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

Схема источника питания представлена на рисунке 5.22.

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

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

В состав вторичного преобразователя входит генератор импульсов на микросхеме DD1, выходной сигнал которого подается на С-вход триггера DD2. Управление триггеров по С-входу может также

производиться от ВСУ в случае его реализации на базе микропроцессора. Триггер DD2 обеспечивает формирование симметричного управления транзисторных ключей VT1 и VT2, осуществляющих коммутацию токов первичных обмоток импульсного трансформатора TV1.

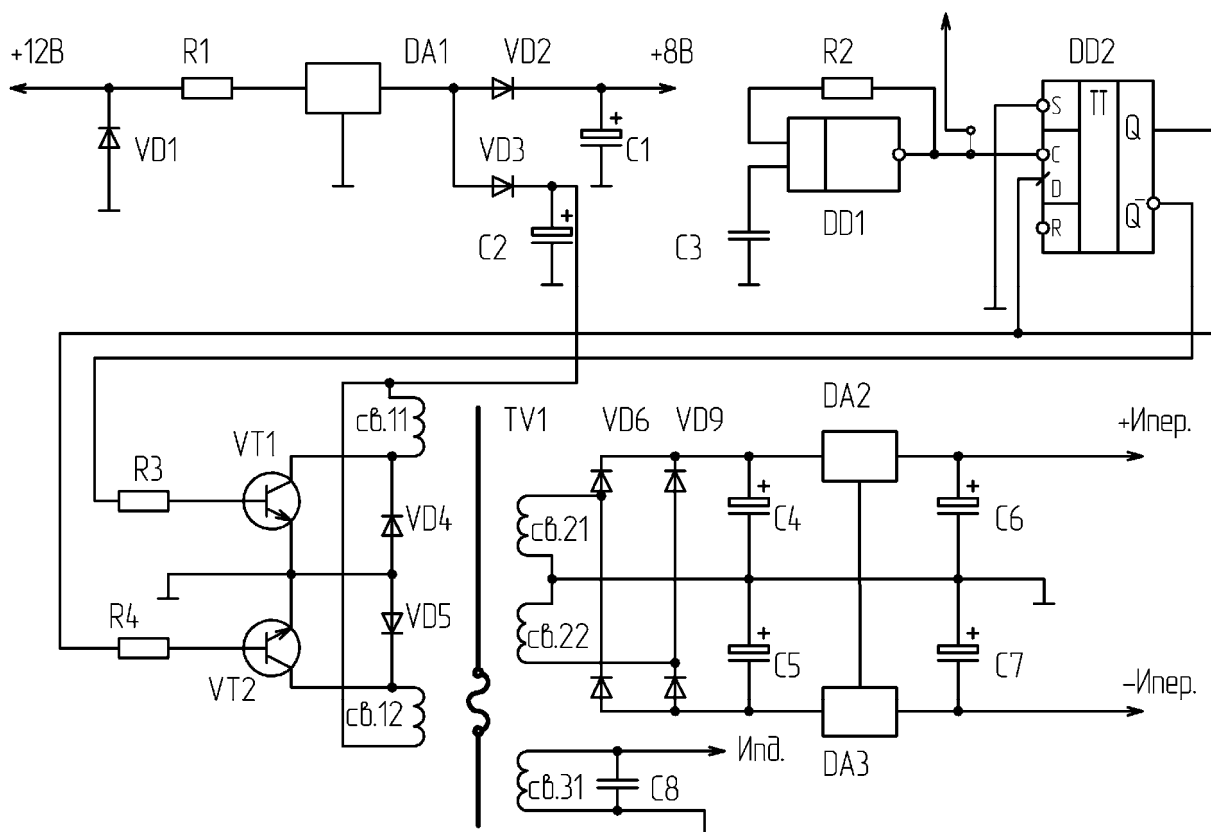


Рисунок 5.22 – Схема питания электронного блока управления АБС

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

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

В состав ВСУ входят следующие каскады: амплитудный детектор входного напряжения на элементах VD1, C1, R1; дифференцирующее устройство на операционном усилителе DA1.1 и элементах R2–R4, C2, C3; компаратор на операционном усилителе DA1.2 и элементах VD2, R5–R8;

устройство формирования импульсов запуска для формирователя длительности импульсов управления на элементах DD1, DD2, DD3.1, R9, C4; формирователь импульсов управления на элементах DD1.3, DD3.2, DD4, VD3, R10, C5.

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

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

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

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

Блок управления сохранял работоспособность в условиях кондуктивных помех и радиопомех.

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

При разработке электронного блока предусматривалось также использование зарубежных комплектующих изделий и материалов. При

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

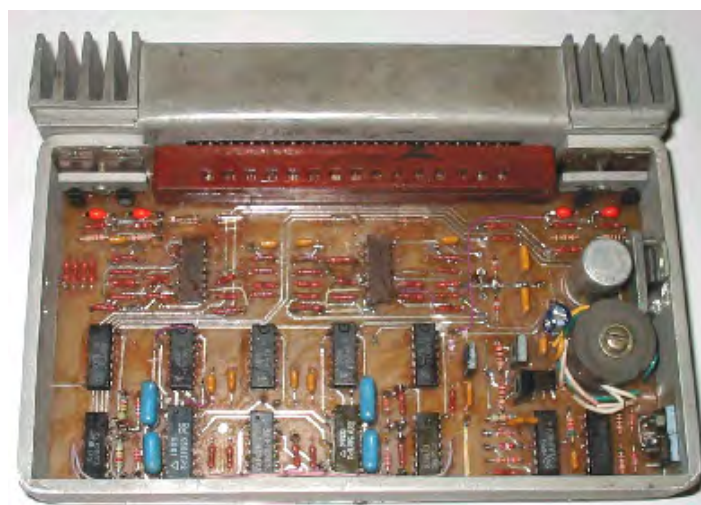


Рисунок 5.23 – Элементная база 4-канального электронного блока управления новой АБС с индивидуальным регулированием каждого колеса (IR)

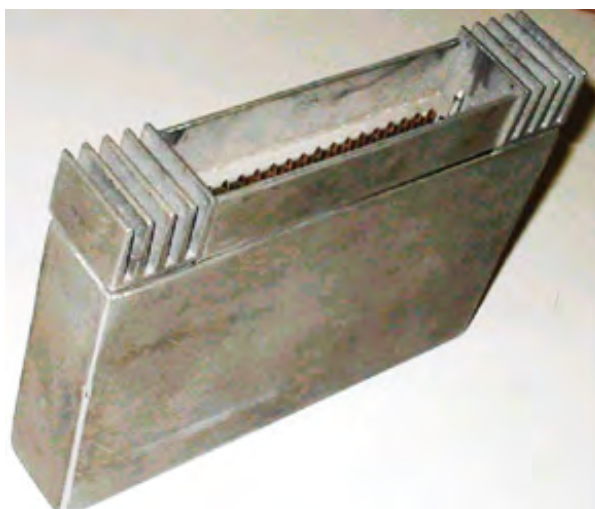


Рисунок 5.24 – Общий вид 4-канального электронного блока управления новой АБС с индивидуальным регулированием каждого колеса (IR)

Таблица 5.1 – Стоимость комплектующих блока управления АБС

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

Итого: 13,78 долл.

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

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

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

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

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

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

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

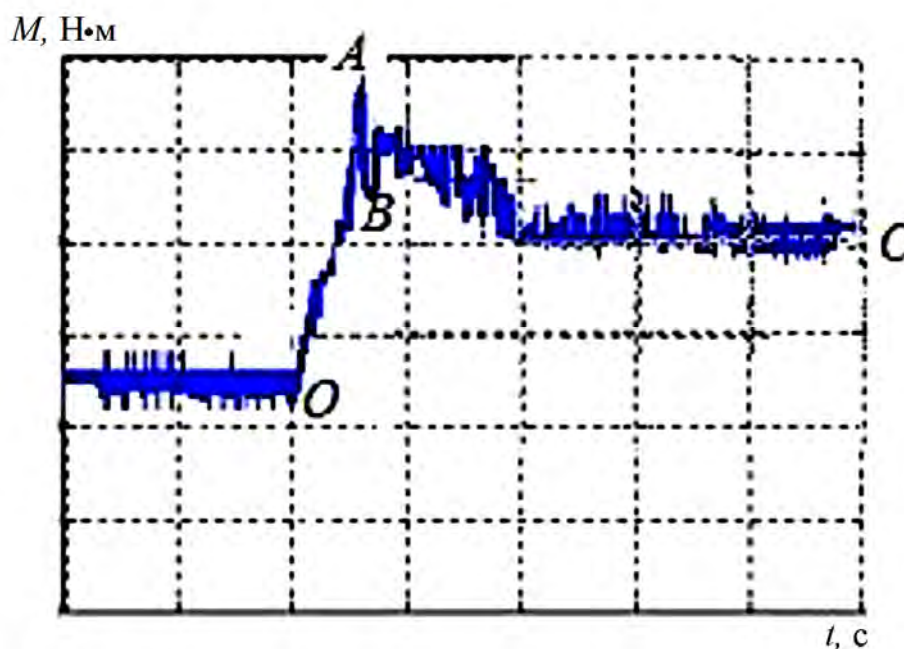


Рисунок 5.25 – Осциллограмма изменения тормозного момента на колесе передней оси тягача МАЗ при его экстренном торможении

Согласно рисунку 5.25 режим экстренного торможения характеризуется большой скоростью нарастания тормозного момента (участок  $OA$ ). Причем производная тормозного момента по времени постоянна и положительна на всем интервале времени до достижения максимума, т. е.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

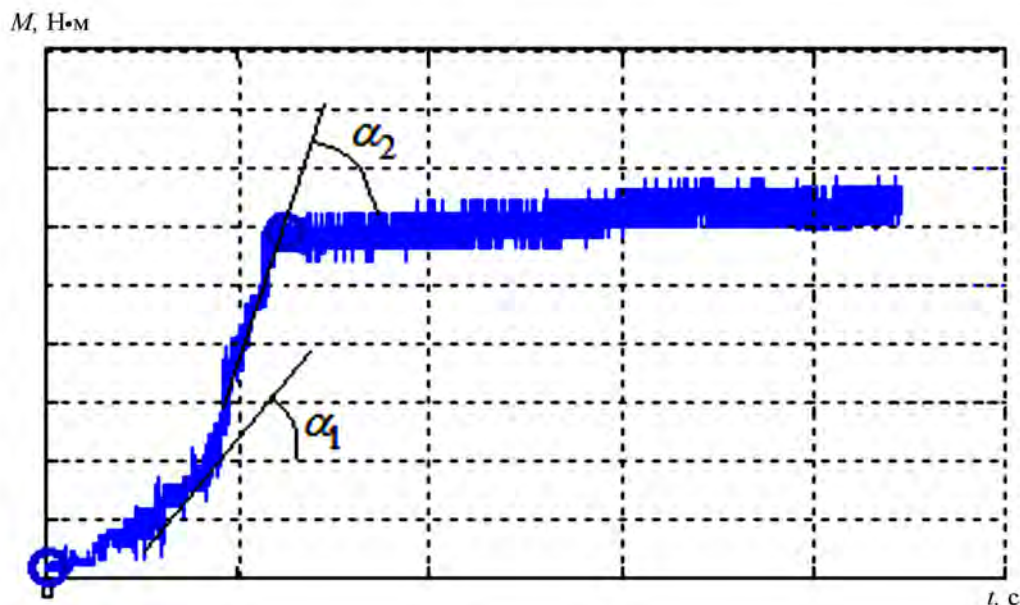


Рисунок 5.26 – Осциллограмма изменения тормозного момента на переднем колесе тягача МА3-544018-320-030 при его служебном торможении (сухой асфальт, служебное торможение на скорости 40 км/ч)

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

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

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

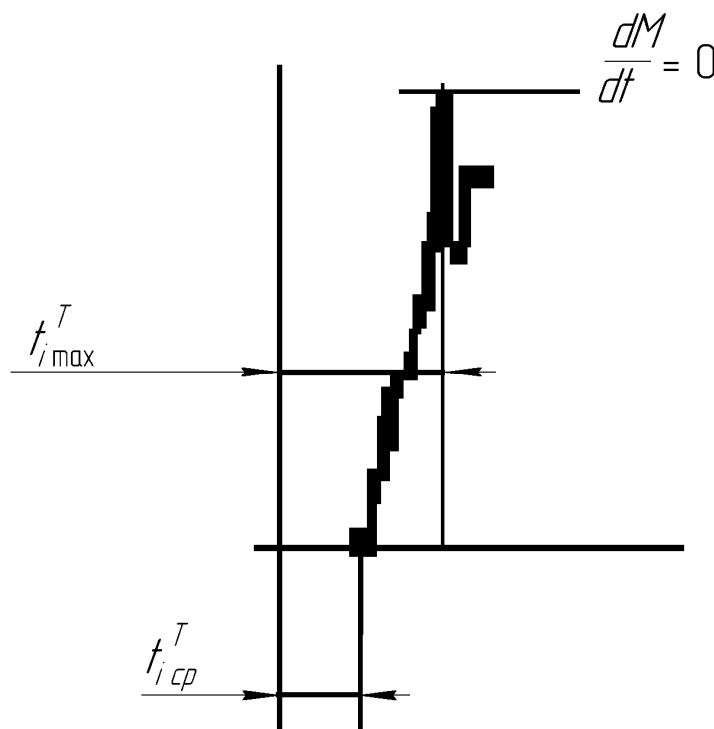
Максимум тормозного момента характеризуется равенством нулю производной тормозного момента:

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

Основная сложность создания алгоритма бортовой системы диагностики процесса синхронности срабатывания тормозов магистральной АТС заключается в том, что процесс торможения колес АТС происходит в различных условиях сцепления, т. е. блокировка колес при торможении может осуществляться при разных значениях тормозных моментов на колесах, формируемых водителем.



