

(19)



**Евразийское
патентное
ведомство**

(11) **041239**(13) **B1**(12) **ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ЕВРАЗИЙСКОМУ ПАТЕНТУ**

(45) Дата публикации и выдачи патента
2022.09.29

(21) Номер заявки
202000069

(22) Дата подачи заявки
2019.12.31

(51) Int. Cl. **B62D 53/00** (2006.01)
B62D 115/00 (2006.01)
B60T 8/00 (2006.01)
B60W 10/04 (2006.01)

(54) **СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ, ТЯГОВОЙ ДИНАМИКИ И УСТОЙЧИВОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТЯГАЧА С ПРИЦЕПНЫМИ ЗВЕНЬЯМИ**

(43) **2021.07.30**

(96) **2019/ЕА/0117 (ВУ) 2019.12.31**

(71)(73) Заявитель и патентовладелец:
**МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ОБРАЗОВАНИЯ
"БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ" (ВУ)**

(56) US-A1-20090082935
GB-A-2362143
GB-B-2284458

(72) Изобретатель:
**Ким Валерий Андреевич, Сазонов
Игорь Сергеевич, Скойбеда Анатолий
Тихонович, Билык Софья Юрьевна,
Усик Василий Николаевич, Моисеев
Евгений Алексеевич, Петренко
Михаил Леонидович, Юшкевич
Александр Владимирович, Шашенко
Сергей Федорович (ВУ)**

(57) Способ относится к области автомобилестроения и может быть использован в системах регулирования движением колесного тягача (например, автомобиля, трактора) с прицепными звеньями (например, прицепами/полуприцепами), обеспечивающих повышение их топливной экономичности, тяговой динамики, устойчивости движения и торможения. Указанный результат достигается тем, что осуществляют операции измерения, обработки и анализа электрических сигналов, пропорциональных силам в сцепном устройстве колесного тягача. Операции регулирования подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания, блокировку межколесных дифференциальных механизмов, передачу момента колесам прицепных звеньев начинают при равенстве нулю первых и вторых производных сил в сцепном устройстве колесного тягача по времени. Операции регулирования исполнительными механизмами выполняют в течение всего времени движения и торможения колесной машины, а завершают операции при положительных знаках производных от сил в сцепном устройстве колесного тягача по времени. Реализация предлагаемого способа обеспечит по сравнению с существующим прототипом более качественное управление движением колесной машины, повышающее ее экономичность, тяговую динамику, устойчивость движения колесного тягача с прицепными звеньями при торможении за счет использования колесами предельно максимальных значений их коэффициентов сцеплений с дорогой.

B1**041239****041239****B1**

Изобретение относится к области транспортного машиностроения и может быть использовано в транспортных средствах, включающих колесные тягачи (например, автомобиль, трактор) и прицепные звенья (например, прицепы, полуприцепы) с целью повышения их тяговой динамики, топливной экономичности и устойчивости торможения.

Известен автопоезд, включающий автомобиль, прицеп и механический привод колес прицепа от тягача. Дышло прицепа связано с опорно-поворотным устройством, а механизм передачи момента от тягача к колесам прицепа выполнено в виде одноступенчатого редуктора. Задний ведущий мост тягача соединен карданным валом через редуктор с осью моста прицепа, причем редуктор установлен на ведущем мосту прицепа, пульт управления редуктором находится на борту прицепа, а карданный вал связан с дышлом шарнирной подвеской [1].

Недостатком способа является сложность конструкции механизма передачи момента на ведущие колеса прицепа. Кроме того, при отключении механического привода колес прицепа отсутствует возможность отключения карданного вала, что приводит к снижению срока службы механизма и необоснованным потерям мощности из-за появления дополнительных динамических нагрузок.

Другим недостатком способа является то, что включение/отключение привода колес прицепа осуществляется водителем исходя из его субъективной оценки тяговой динамики автопоезда, а не из реальной оценки состояния сцепления колес с опорной поверхностью, что существенно снижает эффективность регулирования тяговой динамики автопоезда. Отсутствие информации о буксовании ведущих колес тягача не позволяет автоматическое включение/выключение привода колес прицепа, создающее дополнительную силу тяги, "толкающей" тягач на некотором коротком интервале времени, выводящей ведущие колеса тягача из состояния буксования (превентивная передача мощности колесам прицепа).

Известен способ регулирования торможением автопоезда [2], по которому непрерывно измеряют, обрабатывают сигналы, характеризующие модуль силового взаимодействия между звеньями автопоезда, а операции автоматического выключения/включения приводов колесных тормозов тягача осуществляют на основе сравнения сил в сцепке с суммарной силой, развиваемых тормозящими колесами тягача.

Недостатком данного способа является то, что регулирование исполнительными механизмами колесных тормозов основано на сравнении модулей сил в сцепке с силами сцепления колес тягача с опорной поверхностью. Такой способ регулирования не позволяет отслеживать наиболее опасное явление - скольжение контактов колес тягача с прицепными звеньями, что чаще всего случается при экстренных торможениях автопоездов. Как известно, при скольжении контактов колес резко падает коэффициент сцепления в боковом направлении колеса, что и приводит к потере управляемости и устойчивости движения машины. Поэтому при наезде прицепного звена на тягач возникает скольжение контактов колес в боковом направлении, что и является причиной складывания звеньев автопоезда, что чаще всего происходит при его криволинейном движении.

Наиболее близким к предлагаемому способу является способ регулирования режимов движения мобильных машин [3], по которому измеряют и анализируют электрический сигнал, пропорциональный крюковому усилию, приложенному к сцепке тягача (трактора). Повышение тягового усилия, топливной экономичности осуществляется путем формирования сигналов управления исполнительными механизмами подачи топлива в двигатель, переключения коробки передач, блокировки дифференциальных механизмов ведущих мостов тягача осуществляют при отрицательных знаках производной от сил в сцепке тягача по времени.

Недостатком данного способа является то, что формирование сигналов управления исполнительными механизмами при отрицательных знаках производных от сил в сцепке (крюковая сила) осуществляется тогда, когда происходит спад силы в сцепке, т.е. тогда, когда уже произошел спад коэффициентов сцепления ведущих колес с опорной поверхностью. Следовательно, предлагаемый способ регулирования осуществляет запоздалое регулирование ("перерегулирование"), что приводит к недоиспользованию коэффициентов сцепления ведущих колес тягача с опорной поверхностью. Поэтому происходит снижение качества управления - крюковая сила падает, затраты на буксование ведущих колес повышаются, что снижает тяговую динамику тягача и топливную экономичность. Способ осуществляет регулирование в зоне на спаде коэффициента сцепления ведущих колес, т.е. не обеспечивает управление с прогнозом, который бы позволил максимально использовать коэффициент сцепления ведущих колес с опорной поверхностью.

Другим недостатком рассматриваемого способа является то, что предлагаемый способ осуществляет включение блокировки межколесного дифференциала тягача (автомобиля, трактора) при отрицательном знаке первой производной от крюковой силы по времени, идентифицирующей скольжение контактов ведущих колес, при этом не осуществляет контроль скорости движения тягача, что является серьезным недостатком рассматриваемого способа. Например, при движении колесной машины на скоростях, превышающих 20 км/ч, блокировка межколесных дифференциальных механизмов тягача вообще запрещается. Блокировка дифференциала может повлечь нарушение устойчивости движения тягача и его прицепных звеньев. Дело в том что симметричный межколесный дифференциальный механизм обеспечивает равенство касательных сил ведущих колес с опорной поверхностью при любых условиях их сцепления и представляет собой "стабилизатор" устойчивости движения машины, так как исключает появление мо-

мента, разворачивающего тягач. Блокировка межколесного дифференциала позволяет максимальное использование коэффициентов сцепления ведущих колес по условиям их сцепления. Однако это приводит к возникновению момента, разворачивающего тягач, и может стать причиной потери управляемости и устойчивости движения тягча с прицепными звеньями.

Известный способ осуществляет регулирование подачи топлива в двигатель и переключение передачи при отрицательных знаках производной от крутящей силы по времени. Недостатком данного способа является то, что способ не учитывает характеристику двигателя и режимы движения машины. Дело в том что разгон тягача осуществляется поэтапно. Как известно, каждый этап движения машины при разгоне осуществляется на каждой передаче и характеризуется изменениями оборотов двигателя, скорости и ускорения поступательного движения машины, изменением подачи топлива. Причем переключение передач на каждом этапе разгона осуществляется тогда, когда обороты двигателя соответствуют номинальной мощности, при котором удельный расход топлива является минимальным.

Известные способы регулирования процессом торможения автопоезда осуществляют с помощью антиблокировочных систем (далее АБС) и противобуксовочных систем (далее ПБС). Необходимо отметить, что основой всех существующих современных систем активной безопасности автотранспортных средств является алгоритм АБС. Алгоритм АБС основан на измерении и анализе кинематических параметров: угловые скорости, ускорения вращения колес и остова машины, скорости и ускорения поступательного движения, а критерием формирования сигналов управления исполнительными механизмами (регулирование подачи топлива в двигатель, блокировка дифференциальных механизмов, колесные тормоза) служит заведомо заданный диапазон изменения коэффициентов относительного скольжения контактов колес. Коэффициент относительного скольжения контактов колес - это косвенный параметр, характеризующий коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью [4]. В свою очередь, коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью представляет собой косвенный параметр, характеризующий силу в контакте колес с опорной поверхностью.

