



УДК 621.43

UDC 621.43

2.9.5 – эксплуатация автомобильного транспорта

К ВОПРОСУ О КИНЕМАТИЧЕСКОМ РАССОГЛАСОВАНИИ В ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

ON THE ISSUE OF KINEMATIC MISALIGNMENT IN THE TRANSMISSION OF ALL-WHEEL DRIVE CARS

Гудков Виктор Владимирович,
к.т.н., доцент, доцент кафедры автомобильной подготовки ВУНЦ ВВС «ВВА им. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», г. Воронеж.

Gudkov Viktor Vladimirovich,
candidate of technical sciences, associate professor, associate of department of automotive training, Military Education and Scientific Center of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy (Voronezh) the Ministry of Defense of the RF, Voronezh.

✉¹ **Сокол Павел Александрович**,
к.т.н., преподаватель кафедры автомобильной подготовки ВУНЦ ВВС «ВВА им. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», г. Воронеж,
e-mail: pavsokol@yandex.ru

✉¹ **Sokol Pavel Alexandrovich**,
candidate of technical sciences, lecturer of department of automotive training, Military Education and Scientific Center of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy (Voronezh) the Ministry of Defense of the RF, Voronezh,
e-mail: pavsokol@yandex.ru

Аннотация. В статье проанализированы причины возникновения явления циркулирующей мощности в замкнутом силовом контуре «колесный движитель – опорная поверхность» и кинематического рассогласования ведущих колес полноприводного автомобиля при различных условиях и режимах его движения. Проанализированы способы уменьшения кинематического рассогласования ведущих колес, указаны их преимущества и недостатки. Предложен усовершенствованный алгоритм функционирования устройства для определения проскальзывания элементов протектора шины по опорной поверхности с целью уменьшения кинематического рассогласования ведущих колес при заблокированной трансмиссии.

Annotation. The article analyzes the causes of the phenomenon of circulating power in a closed power circuit "wheel propulsion – bearing surface" and kinematic misalignment of the driving wheels of an all-wheel drive vehicle under various conditions and modes of its movement. The methods of reducing the kinematic misalignment of the driving wheels are analyzed, their advantages and disadvantages are indicated. An improved algorithm for the functioning of a device for determining the slipping of tire tread elements along the support surface is proposed in order to reduce the kinematic misalignment of the driving wheels with the transmission locked.

Ключевые слова: ТРАНСМИССИЯ, НЕСОТВЕТСТВИЕ, СКОРОСТЬ, ЦИРКУЛЯЦИЯ МОЩНОСТИ, НАГРУЗКИ, КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ.

Keywords: TRANSMISSION, MISMATCH, SPEED, POWER CIRCULATION, LOADS, TORQUE.

¹ Автор для ведения переписки

1 Актуальность, постановка вопроса, план исследования (обзора)

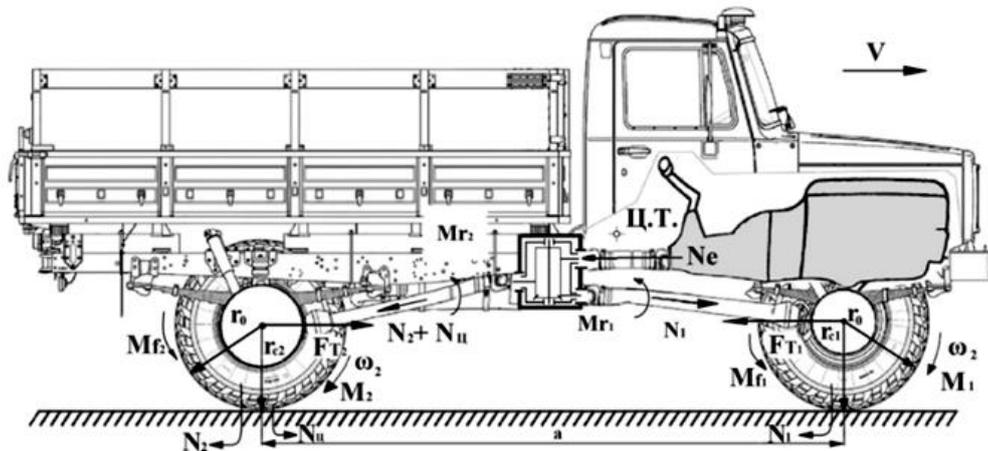
Многофункциональность использования полноприводных автомобилей во многих сферах и в различных климатических и дорожных условиях предъявляет перед ними повышенные и зачастую противоречивые специфические требования: повышенную или высокую проходимость при топливной экономичности, обеспечение заявленной при этом грузоподъемности и приемлемой динамики. Однако, выполнение данных требований во многом зависит от типа схемы трансмиссии и конструкции привода ведущих колес (мостового или балансирного) [1-3]. Исходя из этого, основные заказчики требуют от производителей дальнейшего усовершенствования конструкций шасси, колесного движителя и в том числе широко распространенных механических трансмиссий, которые не в полной мере обеспечивают возможность повышения тягово-сцепных показателей по следующим причинам:

- дифференциальные механизмы не позволяют максимально реализовать сцепные возможности ведущих колес;
- дополнительными потерями полезной мощности вследствие большего числа ведущих мостов и потерь в механизмах трансформации и распределения крутящего момента.

В механических трансмиссиях автомобилей повышенной проходимости со всеми ведущими мостами отработаны схемы, предусматривающие как жесткую связь между ними при ступенчатом регулировании крутящего момента, так и дифференциальную [4]. При этом для заблокированных механических трансмиссий характерен существенный недостаток, выражающийся в возникновении при определенных условиях явления циркуляции мощности в замкнутом силовом контуре «колесный движитель – опорная поверхность» [5-10].

В процессе движения полноприводных автомобилей происходит постоянное изменение величины коэффициента сцепления колесного движителя с опорной поверхностью (ОП), вертикальной нагрузки на нее, а при определенных случаях движения изменяется и ее плотность. В результате происходит изменение величины силового радиуса качения у каждого из ведущих колес, способствуя возникновению процессов перераспределения окружных сил, действующих в области контакта колесного движителя и ОП, приводя к изменению величины крутящего момента, подведенного к ведущим колесам. Эластичные пневматические шины при качении подвержены тангенциальной деформации, и, при частных случаях взаимодействия с ОП при буксовании вызывают ее деформацию с изменением величины коэффициента сцепления. При равномерном и прямолинейном движении полноприводных автомобилей по твердым (недеформируемым) ОП, передние и задние ведущие колеса будут иметь различные линейные скорости, однако, при наличии заблокированного (жесткого) привода ведущих мостов, они будут иметь одинаковые скорости движения. Неодинаковые линейные скорости передних и задних ведущих колес являются причиной возникновения кинематического несоответствия (рассогласования) между ними, и, колеса, (в основном передние), с большей скоростью движения станут забегающими, а колеса с меньшей скоростью движения – тормозящими (рис. 1). Компенсироваться разница в величине пройденного пути между передними и задними ведущими колесами будет, в основном, их буксованием, реже – юзом, что приведет к дополнительной нагрузке узлов и агрегатов трансмиссии. При этом произойдет увеличение разности величин моментов между карданными валами привода ведущих мостов (т.н. момент скручивания), когда передний и задний карданные валы будут скручиваться навстречу друг другу под действием крутящих моментов.

На слабонесущих, деформируемых или скользких ОП паразитный момент скручивания карданных валов дополнительно будет нагружать элементы раздаточной коробки, особенно, при заблокированных дифференциалах и одновременном действии ее постоянно изменяющихся вертикальных и горизонтальных реакций.



r_0 – статический радиус ведущих колес; r_{e1}, r_{e2} – силовые радиусы ведущих колес; F_{T1}, F_{T2} – сила тяги ведущих колес; M_{r1}, M_{r2} – реакции на крутящие моменты; M_1, M_2 – крутящие моменты; M_{r1}, M_{r2} – реактивные моменты от работы главных передач; N_e – мощность, подведенная от силового двигателя; N_1, N_2 – подведенная к ведущим мостам полезная мощность; N_u – циркулирующая мощность; ω_1, ω_2 – окружная скорость ведущих колес

Рисунок 1 – Схема распределения мощности и крутящих моментов в заблокированной трансмиссии полноприводного автомобиля

Возникающие при этом колебания силового двигателя и раздаточной коробки в продольном направлении вызовут их смещение при передаче дополнительных усилий от задних колес к передним и наоборот, а также, появление ударных нагрузок, что делает невозможным получение оптимальной разницы между буксующими передними и задними ведущими колесами для компенсации кинематического рассогласования между ними.

У полноприводных автомобилей при возникновении кинематического рассогласования в колесном движителе потери полезной мощности будут возрастать в случае максимального сцепления ведущих колес с ОП, и, заблокированные дифференциалы, жестко соединенные между собой карданными валами, будут вращаться с одинаковыми угловыми скоростями. Полезная мощность, подведенная к ведущим колесам, будет циркулировать по замкнутому силовому контуру: передние ведущие колеса – узлы и агрегаты трансмиссии – задние ведущие колеса – рама автомобиля – передние ведущие колеса.