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



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

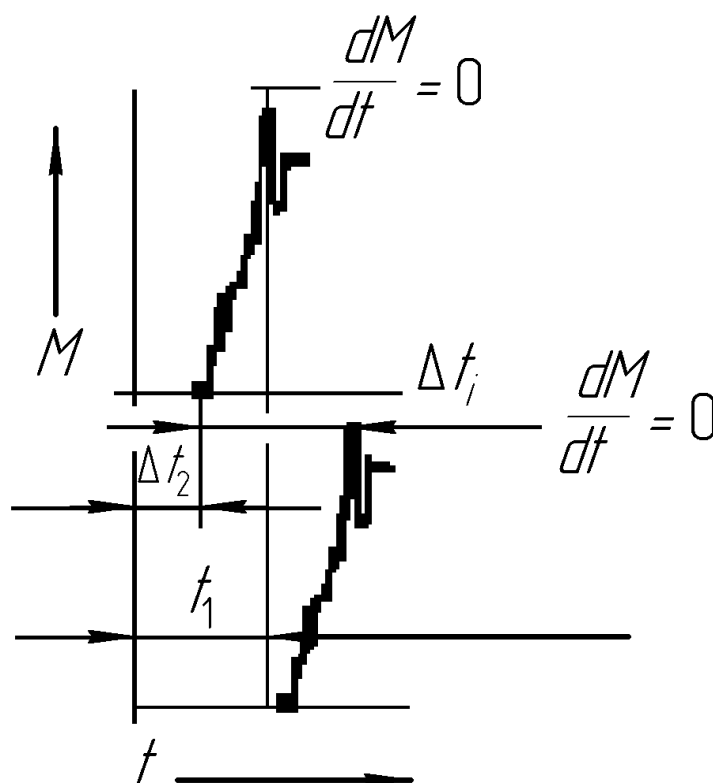
тягача

Рисунок 5.27 – Изменение параметров экстренного торможения колеса

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

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

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



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

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

Рисунок 5.28 – Схема для определения времени срабатывания тормозов

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

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

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

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

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

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

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

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

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

– результаты натурных испытаний макетного образца БСМТ АТС позволили установить, что устройства измерения тормозных моментов барабанных тормозов и сил взаимодействия между звеньями седельного автопоезда МАЗ (магистральная АТС МАЗ) выдают электрические сигналы, пропорциональные тормозным моментам и силам в сцепке автопоезда, тем самым подтвердилась возможность их использования в БСМТ магистральной АТС. Анализ осциллограмм тормозных моментов и устройства измерения сил в сцепке показал, что устройства обладают свойствами нормированных измерителей. Дрейф нуля не превысил более чем 0,1 %;

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

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

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

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

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

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

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

Появление разворачивающих моментов, действующих на тягач и полуприцеп седельного автопоезда МАЗ, сопровождалось возникновением

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

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

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

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

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

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

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

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

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

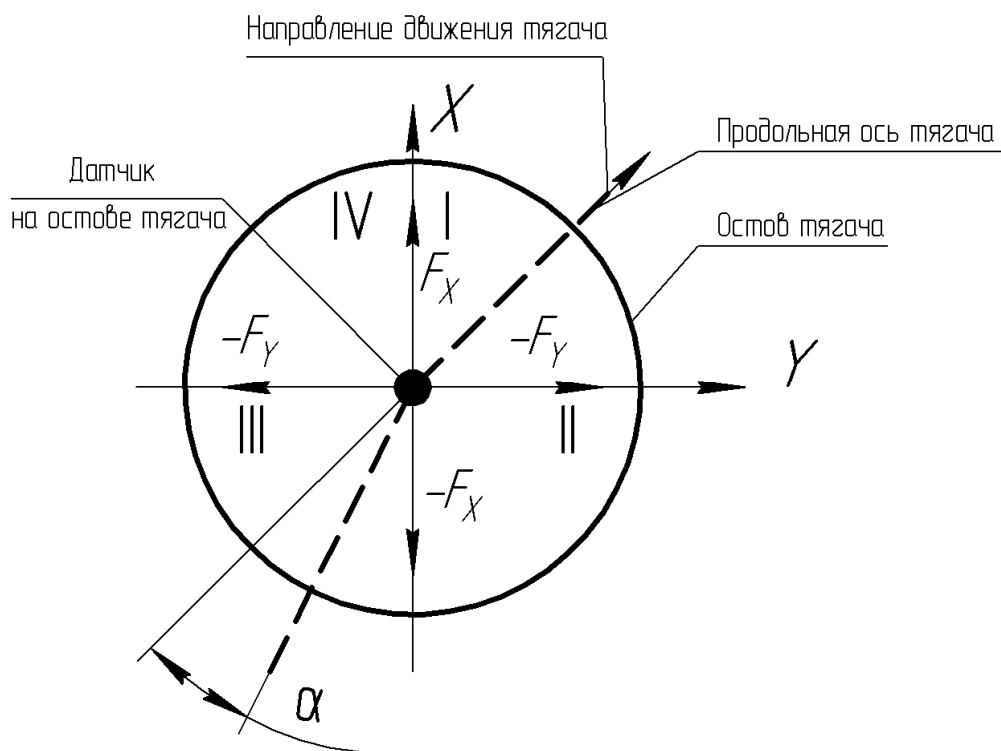


Рисунок 5.29 – Схема для определения направлений действия сил в шкворне седельного автопоезда МАЗ

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

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

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

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

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

Тогда

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

В результате

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

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

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

$$F_y > 0 \text{ и } |F_y| > G_{oc} \cdot \varphi_{\min_{cy}}.$$

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

$$t_{\bar{b}_i}^{\Pi} > t_{oon},$$

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

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

При этом, если

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

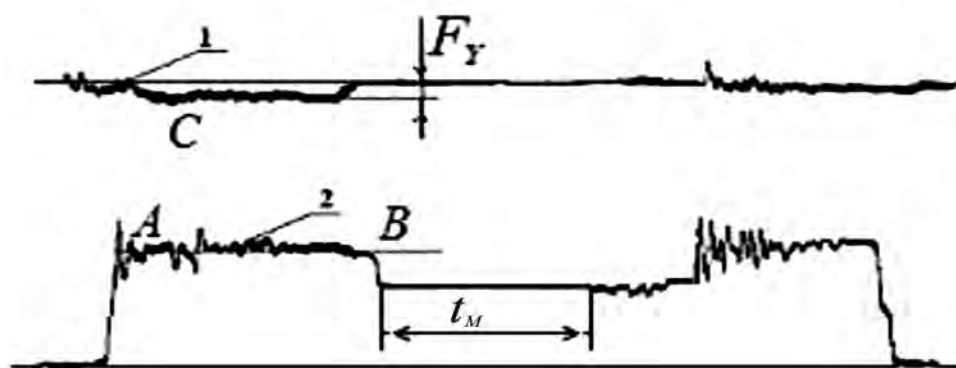
где  $G_{oc}$  – осевая нагрузка, приходящаяся на ось тягача;

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

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

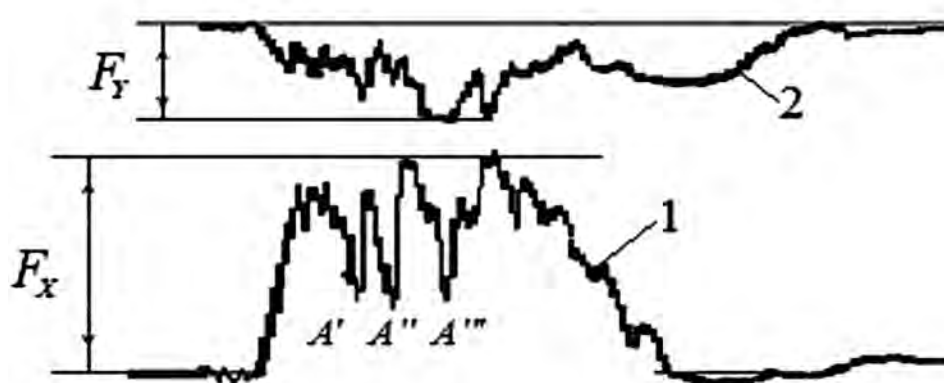
Осциллограмма изменений сил в сцепке седельного автопоезда МАЗ при его торможении по прямолинейной траектории (циклическое торможение, опорная поверхность – мокрый асфальт, начальная скорость торможения – 45 км/ч) представлена на рисунке 5.30.

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



1 – продольная сила; 2 – боковая сила

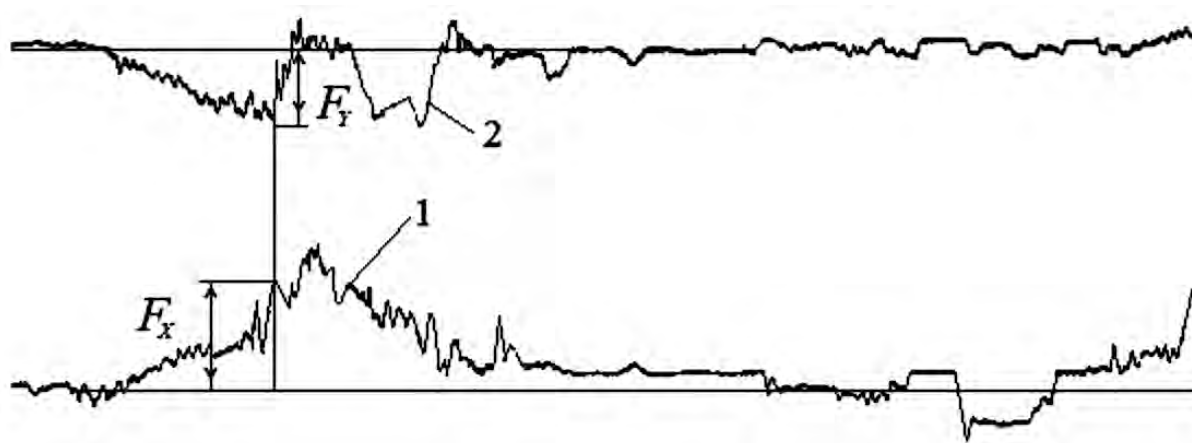
Рисунок 5.30 – Осциллограмма изменений сил в сцепке седельного автопоезда МАЗ при его торможении по прямолинейной траектории (циклическое торможение, опорная поверхность – мокрый асфальт, начальная скорость торможения – 45 км/ч)



1 – продольная сила; 2 – боковая сила

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





1 – продольная сила; 2 – боковая сила

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

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

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

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

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

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

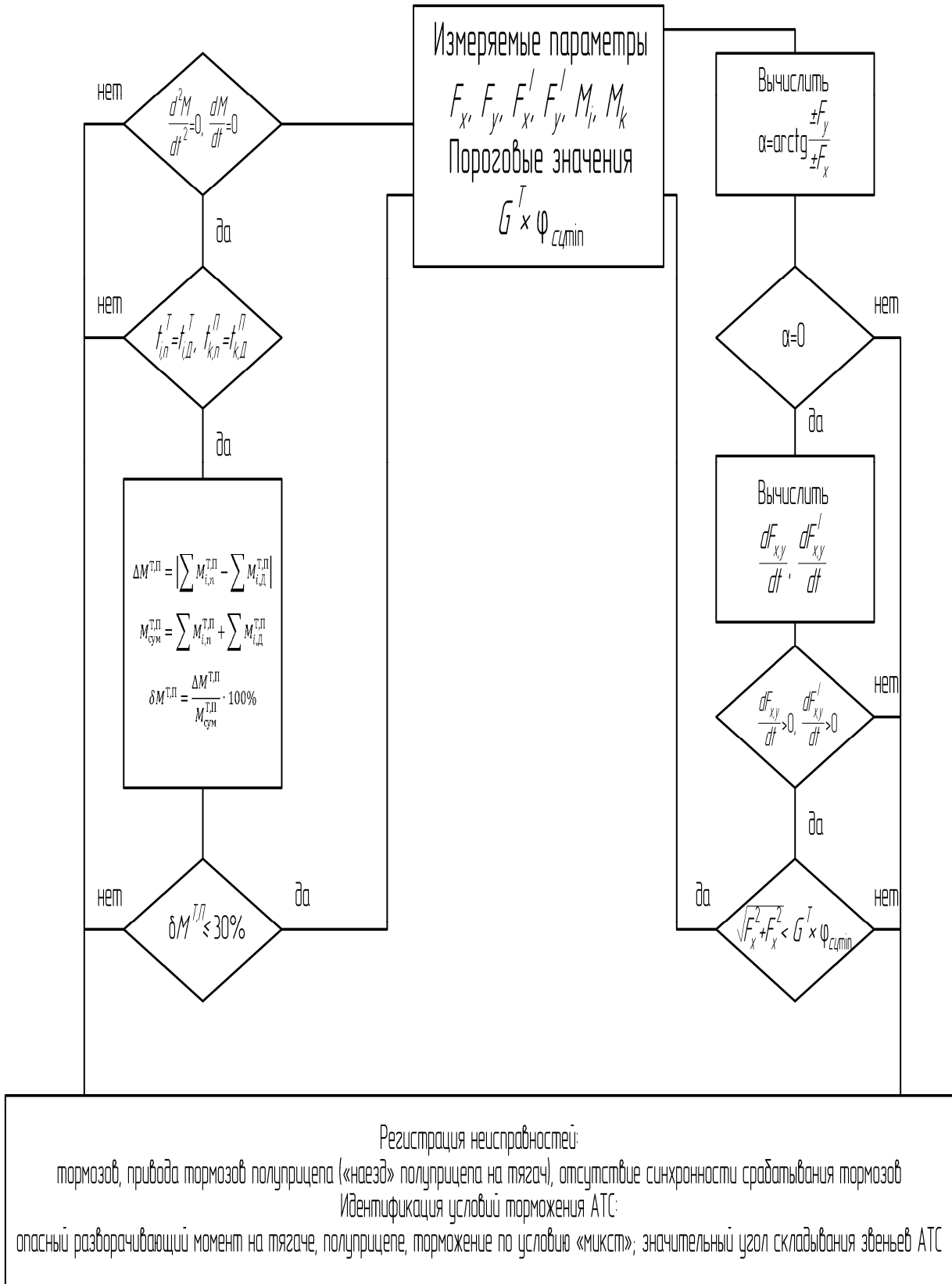
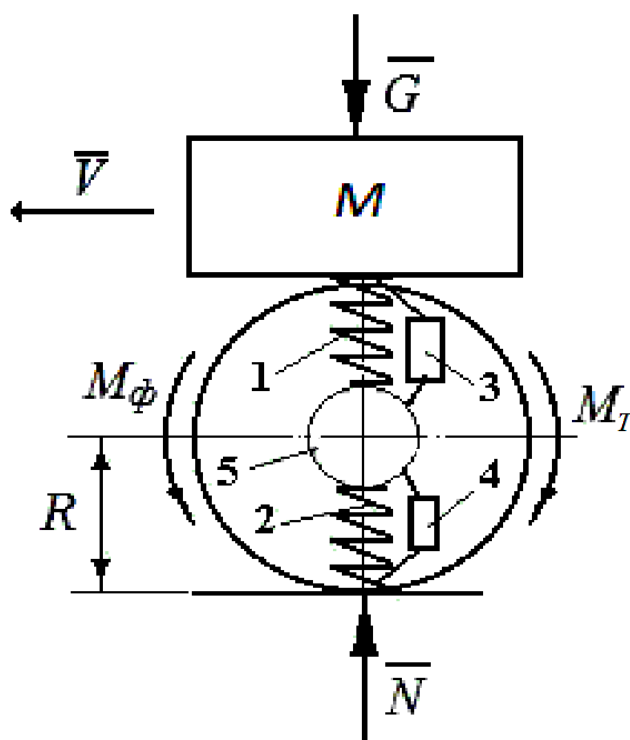


Рисунок 5.33 – Алгоритм бортовой диагностики синхронности срабатывания тормозов магистральной АТС

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

### 5.5 Алгоритм следящего торможения АТС

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



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

Рисунок 5.34 – Математическая модель процесса торможения колеса

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

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

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

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

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

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

$g$  – ускорение свободного падения;

$t$  – время торможения.