В более совершенных системах управления (ESP - электронная система обеспечения устойчивости движения автомобиля), использующих кинематические параметры, на основе измерения угловых ускорений колес и ускорения поступательного движения остова машины осуществляют расчеты коэффициентов сцепления колес с опорной поверхностью для определения сил в контакте колес, используя известный принцип классической механики - принцип Даламбера [5].

Способ, использующий для формирования сигналов управления кинематические параметры так или иначе решает задачу определения сил в контакте колес с опорной поверхностью, поэтому имеет свои недостатки. Например, не учитывает непрерывно изменяющихся объективных условий взаимодействия колеса с опорной поверхностью и связанных с ними силовых взаимодействий между звеньями поезда, которые в определенных условиях могут существенно ухудшить устойчивость движения тягача с прицепными звеньями.

Вследствие разных причин, таких как неисправность воздухораспределителя тормозов прицепа/полуприцепа, накопление конденсата в воздухораспределителе, чрезмерный износ тормозных колодок прицепных звеньев (нагрузка у прицепных звеньев больше, чем у тягача), тормозные накладки тормозов прицепных звеньев (например, прицеп/полуприцеп) изнашиваются быстрее, чем у тягача.

Поэтому запаздывание срабатывания привода тормозов прицепного звена приводит к его "наезду" на тягач. "Наезд" может сопровождаться ударным воздействием прицепного звена на тягач и зависит от начальной скорости торможения тягача с прицепным звеном. При блокировке колес тягача возникающее при экстренном торможении ударное воздействие со стороны прицепного звена может повлечь скольжение контактов колес тягача в продольном направлении. Скольжение колес в продольном направлении тягача приводит к резкому спаду коэффициентов сцеплений в боковом направлении его колес, что может стать причиной нарушения управляемости и устойчивости движения тягача с прицепным звеном.

Сравнение модуля силы в сцепке с суммарной тормозной силой, определяемой датчиками измерения тормозных сил, развиваемой колесами тягача с опорной поверхностью при торможении, не могут идентифицировать скольжение контактов колес тягача относительно опорной поверхности, возникающее из-за "наезда" прицепного звена на тягач.

Задачей, решаемой изобретением, является создание способа, который позволит обеспечить повышение тяговой динамики и топливной экономичности тягача с прицепными звеньями, устойчивости торможения.

Поставленная задача решается тем, что в способе повышения топливной экономичности, тяговой динамики и устойчивости торможения колесного тягача с прицепными звеньями, по которому измеряют и анализируют электрические силы, пропорциональные силам в сцепке тягача, производные от этих сил в сцепке по времени, выполняют операции регулирования подачи топлива в двигатель, включения/отключения механизмов блокировки дифференциальных механизмов колесного тягача, привода передачи момента колесам прицепных звеньев, привода колесных тормозов колесного тягача, повторение этих операций в течение всего движения колесного тягача с прицепными звеньями, согласно изобретению в процессе разгона/торможения колесного тягача с прицепными звеньями операции регулирования подачи топлива в двигатель, включения/отключения механизмов блокировки дифференциальных меха-

низмов, привода колесных тормозов колесного тягача, привода электромеханической передачи момента колесам прицепных звеньев осуществляют при равенстве нулю первых и вторых производных от сил в сцепке по времени, а завершают операции регулирования при положительных знаках производных от сил в сцепке колесного тягача по времени.

Поставленная задача достигается тем, что предельное состояние использования коэффициентов сцепления колесами колесного тягача с прицепными звеньями идентифицируют равенством нулю первой и второй производных от сил в сцепке по времени.

Поставленная задача достигается тем, что буксование ведущих колес колесного тягача идентифицируют отрицательным знаком первой производной от силы в сцепке по времени.

Поставленная задача достигается тем, что продолжительность операций включения/отключения исполнительных механизмов определяют в зависимости от их электромеханических характеристик.

Поставленная задача достигается тем, что при разгоне операцию включения механизма блокировки дифференциальных механизмов осуществляют при значениях скорости поступательного движения колесного тягача с прицепными звеньями меньше заданного порогового значения.

Поставленная задача достигается тем, что в процессе торможения идентификацию наезда прицепного звена на колесный тягач определяют по положительному знаку первой производной от силы в сцепке по времени.

Поставленная задача достигается тем, в процессе разгона колесного тягача с прицепными звеньями максимальное использование сцепления ведущими колесами идентифицируют по положительному знаку первой производной от силы в сцепке по времени.

Поставленная задача достигается тем, что операцию переключения передач для последующего этапа разгона осуществляют при равенстве нулю первой производной от силы в сцепке по времени.

Сущность изобретения поясняется фиг. 1-21.

На фиг. 1 и 2 приведена принципиальная схема транспортного средства.

На фиг. 3 - кривые изменения коэффициента буксования ведущих колес трактора на различных фонов в зависимости от изменения крюковой силы или силы в сцепке тягача [6].

На фиг. 4 - результаты измерения сил в сцепном устройстве седельного тягача на примере автопоезда МАЗ 544018-320-030, полученные при проведении натурных испытаний процесса трогания автопоезда с места с высокой скоростью наращивания оборотов двигателя на включенной передаче путем увеличения скорости подачи топлива в двигатель.

На фиг. 5 - осциллограмма изменения сил в сцепке седельного автопоезда МАЗ 544018-320-030 при трогании с места, полученная при проведении натурных испытаний с плавным нарастанием оборотов двигателя на соответствующей передаче.

На фиг. 6 - скоростная характеристика двигателя.

На фиг. 7 - осциллограмма изменения сил в сцепке седельного автопоезда.

На фиг. 8 - осциллограмма изменения сил в сцепке автопоезда АТС МАЗ 544018-320-030, совершающего следящее (служебное) торможение АТС.

На фиг. 9 - диаграмма изменения коэффициентов сцеплений ведущих колес в зависимости от коэффициента относительного скольжения S контакта колеса в тормозном и в тяговом режимах качения.

На фиг. 10 - схема сил, действующих на колесо в плоскости его качения.

На фиг. 11 - блок-схема алгоритма управления при разгоне тягача с прицепными звеньями.

На фиг. 12 - блок-схема алгоритма управления торможением тягача с прицепными звеньями.

На фиг. 13 - макет тележки для проведения беговых испытаний алгоритма превентивной передачи момента колесам тележки и процесса торможения колесного тягача на примере легкового автомобиля с тележкой.

На фиг. 14 и 15 - макет тележки для проведения стендовых испытаний алгоритма превентивной передачи момента колесам тележки и процесса торможения колесного тягача на примере легкового автомобиля с тележкой.

На фиг. 16 - результат, характеризующий изменения силы в сцепке одноосной тележки при проведении стендовых испытаний.

На фиг. 17 - результат проведения беговых испытаний алгоритма превентивной передачи момента прицепному звену тягача с помощью одноосной тележки, включающего устройство измерения сил в его сцепке, при разгоне.

На фиг. 18 - осциллограмма изменения сил в сцепке легкового автомобиля с одноосной тележкой при торможении, не оснащенной колесными тормозами, полученного в процессе торможения.

На фиг. 19 - стендовые испытания тягача на примере колесного трактора МТЗ-50 на стенде КИ-8927.

На фиг. 20 - датчик измерения крюковой силы трактора МТЗ-50, включенный в сцепное устройство.

На фиг. 21 - осциллограмма изменения сил в сцепке колесного трактора, полученная при стендовых испытаниях колесного трактора МТЗ-50 на стенде КИ-8927.

На фиг. 1 и 2 представлено следующее. Колесный тягач 1 соединен с полуприцепом 2 или прицепом 3, которые являются прицепным звеном, с помощью дышла прицепа 8 через датчик измерения сил в сцепке 12; на тягаче 1 установлен двигатель внутреннего сгорания (далее ДВС) 16, способный переда-

вать крутящий момент на коробку передач (далее КП) и далее на передний дифференциальный механизм 18, задний дифференциальный механизм 19, передний дифференциальный механизм 18 приводит в действие передние колеса 4 колесного тягача 1, а задний дифференциальный механизм 19 приводит в действие задние колеса 5 колесного тягача 1, на переднем и заднем дифференциальных механизмах 18 и 19 установлен исполнительный механизм блокировки межколесного дифференциала 17, который блокирует дифференциальные механизмы 18 и 19. Блок обработки управления и информации 15 связан с ДВС 16, электронным блоком блокировки межосевого дифференциала МОД, электродвигателем 9, установленным на дифференциальный механизм оси полуприцепа/прицепа (далее ДФ) 10, ДФ 10 полуприцепа 2 связан с колесами полуприцепа (колесами передней оси прицепа) 6, а также ДФ 10 прицепа 3 связан с колесами задней оси 7 прицепа 3. Электродвигатель 9 совместно с ДФ 10 образуют электромеханический привод колес осей прицепа (далее ЭМПКП) 11, который управляется электропроводкой управляющей 14 от блока обработки управления и информации 15, а электропроводка силовая 13 подводит питающий ток от источника питания ИП, соединенного с электрогенератором ЭГ, установленным на ДВС 16. Управляющий сигнал о движении колесного тягача 1 блок обработки управления и информации 15 получает от датчика поступательной скорости движения тягача ДПС, установленного на задние колеса 5 колесного тягача 1. Приводы колесных тормозов тягача ТП1, ТП2 установлены соответственно на передние колеса 4 колесного тягача 1 и задние колеса 5 колесного тягача 1, а приводы колесных тормозов ТП3, ТП4 соответственно полуприцепа 2 и прицепа 3, расположенные на колесах полуприцепа (колесах передней оси прицепа) 6 и колесах задней оси 7 прицепа 3.

