

6. Изучение свойств ферросплавов и лигатур для микролегирования и раскисления стали / Игнатъев В.С., Вихлевщук В.А., Черногрицкий В.М. [и др.] // Известия вузов. Черная металлургия. – 1988. – № 6. – С.37-42.
7. Ефимов В.А. Разливка и кристаллизация стали / Ефимов В.А. – М.: Металлургия, 1976. – 552с.
8. Методика анализа кинетики плавления тугоплавких материалов цилиндрической формы на границе шлак-металл / Павлюченков И.А., Бабенко М.В., Волошин Р.В., [и др.] // Збірник наукових праць Дніпродзержинського державного технічного університету (технічні науки). – Дніпродзержинськ: ДДТУ. – 2010. – Випуск 1(14). – С.25-33.
9. Математическое моделирование кинетики плавления тугоплавких материалов цилиндрической формы на границе шлак-металл / Павлюченков И.А., Волошин Р.В., Сало Е.В., Овчаренко Т.Н. // Днепропетровск: Системные технологи. – 2010. – Выпуск 4(69). – С.112-121.

Поступила в редколлегию 26.09.2014.

УДК 629.113.075:629.114.4

РЕДЧИЦ В.В.\*, к.т.н., профессор  
РУДАСЁВ В.Б., к. т.н., доцент  
ГОЛОВИНА Е.В.\*, доцент

\*Кременчугский университет экономики, информационных технологий и управления  
Днепродзержинский государственный технический университет

## ИССЛЕДОВАНИЕ УПРАВЛЯЕМОСТИ ТРЕХОСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ МАНЕВРЕ «ПЕРЕСТАВКА»

**Введение.** Испытание автомобилей по управляемости в целом, а также по управляемости в аварийных ситуациях проводится на заводских и приемочных испытаниях с целью проверки выполнения требований нормативных документов. Для сокращения сроков доводки и создания опытных образцов новых автомобилей конструктору необходимо еще на стадии технического проекта провести оценку основных показателей управляемости (ГОСТ Р 52302-2004). Одним из многих таких показателей управляемости автомобиля является максимальная скорость при маневре «переставка», т.е. перевод автомобиля с одной полосы движения на другую с постоянной скоростью за минимально возможное время.

Анализ опубликованных работ за последние 40 лет показывает, что все исследования по управляемости и устойчивости движения связаны с траекторией движения, ее кривизной. Таких работ более двухсот. Одними из последних по этому вопросу являются работы Д.А.Антонова, М.А.Подригало, В.П.Волкова, Г.А.Смирнова, В.П.Сахно, а также В.А.Горелова и А.Г.Болдырева ([3, 4] – МГТУ им. Н.Э.Баумана).

**Постановка задачи.** Целью исследования является оценка управляемости многоосных автомобилей при совершении маневра «переставка» на стадии проектирования.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать метод построения расчетной траектории движения многоосных большегрузных автомобилей;
- разработать математическую модель и алгоритм определения радиусов кривизны траектории трехосного автомобиля с учетом действия внешних сил и моментов:

- на примере трехосного автомобиля бхб КрАЗ-260 (КрАЗ-6322) показать возможность определения показателей управляемости при совершении маневра «переставка» на стадии проектирования (ГОСТ Р 52302-2004).

**Результаты работы.**

**Определение траектории автомобиля на абсолютно жестких колесах.**

Для упрощения доказательств и расчетов устанавливаем следующие ограничения:

1. Принимаем плоскую схему автомобиля, рис.1.