Расчет мгновенной кинетической энергии автомобиля производится по формуле

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

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

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

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

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

$k$  – постоянная тормозного механизма.

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

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

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

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

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

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

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

В результате

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

Тогда работа трения в тормозном механизме

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

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

Угол поворота колеса рассчитывается по формуле

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

Мгновенное значение коэффициента сцепления в каждый момент времени определяется по формуле

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

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

$R$  – радиус качения колеса.

Подставляя уравнение (5.9) в (5.8), получим

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

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

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

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

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

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

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

где  $t$  – текущее значение времени;

$g$  – ускорение свободного падения;

$i$  – порядковый номер исполнительного тормозного механизма;

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

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

$V_o$  – скорость машины перед началом торможения.

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

## 6 Перспективные исследования

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования позволили сформировать базу для совершенствования алгоритмов САБ АТС, новых конструкций дисковых тормозных механизмов, адаптивных к САБ АТС. Заложены основы создания адаптивных алгоритмов САБ автопоездов и новых систем диагностики контроля качества функционирования существующих и проектируемых АБС/ПБС.

### 6.1 Обобщенный алгоритм САБ АТС

Анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований позволил разработать обобщенный алгоритм САБ АТС [44], который может быть использован для регулирования тормозного, тягового и транспортного режимов движения колесных машин.

Область применения разработанного адаптивного алгоритма управления движением АТС можно распространить на тяговый и транспортный режимы движения. При этом САБ, использующая отрицательный знак производных сил в контакте колес с опорной поверхностью, решает первоочередную задачу – повышение устойчивости и управляемости курсового движения АТС.

В обобщенном алгоритме [44] под регулированием тормозных и тяговых сил понимается обеспечение максимального использования коэффициентов сцеплений колес АТС с опорной поверхностью.

Одной из задач обобщенного алгоритма является повышение топливной экономичности и тяговых качеств машин, работающих со значительными крюковыми нагрузками, при которых отмечаются интенсивные буксования ведущих колес. При этом регулирование осуществляется с помощью операции измерения, обработки, анализа силовых факторов в контакте колес АТС с опорной поверхностью.

Как уже было отмечено, главной задачей обобщенного алгоритма является обеспечение курсовой устойчивости АТС в любом режиме его движения, поэтому в качестве приоритетных сигналов формирования управления в алгоритме САБ [1, 23, 24, 35, 38, 44, 45, 91] предложены отрицательные знаки производных боковых реакций колес или же отрыв любого из колес АТС. Все другие сигналы, характеризующие отрицательными знаками производных тормозных, тяговых сил, превышения нормальных реакций колес и т. д. являются второстепенными.

В обобщенном алгоритме операции регулирования в интервале времени от выключения до включения исполнительного механизма находятся в зависимости от электромеханических свойств исполнительного механизма и характеристик опорной поверхности. Обобщенный алгоритм предусматривает выполнение операции регулирования подачи топлива с одновременным воздействием на исполнительные механизмы, причем приоритетным сигналом формирования сигналов управления является отрицательный знак производной боковой реакции или отрыв любого из колес АТС.

В обобщенном алгоритме критерием формирования сигналов управления параметрами подвески АТС являются нулевые значения нормальных реакций колес или его превышения заданному значению как по модулю, так и по частоте. По существу, изменение нормальной реакции колеса на опорную поверхность представляет собой ускорение перемещения, а его вторая производная – эквивалент третьей производной от перемещения. Кроме того, алгоритм предусматривает частотный контроль изменения нормальных реакций колес с опорной поверхностью.

Обобщенный алгоритм учитывает полную реализацию коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью путем выполнения операции регулирования давления рабочей среды в тормозном приводе для ее приведения к соответствующим значениям фактически реализуемых колесами моментов. Отметим, что для формирования сигналов управления важны не модули сил, а знаки их производных.

В качестве критерия формирования сигналов управления плавностью хода и устойчивости по боковому опрокидыванию АТС в обобщенном алгоритме приняты обнаружение нулевых значений нормальных реакций колес и превышение их производных заданным значениям.

На рисунке 6.1 приведена принципиальная схема транспортного средства с указанием расположения исполнительных механизмов и датчиков измерения силовых факторов, необходимых для реализации обобщенного алгоритма: 1 – остов двухосной машины; 2 – колеса; 3 – главный тормозной цилиндр с педалью тормоза; 4 – тормозной трубопровод; 5 – тормозные механизмы; 6 – датчики измерения тормозных моментов; 7 – датчики измерения вертикальных реакций на колеса; 8 – датчики измерения боковых реакций на колеса автомобиля; 9 – блок модулятора; 10 – блок регулирования давлений в тормозном приводе; 11 – исполнительный механизм регулирования подачи топлива в двигатель; 12 – датчик регистрации скорости остова автомобиля, укрепленный на остова машины 1; 13 – датчики измерения давлений в рабочих



цилиндрах тормозов; 14 – каналы; 15 – блок управления; 16 – датчик для измерения тягового усилия; 17 – электронный блок управления параметрами подвесок машин.

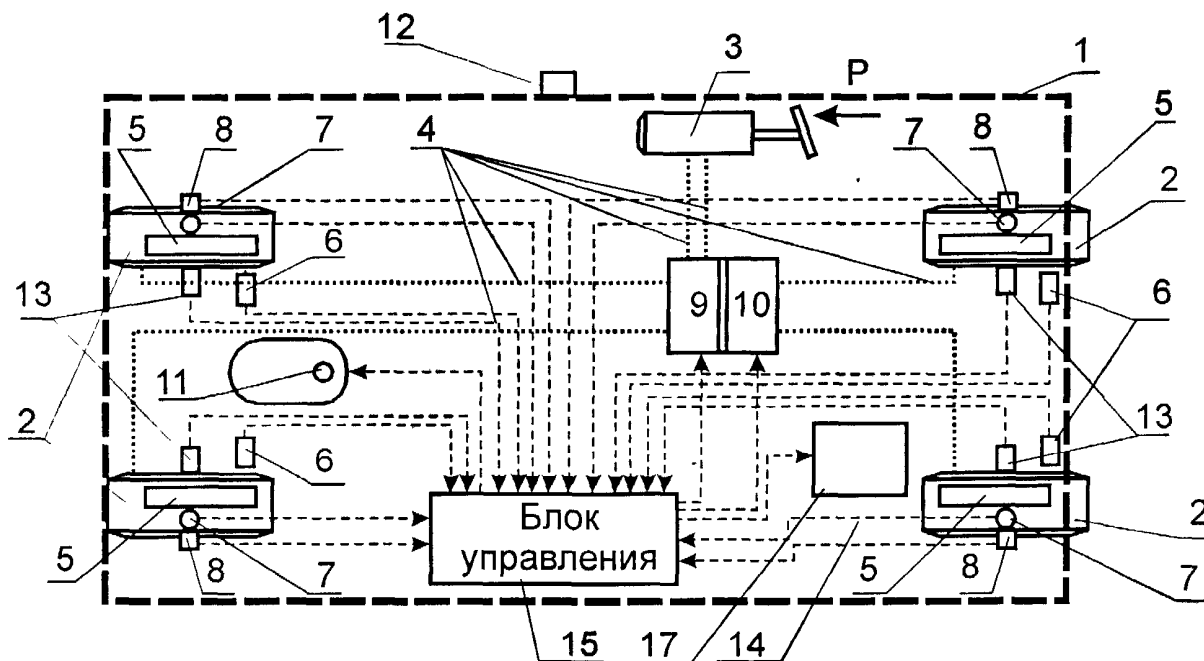


Рисунок 6.1 – Схематичное представление исполнительных механизмов и датчиков САБ на двухосной колесной машине

Заметим, что обобщенный алгоритм [44] не требует информации о повороте управляемых колес АТС, при этом количество измеряемых параметров, необходимых для организации эффективного управления движением двухосной машины, не превышает 12 (для сравнения см. систему VDC в разд. 1).

На рисунке 6.2 дана принципиальная схема управления тяговым режимом движения машины [44].

На рисунках 6.3 и 6.4 представлены силы и моменты, фактически реализуемые колесами АТС, которые подлежат анализу для формирования сигналов управления.

Колесо 2 движется с поступательной скоростью  $V$  под влиянием касательных сил  $T$ . На колесо действуют вес машины  $G$ , нормальные реакции  $N_{ведущ}$ ,  $N_{ведом}$ , касательная сила тяги  $P_k$ , боковая реакция  $R_b$ , тяговый момент  $M_k$  в тяговом режиме движения, в тормозном механизме момент  $M_{Тор}$ .

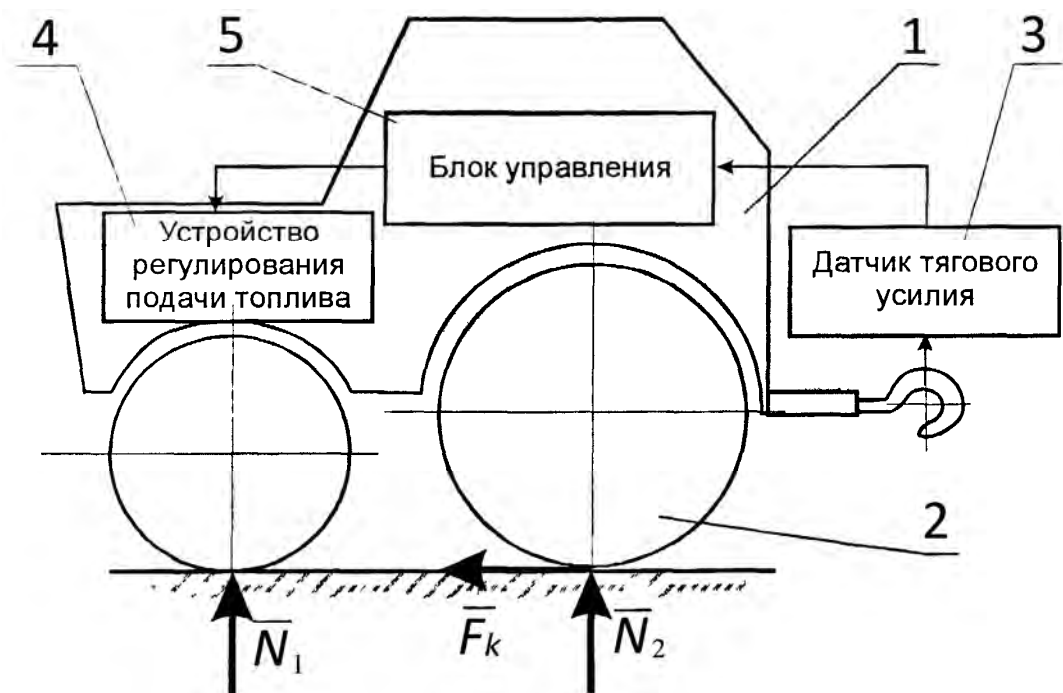
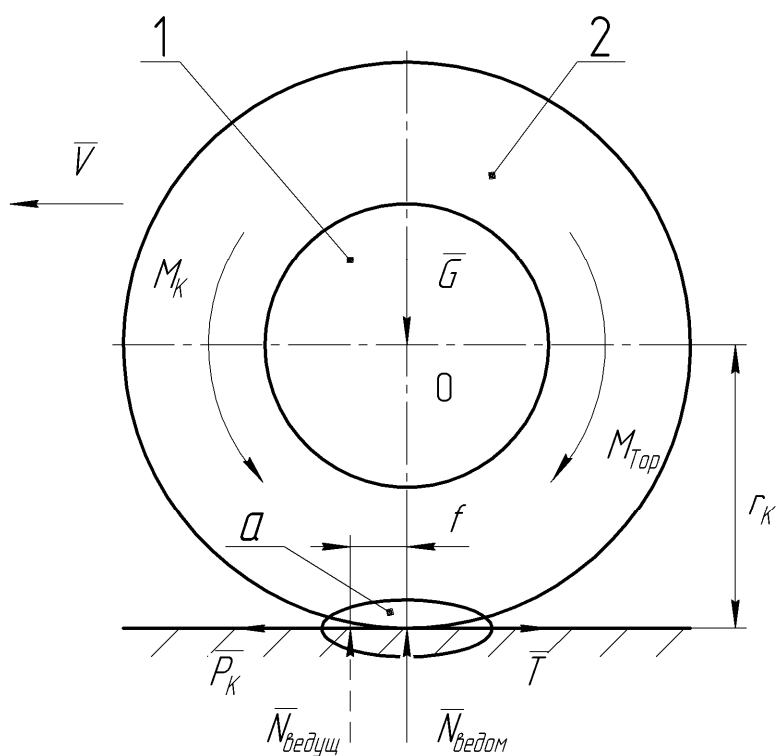


Рисунок 6.2 – Принципиальная схема управления тяговым режимом движения



$r_k$  – радиус качения колеса;  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $a$  – пятно контакта колеса с дорогой

Рисунок 6.3 – Силы, действующие на колесо в вертикальной плоскости

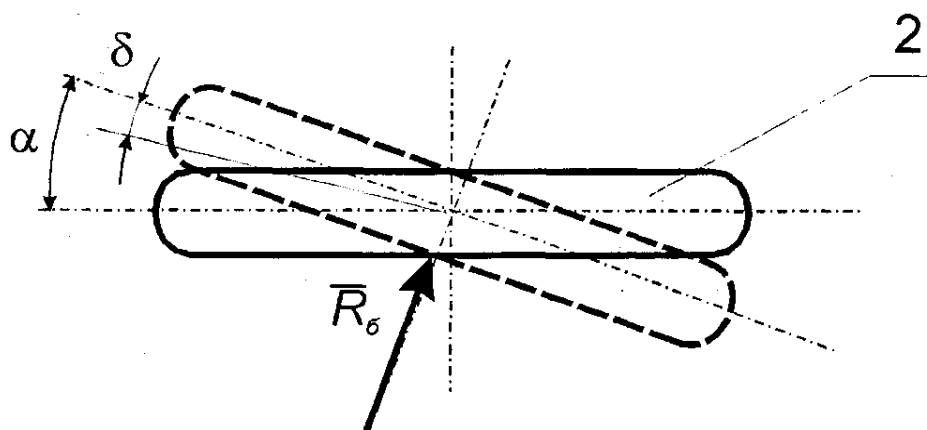


Рисунок 6.4 – Силы, действующие на колесо в горизонтальной плоскости

На рисунке 6.2 схематично представлены элементы и принципиальная блок-схема регулирования тяговым режимом движения машины. В данном режиме работы машины датчиком 3 (см. рисунок 6.2) осуществляется опознавание знака производной тягового усилия. При отрицательном знаке производных от крюкового усилия сигнал поступает в блок управления 5 (см. рисунок 6.2), который формирует сигнал управления двигателем. Этот сигнал передается на исполнительное устройство регулирования подачи топлива в двигатель 4 (на рисунке 6.2 не показано). При положительных или нулевых знаках производной тягового усилия проводят дальнейшее измерение сигналов без регулирования. После исполнения операции ограничения подачи топлива в двигатель регулирование двигателем мгновенно передается оператору при отсутствии команды от блока управления.