К передним колесам 4 приложены N_1 - нормальные реакции опорной поверхности передних колес 4 колесного тягача 1, к задним колесам 5 колесного тягача 1 приложены N_2 - нормальные реакции опорной поверхности задних колес 5 колесного тягача 1, к колесам полуприцепа (колесам передней оси прицепа) 6 приложены N_3 - нормальные реакции опорной поверхности колес полуприцепа 2, к колесам задней оси 7 прицепа 3 приложены N_4 - нормальные реакции опорной поверхности колес прицепа 3. При движении колесного тягача 1 вперед к передним колесам 4 и задним колесам 5 колесного тягача 1 подводятся F_1, F'_1 - касательные силы тяги в контакте ведущих колес тягача с опорной поверхностью, F_2 и F'_2 - касательные силы тяги в контакте активированных (передача момента колесам прицепного звена от ЭМПКП 11) колес полуприцепа 2 (прицепа 3).

К ведущим колесам относятся передние колеса 4 и задние колеса 5 колесного тягача 1, к которым подводится эффективный момент M_e в тяговом режиме движения колесного тягача 1 и колеса полуприцепа 2 (колеса передней оси прицепа 3) 6, колеса задней оси 7 прицепа 3 приводимые в движение ЭМПКП 11.

На фиг. 3 представлено следующее: стерня Н, легкий суглинок К, песчаник L.

На фиг. 6 представлено следующее: g_e - эффективный удельный расход топлива, N_e - эффективная мощность, M_e - эффективный момент, G_T - часовой расход топлива.

На фиг. 13 представлено следующее. Колесный тягач 1 (на примере легкового автомобиля) через устройство измерения сил в сцепке 20 связан с полуприцепом 2, на оси которого установлено ЭМПКП 11, приводящее во вращение колеса полуприцепа 6.

На фиг. 14 представлено следующее. Устройство измерения сил в сцепке 20 связано с полуприцепом 2, на оси которого установлено ЭМПКП 11, приводящее во вращение колеса полуприцепа 6, устройство измерения сил в сцепке 20 соединено с компьютером 21, на которое поступает сигнал с устройства измерения сил в сцепке 20.

На фиг. 15 представлено следующее. Полуприцеп 2 с колеса полуприцепа 6 связан через устройство измерения сил в сцепке 20 с гармоническим осциллятором 22, имитирующим изменения сил в сцепке при стендовом испытании устройства измерения сил в сцепке 20, которое связано с компьютером 21.

На фиг. 16 представлено следующее: отрезок AA' - начальное значение заданного усилия $P_{сц}$ в сцепке, A'A'' - участок стабилизации силы в сцепке $P_{сц}$.

На фиг. 19 представлено следующее. Колесный тягач 1 (на примере колесного трактора) установлен на барабанные опоры 24 тягового стенда и зафиксирован через динамометр 23 с жестким креплением 25.

На фиг. 20 представлен датчик крюковой силы 26.

Суммарная сила тяги F_T равна сумме касательных сил тяги в контакте ведущих колес 4, 5 колесного тягача 1 с опорной поверхностью (фиг. 1 и 2) согласно формуле

$$F_T = F_1 + F'_1 \quad (1)$$

где F_1 - касательная сила тяги в контакте правого ведущего колеса 4, 5 колесного тягача 1 с опорной поверхностью;

F'_1 - касательная сила тяги в контакте левого ведущего колеса 4, 5 колесного тягача 1 с опорной поверхностью.

Максимальные значения касательных сил тяги в контакте ведущих колес с опорной поверхностью F_1 ограничены условиями их сцепления с опорной поверхностью и равны

$$F_1 = N_1 \cdot \varphi_{сц1}, F_2 = N_2 \cdot \varphi_{сц2} \quad (2)$$

где $\varphi_{сц1}$ - коэффициент сцепления передних колес 4 колесного тягача 1 с опорной поверхностью;

$\varphi_{сц2}$ - коэффициент сцепления задних колес 5 колесного тягача 1 с опорной поверхностью;
 F_2 - касательная сила тяги в контакте активированных (передача момента колесам 6 прицепного звена 2 от ЭМПКП 11) колес полуприцепа 2;

N_1 - нормальные реакции опорной поверхности передних колес 4 колесного тягача 1;

N_2 - нормальные реакции опорной поверхности задних колес 5 колесного тягача 1.

Отметим, что если моменты, подведенные от ДВС 16 к ведущим колесам 4 и 5 колесного тягача 1, превышают момент по условиям их сцепления (2), то происходит буксование ведущих колес 4 и 5, вызывающая дополнительные затраты энергии, а также снижение топливной экономичности колесного тягача 1.

Условие возникновения буксования ведущих колес 4 и 5 колесного тягача 1 можно записать в виде

$$M_1 \cdot i_{k1} > F_1 \cdot \varphi_{сч1} \cdot r_{\partial 1}, \quad M_1 \cdot i_{k2} > F_1' \cdot \varphi_{сч1}' \cdot r_{\partial 1}' \quad (3)$$

где M_1 и M_2 - моменты, подводимые от ДВС 16 к ведущим колесам 4 и 5 колесного тягача 1;

i_{k1} и i_{k2} - передаточные числа трансмиссии на различных передачах;

$\varphi_{сч1}$ и $\varphi_{сч2}$ - коэффициенты сцеплений ведущих колес 4 и 5 колесного тягача 1 с опорной поверхностью;

$r_{\partial 1}$, $r_{\partial 1}'$ - динамические радиусы качения колес ведущих 4 и 5 колесного тягача 1.

Суммарная сила тяги F_T , развиваемая ведущими колесами 4 и 5 колесного тягача 1, для обеспечения движения равна сумме всех сил сопротивления движению колесного тягача 1 и прицепного звена согласно формуле

$$F_T = (N_1 + N_2 + N_3 + N_4) \cdot \psi + (G_T + G_{np}) \cdot \sin \beta \quad (4)$$

где N_1 , N_2 , N_3 , N_4 - нормальные реакции колес прицепного звена (прицепа 3 или полуприцепа 2);

ψ - коэффициент суммарного сопротивления движению колесного тягача 1 и его прицепных звеньев;

G_T - вес колесного тягача 1;

G_{np} - вес прицепного звена;

β - угол наклона опорной поверхности дороги.

Разгон колесного тягача 1 с прицепными звеньями обеспечивается при условии, что

$$F_T \geq P_{сч} + (N_1 + N_2 + N_3 + N_4) \cdot \psi + G_{np} \cdot \sin \beta \quad (5)$$

где $P_{сч}$ - сила в сцепке колесного тягача 1 с прицепным звеном.

Известный способ регулирования режимами движения мобильных машин [3] осуществляет формирование сигналов управления исполнительными механизмами двигателя, коробки передач, дифференциальных механизмов при идентификации отрицательного знака производной от сил в сцепке колесного тягача 1 (на примере трактора) согласно формуле

$$\frac{dP_{кр}}{d\delta} < 0 \quad (6)$$

где $P_{кр}$ - крюковая сила, возникающая в сцепке колесного тягача 1 с прицепным звеном (например трактора);

δ - кинематическая характеристика потери скорости движения колесного тягача 1 за счет буксования.

Однако на фиг. 3 видно, что крюковая сила $P_{кр}$ (сила в сцепке $P_{сч}$) достигает своего максимального значения при значении буксования 20%. Кроме того, на участке нарастания крюковой силы $P_{кр}$

(участок ОА) вторая производная от крюковой силы $P_{кр}$ по буксованию равна нулю, $\frac{dP_{кр}^2}{d\delta^2} = 0$. При достижении максимума крюковой силы $P_{кр}$ (точка "А"), первая производная от крюковой силы по буксованию

также равна нулю, $\frac{dP_{кр}}{d\delta} = 0$. Таким образом, условиями максимального использования коэффициентов сцепления ведущими колесами 4 и 5 колесного тягача 1 с опорной поверхностью являются

$$\frac{dP_{кр}^2}{d\delta^2} = 0; \quad \frac{dP_{кр}}{d\delta} = 0.$$

Другими словами, если на участке нарастания крюковой силы $P_{кр}$ ("ОА") вторая производная от крюковой силы $P_{кр}$ по кинематической характеристике потери скорости движения колесного тягача 1 за

счет буксования δ , то $\frac{dP_{кр}^2}{d\delta^2} = 0$ является характерным признаком, прогнозирующим буксование ведущих

колес 4 и 5 после достижения максимума крюковой силы $P_{кр}$, т.е. $\frac{dP_{кр}}{d\delta} = 0$.

Следовательно, критерии формирования сигналов управления исполнительными механизмами

$$\frac{dP_{кр}^2}{d\delta^2} = 0; \quad \frac{dP_{кр}}{d\delta} = 0$$

обеспечивают прогноз предельного состояния сцепления ведущих колес 4 и 5 колесного тягача 1, при которых необходимо предпринимать выполнение операций управления исполнительными механизмами. Таким образом, предельное состояние достигается тем, что предельное состояние использования коэффициентов сцепления ведущими колесами 4 и 5 колесного тягача 1 с прицепными звеньями

идентифицируют равенством нулю первой и второй производных от сил в сцепке $P_{сц}$ по времени t .