При этом, межколесное рассогласование будет меньше, чем межосевое, т.к. перераспределение одновременно действующих вертикальных и горизонтальных реакций ОП между ведущими колесами одного моста будет наблюдаться в меньших пределах [11]. Разница в величинах вертикальных и горизонтальных реакций ОП на смежных ведущих мостах и будет составлять их кинематическое рассогласование, а блокировка дифференциалов ведущих мостов будет влиять на изменение величин крутящих моментов в обратно пропорциональной зависимости. При криволинейном движении автомобиля, особенно, на деформируемых ОП, к переднему ведущему мосту будет подведен меньший по величине крутящий момент, чем к среднему и заднему ведущим мостам, способствуя их дополнительной перегрузке. При прямолинейном движении автомобиля по недеформируемым ОП, будет происходить перегрузка переднего ведущего моста и разгружаться балансирная подвеска среднего и заднего ведущих мостов, и, в результате, передние ведущие колеса будут перегружены, а задние – недогружены [11].

Далее, величина циркулирующей в замкнутом силовом контуре балансирной подвески среднего и заднего ведущих мостов паразитной мощности, будет расти при увеличении разности величин радиусов качения ведущих колес от одновременно действующих на них и постоянно изменяющихся вертикальных и горизонтальных реакций ОП, а также, при увеличении силы сопротивления качению автомобиля.

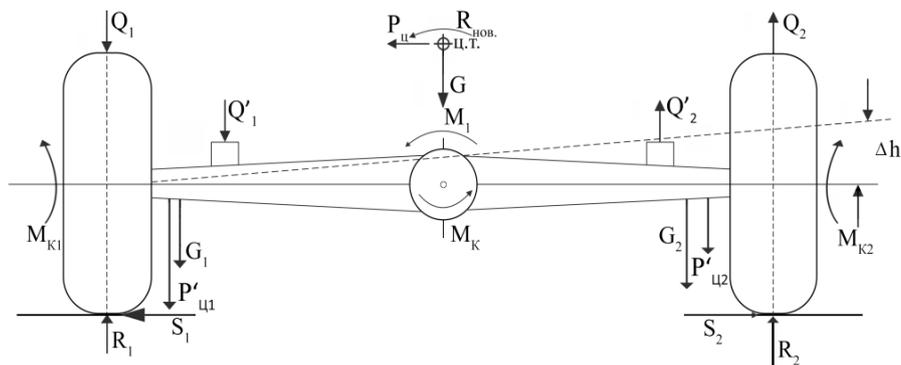
Также, если раздаточная коробка конструктивно имеет возможность блокировки ведущих валов, то подключение переднего ведущего моста (если он не подключен постоянно), вызовет при движении (особенно при криволинейном) по слабонесущим и деформируемым ОП возникновение явления циркуляции мощности. Поэтому, передний мост, где не предусмотрена конструктивно его постоянная работа, подключают только на труднопроходимых и скользких ОП. В других случаях (основная часть времени эксплуатации), такие автомобили вынужденно используются как неполноприводные.

Таким образом, действие процесса кинематического несоответствия в колесном двигателе значительно снижает их тяговые показатели, способствует возникновению явления циркулирующей мощности в замкнутом силовом контуре «колесный двигатель – опорная поверхность», при этом, дополнительно нагружая элементы трансмиссии и колесный двигатель, приводя к снижению их надежности и долговечности из-за повышенного износа при увеличении расхода топлива [12-16].

2 Анализ информационных источников

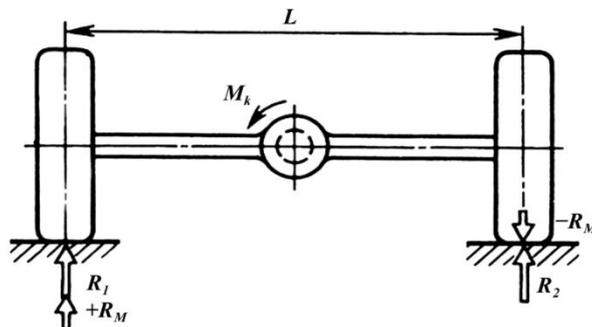
Эксплуатация полноприводных автомобилей происходит как на недеформируемых, так и на слабонесущих ОП. При этом, их технические характеристики могут быть не в полной мере реализованы из-за значительных (до 30 %) потерь полезной мощности в колесном двигателе [17]. При движении автомобиля на колесный двигатель действуют как активные, так и реактивные силы: сила тяжести, нагрузка от рамы и силы, возникающие в процессе взаимодействия ведущих колес и ОП. Действие внешних сил, нагрузок и реакций на балку моста и ведущие колеса показано на рис. 2.

Реакции от действующего крутящего момента (M_k), подведенного к редуктору главной передачи и размещенному в балке ведущего моста, будут способствовать изменению величин действующих вертикальных нагрузок и реакций ОП [18]. При этом, левое ведущее колесо будет дополнительно нагружаться, а правое – разгружаться, а при криволинейном движении, под действием боковой силы оно может сместиться, способствуя внезапному и неконтролируемому уводу ведущей оси в занос (рис. 3).



G_1, G_2 – нагрузки на колеса от веса автомобиля и груза; $P'_{ц1}, P'_{ц2}$ – результирующие величины нагрузок на колеса с учетом момента привода и поворота; Δh – величина смещения от момента привода; M_k – момент привода от КПП; M_1 – момент от реактивных сил; Q'_1, Q'_2 – реакция на колеса от веса автомобиля в опорах моста; Q_1, Q_2 – реакция на колеса от веса автомобиля и груза; M_{k1}, M_{k2} – момент на колесах от движения автомобиля; S_1, S_2 – боковые реакции на шины от дороги; R_1, R_2 – вертикальная реакция дороги; $R_{пов.}$ – радиус наклона ведущего моста; G – вес автомобиля в центре масс; $P_{ц}$ – силы поворота относительно центра масс; Q_1, Q_2 – величины реакций на колесах от веса автомобиля и груза; Δh – величина смещения от крутящего момента

Рисунок 2 – Схема действующих сил и реакций на балку моста и ведущие колеса



R_M – реакция на колесах от момента редуктора; L – колея автомобиля

Рисунок 3 – Схема действия крутящего момента на редуктор и колеса ведущего моста

При разгоне и торможении автомобиля, горизонтальные реакции (R_x) ОП (рисунок 4), возникающие в области ее контакта с ведущими колесами, вызывают поворот балки ведущих мостов, с увеличением изгибающих напряжений, действующих в центрах рессор подвески, который возможно компенсировать установкой продольных штанг (реактивных тяг), работающих на сжатие и на растяжение.

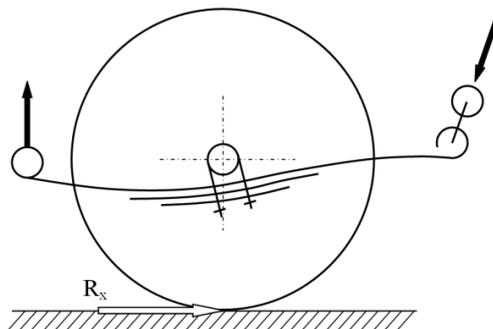
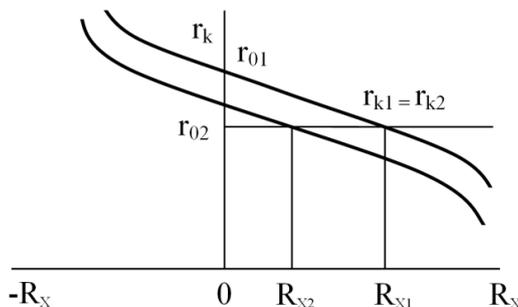


Рисунок 4 – Действие изгибающего момента на рессоры подвески

Таким образом, у автомобилей повышенной проходимости с заблокированной трансмиссией, ведущие колеса будут взаимосвязаны своими отличающимися по величине угловыми скоростями, различными по величине силовыми радиусами (из-за действия на ведущие мосты неодинаковых вертикальных и горизонтальных нагрузок), различными по величине вертикальными и горизонтальными реакциями ОП и неодинаковыми по величине крутящими моментами, подведенными к ним (рис. 5, 6) [16].



r_{k1}, r_{k2} – силовые радиусы колес от сил трения; r_{01}, r_{02} – статические радиусы колес

Рисунок 5 – График изменения силовых радиусов ведущих колес при положительной силе тяги

