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, характеризуемые отрицательными знаками производных тормозных, тяговых сил, превышения нормальных реакций колес и т. д. являются второстепенными.

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

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 остове машины 1; 13 – датчики измерения давлений в рабочих

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

цилиндрах тормозов; 14 – каналы; 15 – блок управления; 16 – датчик для измерения тягового усилия; 17 – электронный блок управления параметрами подвесок машин.

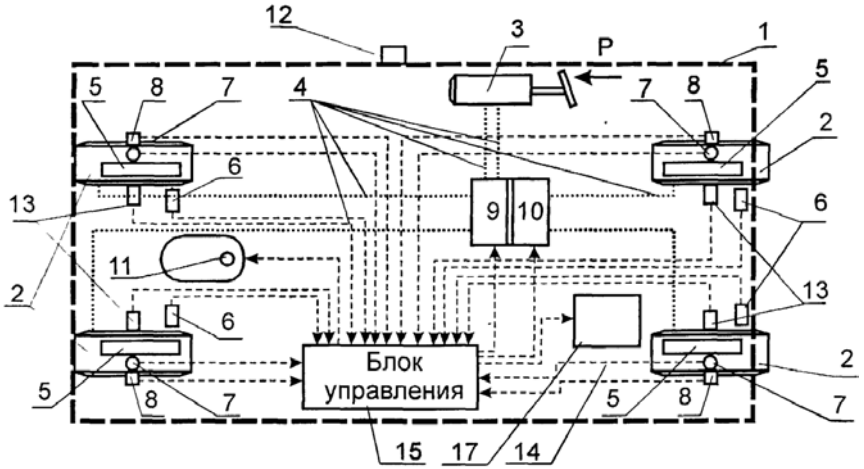


Рисунок 6.1 – Схематичное представление исполнительных механизмов и датчиков САБ на двухосной колесной машине

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 $P_к$, боковая реакция $R_б$, тяговый момент $M_к$ в тяговом режиме движения, в тормозном механизме момент $M_{Тор}$.

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

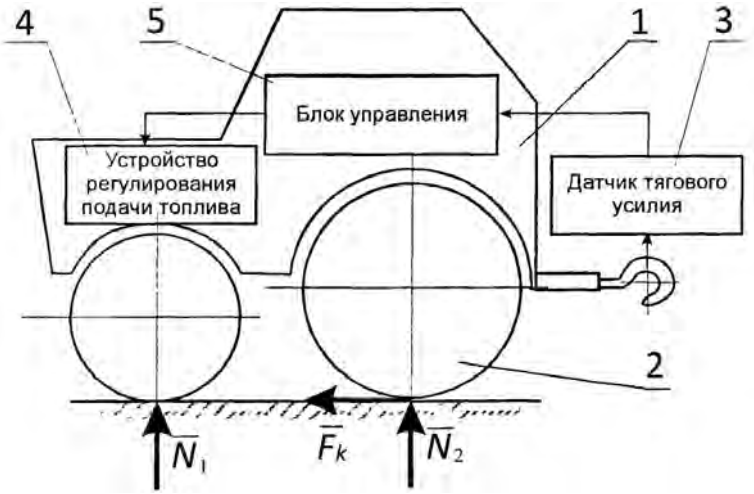
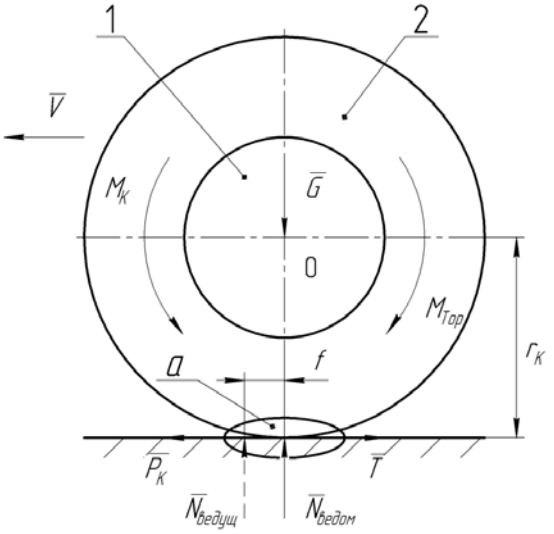


Рисунок 6.2 – Принципиальная схема управления тяговым режимом движения



$r_к$ – радиус качения колеса; f – коэффициент сопротивления качению; a – пятно контакта колеса с дорогой

