

Научная статья
УДК 629.3

Методика расчета показателей устойчивости торможения автопоездов

Сергей Алексеевич Абрамов¹, Виктор Иванович Соловьев²

^{1,2}Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),
Москва, Россия

¹383sergei@gmail.com

²solova-70@mail.ru

Аннотация. В статье рассматривается устойчивость автопоездов с полноприводными автомобилями-тягачами при торможении. Существующие способы обеспечения устойчивости торможения автопоездов с неполноприводными тягачами применительно к автопоездам с полноприводными автомобилями-тягачами малоэффективны, ввиду того, что они имеют ряд существенных конструктивных особенностей, не позволяющих распространять на них результаты выполненных исследований, проведенных на автопоездах с неполноприводными автомобилями-тягачами.

Авторы предлагают методику расчета показателей устойчивости торможения автопоездов с полноприводными автомобилями-тягачами, которая основывается на возможности учета закономерностей распределения тормозного момента методами, принятыми в теории силового потока при различиях в реализации тормозных усилий на колёсах тягача.

Ключевые слова: подвижность, устойчивость, модернизация, автопоезд, тормозной момент, разворачивающий момент, боковое ускорение, силовой поток, мощность, крутящий момент.

Для цитирования: Абрамов С.А., Соловьев В.И. Методика расчета показателей устойчивости торможения автопоездов // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2024. № 4 (42).

Original article

Methodology for calculating indicators of braking stability of road trains

Sergey A. Abramov¹, Viktor I. Soloviev²

^{1,2}Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia

¹383sergei@gmail.com

²solova-70@mail.ru

Abstract. The article discusses the stability of road trains with four-wheel drive tractor-trailers during braking. The existing methods of ensuring the stability of braking of road trains with non-four-wheel drive tractors in relation to road trains with four-wheel drive tractor vehicles are ineffective, due to the fact that they have a number of significant design features that do not allow them to distribute the results of the studies carried out on road trains with non-four-wheel drive tractor vehicles.

The authors propose a methodology for calculating the indicators of braking stability of road trains with four-wheel drive tractor vehicles, which is based on the possibility of taking into account the patterns of distribution of braking torque by methods adopted in the theory of force flow with differences in the implementation of braking forces on tractor wheels.

Keywords: mobility, stability, modernization, road train, braking torque, turning torque, lateral acceleration, power flow, power, torque.

For citation: Abramov S.A., Soloviev V.I. Methodology for calculating indicators of braking stability of road trains. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*. 2024. № 4 (42).

Введение

Значительный процент дорожно-транспортных происшествий (ДТП) составляют происшествия с участием автопоездов, последствия которых носят более тяжелый характер, чем с одиночными автомобилями. При этом ДТП, причиной которых явилась потеря устойчивости при торможении, составляют 40 – 50% от общего их числа.

Известно, что чем выше начальная скорость торможения транспортного средства (ТС), тем хуже его устойчивость. Поэтому в целях обеспечения безопасности водитель вынужден снижать скорость движения, особенно на дорогах с низким значением коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью (ОП), что соответственно приводит к снижению подвижности и производительности автопоездов. Так, снижение скорости с максимально допустимой по тяговым условиям до допустимой по условиям безопасности может привести к снижению требуемого показателя подвижности в среднем на 25%. Исходя из этого, актуальность исследования заключается в необходимости повышения подвижности и

производительности автопоездов за счет увеличения скорости при соблюдении безопасности движения.

По данным некоторых исследований установлено, что при торможении наиболее часто происходит потеря устойчивости тягачом автопоезда, усугубляющаяся действием прицепного звена и сопровождающаяся складыванием звеньев. В проведенных ранее работах это объясняется тем, что в силу различных конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов происходит различное действие тормозных механизмов автомобилей, в результате чего появляются разные по величине касательные реакции и возникает момент, разворачивающий автомобиль

Вопросами устойчивости автопоездов и одиночных автомобилей при торможения занимались такие ученые как Я.Х. Закин, А.А. Хачатуров, А.Б. Гредескул, В.Г. Розанов, Б.Б. Генбом, Р.А. Меламуд, Г.М. Косолапов, А.С. Добрин и многие другие. В их работах рассматривались вопросы формирования и реализации на колесах тормозного момента в зависимости от внутренних и внешних факторов. Производилось теоретическое и экспериментальное определение общепринятых показателей устойчивости торможения – углового и бокового отклонений. Ими предлагались различные способы обеспечения устойчивости: установка на разные оси тормозных механизмов различной мощности, динамическое регулирование тормозных сил в зависимости от нагрузки на оси, установка антиблокировочной системы тормозов (АБС), применение стабилизаторов курсовой устойчивости. Однако в их работах исследовались неполноприводные автомобили, и возможность перераспределения тормозного момента на колесах за счет их механической связи не рассматривалась.