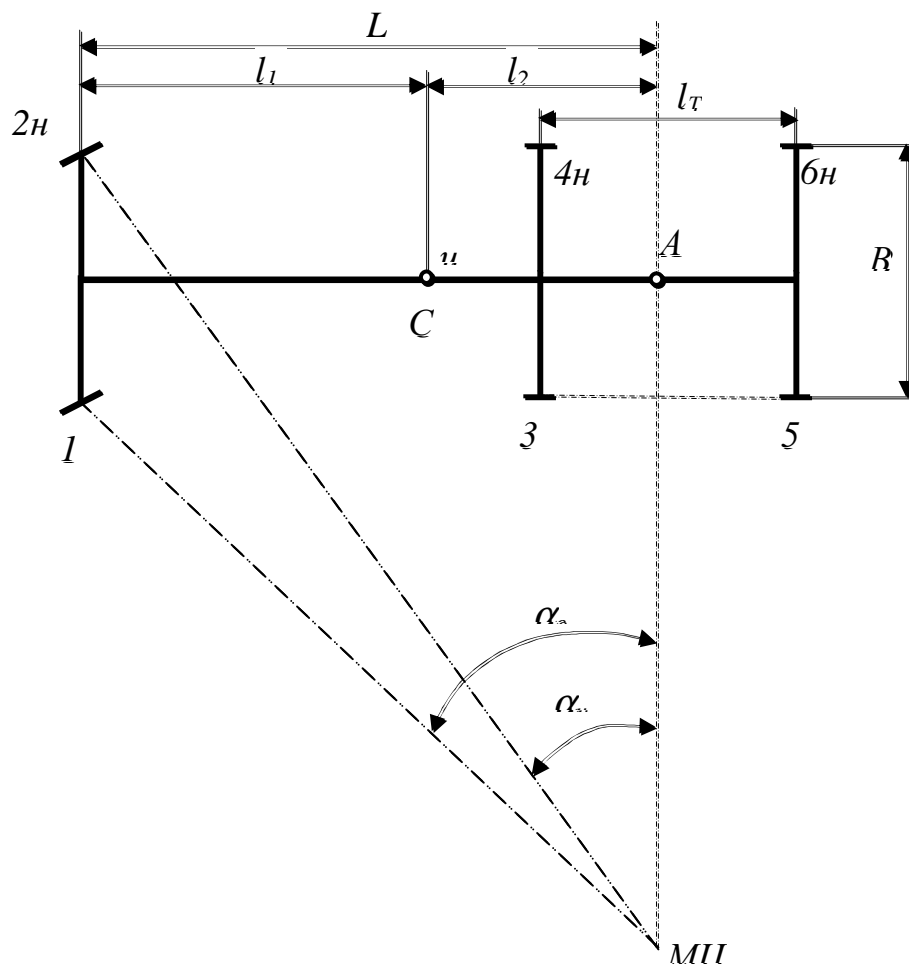


Рисунок 1 – Расчетная схема поворота трехосного автомобиля

2. Автомобиль движется на абсолютно жестких колесах по абсолютно ровной жесткой поверхности.
3. При входе в поворот скорость автомобиля остается постоянной.
4. Траектория автомобиля есть непрерывная кривая.
5. Рулевой привод абсолютно жесткий.

Для контроля математической модели и алгоритма параметров траектории движения автомобиля, построим траекторию при совершении маневра «переставка» на жестких колесах. Для того, чтобы знать положение продольной оси автомобиля на траектории в любое мгновение времени, определяем значение кинематических радиусов  $\rho_{ki}$ . Радиус  $\rho_{ki}$  – это расстояние по перпендикуляру от мгновенного центра поворота (МЦП) до точки пересечения продольной оси автомобиля с осью задней тележки.

$$\rho_{ki} = \frac{L}{\dot{\alpha}_{1e} \cdot t_i \cdot 57,32^\circ} + \frac{B}{2}, \quad (1)$$

где  $L = 5,3$  м – база автомобиля;

$B = 2,16$  м – колея;

$\dot{\alpha}_{1e} = 0,295669$  рад/с – угловая скорость поворота внутреннего управляемого колеса (УК);

$t_i$  – текущее значение времени, с;

$$\dot{\alpha}_{1e} = \frac{\omega_{pk}}{i_{pm}}, \quad (2)$$

$\omega_{pk} = 400$  град/с =  $6,9778$  1/с;

$i_{pm} = 23,6$  передаточное число рулевого механизма.

Максимальное время выполнения маневра «переставка» определяем по (3):

$$t_{\max} = \frac{S_n}{V_A}, \quad (3)$$

где  $S_n = 16$  м и  $20$  м по ГОСТ Р 52302-2004;

$V_A$  – скорость автомобиля, м/с.

Количество точек положения автомобиля на траектории входа в поворот определяем по (4):

$$k = \frac{t_{\max}}{\Delta t}. \quad (4)$$

Определив  $\rho_{ki}$  по формуле (1) для «к» положений автомобиля на траектории, строим траекторию входа в поворот в координатных осях  $\rho_{ki}$  и  $t$ , начиная с точки «О», рис.2.