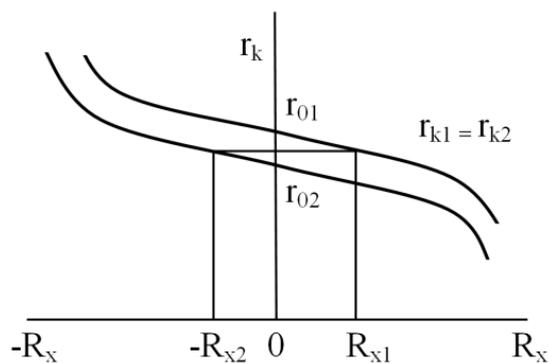


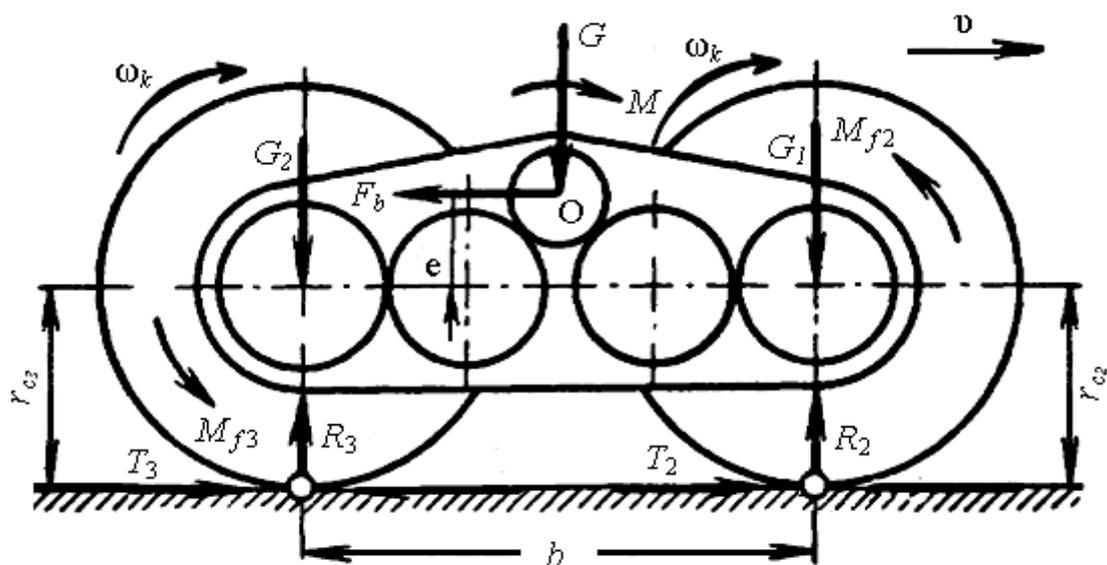
Рисунок 6 – График изменения силовых радиусов ведущих колес под действием циркулирующей мощности

Применение в конструкции полноприводных автомобилей – самосвалов симметричных тандемных мостов неизбежно приведет к увеличению величины перераспределения вертикальных и горизонтальных реакций ОП, способствуя увеличению величины циркулирующей мощности, действующей в силовом замкнутом контуре «колесный движитель – опорная поверхность» (рис. 7).



Рисунок 7 – Тандемный мост полноприводного самосвала

Авторами, в работе [19], было установлено влияние режима движения полноприводного автомобиля, состояния ОП, конструкции привода колесного движителя, величин силовых радиусов ведущих колес, а также отношения плеч тандемного моста относительно точки его качания (подвеса) на перераспределение вертикальных и горизонтальных реакций ОП, а также на изменение величины силы тяги и подведенного крутящего момента. При движении автомобиля будет происходить дополнительное нагружение задних колес тандемного моста на 30–40 % (в зависимости от режимов движения), способствуя уменьшению его тяговых показателей, и, приводя к возникновению явления циркуляции мощности в силовом замкнутом контуре «колесный движитель – опорная поверхность», дополнительно нагружая узлы и агрегаты трансмиссии, ходовой части и колесный движитель. В результате произойдет возникновение процесса перераспределения внешних сил и реакций ОП по ведущим колесам тандемного моста, способствующего его повороту вокруг точки качания (подвеса) в сторону, противоположную подведенному крутящему моменту (рис. 8).



O – точка качания тандемного моста; b – база тандемного моста; F_b – реакция тандемного моста ($F_b=T_2+T_3$); M – подводимый крутящий момент; M_{f2} , M_{f3} – моменты сопротивления качению; G – нагрузка на тандемный мост; G_2, G_3 – нагрузка на ведущие колеса; R_2, R_3 – вертикальные реакции опорной поверхности; r_{c2}, r_{c3} – силовой радиус колеса; e – эксцентриситет; T_2, T_3 – сила тяги, развиваемая колесами

Рисунок 8 – Схема взаимодействия тандемного моста и опорной поверхности

Жесткий шестеренчатый привод ведущих колес при неоднородном характере распределения внешних сил, реакций ОП и моментов между ведущими валами и шестернями тандемного моста, уменьшают полезную тяговую мощность, развиваемую ведущими колесами, и, в дальнейшем, кинематическое рассогласование по ведущим валам вызовет появление циркулирующей мощности, также снижающей полезную мощность для создания силы тяги.

Анализируя процессы распределения вертикальных реакций ОП, действующих на ведущие колеса симметричного тандемного моста (рис. 9), можно сделать вывод о перераспределении вертикальной нагрузки с переднего колеса (вал 2, реакция R_2) на заднее колесо тандемного моста (вал 3, реакция R_3), при этом, разница в нагрузке может достигать 43 %.

В работе [20], автор сделал вывод, что основным конструктивным и эксплуатационным показателем, влияющим на тягово–сцепные характеристики колесных транспортных средств, являются действующие вертикальные реакции ОП на колесный движитель и ведущие мосты, которые снижают реализацию тягово-сцепных возможностей. Также, автор показал, что перераспределение вертикальных реакций ОП существенно влияет на величину буксования ведущих колес, снижая ее на 10-15%.

В целях снижения действия кинематического несоответствия на тяговые показатели колесного движителя в разное время было предложено несколько способов, суть которых заключалась в автоматическом изменении внутреннего давления воздуха в пневматических шинах, приводящего к изменению вертикальной нагрузки на них [21-23]. Эти способы имеют комплексные характерные недостатки, выражающиеся в невозможности конструктивного применения на автомобилях с жесткой подвеской, а также на полноприводных автомобилях. При этом, блоки управления и контроля параметров процессе своей работы не учитывали величины коэффициента сцепления ведущих колес с ОП.

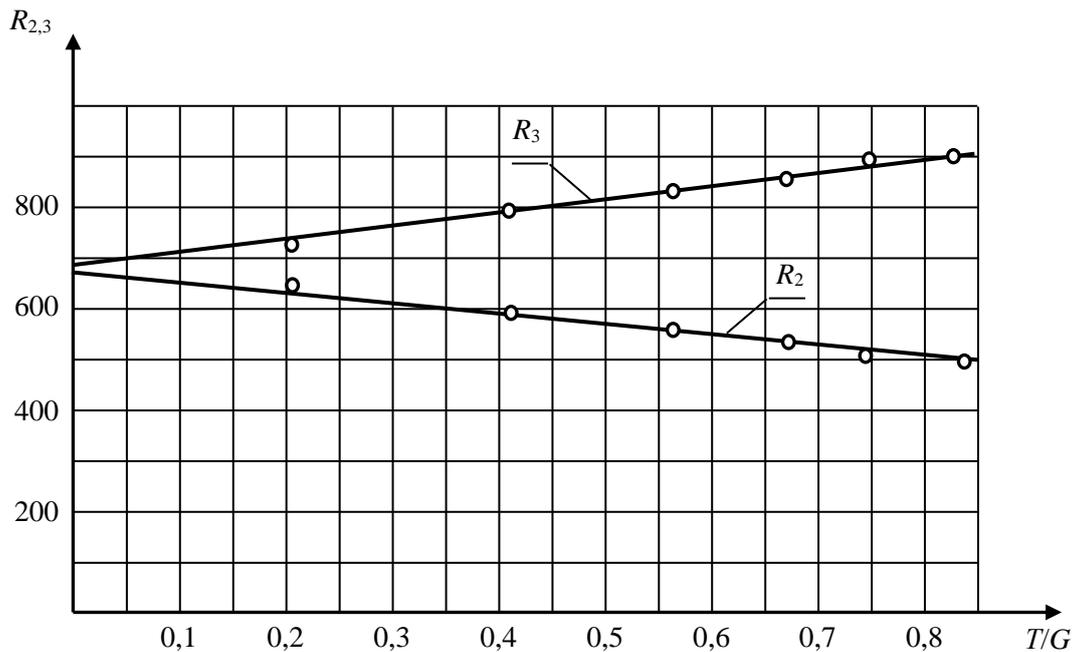


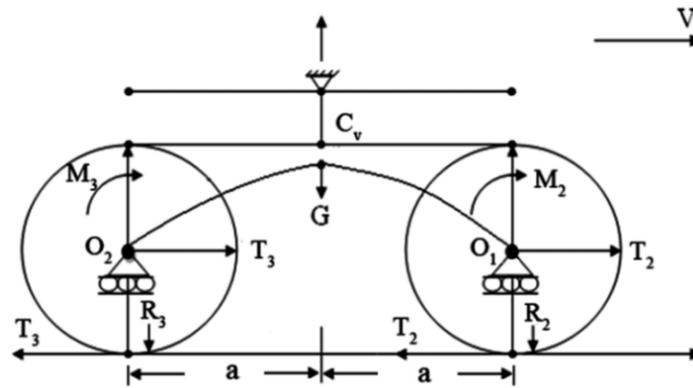
Рисунок 9 – Зависимость величин вертикальных реакций ОП на колесах тандемного моста от изменения относительного тягового усилия

В ходе исследования процессов взаимодействия заблокированного колесного движителя и ОП, авторы, в работе [24], предложили способ определения кинематического рассогласования ведущих колес, сущность которого заключается в проведении измерений на каждом из колес действующих на них вертикальных и горизонтальных внешних сил при перемещении (буксировке) колесной машины и последующего аналитического расчета коэффициента рассогласования на каждом из колес. Данный способ технически сложен при реализации, т. к. произвести корректные замеры одновременно действующих вертикальных и горизонтальных внешних сил, реакций и их регистрацию представляет собой достаточно серьезную проблему.