В работах А.С. Антонова, В.Ф. Платонова, Ю.В. Пирковского и многих других исследуются полноприводные автомобили, где рассматривается процесс распределения и реализации крутящего момента от двигателя на осях и колесах. При этом от двигателя передается имеющий одно конкретное

значение момент, который распределяется по колесам и осям, подчиняясь законам кинематики дифференциала и теории силового потока. При торможении по вышеуказанным причинам на колесах формируются моменты различной величины, закономерности их распределения различаются.

Исследования проводились на автопоездах с неполноприводными тягачами. В нефтегазовой и лесных отраслях, а также в Вооружённых Силах РФ широко применяются автопоезда с полноприводными автомобилями-тягачами. Широко распространённые в мировой практике способы обеспечения устойчивости торможения применительно к автопоездам с полноприводными автомобилями-тягачами малоэффективны, а зачастую — просто неприменимы, ввиду того, что они имеют ряд существенных конструктивных особенностей, не позволяющих распространять на них результаты выполненных исследований, проведённых на автопоездах с неполноприводными автомобилями-тягачами. В полноприводных автомобилях-тягачах наличие механической дифференциальной связи между колесами и бездифференциальной — между осями вносит существенные изменения в процесс их торможения и влияет не только на характер распределения тормозного момента, но и на величину и направление касательных тормозных усилий, определяющих разворачивающий момент.

Таким образом, возникает противоречие между необходимостью определения численных значений показателей устойчивости торможения автопоездов с полноприводными автомобилями-тягачами и отсутствием методики их расчета.

Предлагаемая методика расчета показателей устойчивости торможения автопоездов с полноприводными тягачами основывается на возможности учета закономерностей распределения тормозного момента методами, принятыми в теории силового потока при различиях в реализации тормозных усилий на колёсах тягача.

Основная часть

Устойчивость автопоездов при торможении зависит от устойчивости движения каждого звена и особенностей их взаимодействия. Анализ результатов исследований показывает, что при торможении наиболее часто происходит потеря устойчивости тягачом автопоезда, усугубляющаяся действием прицепного звена и сопровождающаяся складыванием звеньев.

Основной причиной низкой устойчивости автомобилей-тягачей является различающееся в процессе движения значения коэффициента сцепления колёс (φ), а также бортовая неравномерность распределения тормозных сил. Так, относительная разность тормозных сил колёс одной оси по данным стендовых испытаний, проведенных в ФГУ 21 НИИИ МО РФ, резко возрастает, достигая 50%, вследствие эксплуатационных неисправностей и повреждений.

Высокие скорости движения автопоездов с учетом динамического взаимодействия звеньев при торможении увеличивают вероятность их складывания. Снижение скорости с максимально допустимой по условиям движения до допустимой по условиям безопасности может привести к снижению требуемого показателя подвижности, определяемого выражением:

$$П = v_{\text{ср}} / (1 + v_{\text{ср}} \sum t_{\text{обр}}), \quad (1)$$

где $v_{\text{ср}}$ – средняя скорость движения по совокупности видов дорог, км/ч;
 $\sum t_{\text{обр}}$ – удельное время, затраченное на обеспечения движения за установленный пробег, ч/км.

Существующие способы обеспечения устойчивого торможения и связанные с ними работы предполагают разунификацию тормозных механизмов на осях, динамическое регулирование тормозных сил в зависимости от нормальной нагрузки на оси, установку АБС, стабилизаторов курсовой устойчивости. Однако, как показывает практика эксплуатации

автопоездов, эти способы не обеспечивают гарантированной устойчивости, особенно при высоких скоростях и на дорогах с низким сцеплением.

Эффективность имеющихся и разрабатываемых способов обеспечения устойчивости и безопасности торможения автопоездов оценивается ее показателями как расчётным, так и экспериментальным путём.

Существующие методики расчёта показателей устойчивости не учитывают наличие и влияние механической связи между колёсами и осями полноприводных автомобилей-тягачей.

Таким образом, в связи с недостаточной применимостью результатов работ по определению показателей устойчивости торможения и её повышению, актуальной является разработка методики расчета показателей устойчивости торможения автопоездов в задаче оценки и обоснования новых направлений по обеспечению устойчивости торможения разрабатываемых и модернизируемых образцов АТ.