Конструкция сцепного устройства колесного тягача 1 (на примере автопоезда МАЗ) с устройством измерения сил в сцепке 20 автопоезда была реализована согласно патенту [7] (см. фиг. 4).

На фиг. 4 видно, что характер изменения силы в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1 с прицепным звеном при большой скорости нарастания оборотов ДВС 16 на участке нарастания силы в сцепке $P_{сц}$ (участок

"ОА") вторая производная $\frac{d^2 P_{сц}}{dt^2} = 0$. Сила в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1 с прицепным звеном достигает

своего максимального значения при $\frac{dP_{сц}}{dt} = 0$. После достижения максимума силы в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1 с прицепным звеном (точка "А") происходит спад силы в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1 с прицепным звеном (участок А-В). Спад суммарной силы сцепления $P_{сц}$ колесного тягача 1 с прицепным звеном характеризуется отрицательным знаком производной, т.е. $\frac{dP_{сц}}{dt} = 0$.

Следовательно, критерии $\frac{dP_{сц}^2}{dt^2} = 0$; $\frac{dP_{сц}}{dt} = 0$ могут быть использованы для формирования сигналов управления исполнительными механизмами колесного тягача 1, исключающих буксование ведущих колес 4 и 5 при трогании колесного тягача с прицепным звеном с места, при котором коэффициенты сцепления ведущих колес 4 и 5 колесного тягача 1 будут иметь максимальные значения.

При идентификации $\frac{dP_{сц}^2}{dt^2} = 0$; $\frac{dP_{сц}}{dt} = 0$ осуществляется последовательное регулирование исполнительных механизмов: управление подачей топлива в двигатель, блокировка ДФ 10, включение механизма привода колес прицепных звеньев колесного тягача 1 (активизация колес прицепного звена), позволяющее получить дополнительную силу тяги за счет использования веса прицепного звена $G_{пр}$. Причем операция передачи момента осуществляется при идентификации буксования ведущих колес 4 и 5 колесного тягача 1, что повышает тяговую динамику колесного тягача 1 с прицепными звеньями.

Операции регулирования завершаются тогда, когда $\frac{dP_{сц}}{dt} > 0$, характеризующее ускоренное движение колесного тягача 1 с прицепными звеньями. При условии, что $\frac{dP_{сц}}{dt} > 0$ осуществляется переключение КП на высшую передачу, означающее завершение этапа разгона колесного тягача 1 с прицепными звеньями. При переходе на высшую передачу передаточное число трансмиссии уменьшается, поэтому моменты, передаваемые на ведущие колеса, также будут меньше, а обороты ведущих колес 4 и 5 увеличатся.

Соответствующим образом происходит также уменьшение касательных сил тяги F_1 и F_2 в контакте ведущих колес 4 и 5 колесного тягача 1 с опорной поверхностью. Отметим, что на всех последующих повышенных передачах выполнение операции блокировки дифференциальных механизмов прекращается при идентификации превышения скорости поступательного движения колесного тягача 1 выше заданного допустимого значения.

Осциллограмма на фиг. 5 получена при проведении натурных испытаний с плавным нарастанием оборотов ДВС 16 на соответствующей передаче.

На фиг. 5 видно, что при плавном нарастании силы в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1 с прицепным звеном, осуществляемом с небольшой скоростью нарастания оборотов ДВС 16 на участке ОА, производные $\frac{dP_{сц}^2}{dt^2} \neq 0$; $\frac{dP_{сц}}{dt} \neq 0$ не равны нулю. Т.е. контакты ведущих колес 4 и 5 колесного тягача 1 не претерпевают скольжений относительно опорной поверхности. Поэтому необходимость в управлении исполнительными механизмами тягача отпадает.

При идентификации $\frac{dP_{сц}}{dt} > 0$, характеризующего нарастание ускорения движения тягача с прицепными звеньями, осуществляется переключение передачи. В последующем обороты двигателя на данной передаче доводят до номинальных значений, при котором удельный расход топлива становится минимальным (см. фиг. 6), что позволит повысить экономичность работы двигателя тягача с прицепными звеньями.

Точки "А₁", "А₂", "А₃" соответствуют значениям мощности N_e , крутящего момента M_e , часового расхода топлива G_T , удельного расхода топлива g_e при номинальных оборотах ДВС 16 ω_N соответственно. Максимальный момент ДВС 16 обеспечивается при оборотах ω_M (см. фиг. 6).

Точки "В₁", "В₂", "В₃", "В₄" соответствуют значениям максимального момента M_e , мощности N_e , часового расхода топлива G_T , удельного расхода топлива g_e при оборотах ω_N соответственно, при котором момент ДВС 16 достигает максимального значения.

Из скоростной характеристики ДВС 16 (фиг. 6) видно, что минимальный удельный расход топлива достигается при оборотах, соответствующих реализации максимальной мощности $N_{e \max}$ ДВС 16 (номи-

нальная мощность $N_{e \text{ ном}}$). Следовательно, наиболее экономичным режимом работы ДВС 16 колесного тягача 1 с прицепными звеньями при установившемся режиме его движения является условие $\frac{dP_{\text{кр}}}{dt} = 0$, означающее равенство нулю ускорения поступательного движения колесного тягача 1, которое реализуется при номинальных характеристиках (см. фиг. 6).

Осциллограмма на фиг. 7 получена при проведении натурных испытаний процесса экстренного торможения АТС МАЗ 544018-320-030 (опорная поверхность мокрый асфальт, начальная скорость торможения 45 км/ч).

Изменение сил в сцепке $P_{\text{сц}}$ автопоезда (состоящего из колесного тягача 1 с прицепными звеньями) характеризуется участком линейного нарастания силы в сцепке $P_{\text{сц}}$ колесного тягача 1 с прицепным звеном, участок ОА, спадом силы в сцепке $P_{\text{сц}}$ колесного тягача 1 с прицепным звеном, участок АВ, и участком изменения силы в сцепке $P_{\text{сц}}$ колесного тягача 1 с прицепным звеном, участок ВС (установившийся режим).

На фиг. 8 видно, что на участке ОА $\frac{dP_{\text{сц}}^2}{dt^2} = 0$. Максимум силы в сцепке $P_{\text{сц}}$ достигает при $\frac{dP_{\text{сц}}}{dt} = 0$ в точке А. После перехода точки А сила в сцепке $P_{\text{сц}}$ претерпевает спад (факт скольжения колес), при котором $\frac{dP_{\text{сц}}}{dt} < 0$, т.е. контакты ведущих колес 4 и 5 колесного тягача 1 находятся уже на стадии скольжения. Следовательно, точка А представляет собой точку предельного состояния $P_{\text{сц}}$, определяющую переход контактов колес от состояния максимального использования коэффициентов сцепления с последующим переходом после точки А в зону их скольжения (в зону возникновения динамического коэффициента трения).

Поэтому критериями максимального использования коэффициентов сцепления тормозящих колес 4 и 5 колесного тягача 1, находящихся под действием силы "наезда" прицепного звена на колесный тягач 1, являются условия $\frac{dP_{\text{сц}}^2}{dt^2} = 0$, $\frac{dP_{\text{сц}}}{dt} = 0$. Невыполнение данных условий означает переход контактов колес 4, 5, 6 и 7 в зону скольжения. При выполнении условий $\frac{dP_{\text{сц}}^2}{dt^2} = 0$, $\frac{dP_{\text{сц}}}{dt} = 0$ необходимо осуществить разблокировку тормозящих колес 4 и 5 колесного тягача 1, что позволит повысить устойчивость и управляемость колес 6 и 7 прицепных звеньев.

Результаты приведены на фиг. 8 и получены путем проведения натурных испытаний колесного тягача 1 с прицепными звеньями на примере седельного автопоезда.

На фиг. 8 видно, что на участке нарастания силы в сцепке $P_{\text{сц}}$ колесного тягача 1 с прицепным звеном (ОА) первая и вторая производные от силы имеют переменный характер ($\text{tg}\alpha_1 \neq \text{tg}\alpha_3 \neq \text{tg}\alpha_5$). Т.е. контакты ведущих колес 4 и 5 колесного тягача 1 не исчерпали возможность максимальной реализации коэффициентов сцеплений с опорной поверхностью, поэтому необходимость в регулировании отпадает.

Способ повышения устойчивости движения колесного тягача 1 с прицепными звеньями поясняется известной диаграммой (фиг. 8), которая является основой всех алгоритмов современных систем активной безопасности колесных тягачей 1 [8].

Изменение коэффициентов сцеплений колес 4, 5, 6 и 7 в зависимости от коэффициента относительного скольжения S контакта колеса 4, 5, 6 и 7 в тормозном и в тяговом режимах качения показано на фиг. 9; направление сил, приложенных в контакте колес 4, 5 с опорной поверхностью представлено на фиг. 10.

Диаграмма на фиг. 9 отражает влияние изменения коэффициентов сцепления колес 4, 5, 6 и 7 в продольном $\varphi_{\text{сц}}^x$ и в поперечном $\varphi_{\text{сц}}^y$ направлении колеса 4, 5, 6 и 7 в зависимости от коэффициента относительного скольжения в продольном направлении S_x .