В тормозном и транспортном режимах движения машины датчиками электрических сигналов производится измерение следующих параметров:  $p$  – давление в рабочей среде в главном тормозном цилиндре;  $M_{\phi}$  – фактически реализуемые колесами тормозные моменты в  $i$ -м колесе;  $N_i$  – нормальные реакции колес на опорную поверхность;  $t$  – время движения;  $V_o$  – скорость машины перед началом каждого режима торможения.

В процессе регулирования на основе исходных данных измеряют и анализируют величину боковых реакций на колесах, фактически реализуемый колесами тормозной момент и давления в тормозном приводе. При отрицательном знаке производной формируется сигнал на ограничение подачи топлива в двигатель с одновременным притормаживанием колес, находящихся в состоянии бокового скольжения в транспортном режиме (давление в тормозном приводе равно нулю), или

сигнал на включение-выключение модулятора (давление в тормозном приводе не равно нулю). Если знак производной боковой реакции больше или равен нулю, то передается сигнал на дальнейшее измерение исходных параметров. После выполнения операции ограничения подачи топлива в двигатель производится проверка наличия тормозного момента и давления в приводе тормоза. При равенстве нулю указанных параметров продолжается проверка знака производной боковых реакций. Если имеет место отрицательный знак производной, операция ограничения подачи топлива в двигатель повторяется.

Признаком начала торможения является появление сигналов от датчиков давления в тормозном приводе и датчиках фактически реализуемого тормозного момента. При этом операцию регулирования двигателем прекращают, и цикл управления переходит на обработку сигналов фактически реализуемых колесами тормозных моментов и боковых реакций. В результате обработки сигналов устанавливают знаки производных от боковых реакций. При отрицательных производных боковых реакций осуществляют операции автоматического выключения–включения тормозного привода с помощью модулятора; в противном случае – операции регулирования давления в тормозном приводе по способу следящего регулирования торможения. При этом решается проблема полной диссипации кинетической энергии в самом тормозном механизме, а не в контакте колес с опорной поверхностью. После каждого расчета давления в приводе тормоза выполняют проверку знака производной тормозного момента. Операцию регулирования давления осуществляют известными устройствами регулирования давлений.

При движении машины осуществляется непрерывное измерение нормальных реакций опорной поверхности колес 2 (см. рисунок 6.4). Все сигналы от датчиков поступают на блок управления 5 (см. рисунок 6.2), где подвергаются обработке, и формируется сигнал управления. При превышении производных нормальных реакций или установленного уровня осуществляют регулирование характеристик подвесок путем изменения коэффициентов жесткости, демпфирования известными способами.

Блок управления 5 (см. рисунок 6.2) позволяет обрабатывать сигналы от силовых факторов и получать производные этих сигналов более высоких порядков, а также при необходимости использовать их в алгоритме управления в зависимости от заданной точности регулирования режимов движения.

Таким образом, обобщенный алгоритм [44] представляет собой основу создания эффективных САБ АТС, а его практическая реализация связана с дальнейшим проведением теоретических и экспериментальных исследований, проектированием новых источников информации, например, устройств измерения тяговых и нормальных сил.

Максимальные значения касательной сил  $R_{\sigma}$ ,  $P_k$  и  $T$  ограничены нормальной реакцией  $N$  и коэффициентом сцепления  $\varphi_{\text{сц}}$  и определяются по формулам:

$$R_{\sigma} = N \cdot \varphi_{\text{сц}}; \quad P_k = N \cdot \varphi_{\text{сц}}; \quad T = N \cdot \varphi_{\text{сц}}; \quad M_k = N \cdot \varphi_{\text{сц}} \cdot r_k.$$

При угле поворота  $\alpha$  продольной оси симметрии колеса относительно своего начального положения колесо совершает криволинейное движение. В зависимости от характеристик шин и скорости движения центра колеса возникает отклонение вектора скорости  $V$  центра колеса от направления продольной оси, которое оценивается углом увода  $\delta$ .

$$R_{\sigma} = k_y \cdot \delta,$$

где  $k_y$  – коэффициент сопротивления уводу.

Предельная величина боковой реакции  $R_{\sigma}$  ограничена значениями  $N$  и  $\varphi_{\text{сц}}$ . Например, при превышении углом увода своего предельного значения  $\delta > N \cdot \varphi_{\text{сц}} / k_y$  последует процесс проскальзывания пятна контакта колеса в боковом направлении, что в дальнейшем вызовет спад коэффициента сцепления как в боковом, так и в продольном направлениях. Вследствие этого в тормозном и тяговом режимах производные  $dR_{\sigma}/dt$  и  $dT/dt$  будут характеризоваться отрицательными знаками.

Согласно теории тяговых машин при значительном буксовании движителей происходит резкое увеличение удельного крюкового расхода топлива и уменьшение тягового усилия. Следовательно, приведение мощности двигателя тяговой машины при его работе с крюковой нагрузкой в соответствие с возникающим буксованием ведущих колес повысит тягово-экономические показатели машины.

На рисунке 6.5 представлена осциллограмма записи изменений боковой реакции на колесо со стороны опорной поверхности и угловой скорости вращения колеса в процессе экстренного торможения автомобиля ВА3-2108 по уплотненной снежной поверхности.

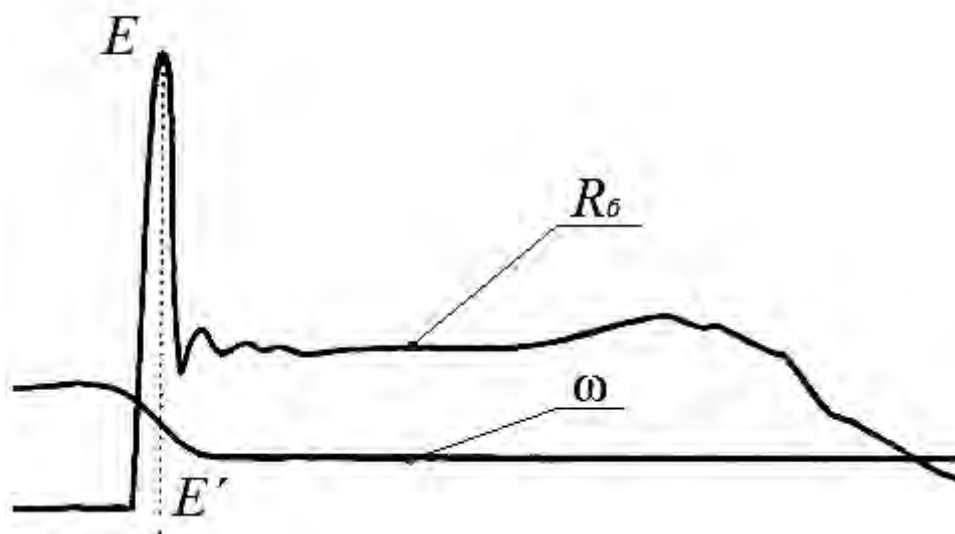


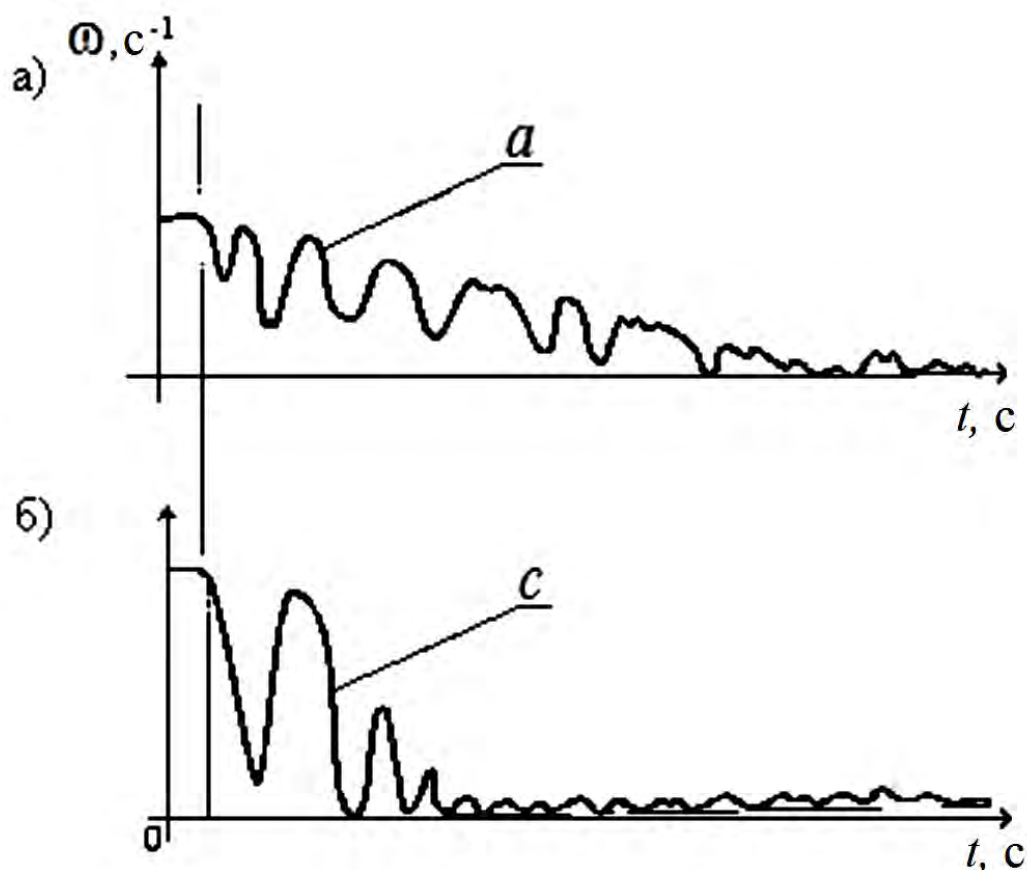
Рисунок 6.5 – Осциллограмма изменения боковой реакции и угловой скорости вращения тормозящего колеса (начальная скорость торможения  $V = 100$  км/ч; опорная поверхность – типа «микст»)

Характерная особенность изменения угловой скорости вращения тормозящего колеса (см. рисунок 6.5) в том, что оно находится в состоянии вращения, в то время как тормозной момент не достиг еще своего максимального значения. Это еще раз является свидетельством того, что приоритетный сигнал управления САБ должен быть ориентирован на отслеживание отрицательного знака производных боковых реакций, при котором формируется сигнал управления на разблокировку тормозящего колеса или на уменьшение тяговой силы и снижение скорости движения АТС, обеспечивая, таким образом, устойчивость движения колесной машины.

На рисунке 6.6 представлены осциллограммы регулирования торможения заднего колеса легкового автомобиля ВАЗ-2108 по условиям «микст». Колеса правого борта автомобиля при экстренном торможении находились на обочине (талый снег), а левого – на мокром асфальте. На рисунке 6.6, а отражен результат регулирования угловой скорости торможения колеса по тормозному моменту. На рисунке 6.6, б приведена осциллограмма регулирования торможения колеса по боковой реакции тормозящего колеса.

При сравнении результатов регулирования по тормозному моменту и боковой реакции видно, что процесс регулирования торможения по боковой реакции начинается раньше. Таким образом, устойчивость тормо-

жения обеспечивается при регулировании по приоритетному сигналу, т. е. отрицательному знаку производной боковой реакции. Приведенные результаты испытаний процесса торможения автомобиля ВА3-2108 по условиям «микст» доказывают достоверность принципа построения обобщенного алгоритма управления движением АТС [44].



а – регулирование по тормозному моменту; б – регулирование по боковой реакции колеса

Рисунок 6.6 – Осциллограммы регулирования угловой скорости вращения тормозящего колеса по опорной поверхности типа «микст» (скорость начала торможения – 100 км/ч)

Следовательно, приоритетный принцип формирования сигналов управления по боковым реакциям находит еще раз свое подтверждение.

Таким образом, разработанный обобщенный алгоритм управления движением АТС (рисунок 6.7) может стать основой для дальнейших исследований, направленных на создание эффективных САБ АТС, путем их практической реализации.

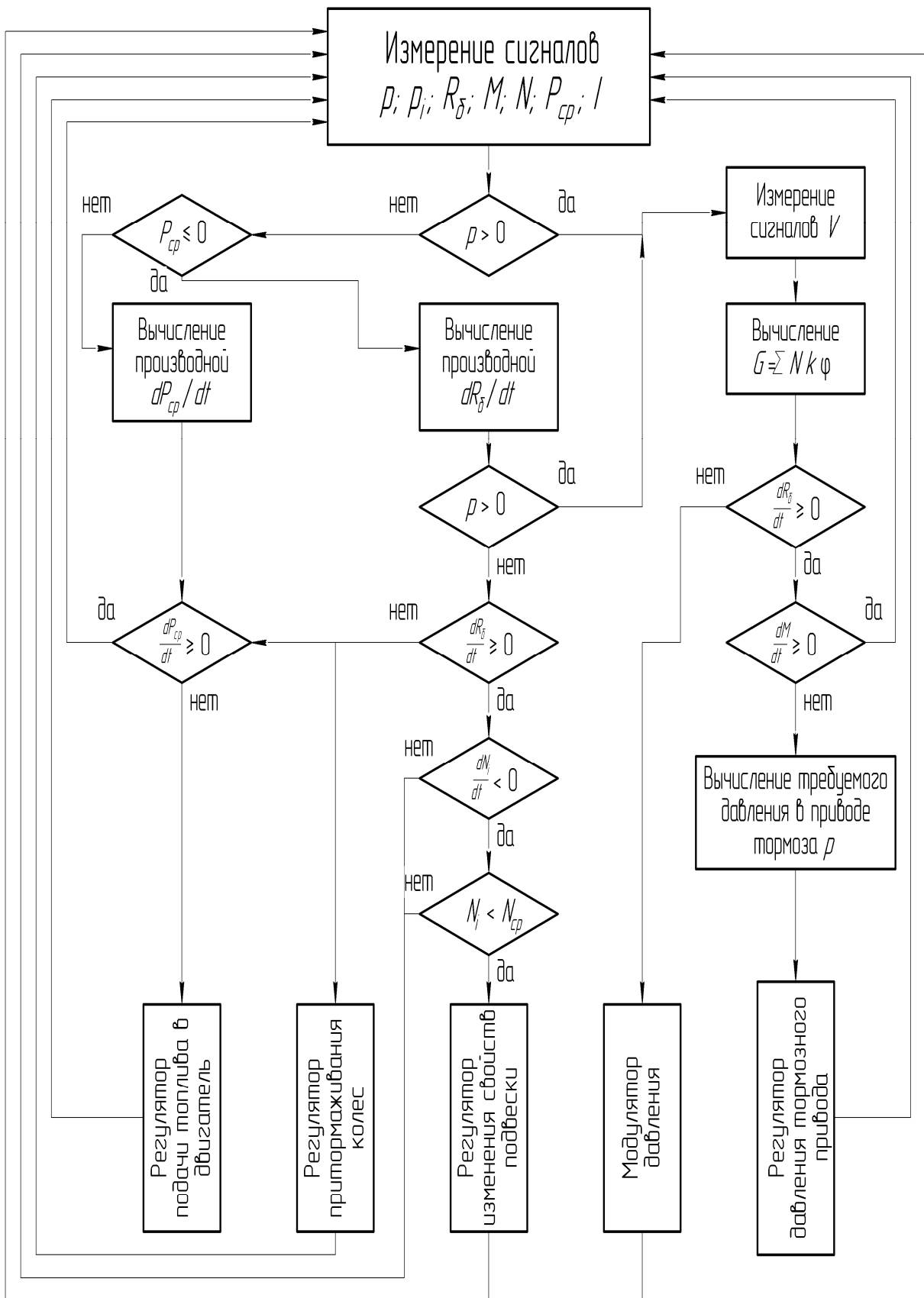


Рисунок 6.7 – Обобщенный алгоритм САБ АТС



Принципиальная особенность предлагаемого алгоритма в том, что в основу формирования сигналов управления положен принцип анализа величин и знаков производных, фактически реализуемых силовых факторов, возникающих в контакте колес машины с опорной поверхностью, а не кинематических параметров колес, которые являются следствиями силовых воздействий.