Рассмотрим методику расчётного определения показателей устойчивости автопоездов с полноприводными тягачами за счёт формирования общих закономерностей распределения тормозных усилий по колёсам полноприводного тягача и определения значений разворачивающих моментов при изменяющихся:

- количестве и схемах распределения по осям колёс, различающихся условиями реализации тормозных моментов из-за разного сцепления с опорной поверхностью или бортовой неравномерности тормозных сил;
- значениях коэффициента сцепления;
- величинах тормозного момента на тормозных барабанах;
- начальной скорости торможения при принятых одинаковых нагрузках на колёса и оси.

Установлена степень влияния указанных факторов на показатели устойчивости прямолинейного торможения автопоезда, в качестве которых приняты угол поворота автомобиля-тягача относительно начального

положения и боковое смещение его центра масс относительно начального направления продольной оси, определяемые уравнениями:

$$\begin{aligned}\alpha &= \int \omega_a dt \\ Y &= \int \int (v_y + v_x \omega_a) dt,\end{aligned}\quad (2)$$

где ω_a – угловая скорость разворота автомобиля (рад/с), v_x – скорость всех точек автомобиля в направлении его продольной оси в плане (м/с), $\dot{v}_y$ – боковое ускорение центра масс автомобиля, м/с².

Для решения этих задач использовались уравнения криволинейного движения тягача с учетом воздействия прицепного звена:

$$\begin{aligned}m_a \dot{v}_x &= \sum_1^{2n} R_{xil} + m_a v_y \omega_a \pm P_{кр} \sin \alpha; \\ m_a \dot{v}_y &= \sum_1^{2n} R_{yil} - m_a v_x \omega_a \pm P_{кр} \cos \alpha; \\ J_a \dot{\omega}_a &= \sum_1^{2n} R_{yil} b'_i + M_{раз} \pm M_{кр},\end{aligned}\quad (3)$$

Известно, что в случае дифференциального силового потока создаваемые на тормозящих колёсах тормозные моменты реализуются по условиям сцепления только на них. Никакие дополнительные усилия через трансмиссию не передаются. Терять сцепление с опорной поверхностью и блокироваться могут только эти колёса.

В случае полного блокирования силового потока все колёса тягача между собой имеют жесткую связь. Угловые скорости и радиусы качения всех колёс тягача одинаковые. На всех колёсах реализуются одинаковые тормозные силы и моменты, даже в случае действия тормозного привода на одно какое-нибудь колесо. Блокирование всех колёс возможно только одновременное. Разворачивающий момент, определяется разностью касательных реакций по бортам:

$$M_{раз} = \left(\sum_1^n R_{xi1} - \sum_1^n R_{xi2} \right) \frac{B}{2}, \quad (4)$$

где B – колея автомобиля (м).

Разворачивающий момент при одновременном блокировании всех колёс, как видно из уравнения 4, отсутствует.

При одинаковых нормальных реакциях R_{zi} на колёсах в случае их блокирования через соответствующие полуоси передается момент, равный:

$$M_{\kappa} = \varphi R_{zil} r_0 (2n - m) / m, \quad (5)$$

где φ коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью.

В случае достаточного сцепления колёс с опорной поверхностью для блокирования всех колес тормозной мощности одного-двух тормозных механизмов может быть недостаточно. В этом случае на пассивные колёса от активных колёс через элементы трансмиссии, соединяющие их, может передаваться момент, равный:

$$M_{\kappa \max} = M_{\delta \max} (2n - m) / 2n, \quad (6)$$

где $M_{\delta \max}$ максимальный момент (Н·м), образующийся на тормозном барабане активного колеса;

Максимальный момент ($M_{\delta \max}$) принят для всех активных колёс одинаковым.

В случае частичного блокирования СП при отсутствии полуактивных осей в соответствии с уравнением кинематики дифференциала:

$\omega_{i1} + \omega_{i2} = 2\omega_0$ угловые скорости и радиусы качения всех колес тягача и реализуемые на них тормозные силы также одинаковые. При этом на процесс распределения и реализации тормозного момента распространяются все закономерности, относящиеся к тягачам с полностью заблокированным силовым потоком.

При наличии полуактивных осей, с учётом принятых допущений и ограничений, уравнения моментов для колес (рис. 1, б) представляются в следующем виде: для активного колеса: $M_{xil} + M_{\delta il} + M_{kil} = 0$; для пассивного колеса: $M_{xil} + M_{kil} = 0$; для деталей трансмиссии (полуосей): $\sum_1^n M_{ki} = 0$,

где M_{xil} – момент, создаваемый касательной реакцией в контакте колеса с опорной поверхностью (Н·м), $M_{\delta il}$ – тормозной момент, приложенный к колесу от тормозного барабана (Н·м), M_{kil} – вращающий момент, приложенный к колесу от полуоси (Н·м).