Алгоритмы современных систем активной безопасности колесных тягачей 1 расчета коэффициентов относительного скольжения контактов колес 4 и 5 осуществляют на основе измерения и анализа угловых скоростей вращения ω_k колес 4 и 5, скорости поступательного движения остова колесного тягача 1:

$$S_x = \frac{V - \omega_k \cdot r_{\text{дк}}}{V} \cdot 100\% \quad \text{- колеса 4 и 5, в тормозном режиме;}$$

$$S_x = \frac{\omega_k \cdot r_{\text{дк}} - V}{\omega_k \cdot r_{\text{дк}}} \cdot 100\% \quad \text{- в тяговом режиме,}$$

где S_x - величина тормозного пути колес 4 и 5 колесного тягача 1 с прицепным звеном;

ω_k - угловая скорость вращения колес 4 и 5;

V - скорость поступательного движения остова колесного тягача 1;

$r_{\text{дк}}$ - действительный радиус качения колеса 4 и 5.

Причем формирование сигналов управления осуществляют по заведомо заданным диапазонам изменения коэффициентов относительного скольжения 20-23%. Диаграмма, представленная на фиг. 9 и 10, дает косвенную оценку состояния сцепления колес 4 и 5 колесного тягача 1 с опорной поверхностью.

Поэтому задание диапазона коэффициента относительного скольжения S_x , в котором осуществляют формирование сигналов управления, не является убедительным, так как условия сцепления колес 4 и 5 колесного тягача 1 постоянно изменяются и во многом зависят от физико-механических свойств опорной поверхности и шин, а также и от переменной скорости поступательного движения V остова колесного тягача 1. Кроме того, если учесть, что коэффициенты сцепления $\varphi_{сц}$ исчисляются десятными долями единицы, то и возникновение погрешности регулирования по значениям коэффициента относительного скольжения в пятне контакта колес S_x являются очевидным. Однако диаграмма позволяет сделать качественную оценку взаимосвязи между коэффициентом сцепления колес с опорной поверхностью в боковом направлении $\varphi_{сц}^y$ и коэффициентом сцепления колес с опорной поверхностью в продольном направлении $\varphi_{сц}^x$. Из диаграммы, представленной на фиг. 9 и 10, видно, что увеличение коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью в продольном направлении $\varphi_{сц}^x$ влечет спад коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью в боковом направлении $\varphi_{сц}^y$, что и является причиной потери управляемости и устойчивости движения колесного тягача 1 как в тяговом, так и в тормозном режимах.

Необходимо отметить, что до сих пор исследователями не установлена функциональная связь между коэффициентами сцепления колес с опорной поверхностью в продольном $\varphi_{сц}^x$ и в поперечном $\varphi_{сц}^y$ направлениях. Такая функциональная связь была бы весьма полезна при проведении теоретических и практических расчетов, позволяющих оценить устойчивость движения колесного тягача 1 с прицепными звеньями.

Предлагаемый способ отличается от существующих тем, что критерии формирования сигналов управления основаны на прямом измерении и анализе сил, которые фактически реализуются колесами колесного тягача 1 с опорной поверхностью. По существу сила в сцепке $P_{сц}$ является результатом взаимодействия ведущих колес 4 и 5 колесного тягача 1 с опорной поверхностью.

Поэтому критерии $\frac{dP_{сц}^2}{dt^2} = 0$, $\frac{dP_{сц}}{dt} = 0$ представляют собой оценочные показатели предельно максимального использования коэффициентов сцепления ведущими колесами 4 и 5 колесного тягача 1. Регулирование исполнительными механизмами подачи топлива в ДВС 16, колесного тягача 1, привода колес 6 и 7 прицепного звена при выполнении условий $\frac{dP_{сц}^2}{dt^2} = 0$, $\frac{dP_{сц}}{dt} = 0$ позволит повысить устойчивость и управляемость движения колесного тягача 1 с прицепными звеньями при торможении.

На фиг. 11 исходными параметрами алгоритма управления служат электрические сигналы, пропорциональные скорости поступательного движения V_T колесного тягача 1 и силе в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1. Электрические сигналы, пропорциональные силе в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1, дифференцируют и в результате получают производные от силы в сцепке $P_{сц}$ по времени $\frac{dP_{сц}^2}{dt^2}$, $\frac{dP_{сц}}{dt}$.

Алгоритм управления работает следующим образом.

При условии, что $\frac{dP_{сц}}{dt} = 0$, $\frac{dP_{сц}^2}{dt^2} = 0$, осуществляют операцию регулирования исполнительными механизмами подачи топлива в ДВС 16. При регулировании подача топлива в ДВС 16 уменьшается момент M_e , передаваемый на ведущие колеса 4 и 5, приводя его в соответствие с условиями сцепления ведущих колес 4 и 5 колесного тягача 1. В последующем проверяется выполнение условий $\frac{dP_{сц}}{dt} = 0$, $\frac{dP_{сц}^2}{dt^2} = 0$, $V_T < [V_T]$. При невыполнении этих условий алгоритм формирует сигналы блокировки ДФ 10.

После блокировки дифференциалов осуществляется проверка условий $\frac{dP_{сц}}{dt} = 0$, $\frac{dP_{сц}^2}{dt^2} = 0$.

При невыполнении данных условий осуществляется включение ЭМПКП 11, осуществляется передача момента M_e колесам прицепного звена. Отключение привода момента M_e колесам прицепного звена

осуществляется при $\frac{dP_{сц}}{dt} > 0$, означающей отсутствие буксования ведущих колес 4 и 5 колесного тягача 1 и ускоренное движение колесного тягача 1 с прицепными звеньями. При этом ЭМПКП 11 отключается.

В дальнейшем алгоритм осуществляет операцию переключения КП на высшую передачу и весь цикл предшествующего регулирования осуществляется заново, но на заданной передаче.

На фиг. 12 блок-схема алгоритма управления торможением работает следующим образом. В процессе торможения тягача 1 с прицепными звеньями осуществляется включение тормозных приводов ТП1 и ТП2 колесного тягача 1 и прицепного звена ТП3 и ТП4. В процессе торможения измеряется сила в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1 с прицепным звеном, вычисляются производные от силы в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1 с прицепным звеном $P_{сц}$ по времени $\frac{dP_{сц}}{dt}$, $\frac{dP_{сц}^2}{dt^2}$.

При этом, если $\frac{dP_{сц}}{dt} = 0$ и $\frac{dP_{сц}^2}{dt^2} = 0$, это означает, что тормозящие колеса 4 и 5 колесного тягача 1 находятся в состоянии предельного использования сцеплений с опорной поверхностью. При этом скольжение

контактов колес 4 и 5 колесного тягача 1 относительно опорной поверхности может быть вызвано более поздним срабатыванием ТП2 по сравнению с ТП1. В последующем ударное воздействие со стороны прицепного звена на колесный тягач 1 может повлечь скольжение контактов колес 4 и 5 колесного тягача 1 и

устойчивость движения колесного тягача 1 может быть нарушена. Поэтому, при идентификации $\frac{dP_{cy}}{dt} = 0$, $\frac{dP_{cy}^2}{dt^2} = 0$

необходимо осуществить упреждающую операцию - операцию отключения ТП1 и ТП2 колесного тягача 1, так как в последующем контакты тормозящих колес 4 и 5 могут войти в зону скольжения. В период отключения тормозов колесного тягача 1 торможение колесного тягача 1 с прицепным звеном осуществляется только за счет торможения колес 6 и 7 прицепного звена.

$\frac{dP_{cy}}{dt} > 0$ осуществляют включение ТП1 и ТП2 колесного тягача 1. Идентификация $\frac{dP_{cy}}{dt} > 0$ означает, что тормозящие колеса колесного тягача 1 имеют запас сцепления с опорной поверхностью и скольжение контактов колес колесного тягача 1 относительно опорной поверхности отсутствует. Блок-схема алгоритма управления торможением колесного тягача 1 с прицепными звеньями представлена на фиг. 12.

Для проведения стендовых и беговых испытаний с целью проверки эффективности алгоритма регулирования при разгоне и оценки силы "наезда" прицепного звена на колесный тягач при торможении авторами настоящего изобретения была изготовлена одноосная тележка (фиг. 13).

На фиг. 16 представлены результаты, характеризующие изменения силы в сцепке P_{cy} колесного тягача 1 с прицепным звеном на примере одноосной тележки при проведении стендовых испытаний.

Для предварительной оценки работы алгоритма превентивной передачи момента колесам 6 одноосной тележки при стендовых испытаниях задавалось начальное значение усилия в сцепке (АА'). В последующем после сброса начального усилия гармонический осциллятор 22 (см. фиг. 13, 14 и 15) осуществлял процесс изменения сил в сцепке P_{cy} одноосной тележки за счет упругого элемента, установленного к опорному устройству 20.

На фиг. 16 показаны отрезок АА' - начальное значение заданного усилия P_{cy} в сцепке 20, А'А" - участок стабилизации силы в сцепке P_{cy} колесного тягача 1 с прицепным звеном. В точке

А" : $\frac{dP_{cy}}{dt} = 0$, $\frac{dP_{cy}^2}{dt^2} = 0$ соответствует началу включения ЭМПКП 11. А"В - участок нарастания силы в сцепке P_{cy} колесного тягача 1 с прицепным звеном за счет включения ЭМПКП 11. Отключение ЭМПКП 11 в точке В. Отметим, что на участке А"В отмечается незначительное нарастание силы в сцепке P_{cy} ко-

лесного тягача 1 с прицепным звеном и $\frac{dP_{cy}}{dt} > 0$, при котором осуществляется отключение ЭМПКП 11.

Последующий цикл включения/отключения ЭМПКП 11 повторяется на участке В"С.