В работе [25], авторами был предложен способ определения кинематического рассогласования ведущих колес, сущность которого заключалась в переходе измерений от линейной скорости ведущих колес в области контакта с ОП к измерению их линейных перемещений при равных углах поворота в центре области контакта. В ходе проведения измерений одно из колес вывешивалось, а перемещение автомобиля происходило путем буксировки. Однако, для повышения точности эксперимента и снижения погрешностей, необходимо, чтобы колеса вращались с большими угловыми скоростями, что потребует наличия габаритной площадки для проведения измерений. Также, при перекосе автомобиля неизбежно возникнут люфты в узлах и механизмах, что значительно снизит точность результатов при проведении измерений.

3 Обобщение результатов исследований

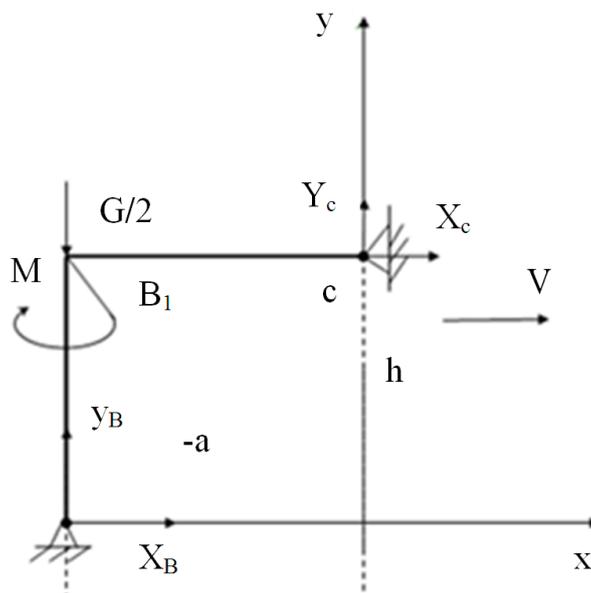
Рассмотрим схему внешних сил и моментов, действующих в балансирном приводе ведущих мостов полноприводного автомобиля. Классическая конструкция подвески среднего и заднего ведущих мостов предполагает их крепление к раме через реактивные тяги, воспринимающие горизонтальные усилия, способные перемещаться по вертикали. При этом, крутящий момент к ведущим мостам подводится через жесткие карданные передачи, и, следовательно, угловая скорость вращения ведущих колес среднего и заднего ведущих мостов будет одинаковой. Схема сил, действующих на балансирную подвеску среднего и заднего ведущих мостов, представлены на рис. 10.



a – плечи балансирной подвески; V – скорость движения автомобиля; C_v – точка качания балансирной подвески; G – вертикальная нагрузка на балансирную подвеску; R_2, R_3 – реакция опорной поверхности на колеса балансирной подвески; T_2, T_3 – сила тяги колес; M_2, M_3 – момент на колесах балансирной подвески

Рисунок 10 – Схема сил, действующих на балансирную подвеску ведущих мостов

Конструкция упругой подвески среднего и заднего ведущих мостов позволяет им перемещаться в вертикальной плоскости, передавая действующие вертикальные реакции ОП друг другу. Учитывая одинаковые расстояния между осями колес среднего и заднего ведущих мостов и центром качания упругих элементов, вертикальная нагрузка от веса автомобиля и груза будет равномерно распределяться между средним и задним ведущими мостами. При этом, реактивные тяги позволяют ведущим мостам двигаться вертикально и независимо друг от друга, и, при этом, становится возможным рассмотрение взаимодействия ведущих колес среднего и заднего мостов и ОП по отдельности. Рассмотрим схему внешних сил, действующих на ведущее колесо заднего моста (рис. 11).



C – точка подвеса колеса заднего моста; Y_c, X_c – вертикальная и горизонтальная реакции в точке крепления подвески заднего моста; M – момент подводимый к колесу; B_1 – точка оси колеса заднего моста; Y_B, X_B – вертикальная и горизонтальная реакции в точке контакта колеса с опорной поверхностью; h – силовой радиус колеса; $-a$ – расстояние от точки качания до оси колеса заднего моста

Рисунок 11 – Схема сил, действующих на ведущее колесо заднего моста

Для решения один раз статически неопределимой системы от действия нагрузки $G/2$ примем $y_B = 1$. Тогда каноническое уравнение эквивалентности основной и заданной системы:

$$y_B \delta_{11} + \Delta_{1p} = 0;$$

$$\delta_{11} = \frac{1}{2} a \cdot a \cdot \frac{2}{3} a; \Delta_{1p} = \frac{1}{2} a \frac{Ga}{2} \cdot \frac{2}{3} a;$$

$$y_B = \frac{1}{2} a^2 \cdot \frac{2}{3} a - \frac{1}{2} \cdot \frac{G}{2} a^2 \cdot \frac{2}{3} a = 0;$$

$$y_B = \frac{G}{2}.$$

где δ_{11} – перемещение в основной системе по направлению y_B от действия силы $y_B = 1$;
 Δ_{1p} – перемещение по направлению y_B от заданной нагрузки.

Решая систему с учетом найденной неизвестной силы, получим:

$$\sum M_C = 0;$$

$$\frac{G}{2} \cdot a - y_B \cdot a + x_B \cdot h = 0;$$

$$\frac{G}{2} \cdot a - \frac{G}{2} \cdot a + x_B = 0;$$

$$x_B = 0;$$

$$\sum M_{B1} = 0;$$

$$y_c \cdot a + x_B \cdot a = 0;$$

$$y_c = 0;$$

$$\sum M_x = 0;$$

$$-y_B \cdot a + \frac{G}{2} \cdot a - x_c \cdot h = 0;$$

$$-\frac{G}{2} \cdot a + \frac{G}{2} \cdot a - x_c \cdot h = 0;$$

$$x_c = 0.$$

Окончательно имеем от действия нагрузки $G/2$:

$$X_B = 0; Y_c = 0; X_c = 0.$$

Решим один раз статически неопределимую систему от действия нагрузки M :

Пусть $Y_B = 1$, тогда каноническое уравнение эквивалентности основной и заданной системы будет иметь вид:

$$y_B \delta_{11} + \Delta_{1p} = 0;$$

$$\delta_{11} = \frac{1}{2} a^2 \cdot \frac{2}{3} a = \frac{1}{3} a^3; \Delta_{1p} = M \cdot a \cdot \frac{1}{2} a = \frac{M}{2} a^2;$$

$$y_B = \frac{3}{2} \cdot \frac{M}{a}.$$

Решая систему с учетом найденной неизвестной силы, получим:

$$\sum M_c = 0;$$

$$-M - y_B \cdot a + x_B \cdot h = 0;$$

$$x_B = \frac{5}{2} \cdot \frac{M}{h};$$

$$\sum M_{B'} = 0;$$

$$-M + x_B \cdot h + y_c \cdot a = 0;$$

$$y_c = -\frac{3}{2} \cdot \frac{M}{a};$$

$$\sum M_c = 0;$$

$$-M - y_B \cdot a - x_c \cdot h = 0;$$

$$x_c = -\frac{5}{2} \cdot \frac{M}{h}.$$

Таким образом, окончательно имеем от действия нагрузки M :

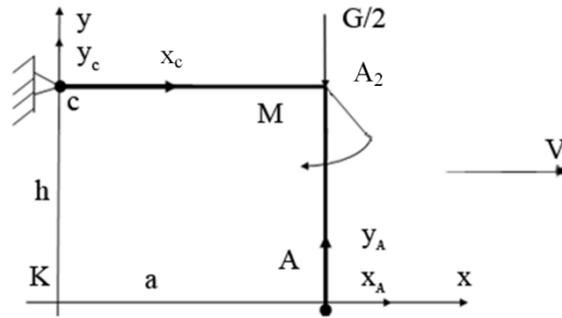
$$x_B = \frac{5}{2} \cdot \frac{M}{h}; y_c = -\frac{3}{2} \cdot \frac{M}{a}; x_c = -\frac{5}{2} \cdot \frac{M}{h}.$$

Согласно принципу независимого действия сил, результирующее значение реакций ОП будет равно:

$$y_B = \frac{G}{2} + \frac{3}{2} \cdot \frac{M}{a}; x_B = \frac{5}{2} \cdot \frac{M}{h};$$

$$y_c = -\frac{3}{2} \cdot \frac{M}{a}; x_c = -\frac{5}{2} \cdot \frac{M}{h}.$$

Рассмотрим равновесие среднего ведущего моста автомобиля (рис. 12).