Уравнения кинематических связей для рассматриваемого случая имеют вид:

$$(1/r_{i1}) + (1/r_{i2}) = (1/r_{i11}) + (1/r_{i12}), \quad \lambda M_{xil} = r_{il} - r_0; \quad M_{xil} \leq \varphi R_{zil} r_0, \quad (7)$$

где приведены общепринятые параметры вращения колес.

При принятых равных на всех тормозящих колесах моментах на тормозных барабанах по условиям симметрии было исследовано движение одного колеса на активной оси, одного колеса на пассивной оси, одного тормозящего и нетормозящего колес на полуактивной оси. Для состояния до потери сцепления колес с опорной поверхностью решалась система уравнений:

$$\begin{aligned} M_{xTPA} + M_{kПА} + M_{\delta} = 0; \quad r_{TPA} = r_0 + \lambda M_{xTPA}; \quad \sum_1^n M_{ki} = 0, \\ \frac{1}{r_{TPA}} + \frac{1}{r_{HПА}} = \frac{2}{r_A}; \quad r_{HПА} = r_0 - \lambda M_{kПА}; \\ r_A = r_0 + \lambda M_{xA}; \end{aligned} \quad (8)$$

где индексы «А» относятся к активным осям, «П» – к пассивным, «ТПА» – к тормозящим (активным) колесам полуактивных осей, «НПА» – к нетормозящим (пассивным) колёсам полуактивных осей.

Как видно, сумма моментов M_{xil} на всех колёсах, пропорциональная суммарной тормозной силе, действующей на автомобиль, равна сумме тормозных моментов, создаваемых тормозным приводом на тормозных барабанах.

По результатам решения системы находились моменты касательных реакций в контакте колес с опорной поверхностью.

Анализ результатов теоретического исследования позволил использовать принцип суперпозиции (рис. 1, а) для выявления закономерностей распределения тормозных моментов и касательных сил по колесам:

$$1. \text{ Для активных колес полуактивных осей: } M_{xП\Lambda} = \frac{m+n}{2n} M_{\delta}, \quad (9)$$

где $\frac{m+n}{2n}$ – отношение суммы числа активных колёс и колёс одного борта к числу всех колёс. Характеризует долю M_{δ} , реализуемого на активных колесах полуактивной оси.

$$2. \text{ Для колес активных и пассивных осей: } M_{xA} = M_{xП} = \frac{\sum M_{xA}}{\sum M_{\delta}} = \frac{m}{2n} M_{\delta} \quad (10)$$

где $\frac{m}{2n}$ – отношение числа активных колёс к числу всех колёс. Характеризует долю M_{δ} , реализуемого на колёсах активных и пассивных осей.

$$3. \text{ Для пассивных колес полуактивных осей: } M_{xН\Lambda} = \frac{m-n}{2n} M_{\delta}, \quad (11)$$

где $\frac{m-n}{2n}$ – отношение разности числа активных колёс и колёс одного борта к числу всех колёс. Характеризует долю M_{δ} , реализуемого на пассивных колёсах полуактивной оси.

На рисунке 2 приведены рассчитанные таким образом распределения продольных реакций на колёсах двух- и трехосного тягачей при различном числе активных колес. За 100% была принята суммарная тормозная сила, действующая на автомобиль.

На пассивных колесах полуактивных осей при $(m/n) < 1$ возникают тяговые силы (рис. 2) и соответственно максимальные моменты, разворачивающие тягач; при $(m/n) > 1$ – тормозные силы.

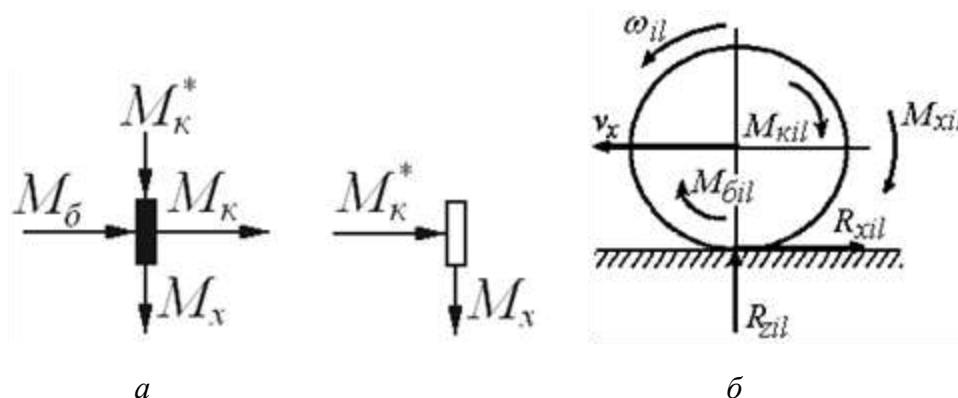


Рис. 1. Колесо как узловая точка силового потока, силы и моменты, действующие на него