При всем многообразии факторов, оказывающих воздействие на управляемую машину, экспериментальные исследования доказали, что существуют определенные закономерности изменения некоторых силовых факторов. Установление закономерностей изменения силовых факторов весьма важно для анализа соответствующих групп сил, характер изменения которых оказывает наибольшее влияние на кинематические параметры движения машины.

Использование внешних силовых факторов, нормальных реакций опорной поверхности на колеса, тормозных моментов, внутренних силовых факторов, давления рабочей среды в приводе тормоза в совокупности с измерением углов поворота колес может привести к созданию систем следящего регулирования торможения АТС.

Алгоритм регулирования режимов движения осуществляют следующим образом (см. рисунок 6.7).

## ***6.2 Основы алгоритма управления торможением автопоезда***

Опыт эксплуатации автопоездов показывает, что несогласованное срабатывание приводов полуприцепа (прицепа) и тягача приводит к складыванию звеньев поезда при его торможении по опорной поверхности с низким коэффициентом сцеплений [1, 44]. Более того, известно, что износ тормозных накладок полуприцепа седельного поезда происходит гораздо интенсивнее, чем у тягача, а следовательно, время срабатывания привода полуприцепа больше, чем у тягача, что опять создает условия «наезда» полуприцепа на тягач, в результате чего наблюдается складывание звеньев поезда. Повышенный износ накладок полуприцепа объясняется тем, что вес полуприцепа значительно больше веса тягача. Следовательно, регулирование торможения, кроме управления приводами колесных тормозов, требует согласованного управления тормозными приводами тягача и полуприцепа (прицепа), а сам принцип согласованного управления приводами должен базироваться на анализе силового взаимовлияния между звеньями автопоезда. Учет силового взаимовлияния между звеньями поезда, в совокупности с анализом сил в контакте колес с

опорной поверхностью, в алгоритме регулирования повысит эффективность и устойчивость торможения автопоезда.

Таким образом, регулирование, основанное только лишь на анализе производных тормозных моментов (сил), не может обеспечить надежное качество регулирования торможения автопоезда из-за того, что не исключает ударных явлений между звеньями поезда. Поэтому информация о силовом взаимодействии звеньев поезда – важный и необходимый источник информации для формирования качественного сигнала регулирования торможения.

Задача повышения эффективности торможения и устойчивости движения автопоездов при торможении требует разработки датчиков электрических сигналов для измерения сил взаимодействия между звеньями поезда, которые должны быть установлены в шарнирной связи звеньев поезда.

Способ управления торможением автопоезда схематично представлен на рисунке 6.8 в виде остова тягача *А*, остова полуприцепа *Б*, датчиков измерения тормозных моментов (сил) и боковых реакций колес 1, 2, 3, приводов колесных тормозов 5, 6, 7, приводов тягача 8 и прицепа 9. Звенья автопоезда – тягач и полуприцеп – связаны между собой шарниром 4.

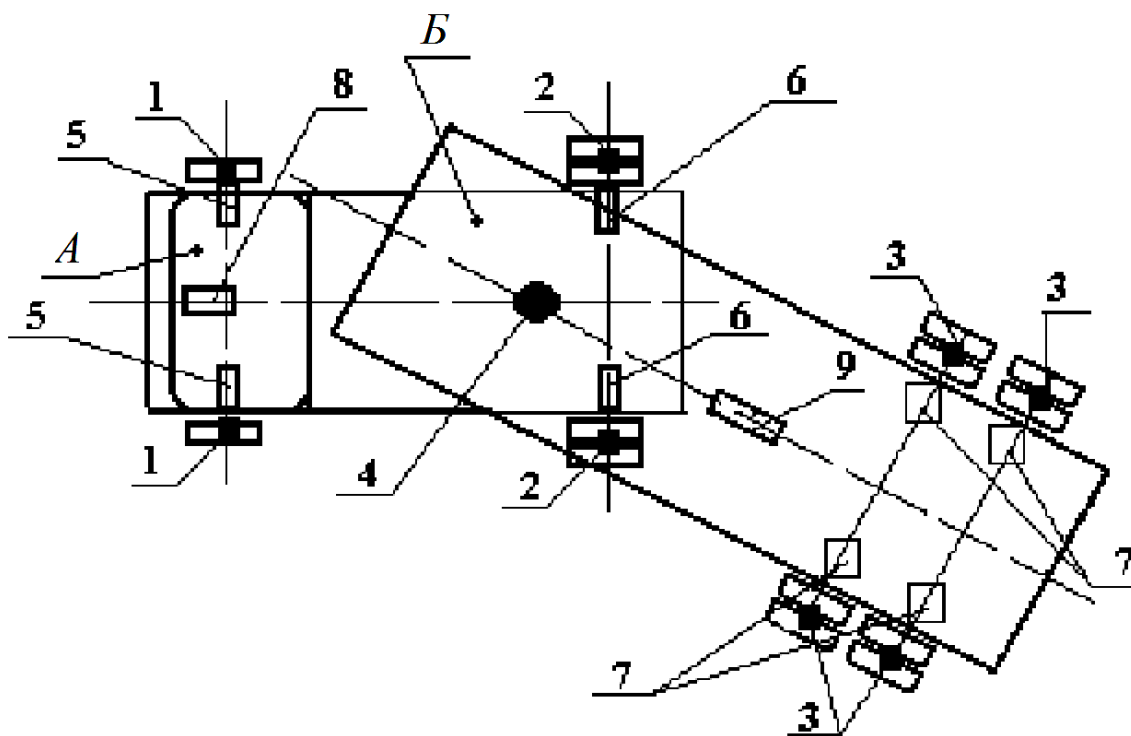


Рисунок 6.8 – Местоположение источников первичной информации на седельном автопоезде

Способ регулирования торможения автопоезда реализуется следующим образом. При торможении в контакте колес поезда возникают тормозные моменты (силы) и боковые реакции со стороны опорной поверхности, значения которых измеряются датчиками 1, 2, 3. Максимальные значения тормозных моментов (сил) и боковых реакций ограничены условиями сцепления колес с опорной поверхностью, т. е. зависят от коэффициентов сцепления. Причем коэффициенты сцеплений в боковых направлениях зависят от коэффициентов сцеплений в продольных направлениях колес.

Скольжение колеса относительно опорной поверхности, как показывают экспериментальные данные, характеризуется отрицательными знаками производных сил, действующих в контакте колес с опорной поверхностью. Отрицательный знак производных сил в контакте колеса с опорной поверхностью является критерием формирования сигналов управления, при обнаружении которого выполняются операции автоматического выключения–включения приводов колесных тормозов, прицепа и тягача, т. е. осуществляется периодическая разблокировка тормозящих колес в зависимости от знаков производных сил.

Кроме анализа знаков производных сил, непрерывно определяются направление и модуль силового взаимодействия между звеньями поезда.

Силовое взаимодействие звеньев поезда можно установить с помощью датчика сил, размещенного в шарнирной связи 4 поезда.

В процессе торможения осуществляется непрерывное измерение сил  $P_i$  и знаков их производных сил в контакте колес с опорной поверхностью с помощью датчиков 1, 2, 3. Если знак производной какой-либо силы, действующей на колесо поезда, меньше нуля, то подается команда на отключение привода колесного тормоза 5 или 6, 7, т. е. происходит разблокировка колес. В последующем производится анализ знака силового взаимодействия  $N$  между звеньями поезда. Если  $N \geq 0$ , то это означает, что имеет место силовое воздействие на тягач со стороны полуприцепа (прицепа). Модуль силового воздействия  $|N|$  на тягач не должен превышать наперед заданного значения  $|N_d|$ , в противном случае возможен «наезд» полуприцепа (прицепа) на тягач, что в дальнейшем повлечет за собой складывание звеньев поезда. Вероятность складывания звеньев возрастает, если масса полуприцепа (прицепа) превышает массу тягача. Таким образом, если  $|N| \geq |N_d|$ , то подается команда на отключение привода тормозов тягача 8, т. е. происходит разблокировка всех колес тягача.

Если  $N \leq 0$ , то это означает, что имеет место раннее торможение полуприцепа (прицепа). В этом случае при возникновении значительного модуля растягивающего усилия может наблюдаться также складывание звеньев поезда. Таким образом, при  $|N| \geq |N'_D|$  подается команда на отключение привода тормозов полуприцепа 9. Отметим, что  $N_D$  и  $N'_D$  могут быть и не равны между собой, т. к. массы тягача и полуприцепа (прицепа) различны. В идеале величины  $N_D$  и  $N'_D$  должны быть по модулю близки к нулю.

Операция автоматического выключения–включения приводов тягача и полуприцепа (прицепа) происходит в течение всего процесса торможения поезда и прекращается при обнаружении положительных знаков производных сил в контакте колес с опорной поверхностью, при этом в шарнирной связи 4 обеспечиваются значения заданных модулей сил  $N_D$  и  $N'_D$ .

Таким образом, источник первичной информации для автоматического регулирования тормозными приводами тягача и прицепа может быть реализован в шарнире 4, связывающем звенья поезда, т. к. именно усилия в шарнире характеризуют силовое взаимовлияние звеньев.

В качестве дополнительного источника информации для САБ автопоезда в целях повышения устойчивости движения АТС при торможении предлагается анализ сил взаимодействия в пальце седельного устройства или шкворня прицепа. Рассмотрим возможность применения новой информации для совершенствования процесса торможения седельного автопоезда.

Эффективность САБ АТС автопоезда оценивается максимальным использованием коэффициентов сцепления колес с опорной поверхностью и исключением складывания звеньев поезда. На рисунке 6.9 приведен алгоритм, реализующий предлагаемый способ управления торможением автопоезда.

Таким образом, рекомендуемый способ регулирования позволит решить задачи повышения устойчивости движения и эффективности торможения автопоездов.

Изложенная проблема управления торможением автопоезда актуальна потому, что в настоящее время наблюдается тенденция массового оснащения тягачей магистральных АТС дисковыми тормозными механизмами.

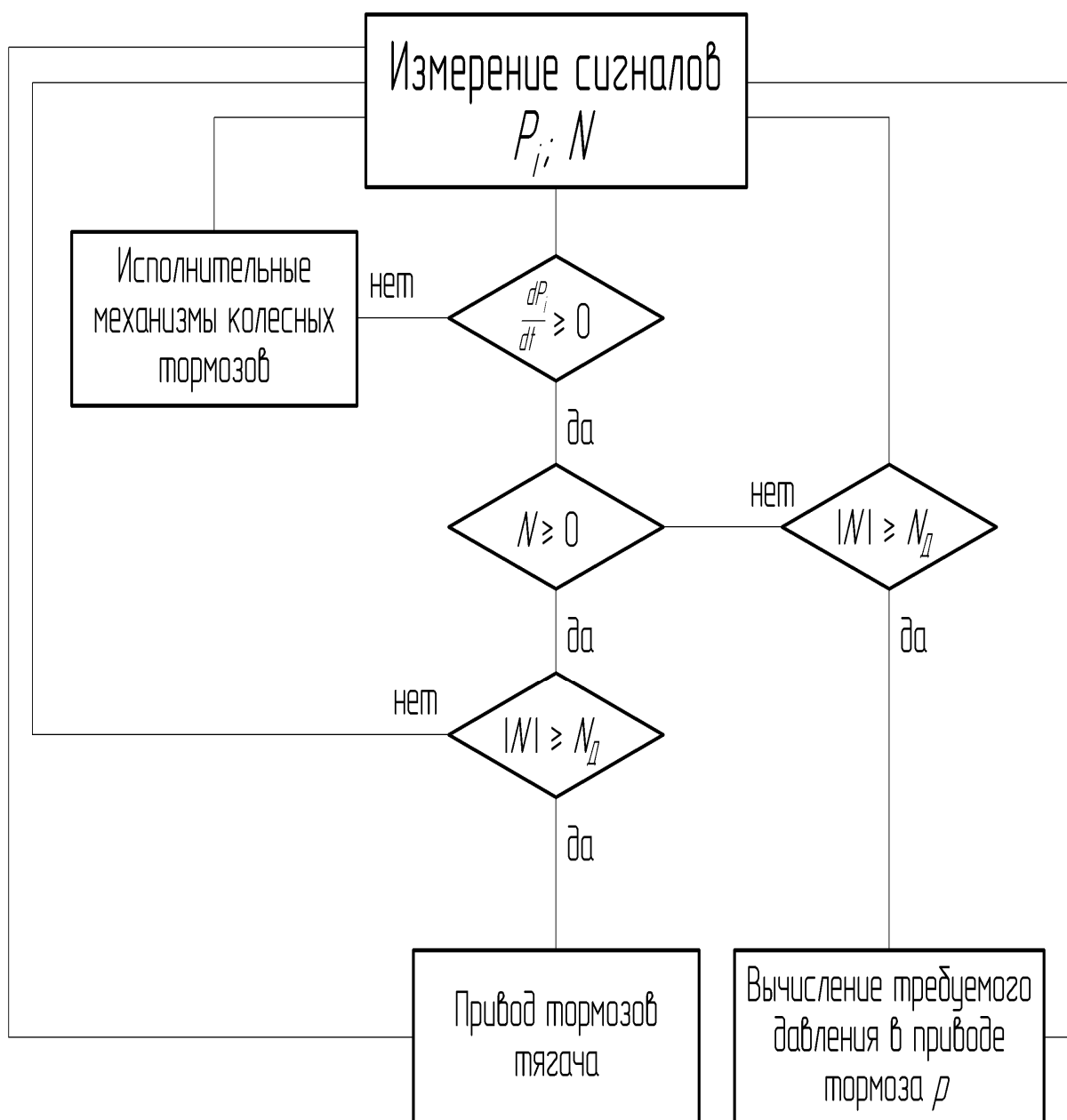


Рисунок 6.9 – Алгоритм управления торможением седельного автопоезда

Установка дисковых тормозов на тягачи может оказать отрицательное влияние на устойчивость движения автопоезда при использовании на прицепах (полуприцепах) барабанных тормозов. Данное утверждение основано на том, что время срабатывания дисковых тормозов меньше, чем барабанных тормозных механизмов. Кроме того, износ тормозных накладок прицепа (полуприцепа) происходит гораздо интенсивнее, чем у тормозных колодок тягача, а следовательно, время срабатывания тормозов прицепа (полуприцепа) увеличивается по сравнению с тягачом.