Результаты стендовых испытаний подтвердили возможность использования равенства нулю первой и второй производных от сил в сцепке P_{cy} колесного тягача 1 с прицепным звеном $P_{cy} : \frac{dP_{cy}}{dt} = 0$, $\frac{dP_{cy}^2}{dt^2} = 0$ в качестве критерия формирования сигналов управления ЭМПКП 11, передающего момент колесам прицепного звена колесного тягача 1.

На фиг. 17 участок ОА характеризует начало разгона колесного тягача 1 с прицепным звеном на примере легкового автомобиля с одноосной тележкой, при котором происходит нарастание силы в сцепке P_{cy} колесного тягача 1 с прицепным звеном на примере одноосной тележки. Участок АА' характеризует переходный процесс. В точке А' алгоритм осуществляет включение ЭМПКП 11 одноосной тележки. Процедура передачи момента колесам 6 осуществлялась на участке А'В. Проверка электрических сигнала-

лов, пропорциональных $\frac{dP_{cy}}{dt} = 0$, $\frac{dP_{cy}^2}{dt^2} = 0$ в характерных точках (А', С и С') подтвердили возможность использования равенства нулю первой и второй производных от силы в сцепке P_{cy} колесного тягача 1 с прицепным звеном по времени t в качестве критерия управления ЭМПКП 11, передающих момент M_c колесам 6 прицепного звена.

На фиг. 18 скорость начала торможения составляла 40 км/ч (11,1 м/с). Опорная поверхность - сухой асфальт. Вес тележки - 140 кг (1372 н).

На фиг. 18 видно, что сила "наезда" прицепного звена на колесный тягач 1 при значительных массах прицепного звена и запаздывании срабатывания его тормозного привода ТП3 могут повлечь возникновение больших сил, что повлечет нарушение устойчивости движения всей системы в целом. Поэтому алгоритм управления торможением колесного тягача 1 с прицепными звеньями должен учитывать характер изменения сил в сцепном устройстве 20 колесного тягача 1.

Для установления закономерности изменения сил в сцепке P_{cy} колесного тягача 1 с прицепным звеном (например, колесного трактора МТЗ-50) были проведены стендовые испытания.

Датчик измерения крюковой силы $P_{кр23}$ колесного тягача 1 (на примере трактора МТЗ-50) был включен в сцепное устройство 20 (см. фиг. 20).

Колесный тягач 1 был установлен на барабанные опоры 24 стенда КИ-8927. После включения передачи осуществлялась имитация трогания трактора МТЗ-50 с места. При крюковой нагрузке $P_{кр}=250$ кг динамометр 23 показал уменьшение крюковой силы $P_{кр}$ до значения 180 кг. При крюковом усилии $P_{кр}=180$ кг наблюдалось заметное скольжение колес относительно поверхности опорного барабана 24.

На фиг. 21 видно, что начало скольжения контактов ведущих колес 5 можно установить путем идентификации отрицательного знака производной от крюковой силы $P_{кр}$ по времени $\frac{dP_{кр}}{dt} = tg\alpha < 0$.

На фиг. 21 анализ осциллограммы подтверждает, что в качестве критерия формирования сигналов управления исполнительными механизмами колесного тягача 1 на примере трактора можно использовать

$$\begin{cases} \frac{dP_{кр}}{dt} = 0; \\ \frac{d^2P_{кр}}{dt^2} = 0. \end{cases}$$

следующие условия: - участок ОВ на осциллограмме (фиг. 21).

Критерий равенства нулю первой и второй производных от крюковой силы $P_{кр}$ по времени t представляет собой критерий управления исполнительными механизмами колесного тягача 1 с прогнозом, так

как в последующем, после достижения максимума в точке А, $tg\alpha = -\frac{dP_{кр}}{dt} < 0$, означающей, что контакты ведущих колес 5 колесного тягача 1 входят в зону скольжения.

АВ - участок переходного процесса изменения силы $P_{кр}$. ВС - участок установившегося процесса изменения крюковой силы $P_{кр}$.

Предложенный способ позволяет операцию блокировки дифференциальных механизмов осуществлять при равенстве нулю первой и второй производных от силы в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1 и только тогда, когда скорость V колесного тягача 1 с прицепным звеном не превышает заданного допустимого значения, например 15-20 км/ч.

Операцию включения/отключения ЭМПКП 11, передающего момент колесам 6 и 7 прицепного звена, осуществляют при равенстве нулю первой и второй производной от сил в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача по времени t , а завершают операцию при положительном знаке первой производной от силы в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1 по времени t .

Повышение устойчивости движения тягача с прицепными звеньями при его торможении происходит путем исключения скольжения контактов колес, вызванного "наездом" прицепного звена на тягач из-за запаздывания срабатывания его тормозного привода.

Операцию включения/отключения ТП1 и ТП2 колесного тягача 1 осуществляют при равенстве нулю первой и второй производных от силы в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1 по времени t , а завершают операцию при положительном знаке производной от силы в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1 по времени t .

Выбор такого способа регулирования позволит максимально использовать коэффициенты сцепления колес 4 и 5 колесного тягача 1 с опорной поверхностью, уменьшить скольжение контактов его колес 4 и 5 относительно опорной поверхности, что в итоге позволит повысить тяговую динамику, топливную экономичность и устойчивость движения колесного тягача 1 с прицепными звеньями.

Измеряют и анализируют электрические сигналы, пропорциональные силам в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1, а операции регулирования подачи топлива в ДВС 16, блокировки межколесного и межосевого дифференциалов (при скорости не более 15 км/ч), превентивного включения ЭМПКП 11, передающего момент ДВС 16 колесам 6 и 7 активного прицепа/полуприцепа, осуществляют при равенстве нулю первой и второй производной от сил в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1 по времени t , переключения передач, а завершают операции при положительном знаке первой производной от силы в сцепке $P_{сц}$ колесного тягача 1 по времени t .

Источники информации, принятые во внимание.

1 Пат. RU 2083421 C1, МПК B62 D59/02 Автопоезд с приводом колес от внешнего источника энергии / И. А. Маренинов; заявитель и патентообладатель Товарищество с ограниченной ответственностью "Гранит" – № 2083421; заявл. 27.12.1993; опубл. 10.07.1997 – 3 с. : ил.

2 Пат. RU 2299140 C1, МПК B60T008/52 B60T008/1763 Способ регулирования торможением автопоезда / Сазонов И. С., Ким В. А., Скойбеда А. Т. [и др.]; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 2299140; заявл. 2005.01.18; опубл. 2007.05.20 – 24 с. : ил.

3 Пат. RU (11) 2125517 (13) C1 (51), МПК B60 R41/100, B60 T1/02 Способ регулирования режимов движения мобильных машин / В. А. Ким [и др.]; заявитель и патентообладатель Ким В.А. – № 2083421; заявл. 03.12.1997; опубл. 27.01.1999 – 24 с. : ил.

4 Автоэлектроника за рубежом. Информационный сборник. Вып.1. М., 1992, с.76-88.

5 Яблонский, А. А. Курс теоретической механики: учебник для вузов / А. А. Яблонский. – М.: Выш. шк., 1977. – 208 с.: ил., стр.279-283.

6 Гуськов, В.В. Теория трактора: . - М.: Машиностроение, 1982. с.69.

7 Пат. (19) ВУ (11) 15383 C1, МПК G 01 7/14, G 01 1/12 Устройство для измерения деформации шкворня тягово-сцепного устройства седельного автопоезда / Ким В. А. [и др.]; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20071463; заявл. 2005.10.21; опубл.

8 А.К. Фрумкин, И.И. Альшев, А.И. Попов. Антиблокировочные и противоблокировочные системы легковых автомобилей. - М.: Центральный научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований автомобильной промышленности, 1989, с. 39-50.

ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ

1. Способ повышения топливной экономичности, тяговой динамики и устойчивости торможения колесного тягача с прицепными звеньями, по которому измеряют и анализируют электрические силы, пропорциональные силам в сцепке колесного тягача, производные от этих сил в сцепке по времени, выполняют операции регулирования подачи топлива в двигатель, включения/отключения механизмов блокировки дифференциальных механизмов колесного тягача, привода передачи момента колесам прицепных звеньев, привода колесных тормозов колесного тягача, повторение этих операций в течение всего движения колесного тягача с прицепными звеньями, отличающийся тем, что в процессе разгона/торможения колесного тягача с прицепными звеньями операции регулирования подачи топлива в двигатель, включения/отключения механизмов блокировки дифференциальных механизмов, привода колесных тормозов колесного тягача, привода электромеханической передачи момента колесам прицепных звеньев осуществляют при равенстве нулю первых и вторых производных от сил в сцепке по времени, а завершают операции регулирования при положительных знаках производных от сил в сцепке колесного тягача по времени.

2. Способ по п.1, отличающийся тем, что предельное состояние использования коэффициентов сцепления колесами колесного тягача с прицепными звеньями идентифицируют равенством нулю первой и второй производных от сил в сцепке по времени.

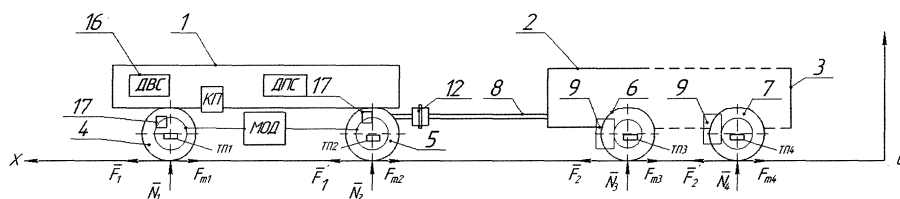
3. Способ по п.1, отличающийся тем, что буксование ведущих колес колесного тягача идентифицируют отрицательным знаком первой производной от силы в сцепке по времени.