Рисунок 6.3 – Силы, действующие на колесо в вертикальной плоскости

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

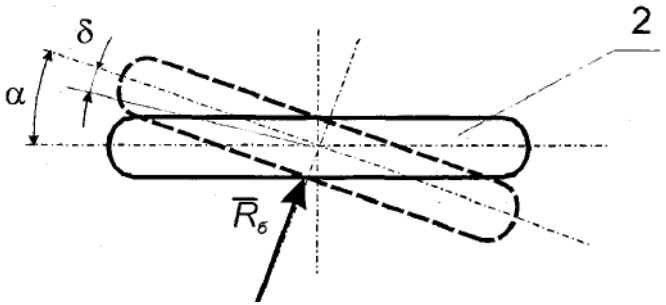


Рисунок 6.4 – Силы, действующие на колесо в горизонтальной плоскости

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 опознание 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; $M_ф$ – 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

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

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 отрабатывать 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.

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

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 $R_б$, $P_к$ и T ограничены нормальной реакцией N и коэффициентом сцепления $\varphi_{сц}$ и определяются по следующим формулам:

$$R_б = N \cdot \varphi_{сц}; \quad P_к = N \cdot \varphi_{сц}; \quad T = N \cdot \varphi_{сц}; \quad M_к = N \cdot \varphi_{сц} \cdot r_к .$$

При угле поворота α 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 δ.

$$R_б = k_y \cdot \delta ,$$

где k_y – коэффициент сопротивления уводу.

Предельная величина боковой реакции $R_б$ ограничена значениями N и $\varphi_{сц}$. Например, при превышении углом увода своего предельного значения $\delta > N \cdot \varphi_{сц} / k_y$ 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 $dR_б/dt$ 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 ВАЗ-2108 по уплотненной снежной поверхности.

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

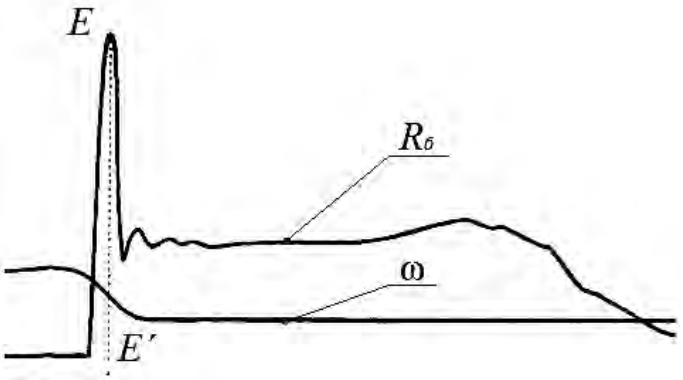


Рисунок 6.5 – Осциллограмма изменения боковой реакции и угловой скорости вращения тормозящего колеса (начальная скорость торможения V = 100 км/ч; опорная поверхность – типа «микст»)

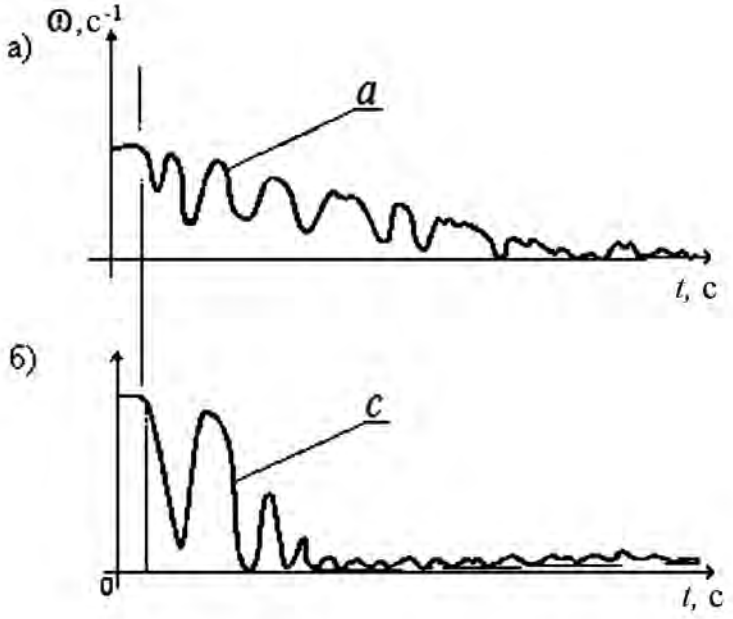
Характерная особенность изменения угловой скорости вращения тормозящего колеса (см. рисунок 6.5) в том, что оно находится в состоянии вращения, в то время как тормозной момент не достиг еще своего максимального значения. Это еще раз является свидетельством того, что приоритетный сигнал управления САБ 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 торможения обеспечивается при регулировании по приоритетному сигналу,

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

т. е. отрицательному знаку производной боковой реакции. Приведенные результаты испытаний процесса торможения автомобиля ВАЗ-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.