C – точка подвеса колеса среднего моста; Y_C, X_C – вертикальная и горизонтальная реакции в точке крепления подвески среднего моста; a – расстояние от точки качания до оси колеса среднего моста; A_2 – точка оси колеса среднего моста; Y_A, X_A – вертикальная и горизонтальная реакции в точке контакта колеса с опорной поверхностью; M – момент, подводимый к колесу; h – силовой радиус колеса

Рисунок 12 – Схема сил, действующих на ведущее колесо среднего моста

Для решения один раз статически неопределимой системы от действия нагрузки $G/2$ принимаем $y_a = 1$ и запишем каноническое уравнение эквивалентности основной и заданной системы:

$$y_A \delta_{11} + \Delta_{1p} = 0;$$

$$\delta_{11} = \frac{1}{2} a \cdot a \cdot \frac{2}{3} a; \Delta_{1p} = \frac{1}{2} a \frac{Ga}{2} \cdot \frac{2}{3} a;$$

$$y_A = \frac{G}{2}.$$

Решая систему для других неизвестных, получим:

$$\sum M_c = 0;$$

$$-\frac{G}{2} \cdot a + y_A \cdot a + x_A \cdot h = 0;$$

$$x_A = 0;$$

$$\sum M_{A'} = 0;$$

$$-y_c \cdot a + x_A \cdot h = 0;$$

$$y_c = 0;$$

$$\sum M_k = 0;$$

$$-\frac{G}{2} \cdot a + y_A \cdot a - x_c \cdot h = 0;$$

$$x_c = 0;$$

$$x_A = 0; y_c = 0; x_c = 0.$$

Рассмотрим действие нагрузки M , и, принимая, что $y_A = 1$ запишем уравнение:

$$y_A \delta_{11} + \Delta_{1p} = 0;$$

$$\delta_{11} \frac{1}{2} a^2 \cdot \frac{2}{3} a = \frac{1}{3} a^3; \Delta_{1p} = M \cdot a \cdot \frac{1}{2} a = \frac{M}{2} a^2;$$

$$y_A \cdot \frac{1}{3} a^3 - \frac{M}{2} a^2 = 0;$$

$$y_A = \frac{3M}{2a}.$$

Решая систему относительно других неизвестных, получим:

$$\sum M_c = 0;$$

$$-M + y_A \cdot a + x_A \cdot h = 0;$$

$$x_A = -\frac{M}{2h};$$

$$\sum M_{A'} = 0;$$

$$-M - y_c \cdot a + x_A \cdot h = 0;$$

$$y_c = -\frac{3M}{2a};$$

$$\sum M_k = 0;$$

$$-M - x_c h + y_A a = 0;$$

$$x_c = \frac{M}{2h};$$

$$x_A = -\frac{M}{2h};$$

$$y_c = -\frac{3M}{2a}; x_c = \frac{M}{2h}.$$

Согласно принципу независимого действия сил, результирующее значение реакций ОП будет равно:

$$y_A = \frac{G}{2} + \frac{3M}{2a}; x_A = -\frac{M}{2h};$$

$$y_c = -\frac{3M}{2a}; x_c = \frac{M}{2h}.$$

Введем ограничение по силе тяги:

$$T_{\max} = X_{\max} \leq G\varphi,$$

где φ – коэффициент сцепления.

При $\varphi = 1$, когда сила тяги не может превышать нагрузку G на каждом колесе можно записать:

$$x = -y\varphi.$$

Для ведущего колеса среднего моста можно записать уравнение:

$$|x_a| = |y_a| \cdot \varphi;$$

$$\frac{G}{2} \cdot \varphi + \frac{3M}{2a} \cdot \varphi = \frac{M}{2h} \Rightarrow \frac{G}{2} \cdot \varphi = \frac{M}{2h} - \frac{3M}{2a} \cdot \varphi = \frac{M \cdot 2a - 3M\varphi \cdot 2h}{2h \cdot 2a};$$

$$G_{ah} \cdot \varphi = Ma - 3mh \cdot \varphi \Rightarrow M_2 = \frac{Gah \cdot \varphi}{a - 3h \cdot \varphi}.$$

Для ведущего колеса заднего моста можно записать уравнение:

$$|x_b| = |y_b| \cdot \varphi;$$

$$\frac{G}{2} \cdot \varphi + \frac{3}{2} + \frac{M}{a} \cdot \varphi = \frac{5}{2} \cdot \frac{M}{h} \Rightarrow G\varphi = \frac{5M}{h} - \frac{3M}{a} \cdot \varphi \Rightarrow G\varphi = \frac{5Ma - 3Mh}{ah} \cdot \varphi;$$

$$G_{ah}\varphi = 5Ma - 3Mh\varphi;$$

$$M_3 = \frac{Gah \cdot \varphi}{5a - 3h \cdot \varphi}.$$

Полученные значения моментов не могут быть превышены из условия сцепления колеса с ОП. Естественно, реальное буксование ведущих колес начнется раньше и будет определяться свойствами ОП и рисунком протектора пневматической шины. При этом вертикальная нагрузка будет равна:

$$y_a = \frac{G}{2} + \frac{3}{2a} \cdot \frac{Gh\varphi}{(a-3h\varphi)} = \frac{G}{2} \left(1 + \frac{3h\varphi}{a-3h\varphi}\right) = \frac{G}{2} \left(\frac{a-3h+3h}{a-3h\varphi}\right) = \frac{G}{2} \cdot \frac{a}{a-3h\varphi};$$

$$x_a = -\frac{Gah\phi}{a-3h\phi} = \frac{1}{2h} = -\frac{Ga\phi}{(a-3h\phi)} = \frac{G}{2} \left(\frac{a\phi}{a-3h\phi} \right);$$

$$y_b = \frac{G}{2} + \frac{3}{2a} \cdot \frac{Gah\phi}{5a-3h\phi} = \frac{G}{2} \cdot \left(\frac{5a-3h+3h}{5a-3h\phi} \right) = \frac{G}{2} \cdot \frac{5a}{5a-3h\phi};$$

$$x_b = \frac{5}{2h} \cdot \frac{Gah\phi}{5a-3h\phi} = \frac{5Ga\phi}{2(5a-3h\phi)} = \frac{G}{2} \cdot \frac{5a\phi}{5a-3h\phi};$$

$$\Delta p = y_a - y_b = \frac{G}{2} \cdot \frac{a}{a-3h\phi} - \frac{G}{2} \cdot \frac{5a}{5a-3h\phi} = \frac{G}{2} a \left(\frac{1}{a-3h\phi} - \frac{5}{5a-3h\phi} \right) =$$

$$= \frac{Ga}{2} \left(\frac{5a-3h\phi-5a+15h\phi}{(a-3h\phi)(5a-3h\phi)} \right) = \frac{G}{2} \cdot \frac{12h\phi}{(a-3h\phi)(5a-3h\phi)} = \frac{6Gha\phi}{(a-3h\phi)(5a-3h\phi)}.$$

Величина силы тяги, развиваемая ведущими колесами заднего моста:

$$T = x_a + x_b = -\frac{G}{2} \left(\frac{a\phi}{a-3h\phi} \right) + \frac{G}{2} \cdot \frac{5a\phi}{5a-3h\phi} =$$

$$= \frac{G}{2} \cdot \frac{5a\phi \cdot (a-3h\phi - a\phi(5a-3h\phi))}{(a-3h\phi) \cdot (5a-3h\phi)} =$$

$$= \frac{G}{2} a\phi \left(\frac{-12h\phi}{(a-3h\phi) \cdot (5a-3h\phi)} \right).$$

Рассмотрим неравномерность создания силы тяги по осям:

$$K_x = \frac{x_b}{x_a} = \frac{\frac{G}{2} \cdot \frac{5a\phi}{(5a-3h\phi)}}{-\frac{G}{2} \cdot \frac{a\phi}{(a-3h\phi)}} = -5 \frac{a-3h\phi}{5a-3h\phi} = -\frac{5a-15h\phi}{5a-3h\phi}.$$

Если силовые радиусы равны $h_1=h_2$, тогда запишем уравнение:

$$K_x = -5 \frac{1,2h-3h\phi}{1,2 \cdot 5h-3h\phi} = -5 \frac{1,2-3\phi}{6-3\phi}.$$

Если в начальный момент времени автомобиль неподвижен, то при начале движения к ведущим мостам подводится мощность N , при значении $\phi = 1$. Тогда, при условии равенства угловых скоростей ($\omega_1=\omega_2$), имеем равенство силовых радиусов ведущих колес ($h_1=h_2$), т.к. пневматические шины автомобиля достаточно жесткие и имеют высокое давление:

$$N = N_1 + N_2 = X_A \omega h + X_B \omega h = \text{const.}$$

Полагая, $N = \frac{N_{ab}}{\omega h} = 1$ что можно записать:

$$1 = X_A + X_B.$$

Учитывая использование относительных величин, получим, что $2h \approx 1$.