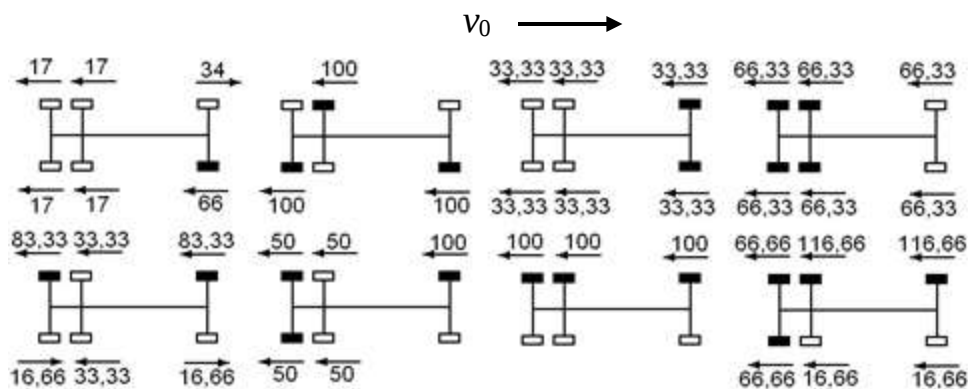


Рис. 2. Распределение касательных реакций по колёсам двух- и трёхосного тягача:



— пассивная ось, без тормозящих колес или колеса с $\varphi_{\max}$;



— полуактивная ось, на колёсах которой создаются разные значения тормозных моментов или из двух колёс тормозящим является только одно, или с разными φ ($\varphi_1 > \varphi_2$);



— активная ось на которой оба колеса тормозящие или колеса с $\varphi_{\min}$.

При наличии полуактивных осей, с частично заблокированным силовым потоком, потеря сцепления части колёс возможна без блокирования, т.к. эти колеса через трансмиссию могут вращаться под влиянием других, не потерявших сцепление, колес. При этом первыми теряют сцепление активные колеса полуактивных осей, когда:

$$M_{\sigma} = 2n\varphi R_{\text{zil}} r_0 / (m + n) \quad (12)$$

Закономерности распределения реализуемых моментов касательных реакций до потери сцепления колес с опорной поверхностью (интервал $0 - t_1$ на рис. 3) описываются уравнениями (9 – 11).

Первыми теряют сцепление с ОП, но не блокируются, тормозящие колёса полуактивных осей (t_1 на рис. 3). Это происходит при достижении значения момента на тормозных барабанах, определяемого выражением (12).

Вследствие продолжения вращения всех тормозящих колёс происходит дальнейшее возрастание моментов на тормозных барабанах и изменение касательных реакций и реализуемых в контакте с опорной поверхностью

моментов. Закономерности их распределения по колёсам меняются, т.к. на колёсах, потерявших сцепление с опорной поверхностью, касательные реакции и образованные ими моменты изменяться уже не могут.

После потери сцепления активных колёс полуактивных осей закономерности распределения касательных моментов и реакций по колесам описываются уравнениями:

$$\begin{aligned} M_{xППА} &= \varphi R_{zil} r_0; \\ M_{xA} &= M_{xП} = \frac{(n - \psi)M_{\delta} - (m - 2\psi)\varphi R_{zil} r_0}{n - m + 2\psi}; \\ M_{xППА} &= -M_{кПА} = \varphi R_{zil} r_0 - M_{\delta}. \end{aligned} \quad (13)$$

При достижении значения момента на тормозных барабанах, равного

$$M_{\delta} = \frac{n}{m - \psi} \varphi R_{zil} r_0, \text{ происходит блокирование тормозящих колёс}$$

полуактивных осей и потеря сцепления с опорной поверхностью колёс активных и пассивных осей (t_2 на рис. 3).