В результате прицеп (полуприцеп), обладая большей массой, чем тягач, имеет и большую кинетическую энергию, что может вызвать значительное ударное воздействие на тягач при торможении поезда, последствием которого может быть складывание звеньев автопоезда.

Таким образом, проблема, которая имела противоречивые толкования, может быть решена более определенно – путем непосредственного измерения сил в контакте колес АТС с опорной поверхностью и сил в шарнирном пальце седельного устройства автопоезда.

### ***6.3 Проблемы диссипации кинетической энергии АТС в тормозных механизмах***

Известные типы колесных тормозных механизмов – это барабанные и дисковые тормоза, которые широко используются на грузовых и легковых автомобилях и в самолетах. Тормозные колодки обычно установлены на суппорте, а сам суппорт, в свою очередь, неподвижно связан с подрессоренной или неподрессоренной массой транспортного средства. Типовой колесный тормозной механизм имеет подвижный элемент (барабан, диск), связанный с колесом машины. Кроме того, в любом типовом тормозе содержатся разжимные (сжимные) устройства, предназначенные для создания сил трения во фрикционной паре. Возникающий момент трения между поверхностями фрикционного и подвижного элементов тормоза представляет собой формируемый момент. В свою очередь, формируемый тормозной момент в тормозе воздействует на колесо транспортного средства, вызывая тем самым появление реакции связи (тормозной силы) в контакте колеса с опорной поверхностью, которая создает на колесе тормозной момент. Величина тормозного момента ограничена коэффициентом сцепления колеса с опорной поверхностью и нормальной реакцией, приходящейся на колесо. Величина коэффициента зависит от физико-механических свойств опорной поверхности и находится в пределах от 0,1 до 0,85. Недостатком типовых колесных тормозных механизмов является то, что момент трения, формируемый в механизме тормоза оператором транспортного средства, зачастую превышает момент по сцеплению. Нередко это случается при экстренном торможении АТС. В результате происходит блокировка тормозящего колеса и, как следствие, скольжение его пятна контакта относительно опорной поверхности. При этом коэффициенты сцеплений в продольном и боковом направлениях колеса претерпевают падение. В итоге наблюдается потеря устойчивости движения транспортного

средства и эффективности торможения. Другим недостатком известных тормозных механизмов является то, что в режимах экстренного торможения транспортного средства, как правило, рассеивание кинетической энергии происходит не в самом механизме, а в контакте колеса с опорной поверхностью. Таким образом, эффективность функционирования любого тормозного механизма может быть оценена по его способности преобразовывать кинетическую энергию транспортного средства в работу трения в самом тормозном механизме за наикратчайший интервал времени. Отметим, что при служебном торможении процесс преобразования кинетической энергии в тепловую проявляется наиболее ярко, но не может выступать мерой эффективности торможения машины, т. к. время рассеивания энергии может быть продолжительным.

При экстренном торможении обычно происходит формирование максимального момента в тормозе, работа трения в механизме осуществляется в небольшом интервале времени, а основная часть энергии рассеивается в контакте колеса с опорной поверхностью. Поэтому эффективность тормоза, по критерию рассеивания энергии в тормозе, мизерная.

Для выяснения принципиальной возможности рассеивания кинетической энергии в тормозе рассмотрим особенности работы пар трения в типовом колесном тормозном механизме.

Работа трения в механизме, кроме величины формируемого момента, определяется скоростью скольжения поверхностей трения, которая, в свою очередь, определяется угловой скоростью вращения колеса в силу того, что тормозная колодка с фрикционной накладкой имеет относительную неподвижность, т. к. она установлена на суппорте. Следовательно, в случае экстренного торможения транспортного средства по поверхности с достаточно высоким значением коэффициента сцепления работа трения в тормозном механизме происходит только лишь в коротком интервале времени, что связано со скоростью срабатывания привода. Если же коэффициент сцепления имеет малое значение, например, торможение машины по гололеду или снегу, то работа трения в механизме практически отсутствует. Кроме того, во время торможения транспортного средства по поверхности с резко пониженным коэффициентом сцепления (гололед, снег) оператор машины не всегда правильно производит субъективную оценку, и формируемый момент зачастую превышает тормозной момент по сцеплению, поэтому блокировка колес становится неизбежной. При экстренном торможении формирование максимального момента в тормозе происходит за десятые доли секунды, поэтому для следящего регули-

рования торможения необходимы системы автоматического регулирования.

Анализ существующих методов расчета тормозных механизмов показывает, что они рассчитываются исходя из возможности реализации максимального момента по сцеплению колес с опорной поверхностью (иногда в расчетах принимают коэффициент сцепления, равный единице). В то же время для достижения максимального эффекта торможения формируемый в тормозном механизме момент должен быть непрерывно «согласован» с характеристикой опорной поверхности. Указанное соответствие стараются обеспечить с помощью автоматических систем регулирования процесса торможения машин, например АБС.

Таким образом, проблема заключается в создании условия, при котором максимальная часть кинетической энергии массы тормозящего транспортного средства превращается в работу трения в самом тормозном механизме.

Для создания тормоза с максимальной диссипацией кинетической энергии необходимо устройство измерения тормозного момента, включенного в его конструкцию.

#### ***6.4 Дисковый тормоз, адаптивный к САБ АТС***

Преимуществами дискового тормоза, по сравнению с барабанным, являются быстрое действие, эффективность и линейная характеристика изменения тормозного момента; недостаток – плохая герметичность и большие удельные давления, приходящиеся на фрикционные накладки, которые и определяют его малый срок эксплуатации.

Наиболее значимым недостатком тормоза является то, что в тормозе отсутствует источник информации, т. е. датчик измерения тормозного момента, фактически реализуемого колесом, который позволил бы непрерывный контроль состояния опорной поверхности в процессе торможения машины, тем самым осуществляя «дозирование» формируемого момента в соответствии с характеристикой поверхности.

Следовательно, возникает проблема создания такой конструкции тормоза, который смог обеспечить в начальной стадии экстренного торможения гашение части кинетической энергии тормозящего транспортного средства.

Как один из вариантов, можно предложить преобразование кинетической энергии в потенциальную с помощью включения в тормоз упругих элементов, тем самым исключая начальную блокировку колеса. Кроме



того, при включении упругих элементов можно решить проблему информативности параметров торможения, позволяющую осуществить автоматизацию регулирования процесса торможения колесного транспортного средства.

Наконец, проблема повышения срока службы фрикционных элементов за счет снижения удельного давления на поверхности пар трения при обеспечении расчетного тормозного момента.

Для решения вышеизложенных проблем был предложен один из вариантов дискового тормоза для полуприцепа МАЗ-520А. Согласно рассматриваемому варианту дисковый тормоз содержит тормозной диск, суппорт, исполненный в виде дисков с фрикционными элементами, установленных на ступице колеса, с ограничением возможности вращения и способностью перемещения вдоль оси вращения колеса. Исполнительные цилиндры размещены на неподвижно закрепленном на полуоси внутреннем суппорте, с возможностью углового перемещения установлен внешний суппорт, между ними находятся упругие элементы, в одном из которых расположен датчик фактически реализуемого колесом тормозного момента, возникающего между фрикционными накладками и тормозным диском, неподвижно прикрепленным к тормозному барабану и ступице колеса, причем фрикционные накладки жестко закреплены на торцах поршней, имеющих форму колец и перемещающихся по направляющим шлицам внешнего суппорта, установленных в кольцевых полостях исполнительных цилиндров, закрепленных по обоим торцам внешнего суппорта.

На рисунке 6.10 представлена ось полуприцепа в сборе с дисковым тормозом.

Дисковый тормоз размещается непосредственно на оси, состоящей из трубы оси 1, полуоси 2, втулки 6, ступицы 7, крышки манжеты 8 и манжеты 9. Собственно дисковый тормозной механизм содержит барабан 10, прикрепленный с одной стороны болтами 18 к ступице 7 колеса транспортного средства. С другой стороны к барабану 10 прикреплен болтами 17 тормозной диск 26. С обеих сторон тормозного диска 26 размещены фрикционные накладки 27, прикрепленные винтами 28 к поршням 20, расположенным с уплотнительными кольцами 21 и 22 в полостях исполнительных цилиндров 19. При этом поршни 20 контактируют боковыми поверхностями пазов по направляющим, находящимся на внешней поверхности суппорта 29. В свою очередь, исполнительные цилиндры 19 прикреплены болтами 16 к обоим торцевым поверхностям внешнего суппорта 29. Суппорт 29 расположен на внутреннем суппорте 30

с возможностью углового перемещения. При этом между внешним 29 и внутренним 30 суппортами в специальных пазах размещены пружины 31, внутри одной из которых установлен датчик 34 фактически реализуемого тормозного момента.

При торможении рабочее тело под давлением поступает через штуцер 23 в полости исполнительных цилиндров 19. Вследствие нарастания давления поршни 20, перемещаясь по направляющим шлицам внешнего суппорта 29, сжимают вращающийся тормозной диск 26, связанный со ступицей колеса 7.

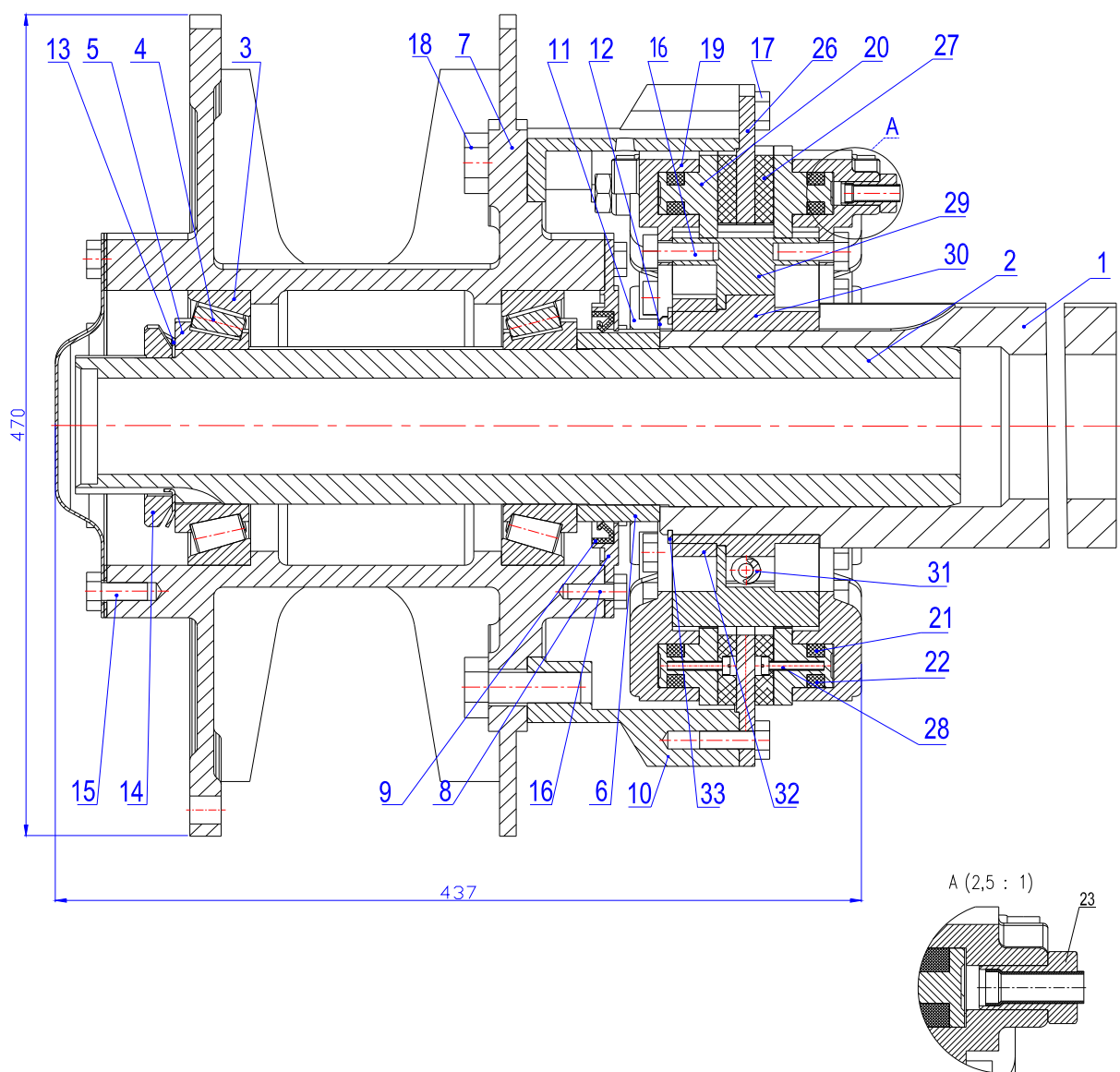


Рисунок 6.10 – Общий вид дискового тормоза полуприцепа МА3-520А с устройством измерения тормозного момента

Возникающий в месте контакта фрикционной накладки 27 и тормозного диска 26 момент трения воспринимается внешним суппортом 29, который имеет возможность углового перемещения относительно неподвижного внутреннего суппорта 30.

При этом часть кинетической энергии транспортного средства преобразуется в потенциальную энергию упругосжатых пружин 31, и поворот внешнего суппорта 29 относительно внутреннего суппорта 30 вызывает уменьшение первоначального зазора  $\Delta$  (рисунок 6.11).