4. Способ по п.1, отличающийся тем, что при разгоне операцию включения механизма блокировки дифференциальных механизмов осуществляют при значениях скорости поступательного движения колесного тягача с прицепными звеньями меньше заданного порогового значения.

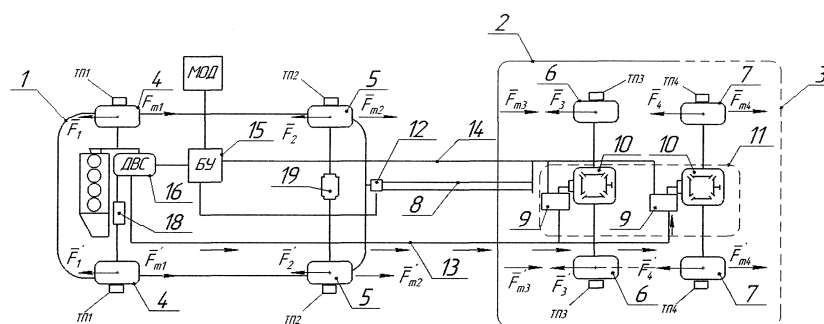
5. Способ по п.1 или 2, отличающийся тем, что в процессе торможения идентификацию наезда прицепного звена на тягач определяют по положительному знаку первой производной от силы в сцепке по времени.

6. Способ по одному из пп.1-4, отличающийся тем, в процессе разгона колесного тягача с прицепными звеньями максимальное использование сцепления ведущими колесами идентифицируют по положительному знаку первой производной от силы в сцепке по времени.

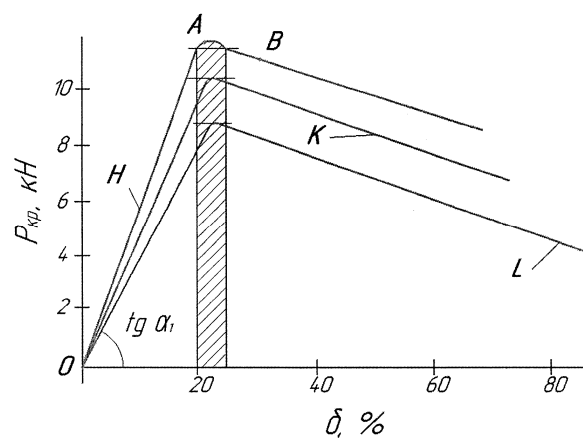
7. Способ по одному из пп.1-4, отличающийся тем, что операцию переключения передач для последующего этапа разгона осуществляют при равенстве нулю первой производной от силы в сцепке по времени.