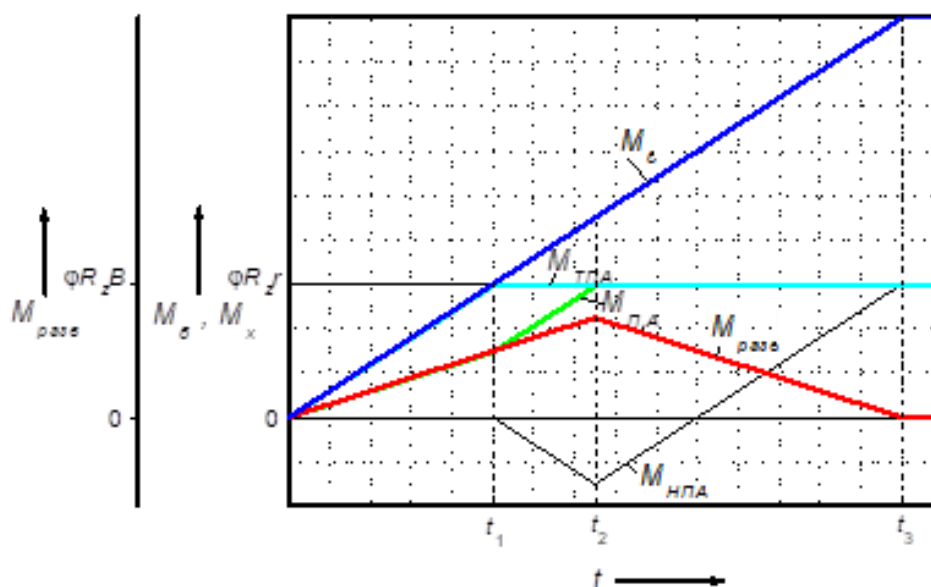


Рис. 3. Изменение моментов M_x и $M_{разв}$ на колёсах трехосного автомобиля

Когда величина касательного момента на пассивных колесах полуактивной оси, изменяясь согласно уравнению:

$$M_{xHIIA} = \frac{\psi M_{\bar{o}} - \phi R_{zil} r_0 (n - m + 2\psi)}{m - 2\psi} \quad (14)$$

достигнет предельно возможного значения по сцеплению с опорной поверхностью, равного $M_{\bar{o}} = n\phi R_{zil} r_0 / \psi$, происходит одновременное блокирование всех оставшихся незаблокированных колес автомобиля (t_3 на рис. 3). Таким образом, процесс торможения полноприводного тягача условно разделен на четыре этапа (рис. 3): первый $0 - t_1$, второй $t_1 - t_2$, третий $t_2 - t_3$, четвертый от момента t_3 до полной остановки автопоезда.

Изложенное позволяет оценить влияние частично заблокированного СП на устойчивость торможения тягача при различиях в последовательности блокирования колёс и в величине реализуемого до блокирования колёс суммарного тормозного момента.

Как видно из рис.3, разворачивающий момент создается только полуактивными осями. Суммарная величина этого момента зависит от числа полуактивных осей и расположения на них активных колёс.

В любой момент времени, создаваемый полуактивной осью, разворачивающий автомобиль момент равен:

$$M_{разв} = (M_{xIIA} - M_{xHIIA})B / 2r_0. \quad (13)$$

В момент времени t_1 наибольшее возможное значение разворачивающего момента равно $M_{разв} = \phi R_{zil} Bn / (m + n)$. В момент времени t_2 при $(m - \psi) > n/2$ $M_{разв} = 0,5\phi R_{zil} Bn / (m - \psi)$. В момент времени t_2 при $(m - \psi) < n/2$ $M_{разв} = \phi R_{zil} B$. В момент времени t_3 $M_{разв} = 0$.

Наибольшее значение $M_{разв}$, которое может создать полуактивная ось, равно $\phi R_{zil} B$ и соответствует моменту потери сцепления с опорной поверхностью как активного колеса этой оси при тормозной касательной реакции, так и пассивного при тяговой касательной реакции.

В случае малых величин ϕ или больших тормозных моментов активных колес может быть достигнуто состояние, при котором $M_{разв} = 0$.

С учетом выявленных закономерностей распределения реализуемых тормозных моментов (9, 10, 11, 13, 14) и характера изменения $M_{разв}$ была разработана методика расчета угла разворота и бокового смещение тягача, как основных показателей устойчивости. В основу методики (рис. 4) положен расчетный метод численного решения системы уравнений движения автопоезда (2 – 3) при торможении с разворотом звеньев.

Для расчета значений показателей устойчивости торможения автопоезда на основе разработанной методики необходимо:

- задать массовые, инерционные и геометрические параметры автопоезда;
- задать условия движения на участке торможения (начальную скорость торможения, величину нажатия водителем тормозной педали, коэффициент сцепления с опорной поверхностью);
- задать количество и схему распределения по осям колёс (рис. 2), различающихся условиями реализации тормозных усилий.