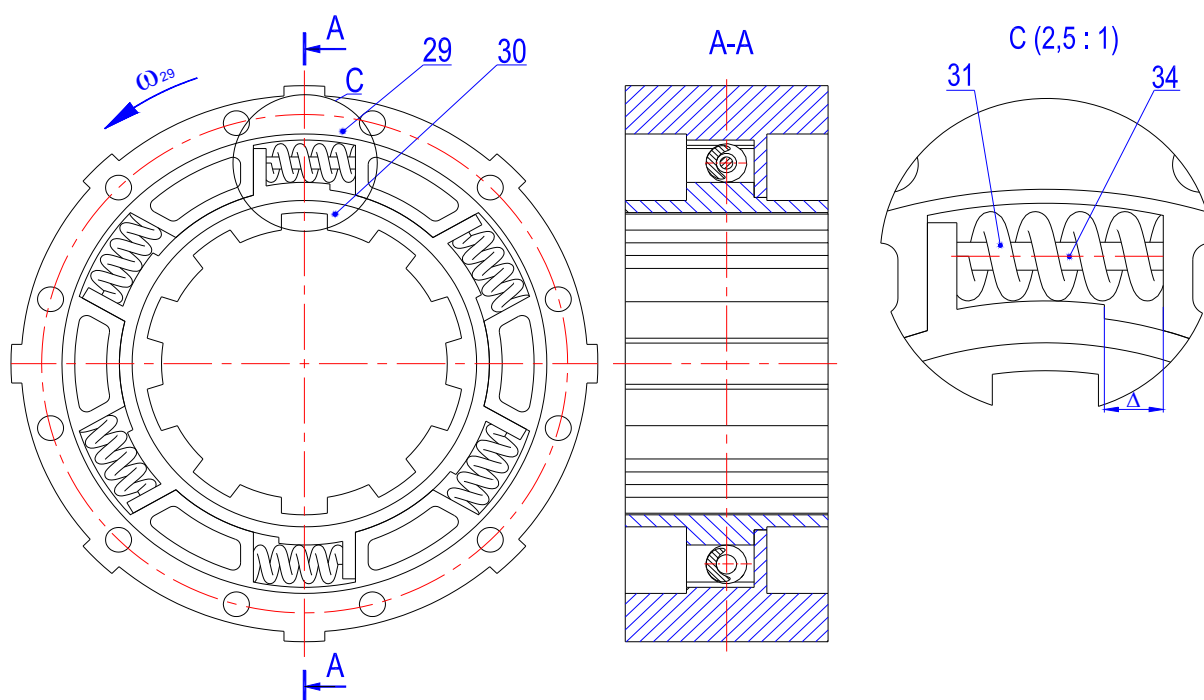


Рисунок 6.11 – Внешний суппорт тормоза с датчиком измерения тормозного момента

Остальная часть кинетической энергии преобразуется в работу трения в контакте колеса с опорной поверхностью дороги. Изменение величины зазора  $\Delta$  регистрируется датчиком 34. При известных упругих характеристиках пружин 31 и геометрических параметрах тормозного механизма возможно определение фактически реализуемого колесом тормозного момента.

При растормаживании давление рабочего тела в исполнительных цилиндрах 19 снижается, за счет потенциальной энергии упругодеформированных уплотнительных колец 21 и 22 поршни 20 с фрикционными накладками 27 перемещаются от тормозного диска 26. Между поверх-

ностями тормозного диска 26 и фрикционными накладками 27 образуется зазор. При этом сила сжатия фрикционных накладок к тормозному диску уменьшается, упругодеформированные пружины 31 возвращают внешний суппорт 29 в исходное положение, восстанавливая первоначальный зазор  $\Delta$ .

На рисунке 6.12 представлены элементы дискового тормоза.



Рисунок 6.12 – Элементы конструкции нового дискового тормоза полуприцепа МАЗ с устройством измерения тормозного момента

## Заключение

Результаты теоретических и экспериментальных исследований позволили сделать следующие выводы.

1 Установлено, что тормозные моменты (силы) при экстренном торможении АТС подчиняются регулярной закономерности их изменения и характеризуются отрицательными знаками производных от моментов (сил) по времени.

2 Скольжение колеса в боковом направлении характеризуется отрицательным знаком производных от боковых сил по времени, который может быть положен в основу новых, более эффективных алгоритмов управления АТС на силовом анализе.

3 Устройства измерения тормозного момента для барабанных и дисковых тормозных механизмов, содержащие высокочувствительные дат-

чики электрических сигналов, пропорциональных фактически реализуемым колесам тормозных моментов, можно использовать в САБ АТС на силовом анализе.

4 Алгоритм управления торможением седельного автопоезда, исключая складывание его звеньев при экстренных торможениях, требует использования нового источника информации, представляющего датчик измерения сил в сцепном устройстве автопоезда.

5 Обобщенный алгоритм управления движением колесных машин в тормозном, тяговом и транспортном режимах, включающий управление подвеской и системой стабилизации корпуса колесной машины, алгоритм следящего регулирования процесса торможения машины, силовой принцип функционирования стендов испытаний АБС и ПБС, алгоритм управления движением седельного автопоезда являются основой перспективных исследований в области создания совершенных САБ АТС.

## Список литературы

1 **Ким, В. А.** Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа : монография / В. А. Ким. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 346 с.

2 **Сазонов, И. С.** Динамическое регулирование режимов движения полноприводных колесных машин / И. С. Сазонов. – Минск : БГПА, 2001. – 185 с.: ил.

3 Bosch. Автомобильный справочник : пер. с англ. – М. : За рулем, 2000. – 896 с.

4 Способ регулирования торможением автопоезда / И. С. Сазонов [и др.] // Автоэлектроника за рубежом : информ. сб. – М., 1992. – Вып. 1. – С. 76–88.

5 **Вонг, Дж.** Теория наземных транспортных средств / Дж. Вонг. – М. : Машиностроение, 1982. – 282 с.

6 **Гоздек, В. С.** Об уравнениях качения упругой шины / В. С. Гоздек // Ученые записки ЦАГИ. – 1970. – № 4. – С. 84–91.

7 **Гируцкий, О. И.** Электронные системы управления агрегатами автомобиля / О. И. Гируцкий, Ю. К. Есеновский-Лашков, Д. Г. Поляк. – М. : Транспорт, 2000. – 213 с.

8 **Гуськов, В. В.** Оптимизация буксования ведущих колес трактора / В. В. Гуськов, В. А. Ким ; под ред. С. И. Назарова // Механизация сельского хозяйства : сб. науч. тр. – Минск, 1976. – Вып. 13. – С. 128–132.

9 **Гуськов, В. В.** Теория трактора / В. В. Гуськов. – М. : Машиностроение, 1982. – 183 с. : ил.

10 **Дюбек, К. Л.** Исследование и устранение высокочастотных вибраций, возникающих при работе колесных тормозных механизмов / К. Л. Дюбек, И. А. Левин, Л. Т. Гапоян // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 7. – С. 16–18.

11 **Диваков, А.** Lanceг на тропе войны / А. Диваков, Л. Голованов // Авторевю. – 2000. – № 7. – С. 33–35.

12 Динамика системы «дорога – шина – автомобиль – водитель» / А. А. Хачатуров [и др.] ; под ред. А. А. Хачатурова. – М. : Машиностроение, 1976. – 535 с. : ил.

13 **Добронровов, В. В.** Основы механики неголономных систем / В. В. Добронровов. – М. : Высш. шк., 1970. – 188 с.

14 **Жуков, А. В.** Оценка поперечно-угловых колебаний двухосного прицепа с учетом нелинейности характеристик подвески / А. В. Жуков,

Ю. Ю. Беленький // Автомобильная промышленность. – 1971. – № 12. – С. 12–14.

15 **Закин, Я. Х.** Эксплуатация грузовых автомобильных поездов / Я. Х. Закин. – М. : Автотрансиздат, 1962. – 535 с. : ил.

16 **Кадолко, Л. И.** Влияние микропрофиля дороги и параметров седельного автопоезда на его устойчивость против бокового заноса / Л. И. Кадолко, А. В. Жуков // Автомобильная промышленность. – 1976. – № 6. – С. 21–23.

17 **Кадаков, М.** Renault Scenic RX4. Почти внедорожник / М. Кадаков // Авторевю. – 2000. – № 1. – С. 4.

18 **Кацыгин, В. В.** Анизотронное качение колеса / В. В. Кацыгин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1968. – № 12. – С. 12–16.

19 **Келдыш, М. В.** Шимми переднего колеса трехколесного шасси / М. В. Келдыш // Тр. ЦАГИ. – 1945. – № 564. – С. 33.

20 **Ким, В. А.** Исследование курсового движения тракторного поезда в составе колесного трактора класса 14 Кн, одноосного и двухосного прицепов : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / В. А. Ким. – Минск, 1977. – 157 л.

21 **Ким, В. А.** Стенд для контроля качества АБС и ПБС / В. А. Ким // Автомобильная промышленность. – 2003. – № 2. – С. 31–33.

22 **Ким, В. А.** Электронный блок формирования сигналов управления торможением колесной машины / В. А. Ким // Вестн. МГТУ. – 2003. – № 2. – С. 87–90.

23 **Ким, В. А.** Уравнения движения седельного автопоезда для исследования нагружения шарнирного пальца седельного устройства / В. А. Ким, А. А. Полунгян // Вестн. Москов. гос. техн. ун-та им. Баумана. Транспортные и строительные машины. – 2003. – № 4. – С. 54–58.

24 **Ким, В. А.** Критерии оценки устойчивости движения автомобиля / В. А. Ким // Автомобильная промышленность. – 2003. – № 5. – С. 12–14.

25 **Ким, В. А.** Практическая реализация новых источников информации для АБС / В. А. Ким // Автомобильная промышленность. – 2000. – № 8. – С. 16–17.

26 Новый принцип формирования сигналов управления торможением АТС / В. А. Ким [и др.] // Автомобильная промышленность. – 1999. – № 6. – С. 19–22.

27 Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз [и др.] ; под ред. В. И. Кнороза. – М. : Транспорт, 1976. – 240 с. : ил.

28 **Литвинов, А. С.** Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 415 с. : ил.

29 **Лурье, А. И.** Аналитическая механика / А. И. Лурье. – М. : Физматгиз, 1961. – 824 с. : ил.

30 **Неймарк, Ю. Н.** Динамика неголономных систем / Ю. Н. Неймарк, Н. А. Фуфаев. – М. : Наука, 1967. – 520 с. : ил.

31 **Нефедьев, Я. Н.** Конструкции и характеристики электронных антиблокировочных систем зарубежных фирм / Я. Н. Нефедьев. – М. : НИИАВТОПРОМ, 1979. – 60 с.

32 **Нефедьев, Я. Н.** Теория, разработка и исследование унифицированной системы автоматического управления антиблокировочным торможением грузовых автотранспортных средств : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03 / Я. Н. Нефедьев. – М., 1987. – 307 л.

33 Antiskid braking systems : пат. 1296494 Великобритания, МКИ 60 Т 8/00 / Daimler-Benz AG. ФРГ. – № 95742105 ; заявл. 01.03.70 ; опубл. 21.03.72. – 1972. – № 45. – 18 с. : ил.

34 Противоблокировочная тормозная система транспортного средства : пат. 1408 (BY), МКИ<sup>6</sup> В60Т 8/52 / Р. И. Фурунжиев, В. А. Ким. – № 388 ; заявл. 01.07.93 ; опубл. 16.12.96. – 1996. – № 27. – 3 с. : ил.

35 Противоблокировочное устройство транспортного средства: пат. 1415 (BY), МКИ<sup>6</sup> В 60 Т 8/52 / В. А. Ким, В. П. Лобах, Ф. А. Ким, В. А. Ким, В. С. Портасенок, Р. И. Фурунжиев. – № 950073 ; заявл. 16.02.95 ; опубл. 16.12.96. – 1996. – № 12. – 4 с. : ил.

36 Стенд для испытания колесных транспортных средств : пат. 1903 (BY), МКИ<sup>6</sup> G 01 М 17/00 / Р. И. Фурунжиев, В. А. Ким. – № 2013 ; заявл. 30.06.94 ; опубл. 30.12.97. – 1997. – № 15. – 3 с. : ил.

37 Испытательный стенд : пат. 2034729 (RU), МКИ<sup>6</sup> В 60 Т 17/22 / В. А. Ким, Г. И. Мамити, В. П. Лобах, А. М. Скребунов, В. А. Тепляков. – № 4945574/11 ; заявл. 14.06.91 ; опубл. 10.05.95. – 1995. – № 13. – 4 с. : ил.

38 Способ управления антиблокировочной системой торможения транспортного средства : пат. 2103191 (RU), МКИ<sup>6</sup> В 60 Т 8/52 / В. П. Лобах, Г. В. Бочкарев, В. А. Ким, В. С. Портасенок, Р. И. Фурунжиев. – № 96119735/11 ; заявл. 27.09.96 ; опубл. 27.01.98. – 1998. – № 3. – 4 с. : ил.

39 Способ регулирования режимов движения мобильных машин : пат. 2125517 (RU), МКИ<sup>6</sup> В 60 К 41/ 00, В 60 Т 1/02 / В. А. Ким. – № 97119963/28 ; заявл. 03.12.97 ; опубл. 27.01.99. – 1999. – № 3. – 18 с. : ил.

40 Устройство измерения тормозного момента : пат. 2131365 (RU), МКИ<sup>6</sup> В 60 Т 8/52, G 01 L 5/28 / Г. В. Бочкарев, В. А. Ким, Ф. А. Ким, В. С.



Портасенок, Р. И. Фурунжиев. – № 97109779/28 ; заявл. 13.06.97 ; опубл. 10.06.99. – 1999. – № 16. – 6 с. : ил.

41 Способ управления антиблокировочной системой торможения транспортного средства : пат. 3439 (BY), МКИ<sup>6</sup> В 60 Т 8/52 / В. П. Лобах, Г. В. Бочкарев, В. А. Ким, Ф. А. Ким, В. С. Портасенок, Р. И. Фурунжиев. – № 960342 ; заявл. 03.07.96 ; опубл. 30.06.2000. – 2000. – № 17. – 5 с. : ил.

42 Anti-skid brake : пат. 3651900 США, МКИ В 60 Т 8/16 / Feikema Orville A. (США). – № 5734218 ; заявл. 28.03.72 ; опубл. 12.05.74. – 1974. – № 101. – 24 с. : ил.

43 Anti-skid system and method : пат. 3743361 США, МКИ В 60 Т 8/10 / George Vieth, Jr. (CLLIA) ; Diamond Squared Industries, Inc., Phoenix. – № 587604; заявл. 3.07.73; опубл. 27.02.75. – 1975. – № 405. – 17 с. : ил.

44 Anti-lock Brake Control System : пат. 4.822.113 США, МКИ В 60 Т 8/58 / A. Kade, Н. G. Hopkins, М. А. Salman (США) ; BOEING. – № 784609 ; заявл. 14.03.72 ; опубл. 11.08.74. – 1974. – № 405. – 21 с. : ил.

45 Способ регулирования режимов движения мобильных машин : пат. 2125517 (RU), МКИ<sup>6</sup> В 60 К 41/ 00, В 60 Т 1/02 / В. А. Ким. – № 97119963/28 ; заявл. 03.12.97 ; опубл. 27.01.99. – 1999. – № 3. – 18 с. : ил.

46 Способ управления антиблокировочной системой торможения транспортного средства : пат. 98/01332 (WO), МКИ<sup>6</sup> В 60 Т 8/52 / В. А. Ким, Ф. А. Ким, В. С. Портасенок, Р. И. Фурунжиев, В. П. Лобах, Г. В. Бочкарев. – № РСТ/ВУ96/00005 ; заявл. 29.07.96 ; опубл. 15.01.98. – 1998. – № 01332. – 2 с. : ил.

47 Тормоз колесного транспортного средства с устройством измерения тормозного момента : пат. на пол. модель № 936 (BY) / В. А. Ким, В. Д. Рогожин, И. С. Сазонов, А. А. Поляков, В. М. Карташев, И. В. Козловский. – № 20020348 ; заявл. 22.11.2002 ; опубл. 30.09.2003. – 2003. – 5 с.