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

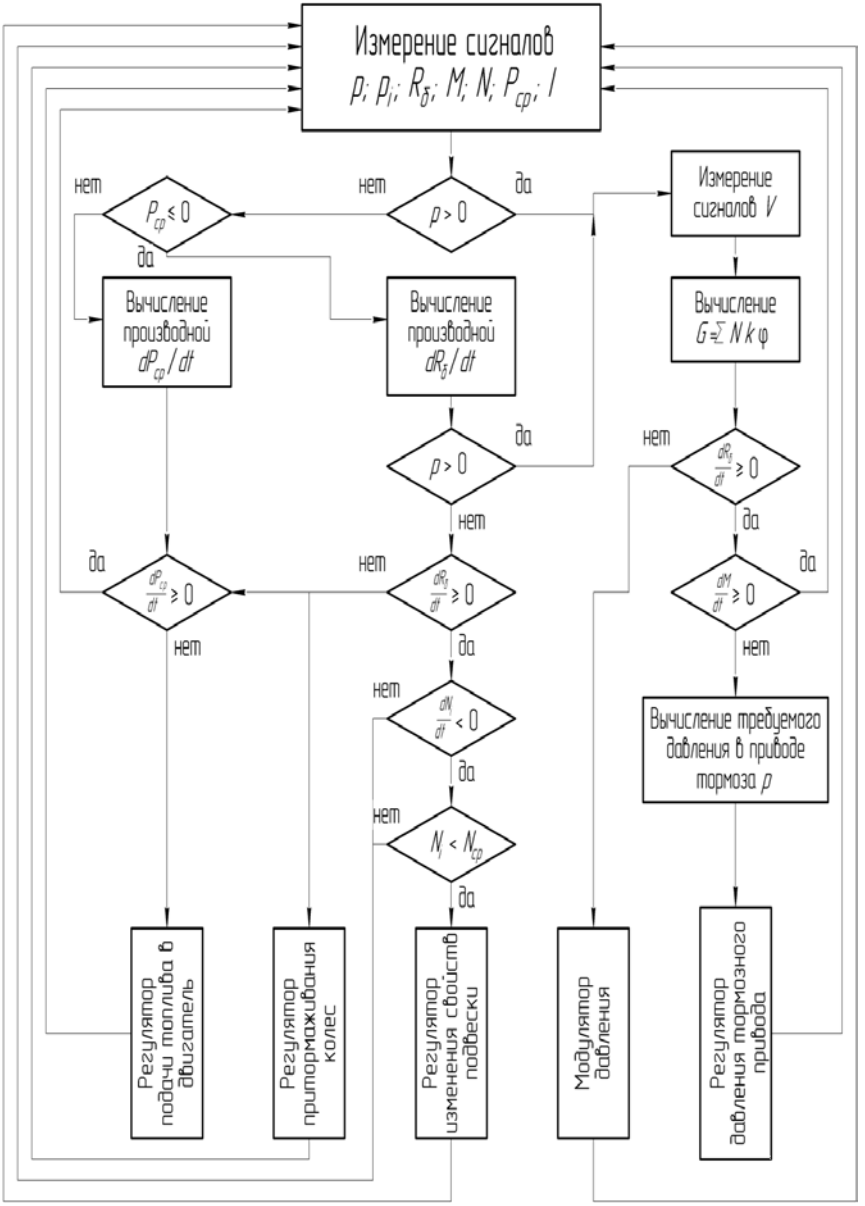


Рисунок 6.7 – Обобщенный алгоритм САБ АТС

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

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

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

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 взаимовлиянии 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 взаимовлияния 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.