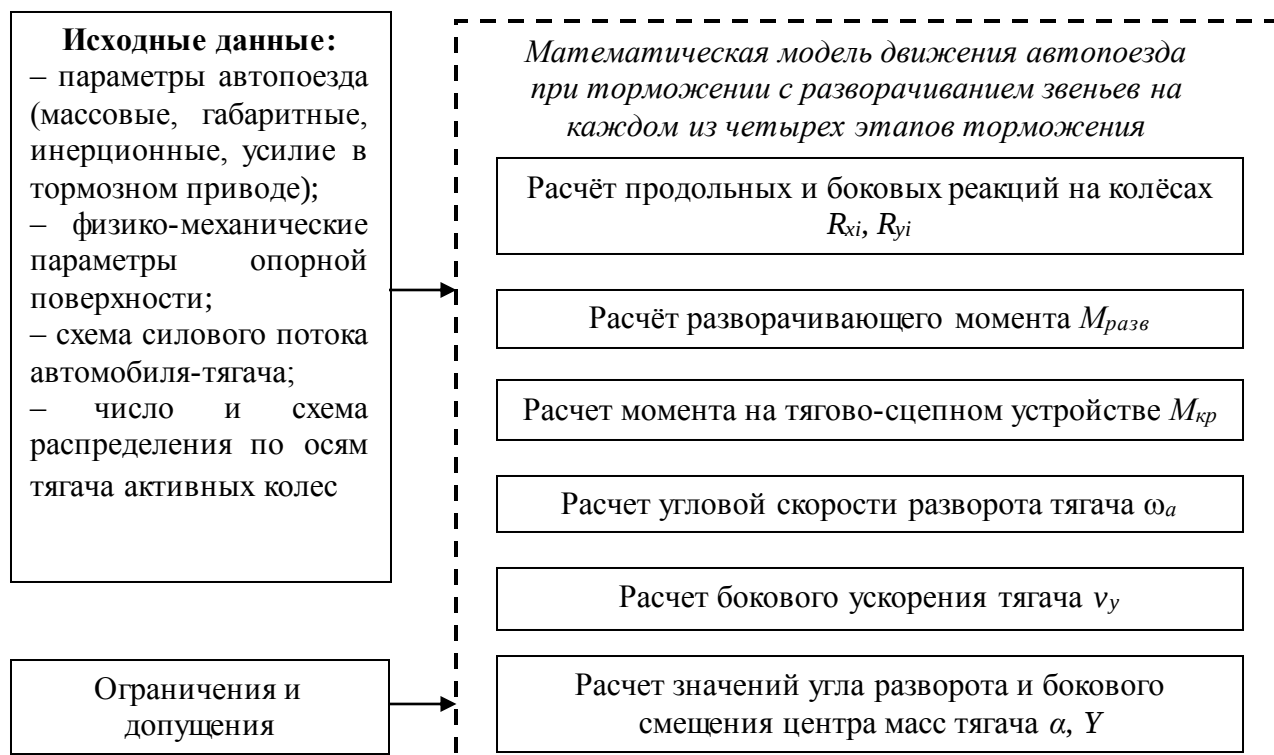


Рис. 4. Алгоритм расчёта значений показателей устойчивости торможения автопоезда

Заключение

Широкое использование автомобильных поездов является мощным средством увеличения производительности автомобильного транспорта (АТ) и позволяет найти пути решения некоторых задач за счет: уменьшения количества автомобилей; уменьшения материалоёмкости подвижного состава; повышения производительности подвижного состава АТ; снижения себестоимости перевозок, получаемого вследствие уменьшения потребности в топливе и снижения расходов на техническое обслуживание и ремонт подвижного состава; повышения пропускной способности дорог и темпа перевозок.

На основе вышеизложенных исходных данных формируется система уравнений, в результате решения которой определяются значения продольных и боковых реакций на колесах тягача, характер изменения разворачивающего момента на каждом из четырех этапов торможения и функциональные зависимости, отражающие изменение линейных и угловых отклонений центра масс автомобиля-тягача.

Анализ устойчивости прямолинейного торможения автопоездов с полноприводными и неполноприводными автомобилями-тягачами показал различие в процессах формирования и реализации тормозных моментов и сил на колесах и осях и невозможность распространения зависимостей, полученных для неполно-приводных тягачей, на полноприводные, составляющие основу армейских автопоездов.