При условии $X_B = I - X_A$ можно записать уравнение:

$$\frac{G}{2} \cdot \frac{5a \cdot \varphi}{5a - 3 \cdot h \cdot \varphi} = 1 + \frac{G}{2} \cdot \frac{a \cdot \varphi}{a - 3h \cdot \varphi};$$

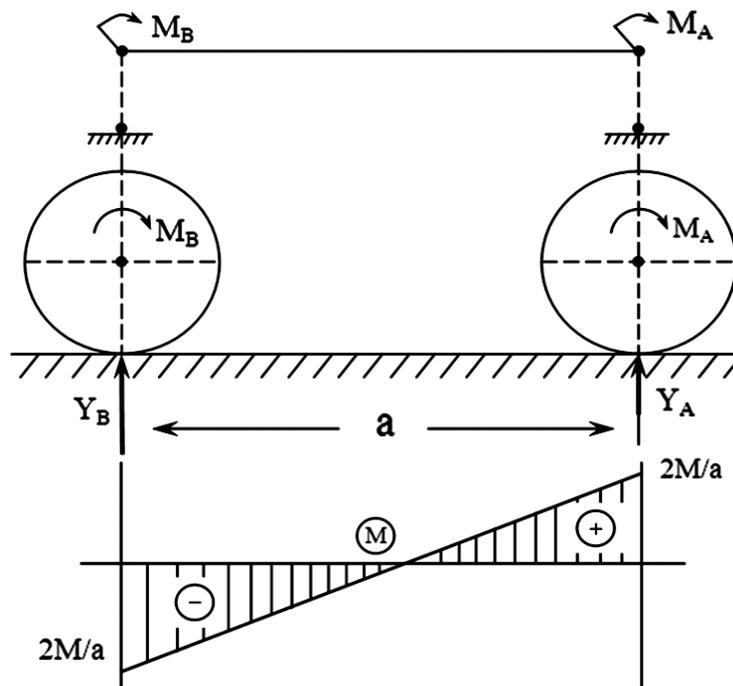
$$\frac{G}{2} \cdot \frac{5a \cdot \varphi}{5a - 3 \cdot h \cdot \varphi} = 1 + \frac{G}{2} \cdot \frac{a \cdot \varphi}{a - 3h \cdot \varphi}.$$

Если значение коэффициента φ безразмерное, то остается:

$$1 = \frac{5a \cdot \varphi}{5a - 3h \cdot \varphi} - \frac{a \cdot \varphi}{a - 3h \cdot \varphi}.$$

Таким образом, мы можем проанализировать процесс перераспределения мощности по ведущим колесам по отношению к нагрузке на ведущих мостах или коэффициента сцепления с ОП.

Для двухосного полноприводного автомобиля рассмотрим схему взаимодействия колес с ОП в виде упрощенной двухопорной балки, при этом, автомобиль нагружается только моментом по ведущим мостам (рис. 13).



M_A, M_B – крутящий момент; a – база автомобиля

Рисунок 13 – Эпюра моментов для двухосного автомобиля

Рассмотрим статически определимую систему для двухосного автомобиля:

$$\sum M_A = 0; \sum M_B = 0;$$

$$-2M - Y_B \cdot a = 0; -2M + Y_A \cdot a = 0;$$

$$Y_B = \frac{-2M}{a}; Y_A = \frac{2M}{a}.$$

Для трехосного полноприводного автомобиля у балансирной подвески среднего и заднего ведущих мостов система статически неопределима даже в упрощенной балочной модели (рис. 14).

Для сохранения неподвижности балки возможно исключить только одну связь, и, следовательно, система получается один раз статически неопределима (при $S=1$). Используя каноническое уравнение можно записать:

$$x_1 \delta_{11} + \Delta_{1M} = 0;$$

$$\delta_{11} = 2a \cdot \frac{2a}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 2a \cdot \frac{1}{EY} = \frac{6a^3}{3EY};$$

$$\Delta_{1M} = -3M \cdot 2a \cdot \frac{1}{2} \cdot 2a \cdot \frac{1}{EY} = -\frac{6Ma}{EY};$$

$$X_1 = Y_A = -\frac{\Delta_{1M}}{\delta_{11}} = \frac{6Ma^3 \cdot 3}{8a^2} = \frac{9M}{4a}.$$

Принимаем $M_1 = M_2 = M_3$; $G_1 = G_2 = G_3$; $\omega_1 = \omega_2 = \omega_3$.

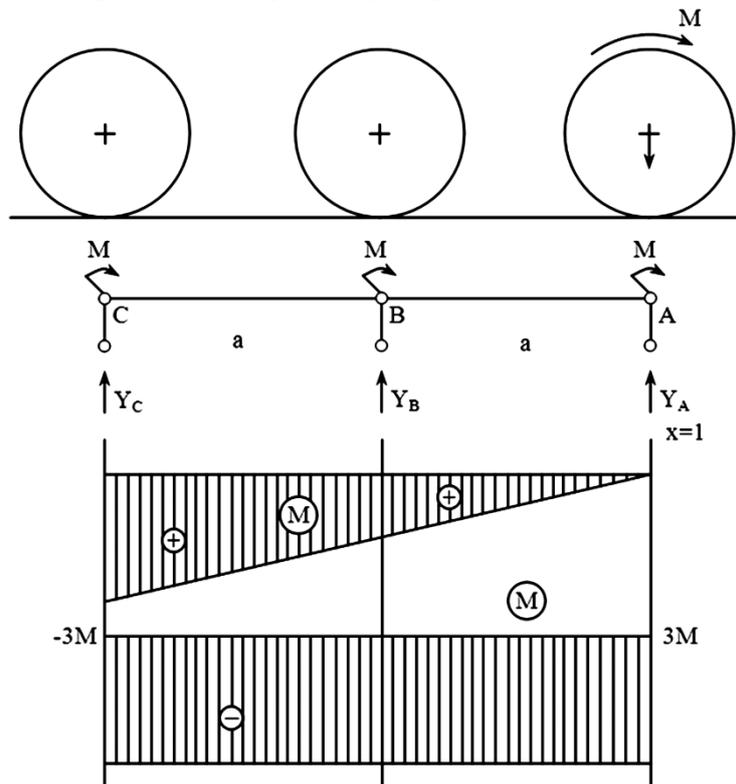


Рисунок 14 – Эпюра моментов для трехосного автомобиля

Для определения остальных неизвестных решим уравнения:

$$\sum M_B = 0;$$

$$-3M - Y_C \cdot a + Y_A \cdot a = 0;$$

$$Y_C = -3 \frac{M}{a} + \frac{9}{4} \frac{M}{a} = \frac{3}{4} \frac{M}{a};$$

$$\sum M_C = 0;$$

$$-3M + Y_B \cdot a + Y_A \cdot 2a = 0;$$

$$Y_B = 3 \frac{M}{a} - \frac{9}{4} \frac{M}{a} \frac{2a}{2} = -\frac{6}{4} \frac{M}{a}.$$

Полученные зависимости, естественно, не отражают полной картины нагружения шасси автомобиля, но, позволяют провести предварительный анализ действующих нагрузок. Даже этот предварительный анализ показывает, что каждое колесо автомобиля при одинаковом подводимом моменте за счет единого взаимодействия колес между собой будет развивать разную силу тяги. В целях проведения корректного анализа происходящих процессов была разработана математическая модель взаимодействия трехосного полноприводного автомобиля и ОП с шестью неизвестными и три раза статически неопределимой (рис. 15). Для решения данной системы были составлены три канонических уравнения перемещений для трех единичных сил:

$$\begin{cases} x_1 \cdot \delta_{11} + x_2 \cdot \delta_{12} + x_3 \cdot \delta_{13} + \Delta_{1p} = 0; \\ x_1 \cdot \delta_{21} + x_2 \cdot \delta_{22} + x_3 \cdot \delta_{23} + \Delta_{2p} = 0; \\ x_1 \cdot \delta_{31} + x_2 \cdot \delta_{32} + x_3 \cdot \delta_{33} + \Delta_{3p} = 0. \end{cases}$$

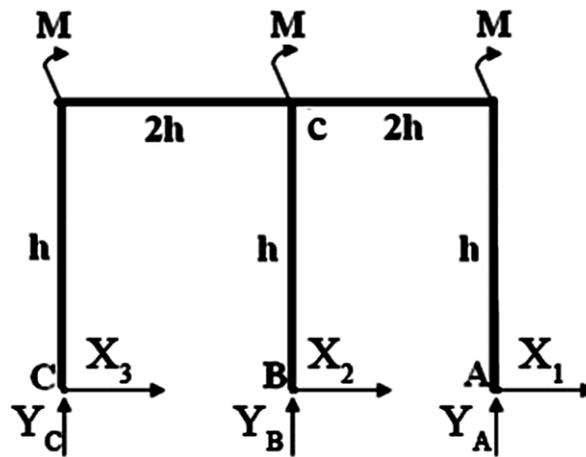


Рисунок 15 – Расчетная модель ходовой части трехосного полноприводного автомобиля

Для решения полученной системы необходимо построить эпюры моментов от каждой неизвестной единичной силы и от грузовых сил (рис. 16). При построении эпюр следует учитывать взаимное влияние отдельных элементов конструкции друг на друга как упругих деформируемых элементов способных к взаимному перемещению.

Для упрощения решения можно записать:

$$a=2h \quad \text{и} \quad M_1=M_2=M_3=M$$

Грузовая эпюра от действия внешних нагрузок M показывает распределение моментов на вертикальных стойках и горизонтальных ригелях конструкции. Эпюры моментов M_1 , M_2 и M_3 от действия единичных сил позволяют определить распределение моментов по конструкции от действия каждой силы по отдельности. Используя полученные эпюры от единичных и грузовых сил, можно определить их площади и координаты центров тяжести, а применяя методы строительной механики для решения статически неопределимых систем, можно определить величины всех неизвестных сил.