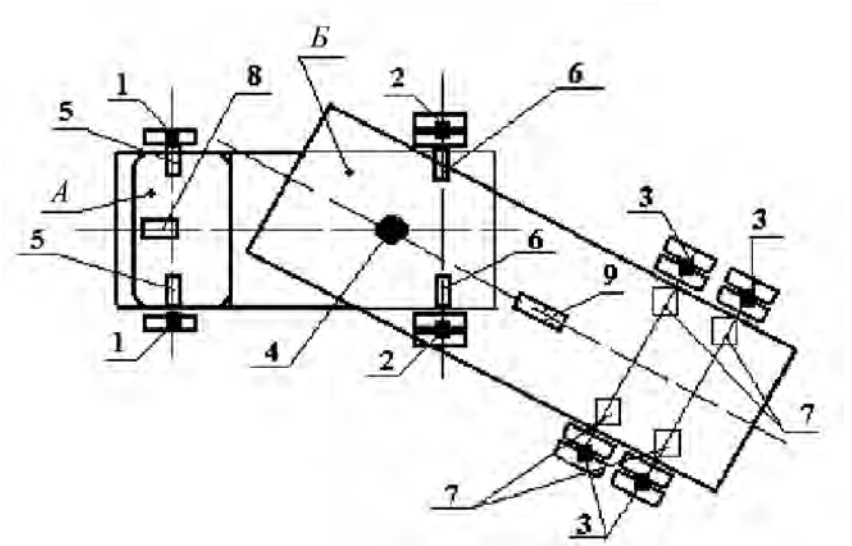


Рисунок 6.8 – Местоположение источников первичной информации на седельном автопоезде

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

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 взаимовлияния между звеньями поезда.

Силовое взаимовлияние 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 $|N_Д|$, 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 $|N| \geq |N_Д|$, то подается команда на отключение привода тормозов тягача 8, т. е. происходит разблокировка всех колес тягача.

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

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 $|N| \geq |N_Д^{/}|$ подается команда на отключение привода тормозов полуприцепа 9. Отметим, что $N_Д$ и $N_Д^{/}$ могут быть и не равны между собой, т. к. массы тягача и полуприцепа (прицепа) различны. В идеале величины $N_Д$ и $N_Д^{/}$ 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 $N_Д$ и $N_Д^{/}$.

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.

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

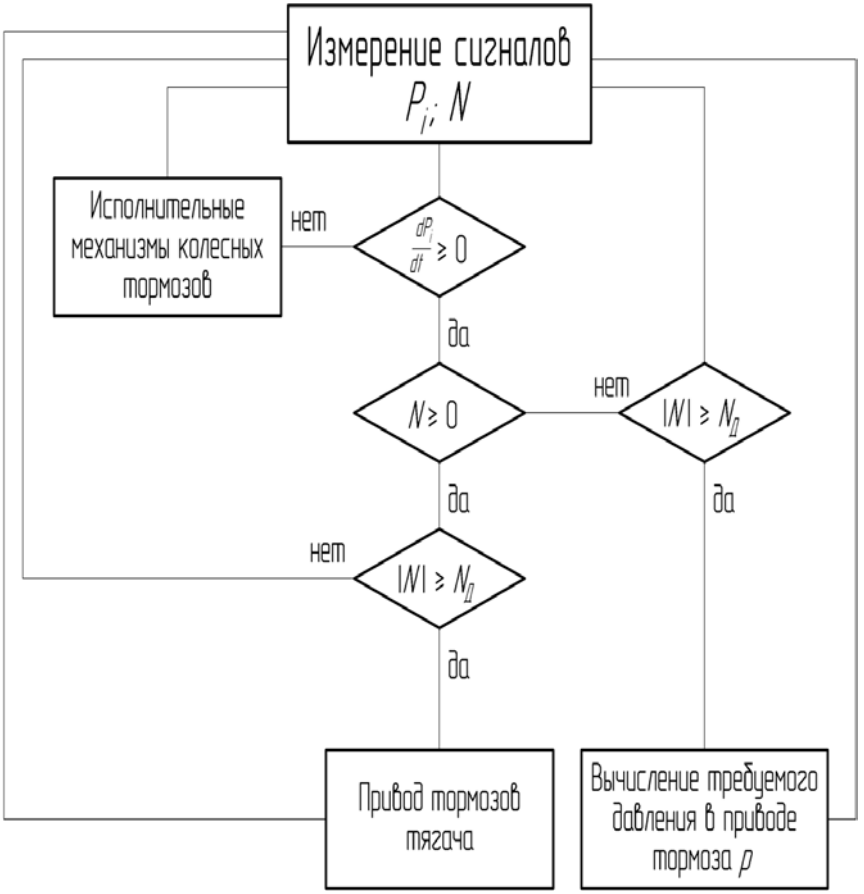


Рисунок 6.9 – Алгоритм управления торможением седельного автопоезда

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,

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

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

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

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 регулирования торможения необходимы системы автоматического регулирования.