48 **Правила № 13 ЕЭК ООН.** Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и О в отношении торможения. – Минск : Госстандарт, 2010. – 279 с.

49 **Петрушов, В. А.** Сопротивление качению автомобилей и автопоездов / В. А. Петрушов, С. А. Щуклин, В. В. Московкин. – М. : Машиностроение, 1975. – 224 с.

50 **Пирковский, Ю. В.** Сопротивление качению многоприводных автомобилей и автомобильных поездов по твердым дорогам и деформируемому грунту / Ю. В. Пирковский – М. : Машиностроение, 1974. – 399 с.

51 **Полунгян, А. А.** Методы учета рассеяния энергии в механических системах при полигармонических возмущающих воздействиях (продолжение) / А. А. Полунгян, А. Б. Фоминых // Вестн. машиностроения. – 1990. – № 7. – С. 37–39.

52 **Полунгян, А. А.** Модель взаимодействия эластичного колеса с неровной поверхностью / А. А. Полунгян, А. Б. Фоминых // Изв. вузов. Машиностроение. – 1984. – № 3. – С. 98–101.

53 **Ревин, А. А.** Автомобильные автоматизированные тормозные системы : техническое решение, теория, свойства / А. А. Ревин. – Волгоград : Изд-во Ин-та качеств, 2002. – 320 с.

54 **Ревин, А. А.** Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения / А. А. Ревин. – Волгоград : Политехник, 2002. – 369 с.

55 **Рокар, И.** Неустойчивость в механике. Автомобили. Самолеты. Висячие мосты : пер. с фр. / И. Рокар. – М. : Изд-во иностранной литературы, 1959. – 288 с.

56 **Сазонов, И. С.** Стратегия управления полноприводных АТС / И. С. Сазонов // Автомобильная промышленность. – 2000. – № 8. – С.12–13.

57 **Сазонов, И. С.** Оценка состояния физико-механического взаимодействия движителей колесной тяговой машины с опорной поверхностью / И. С. Сазонов, В. А. Ким, О. В. Билык // NOVE SMERY VO VYROBNYCH TECHNOLOGIA CH 99 : zbornik referatov. – Прешов, 1999. – С. 111–115.

58 **Светлицкий, В. А.** Случайные колебания механических систем. Библиотека расчетчика / В. А. Светлицкий. – М. : Машиностроение, 1976. – 16 с. : ил.

59 **Силаев, А. А.** Спектральная теория поддресоривания транспортных машин / А. А. Силаев. – М. : Машиностроение, 1972. – 192 с. : ил.

60 **Скойбеда, А. Т.** Автоматизация ходовых систем колесных машин / А. Т. Скойбеда ; под ред. В. В. Гуськова. – Минск : Наука и техника, 1979. – 280 с.

61 **Фрумкин, А. К.** Современные антиблокировочные и противобуксовочные системы грузовых автомобилей, автобусов и прицепов: обзорная информация / А. К. Фрумкин, А. И. Попов, И. И. Апышев. – М. : ЦНИИТЭИ-автопром, 1990. – 56 с.

62 **Чудаков, Е. А.** Качение автомобильного колеса / Е. А. Чудаков. – М. – Л. : Изд-во АН СССР, 1948. – 200 с. : ил.

63 Электронная система стабилизации движения ESP // Автомобилестроение за рубежом. – 1998. – № 11. – С. 16–17.

64 **Эллис, Д. Р.** Управляемость автомобиля : пер. с англ. / Д. Р. Эллис. – М. : Машиностроение, 1975. – 215 с. : ил.

65 **Springer, H.** Zur Auslegung der Lenkgeometrie von Nutzfahrzeugen / H. Springer, H. Ecker, V. Kim // Automobil-Industrie. – 1982. – № 2. – P. 217–221.

66 **Bakker, E.** A new tire model with an application in vehicle dynamic studies / E. Bakker, H.B. Pacejka, L. Lidner // SAE Technical Paper Series, № 890087. – Warrendalle, 1989. – 13 p.

67 Алгоритм системы активной безопасности двухколесной мобильной машины / А. С. Мельников [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 4. – С. 40–50.

68 **Василевский, В. И.** Концепция создания бортовой системы диагностики тормозов магистральной АТС / В. И. Василевский // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 1. – С. 11–17.

69 **Василевский, В. И.** Алгоритм бортовой диагностики тормозов магистральной АТС / В. И. Василевский // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 1. – С. 5–10.

70 **Василевский, В. И.** Структуры управления тормозами АТС с АБС и оценка их эксплуатационных качеств / В. И. Василевский // Вестн. МГТУ. – 2003. – № 1. – С. 31–33.

71 Управление движением колесных машин на основе измерения и анализа силовых факторов / И. С. Сазонов [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2012. – № 3. – С. 177–188.

72 **Сазонов, И. С.** Уравнение кинематических связей качения упругого пневматика по недеформируемой опорной поверхности / И. С. Сазонов, В. А. Ким, К. Й. Чой // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 24–25 апр. 2014 г. – Могилев, 2014. – С. 244–245.

73 Способы гашения низкочастотных колебаний на сиденье водителя колесного трактора / И. С. Сазонов [и др.] // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 24–25 апр. 2014 г. – Могилев, 2014. – С. 246–247.

74 Методы исследования динамики разгона колесного трактора / И. С. Сазонов, В. А. Ким, К. Й. Чой, П. А. Амельченко, А. Г. Стасилевич // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 24–25 апр. 2014 г. – Могилев, 2014. – С. 248–249.

75 Математические модели динамики разгона колесного трактора / И. С. Сазонов, В. А. Ким, К. Й. Чой, П. А. Амельченко // Вестн. Белорус.-

Рос. ун-та. – 2014. – № 4. – С. 71–79.

76 Гашение низкочастотных колебаний на сиденье водителя колесного трактора / И. С. Сазонов, В. А. Ким, К. Й. Чой, Н. П. Амельченко, О. В. Билык, С. Ю. Билык // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 4. – С. 60–70.

77 **Сазонов, И. С.** Уравнение кинематических связей качения колеса и методы экспериментального определения их коэффициентов / И. С. Сазонов, В. А. Ким, К. Й. Чой // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 4. – С. 100–108.

78 Электронная система стабилизации движения ESP // Автостроение за рубежом. – 1998. – № 11. – С. 16–17.

79 **Лапшин, С. А.** Некоторые нагрузки в трансмиссии автомобиля, вызванные работой карданной передачи / С. А. Лапшин // Исследование нагруженности трансмиссии автомобиля и ее деталей : тр. НАМИ. – М., 1965. – Вып. 72. – С. 23–28.

80 **Диваков, А.** По дорогам и без них / А. Диваков, О. Растегаев // Авторевию. – 2000. – № 11. – С. 13–21.

81 **Трепененков, И. И.** Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов / И. И. Трепененков. – М. : Машгиз, 1963. – 230 с.

82 Механизм блокировки межколесного дифференциала транспортного средства : а. с. 852653 СССР, МКИ<sup>2</sup> В 60 К 17/20 / А. Т. Скойбеда, В. В. Яцкевич, И. С. Сазонов. – № 2854348/27-11 ; заявл. 17.12.79 ; опубл. 07.08.81. – 1981. – № 29. – 2 с. : ил.

83 **Андреев, А. Ф.** Дифференциалы колесных машин / А. Ф. Андреев, В. В. Ванцевич, А. Х. Лефаров ; под общ. ред. А. Х. Лефарова. – М. : Машиностроение, 1987. – 176 с. : ил.

84 **Фотин, Р. К.** Некоторые особенности сертификации семейств транспортных средств / Р. К. Фотин // Автомобильная промышленность. – 1999. – № 7. – С. 9–11.

85 Дифференциал свободного хода транспортного средства : а. с. 1481101 СССР, МКИ<sup>3</sup> В 60 К 17/20 / И. С. Сазонов, А. Т. Скойбеда, С. В. Похвалов, Г. А. Таяновский. – № 4285196/31-11 ; заявл. 17.07.87 ; опубл. 23.05.89. – 1989. – № 19. – 2 с. : ил.

86 **Бать, М. И.** Теоретическая механика в примерах и задачах : в 3 т. / М. И. Бать, Г. Ю. Джанелидзе, А. С. Кельзон. – М. : Наука, 1984. – Т. 1 – 504 с.

87 **Бидерман, В. Л.** Автомобильные шины / В. Л. Бидерман. – М. : Гостехиздат, 1963. – 384 с.

88 **Бойков, В. П.** Исследование упругих характеристик тракторных шин для решения задач динамики машинно-тракторных агрегатов : дис. ... канд. техн. наук / В. П. Бойков. – Минск, 1978. – 247 л.

89 **Кнороз, В. И.** Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз. – М. : Транспорт, 1976. – 119 с.

90 **ГОСТ 17607-72.** Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – М. : Стандартгиз, 1972. – 21 с.

91 **Мамити, Г. И.** Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов / Г. И. Мамити. – Минск : Дизайн ПРО, 1997. – 111 с.

92 Способ регулирования торможения автопоезда : пат. 2299140 РФ, МПК6 В 60 Т 8/52, В 60 Т 8/1763 / И. С. Сазонов, А. Т. Скойбеда, В. И. Василевский, Г. В. Бочкарев, В. В. Корсаков, Н. А. Коваленко, В. А. Ким, И. И. Цыганков, Л. Г. Красневский, В. В. Сикорский, В. Д. Рогожин ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 2005132206/11 ; заявл. 18.10.05 ; опубл. 20.05.07 // БИ / Федеральная служба по интеллектуал. собственности. – 2007. – № 14. – 5 с.

93 Способ регулирования торможения автопоезда : пат. 9589 Респ. Беларусь, МПК7 В 60 Т 8/00, В 60 Т 8/52 / И. С. Сазонов, В. А. Ким, А. Т. Скойбеда, В. И. Василевский, Г. В. Бочкарев, В. В. Корсаков, Н. А. Коваленко, И. И. Цыганков, Л. Г. Красневский, В. В. Сикорский, В. Д. Рогожин ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20041020 ; заявл. 11.08.2004 ; опубл. 19.04.2007 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 4. – 4 с.

94 Устройство для измерения деформации шкворня тягово-сцепного устройства седельного автопоезда : пат. 15383 Респ. Беларусь, МПК7 G 01 В 7/14, G 01 В 7/24, G 01 L 7/12 / В. А. Ким, Г. В. Бочкарев, И. С. Сазонов, Г. С. Леневский, А. Т. Скойбеда, Н. Г. Мальцев, В. В. Корсаков, Н. Ф. Пекарь, В. И. Василевский ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20071463 ; заявл. 21.10.2005, опубл. 30.10.2012 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 4. – 4 с.

95 Алгоритм корректировки тормозного момента : а. с. № 1013323 СССР, МКИ<sup>3</sup> D 60 Т/06 / Е. М. Гецович (СССР). – № 15 ; заявл. 02.05.81; опубл 23.04.83. – 1983. – № 27. – 5 с. : ил.

## Оглавление

<b>Введение</b> .....	3
<b>1 Состояние технического уровня современных САБ АТС</b> .....	5
1.1 Алгоритмы современных антиблокировочных систем автотранспортных средств .....	5
1.2 Основы алгоритмов противобуксовочных систем .....	13
1.3 Комбинированные системы САБ АТС (АБС/ПБС).....	19
1.4 Дополнительные опции современных САБ АТС .....	23
1.5 Резюме по оценке качества функционирования современных АБС/ПБС.....	26
1.6 Системы регулирования динамики движения АТС (СРДД, VDC) .....	27
1.7 Выводы .....	42
<b>2 Приводы колесных машин</b> .....	43
2.1 Блокировка межколесного дифференциала .....	52
2.2 Подтормаживание ведущего колеса.....	59
2.3 Теоретическая основа совершенствования алгоритма ПБС.....	66
<b>3 Силы в контакте колес с опорной поверхностью</b> .....	76
3.1 Статические характеристики шин.....	77
3.2 Аналитическое представление сил взаимодействия упругого пневматика с опорной поверхностью .....	81
3.3 Сцепление шин с опорной поверхностью.....	83
3.4 Качение колеса по недеформируемой опорной поверхности .....	92
3.5 Новые уравнения кинематических связей качения колеса по недеформируемой опорной поверхности.....	101
3.6 Выводы.....	114
<b>4 Источники информации САБ АТС на силовом анализе и принципы формирования сигналов управления</b> .....	115
4.1 Аналитическая база алгоритмов современных САБ АТС.....	115

4.2 Источники информации о силах в контакте колес с опорной поверхностью.....	118
4.3 Теоретические основы измерения тормозного момента....	119
4.4 Практическая реализация новых источников информации о силовых факторах.....	126
4.5 Индукционный датчик измерения тормозного момента....	131
4.6 Схемотехническая реализация электронного датчика измерения тормозного момента.....	138
4.7 Стенды испытаний источников информации САБ АТС на силовом анализе .....	146
4.8 Теоретические основы измерения сил в седельно-сцепном устройстве седельного автопоезда и их практическая реализация.....	158
4.9 Структура электронного устройства измерения сил в сцепке седельного автопоезда.....	165
4.10 Результаты экспериментальных исследований сил взаимодействия между звеньями автопоезда в составе тягача МАЗ-64229 и полуприцепа МТМ 9330.....	172
4.11 Выводы .....	178
<b>5 Адаптивный алгоритм САБ АТС на силовом анализе....</b>	<b>180</b>
5.1 Алгоритмы корректировки формируемого тормозного момента .....	181
5.2 Адаптивный алгоритм АБС АТС на силовом анализе.....	188
5.3 Схемотехническая реализация электронного блока управления адаптивного АБС.....	199
5.4 Алгоритм бортовой системы мониторинга процесса торможения магистральной АТС (БСМТ АТС).....	205
5.5 Алгоритм следящего торможения АТС .....	219
<b>6 Перспективные исследования.....</b>	<b>223</b>
6.1 Обобщенный алгоритм САБ АТС.....	223
6.2 Основы алгоритма управления торможением автопоезда.....	233
6.3 Проблемы диссипации кинетической энергии АТС в тормозных механизмах.....	238
6.4 Дисковый тормоз, адаптивный к САБ АТС .....	240
<b>Заключение .....</b>	<b>244</b>
<b>Список литературы.....</b>	<b>246</b>



Научное издание

**Сазонов** Игорь Сергеевич  
**Ким** Валерий Андреевич  
**Чой** Ки-Йонг  
**Котиев** Георгий Олегович

## **ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ САБ АТС НА СИЛОВОМ АНАЛИЗЕ**

Редактор И. В. Голубцова

Художественное оформление обложки Е. С. Фитцова

Технический редактор А. Т. Червинская

Компьютерный дизайн Н. П. Полевничая

Подписано в печать 18.02.2016. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 14,88. Уч.-изд. л. 16,0. Тираж 100 экз. Заказ № 115.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/156 от 24.01.2014.

Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.