Согласно полученной эпюре, действие грузовых моментов M нагружает металлоконструкцию достаточно равномерно. Однако, в точке приложения момента M_2 существует скачок момента с изменением знака его действия, и, загрузки стойки в этой точке в два раза большей величиной момента. Эпюры от действия единичных сил X_1 , X_2 и X_3 показывают неравномерное нагружение конструкции. Так, действие силы X_1 в точке приложения A вызывает равномерное увеличение эпюры моментов по вертикальной стойке от 0 до максимума. Величина момента по горизонтальному ригелю равномерна и равна M . Однако, в точке приложения момента M_2 происходит скачок нагрузок, обусловленный действием опоры в точке В. Действие единичной силы X_1 на участке от точки приложения момента M_2 до точки C определяется передачей нагрузки на конструкцию от деформаций предыдущих элементов. Эпюра от действия единичной силы X_2 в большей степени нагружает горизонтальные ригели неравномерной нагрузкой. При этом, вертикальные стойки равномерно нагружены моментом M . Действие единичной силы X_3 показанное на последней эпюре подобно действию силы X_1 с учетом направления действия и точки приложения.

В результате решения системы получим:

$$X_A = 0.569M/h; Y_A = 0.804M/h;$$

$$X_B = -0.412M/h; Y_B = -0.108M/h;$$

$$X_C = -0.157 M/h; Y_C = -0.696 M/h.$$

Учитывая принятые ранее значения a и M для габаритов и нагрузок на автомобиль, полученные значения в условных долях, от их реальных значений, реализуемых в конструкции автомобиля, позволяют проанализировать возникающие напряжения и деформации в различных условиях нагружения.

Полученные значения вертикальных и горизонтальных реакций ведущих колес и ОП имеют ограниченное применение по причине принятых допущений о равенстве моментов, подводимых к колесному движителю. Однако, в реальных условия эксплуатации автомобилей такое явление встречается чрезвычайно редко. Однако, полученные зависимости позволяют понять сложность и взаимосвязь процессов, происходящих в замкнутом силовом контуре «колесный движитель – опорная поверхность» при движении автомобиля по ОП с различными сцепными свойствами.

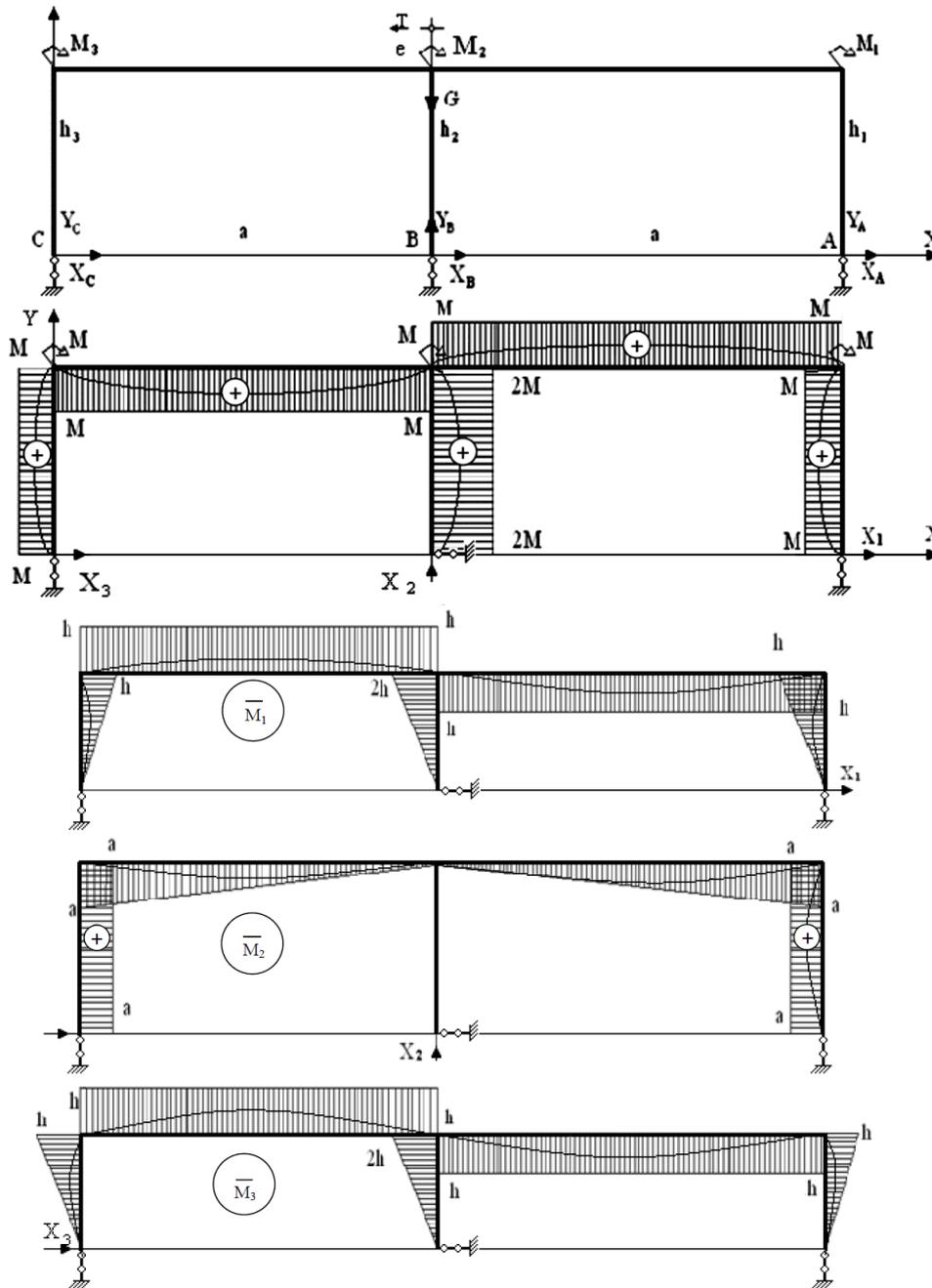


Рисунок 16 – Эпюра моментов для модели трехосного автомобиля

4 Формулирование научно – технического проблемного вопроса дальнейших исследований (проблемы), концепции и задачи исследования

Процессы циркуляции мощности в замкнутом силовом контуре «колесный движитель – опорная поверхность» определяются взаимосвязью нагрузочных режимов на каждом колесе автомобиля, их сцеплением с ОП и кинематической схемой трансмиссии. При этом, объективно существующее ограничение по сцеплению колеса с ОП приводит к ограничению возможностей по созданию силы тяги, направленной на перемещение автомобиля. Влияние циркулирующей мощности на силовые нагрузки в трансмиссии приводит к появлению динамических нагрузок, снижению надежности и долговечности узлов и агрегатов, колесного движителя. Следует учитывать, что циркуляция мощности является не совсем точным термином, подразумевающим движение некоторого потока мощности по замкнутому силовому контуру.

Фактически, циркулирующая мощность создается потоками мощности, направленными навстречу друг другу от забегающего и тормозящего колес автомобиля. Возникающее проскальзывание в области контакта колес и ОП приводит к резкому увеличению износа протектора шин, их деформации, перегреву и преждевременному выходу из строя. Однако, не менее важным является факт появления потоков мощности встречных направлений, на которые тратится полезная мощность силового двигателя, и, которая фактически отбирается от рабочего процесса, ограничивая заявленные характеристики автомобиля. Учитывая рост мощности силовых двигателей, скорости движения и величин нагрузок многоосных автомобилей высокой грузоподъемности, следует ожидать достаточно резкого повышения доли полезной мощности, расходуемой на действующие внутренние процессы в трансмиссии автомобиля и в области контакта ведущих колес и ОП. Соответственно, рост показателя эффективности применения автомобилей будет снижаться, а эксплуатационные расходы будут увеличиваться. Как следствие, необходимо более глубокое изучение процессов, происходящих при взаимодействии ведущих колес и ОП, а также процессов перераспределения действующих внешних сил, реакций, нагрузок и мощностей между ведущими мостами автомобиля без существенных допущений и упрощений, а также обеспечение возможности контроля и минимизации негативных последствий от действия этих процессов.