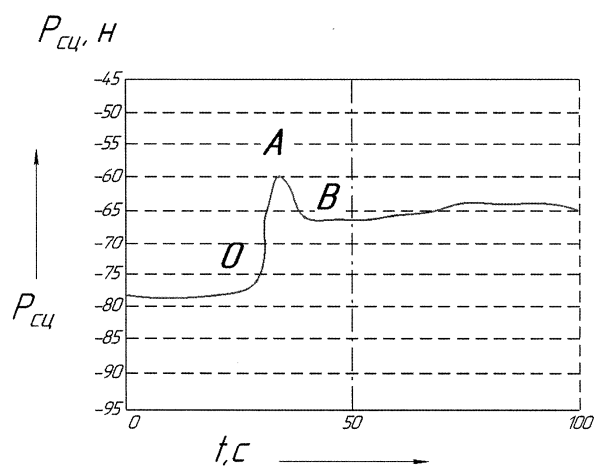
Фиг. 1



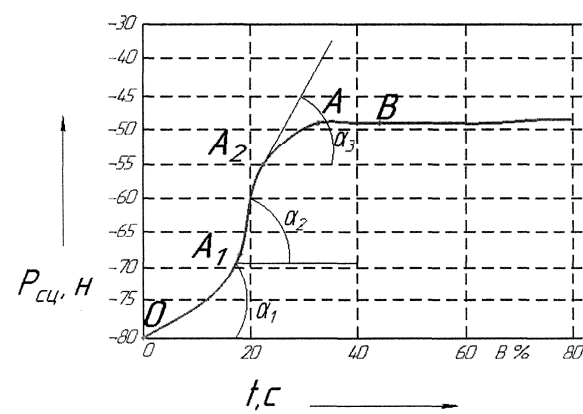
Фиг. 2



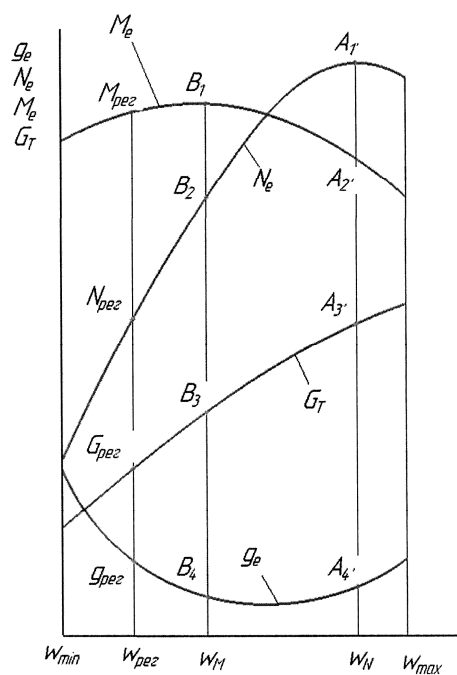
Фиг. 3



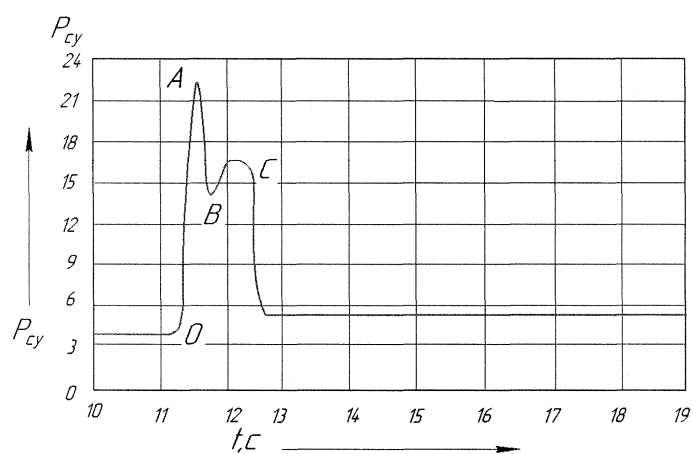
Фиг. 4



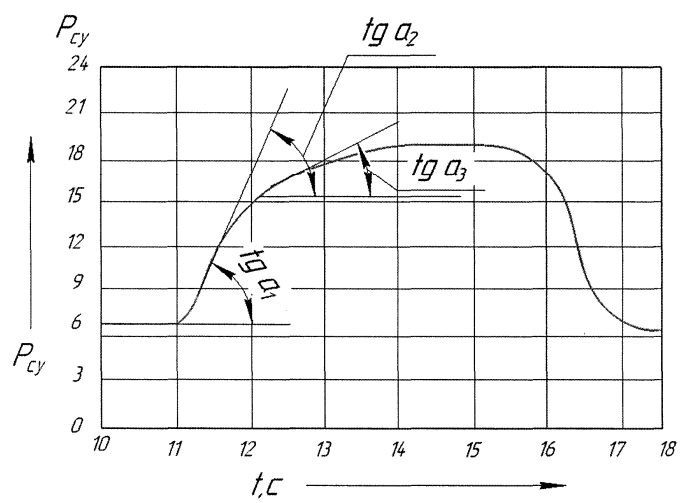
Фиг. 5



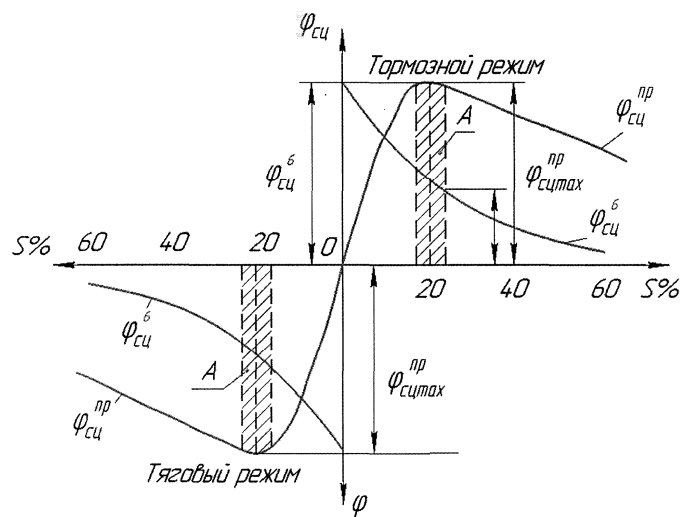
Фиг. 6



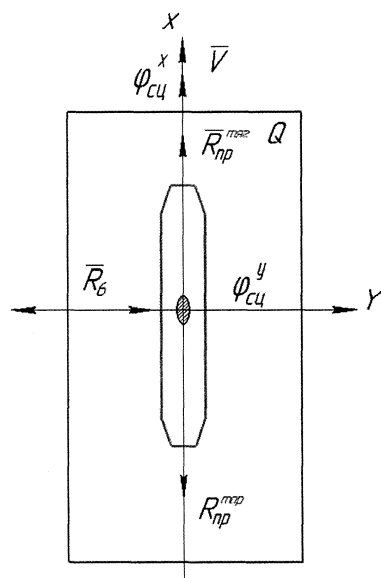
Фиг. 7



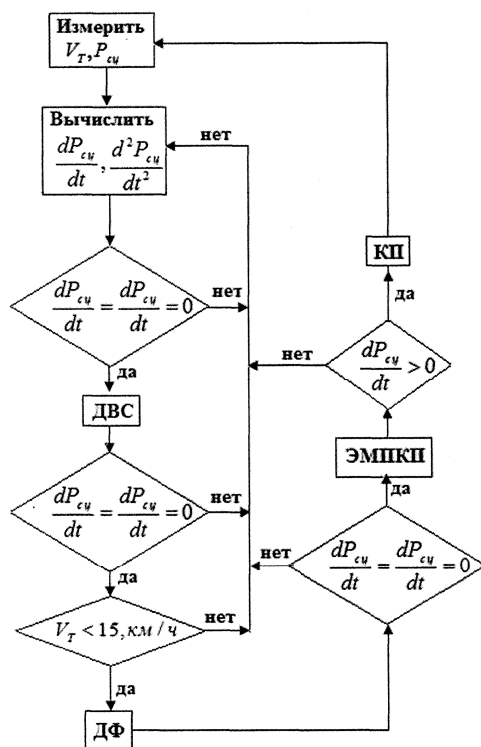
Фиг. 8



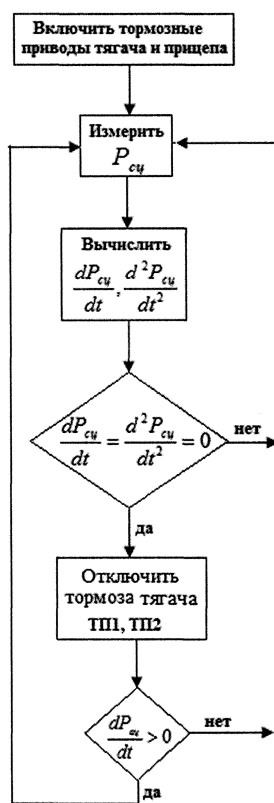
Фиг. 9



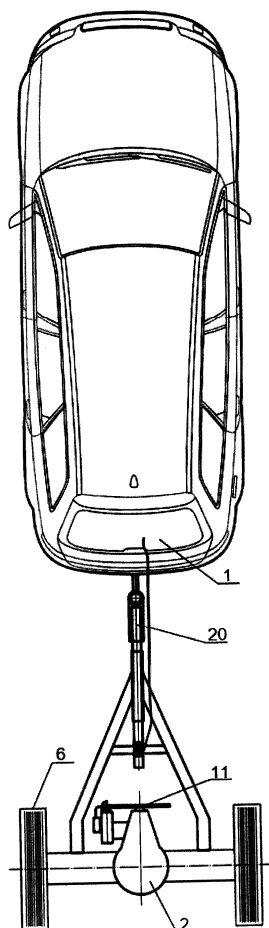
Фиг. 10



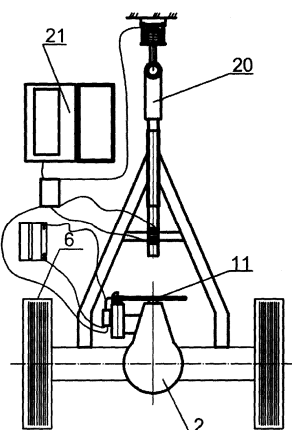
Фиг. 11



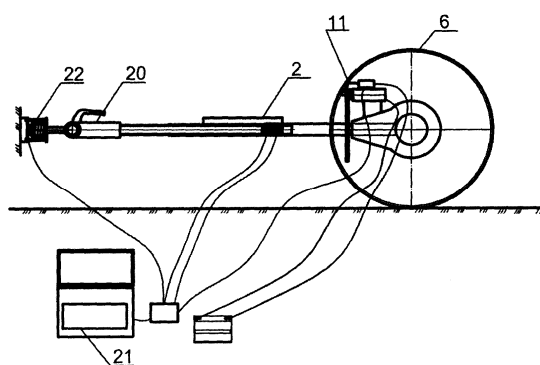
Фиг. 12



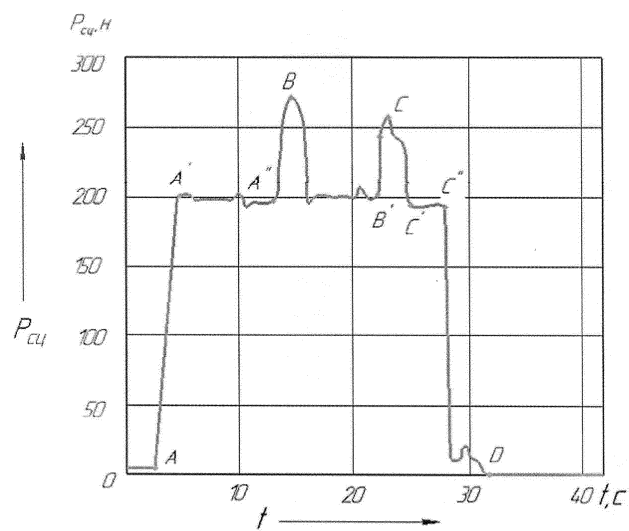
Фиг. 13



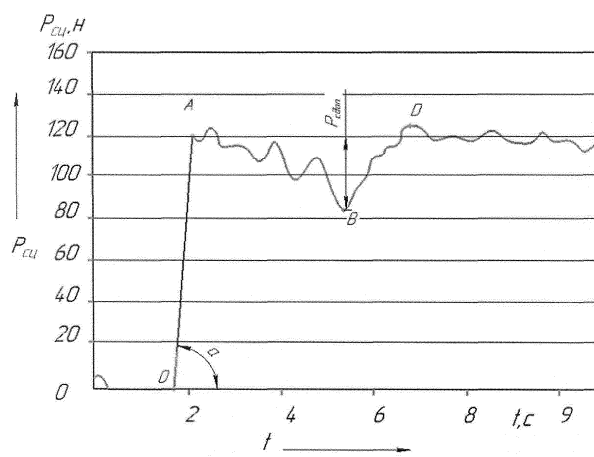
Фиг. 14



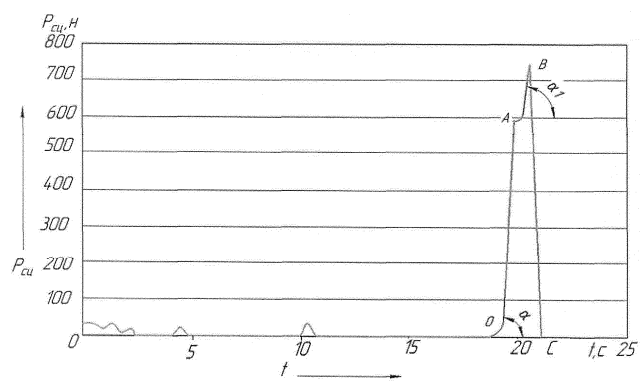
Фиг. 15



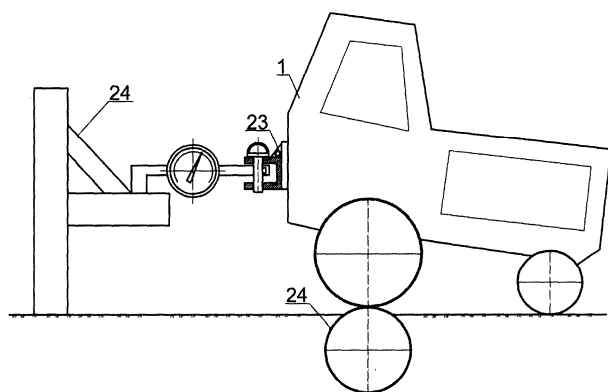
Фиг. 16



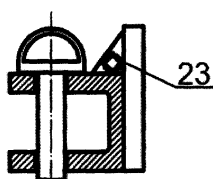
Фиг. 17



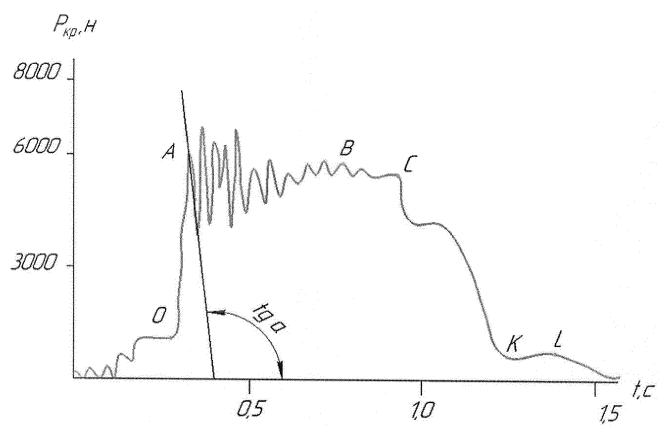
Фиг. 18



Фиг. 19



Фиг. 20



Фиг. 21