Рассматриваемая методика расчета показателей устойчивости торможения автопоездов позволяет определять угол разворота и величину бокового смещения тягача, составляющие основные показатели устойчивости торможения. Это дает возможность на стадии проектирования прогнозировать показатели устойчивости, оценивать и внедрять конструкционные мероприятия по ее обеспечению.

Основу методики составляет адаптированная для условий торможения известная теория силового потока, доработанная применительно к особенностям формирования, распределения и реализации тормозных моментов и сил на колёсах полноприводного тягача.

Список источников

1. Автомобили КАМАЗ-4350, -5350, -6350. Руководство по устройству, эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. – Набережные Челны, 2004.
2. Устройство автомобиля КАМАЗ-5350 : Учебное пособие для студентов военных центров, обучающихся по специальностям автомобильного профиля в 2-х частях / В. С. Добровольский, П. Н. Квасов, В. И. Соловьев [и др.]. Том Часть 2. – Москва : Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2022. – 340 с. – EDN KWQJMD.
3. Гладов, Г. И. Специальные транспортные средства : проектирование и конструкции : учеб. для студентов вузов, обучающихся по специальности "Многоцелевые гусенич. и колес. машины" направления подготовки дипломируемых специалистов "Трансп. машины и трансп.-технол. комплексы" / Г. И. Гладов ; Г. И. Гладов, А. М. Петренко ; под ред. акад. Рос. акад. проблем качества, д.т.н., проф. Г. И. Гладова. – Москва : Академкнига, 2004. – ISBN 5-94628-134-8. – EDN QNSERL.
4. Агейкин, Я. С. Проходимость автомобиля / Я. С. Агейкин, Н. С. Вольская, И. В. Чичекин. – Москва : МГИУ, 2010. – 275 с. – ISBN 978-5-276-01741-1. – EDN SDSQUJ..
5. Межгосударственный стандарт. ГОСТ 31507-2012 Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. Издание официальное. – Москва: Стандартинформ, 2013 г.
6. Гладов, Г. И. Оценочные показатели и расчет маневренности полуприцепного автопоезда / Г. И. Гладов, Л. В. Демидов. – Москва : Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2016. – 124 с. – EDN VSLTSH.

References

1. *Avtomobili KAMAZ-4350, -5350, -6350. Rukovodstvo po ustroystvu, ekspluatatsii, tekhnicheskomu obsluzhivaniyu i remontu* (KAMAZ-4350, -5350, -6350 vehicles. Manual for the device, operation, maintenance and repair), Naberezhnyye Chelny, 2004.
2. Dobrovol'skiy V.S., Kvasov P.N., Solov'yev V.I., Podol'skiy N.S., Abramov S.A. *Ustroystvo KAMAZ-5350. Chast' 2. Transmissiya, khodovaya chast', mekhanizmy upravleniya*

(KAMAZ-5350 Device. Part 2. Transmission, Chassis, Control Mechanisms"), Moscow, MADI, 2021, 340 p.

3. Gladov G.I., Petrenko A.M. *Spetsial'nyye transportnyye sredstva* (Special vehicles), Moscow, Akademkniga, 2004.

4. T Ageykin YA.S., Vol'skaya N.S., Chichekin I.V. *Prokhodimost' avtomobilya* (Vehicle cross-country ability), Moscow, MGIU, 2010, 275 p.

5. Mezhdgosudarstvennyy standart. GOST 31507-2012 Avtotransportnyye sredstva. Upravlyayemost' i ustoychivost'. Tekhnicheskiye trebovaniya. Metody ispytaniy. Izdaniye ofitsial'noye (Interstate standard. GOST 31507-2012 Motor vehicles. Manageability and stability. Technical requirements. Test methods. Official publication). Moscow, Standartinform, 2013

6. Gladov G.I., Demidov L.V. *Otsenochnyye pokazateli i raschet manevrennosti polupritsepnogo avtopoyezda* (Evaluation indicators and calculation of maneuverability of a semi-trailer road train) Moscow, MADI, 2016, 124 p.

Рецензент: Н.И. Баурова, д-р тех. наук, проф., МАДИ

Информация об авторах

Абрамов Сергей Алексеевич, канд. техн. наук, доц., МАДИ.

Соловьев Виктор Иванович, канд. техн. наук, доц., МАДИ.

Information about the authors

Abramov Sergey A., candidate of sciences (technical), associated professor, MADI.

Soloviev Viktor I., candidate of sciences (technical), associated professor, MADI.

Статья поступила в редакцию 14.10.2024; одобрена после рецензирования 07.11.2024; принята к публикации 19.12.2024.

The article was submitted 14.10.2024; approved after reviewing 07.11.2024; accepted for publication 19.12.2024.