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

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 быстродействие, 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

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

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 обеим 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,

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

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.

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

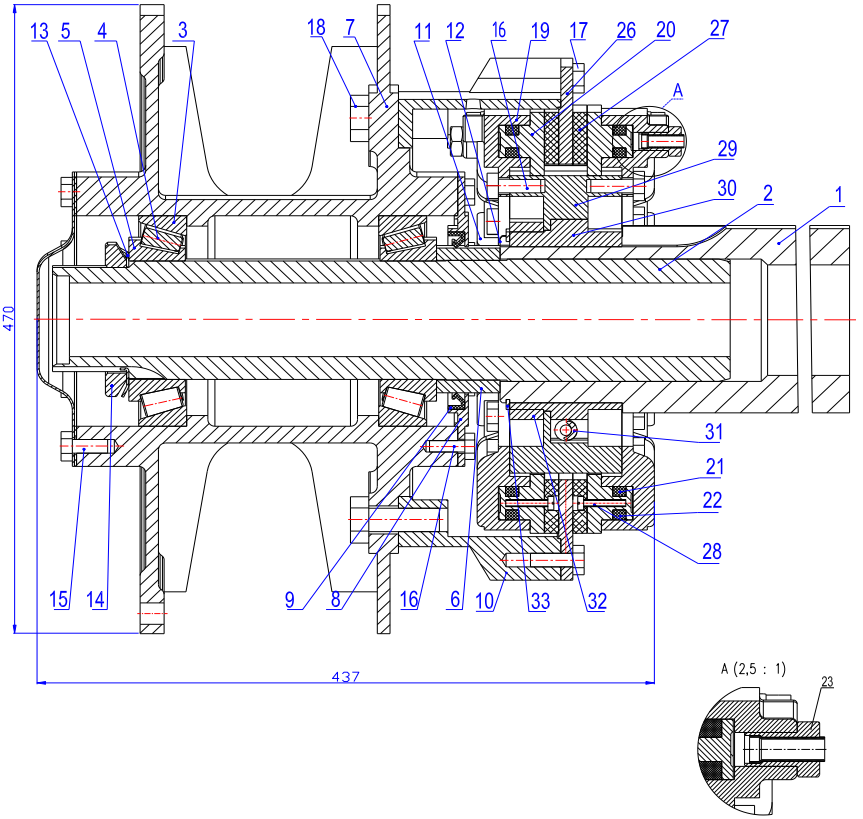
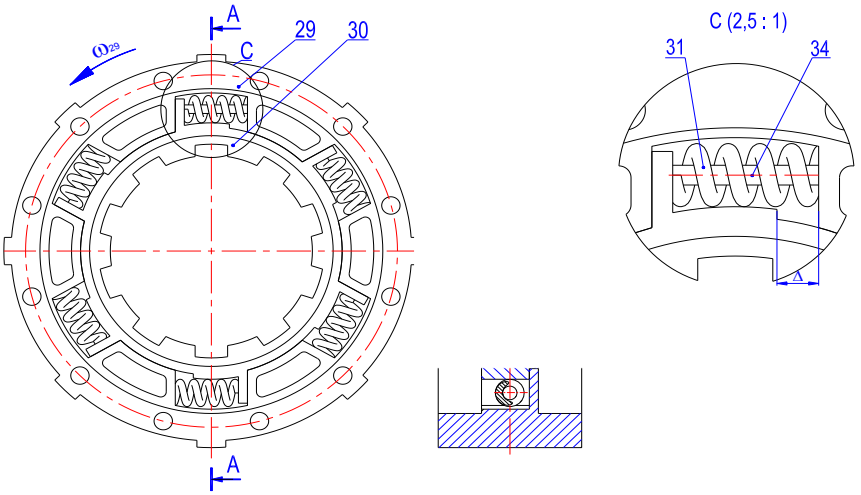


Рисунок 6.10 – Общий вид дискового тормоза полуприцепа МАЗ-520А с устройством измерения тормозного момента

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



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 Δ.

На рисунке 6.12 представлены элементы дискового тормоза.

Рисунок 6.12 – Элементы конструкции нового дискового тормоза полуприцепа МАЗ с устройством измерения тормозного момента

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