Список литературы

- 1 Васильченков В.Ф. Военные автомобили. Конструкция и расчет / В.Ф. Васильченков. – Рыбинск – Рязань: Рыбинский дом печати, 1997. – 661 с.
- 2 Ульянов Н.А. Колесные движители строительных и дорожных машин. Теория и расчет / Н.А. Ульянов. – М.: Машиностроение, 1982. – 279 с.
- 3 Бромберг А.А. Машины для земляных работ. Теория и расчет / А.А. Бромберг. – М.: Машиностроение, 1964. – 342 с.
- 4 Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. М.: Государственное научно – техническое издательство машиностроительной литературы, 1950. – 340 с.
- 5 Большая Советская энциклопедия / под ред. А.М. Прохорова. – 3 – изд. – Т. 28. М.: Советская энциклопедия, 1978. – 616 с.
- 6 Чудаков Е.А. Циркуляция паразитной мощности в механизмах бездифференциального автомобиля / Е.А. Чудаков. М.: ГНТИ Машиностроительной литературы, 1950. – 72 с.
- 7 Чудаков Е.А. Движение бездифференциальной тележки с эластичными колесами / Е.А. Чудаков. М.: Изд. Академии Наук СССР, 1946. – 134 с.
- 8 Левин И.А. К вопросу о циркуляции мощности в трансмиссии многоприводного автомобиля. Научные труды МАМИ. – Вып. 1 / И.А. Левин. М.: Научно – техническое издательство автотранспортной литературы, 1954. – С. 76 – 89.
- 9 Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г.М. Кутьков. М.: КолосС, 2004. – 504 с.
- 10 Антонов А.С. Армейские автомобили. Теория / А.С. Антонов. М.: Воениздат, 1970. – 523 с.
- 11 Аксенов П.В. Многоосные автомобили / П.В. Аксенов. М.: Машиностроение, 1989. – 280 с.
- 12 Петрушов В.А. Сопrotивление качению автомобиля и автопоездов / В.А. Петрушов. М.: Машиностроение, 1975. – 225 с.
- 13 Гаспарянц Г. А. Повышение проходимости автомобиля / Г.А. Гаспарянц. М.: Транспорт, 1967. – 63 с.
- 14 Бузин Ю. М. Буксование двухосного колесного движителя с заблокированным приводом. Известия ВУЗов. Строительство и архитектура, 1985 – №6. – С.115 – 118.
- 15 Гладов Г. И. Циркуляция мощности / Г.И. Гладов. – М.: МАДИ. – 1986. – 184 с.
- 16 Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители / Я.С. Агейкин. М.: Машиностроение. – 1972. – 184 с.
- 17 Сокол П.А. Обоснование параметров несимметричного балансирного привода задних ведущих колес лесотранспортных машин. Дисс... канд. техн. наук: 05.21.01 / П.А. Сокол. – Воронеж, 2019. – 199 с.
- 18 Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Пер.с нем. А. Л. Карпухина; Под ред. Г. Г. Гидрасова. М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

19 Жуков А.В., Клоков Д.В., Лой В.Н. Погрузочно–транспортная машина МЛ –131 / А.В. Жуков, Д.В. Клоков, В.Н. Лой. – Минск: Труды БГТУ. Сер.2, Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – Вып. 8– 2000.– С.83–88.

20 Плужников С.В. Повышение тягово–сцепных свойств колесных полноприводных тракторов с шинами равного размера путем перераспределения нормальных реакций по ведущим осям. Автореферат дисс. канд. техн. наук. 05.20.01./ С.В. Плужников. – Саратов,2003. – 25 с.

21 А.С. 1279874 СССР 4 В 60 С 23/00. Способ регулирования давления воздуха в шинах колес полноприводного транспортного средства. /А.Б. Белослюдов, С.П. Изюмцев (Московский ордена Трудового Красного Знамени гидромелиоративный ин–т). –3679079/27–11; заявл. 27.12.83 /опубл. 30.12.86 Открытия. Изобретения. – 1986. – № 48.– С. 69.

22 А.С. 1472287 СССР 4 В 60 С 23/00. Автоматическая система регулирования давления воздуха в шинах транспортного средства /Кацыгин В.В., Ким Ю.А., Антонец А.И., Скуртул А.И., Зеленый П.В. (Белорус. политех. ин–т). – 4230910/31-11; Заявл.16.04.87 /опубл. 15.04.89 /Открытия. Изобретения. – 1989. – № 14. – С. 71

23 Исмаилов В.А., Меликов И.М. Снижение отрицательного влияния кинематического несоответствия в трансмиссии полноприводных колесных машин // В.А. Исмаилов, И.М. Меликов / Научный журнал КубГАУ, № 114 (10), – 2015. – С. 1–13. <http://ej.kubagro.ru/2015/10/pdf/62.pdf>

24 Патент № 1200156А1, МПК G 01М17/007 (2006.01). Способ определения кинематического рассогласования в трансмиссиях многоосных полноприводных колесных машин: заявл.08.05.1984: опубл. 23.12.1985 / Белослюдов А.Б.: заявитель Московский ордена Трудового Красного Знамени гидромелиоративный институт. – 2 с.

25 Патент № 2657136 Российская Федерация, МПК G 01М 1700 (2006.01). Способ определения кинематического рассогласования в трансмиссиях многоосных полноприводных колесных машин: заявл. 24.05.2017: опубл. 08.06.2018 / Симоненко А.Н.: заявитель РГАУ– МСХА имени К.А. Тимирязева.– 5 с.

References

1 Vasilchenkov V.F. Military vehicles. Construction and calculation – Rybinsk – Ryazan: Rybinsk House of Printing, 1997. – 661 p.

2 Ulyanov N.A. Wheeled propellers of construction and road vehicles. Theory and Calculation. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 279 p.

3 Bromberg A.A. Machines for earthworks. Theory and calculation. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1964. 342 p.

4 Chudakov E.A. Theory of the automobile. Moscow: State Scientific and Technical Publishing House of Engineering Literature. – 1950. – 340 p.

5 The Great Soviet Encyclopedia / edited by A.M. Prokhorov. – 3rd ed., vol. 28. Moscow: Soviet Encyclopedia, 1978. – 616 p.

6 Chudakov E.A. Circulation of parasitic power in the mechanisms of a non–differential car. Moscow: GNTI Engineering Literature, 1950. 72 p.

7 Chudakov E.A. The movement of a differential trolley with elastic wheels. Moscow: Ed. Academy of Sciences of the USSR, 1946. 134 p .

8 Levin I.A. On the issue of power circulation in the transmission of a multi–drive car. Scientific works of MAMI. Issue 1. Moscow: Scientific and Technical Publishing House of Motor Transport Literature, 1954. pp. 76-89.

9 Kutkov G.M. Tractors and automobiles. Theory and technological properties. M.: KolosS, 2004. – 504 p.

10 Antonov A.S. Army vehicles. Theory. – M.: Voenizdat, 1970. – 523 p.

11 Aksenov P.V. Multi–axle cars. Moscow: Mashinostroenie, 1989. 280 p.

12 Petrushov V.A. Rolling resistance of a car and road trains. Moscow: Mashinostroenie, 1975 – 225 p.

13 Gaspariyants G. A. Improving the cross–country ability of a car. Moscow: Transport, 1967, 63 p.

14 Buzin Yu. M. Slipping of a two–axle wheel propulsion with a blocked drive. Izvestiya VUZov. Construction and Architecture, 1985, No. 6, pp.115-118.

15 Gladov G. I. Power circulation. Moscow: MADI, 1986. 184 p.

16 Ageikin Ya.S. All–terrain wheeled and combined propellers. Moscow: Mashinostroenie, 1972. 184 p.

17 Sokol P.A. Substantiation of the parameters of the asymmetric balancing drive of the rear driving wheels of timber transport vehicles. Diss... Candidate of Technical Sciences: 05.21.01/ P.A. Sokol. – Voronezh, 2019. – 199 p.

18 Raimpel J. Car chassis: Suspension elements / Translated from German by A. L. Karpukhin; Edited by G. G. Hydrasov— Moscow: Mashinostroenie, 1987— 288 p.

19 Zhukov A.V., Klokov D.V., Loy V.N. Loading and transport machine ML -131 / A.V. Zhukov, D.V. Klokov, V.N. Loy. – Minsk: Truda BSTU. Ser.2, Forestry and woodworking industry. – Vol. 8. –2000.–С. 83–88.

20 Pluzhnikov S.V. Improving traction properties of wheeled four-wheel drive tractors with tires of equal size by redistributing normal reactions along the driving axles. Abstract of the dissertation of the Candidate of Technical Sciences. 05.20.01./ S.V. Pluzhnikov. Saratov, 2003, 25 p.

21 A.S. 1279874 USSR 4 B 60 C 23/00. A method for regulating the air pressure in the tires of the wheels of an all-wheel drive vehicle. /A.B. Beloslyudov, S.P. Izyumtsev (Moscow Order of the Red Banner of Labor Hydro-Reclamation Institute). -3679079/27-11; application no. 12/27/83 /publ. 12/30/86 Discoveries. Inventions. – 1986. – No. 48.– p. 6.

22 A.S. 1472287 USSR 4 B 60 C 23/00. Automatic air pressure control system in vehicle tires / Katsygin V.V., Kim Yu.A., Antonevich A.I., Skurtul A.I., Zeleny P.V. (Belarusian. polytech. in-t). – 4230910/31-11; Application 16.04.87 /published on 04/15/189 /Openings. Inventions. – 1989. – No. 14. – p. 7.

23 Ismailov V.A., Melikov I.M. Reducing the negative impact of kinematic inconsistencies in the transmission of four-wheel drive wheeled vehicles // V.A. Ismailov, I.M. Melikov / KubGAU Scientific Journal, № 114 (10), – 2015. – Pp. 1-13. <http://ej.kubagro.ru/2015/10/pdf/62.pdf>.

24 Patent No. 1200156A1, IPC G 01M 17/007 (2006.01). Method for determining kinematic misalignment in transmissions of multi-axle all-wheel drive wheeled vehicles: application 05/08/1984: published 12/23/1985 / Beloslyudov A.B.: applicant Moscow Order of the Red Banner of Labor Hydro-Reclamation Institute. – 2 p .

25 Patent No. 2657136 Russian Federation, IPC G 01M 1700 (2006.01). Method for determining kinematic misalignment in transmissions of multi-axle all-wheel drive wheeled vehicles: application 24.05.2017: published 08.06.2018 / A.N. Simonenko: applicant RGAU- Ministry of Agriculture named after K.A. Timiryazev. – 5 p .

© Гудков В. В., Сокол П. А., 2025