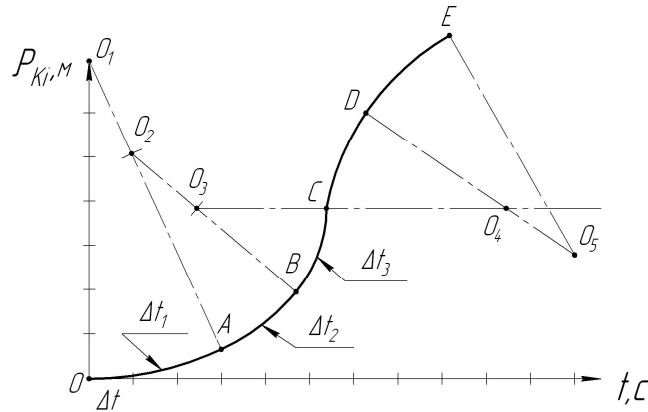


Рисунок 2 – Схема построения траектории входа в поворот

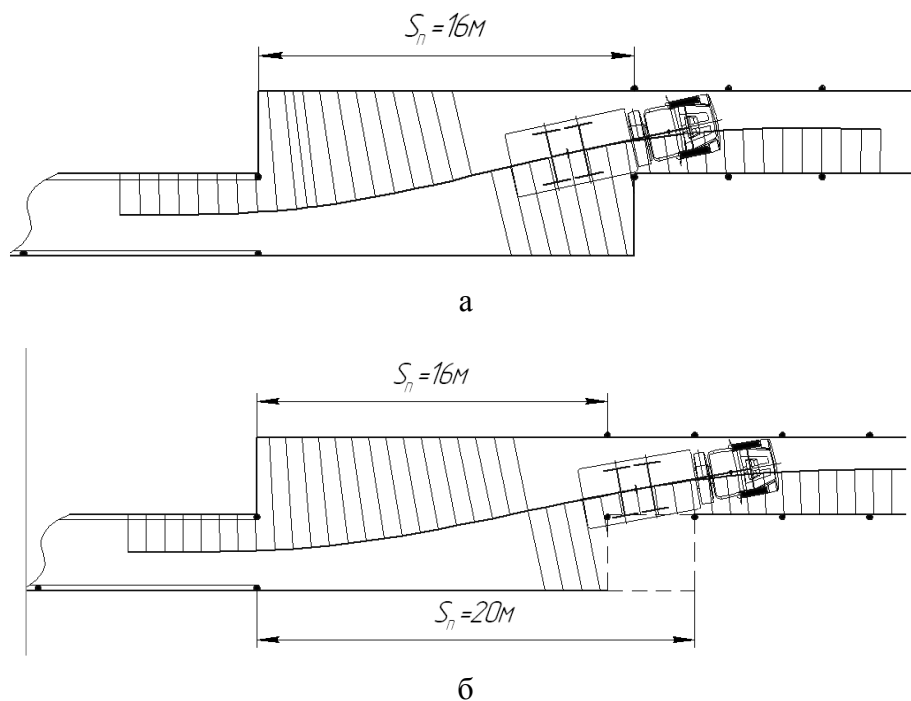
Ось времени «От» движется вместе с т.А автомобиля (рис.1), огибая все время кривую траектории. Зная скорость автомобиля в любой точке траектории ( $V_A = \text{const}$ , согласно принятых ограничений), определяем длину дуги траектории автомобиля на каждом отрезке времени  $\Delta t$  по формуле (5):

$$(\overset{\cup}{OA})_i = V_{Ai} \cdot \Delta t. \quad (5)$$

Из центра «О» на оси  $\rho_{ki}$  делаем засечку радиусом  $\rho_{k1}$  в точке «О<sub>1</sub>». Из точки «О<sub>1</sub>» проводим дугу ( $\overset{\frown}{OA}$ ) радиусом  $\rho_{k1}$  и откладываем отрезок по дуге (ОА) равный  $V_{A1} \cdot \Delta t$ . Соединяем т.А с центром О<sub>1</sub> (луч О<sub>1</sub>А).

Так как кривая траектории является непрерывной функцией, то центр кривизны следующей дуги (АВ) должен лежать на радиусе (АО<sub>1</sub>) и так далее. В т.С дуги ( $\overset{\frown}{BC}$ ) начинается выход из поворота. Кривая (СДЕ) выхода из поворота строится в обратном порядке относительно луча (О<sub>3</sub>СО<sub>4</sub>), т.е. ( $\overset{\frown}{CD}$ ) = ( $\overset{\frown}{BC}$ ), радиус (О<sub>4</sub>Д) равен радиусу (О<sub>3</sub>В), ( $\overset{\frown}{BA}$ ) = ( $\overset{\frown}{DE}$ ) и т.д.

На рис.3 представлена траектория автомобиля 6х6 КрАЗ-260 (КрАЗ-6322) при совершении маневра «переставка» со скоростью  $V_A = 60$  км/ч, при угловой скорости рулевого колеса  $7 \frac{1}{c}$ . Как видно из рис.3, а, автомобиль с жесткими колесами вписывается в полосу движения при  $S_n = 16$  м.



а – на жестких колесах; б – на эластичных колесах

Рисунок 3 – Траектория автомобиля КрАЗ-260 (КрАЗ-6322)

### Построение траектории с учетом действия внешних сил, моментов, жесткостных характеристик шин.

Поскольку колеса наружного борта более нагружены, а жесткостные характеристики шин больше характеристик внутренних шин, поэтому траекторию будут формировать колеса наружного борта.

Для выполнения этой задачи использованы базовые уравнения (6) из [6], (7) из [5] и доработанная математическая модель из [7].

Если известны радиусы кривизны траектории, то угол увода  $\Theta_p$  (угол относительной закрутки шины) определяется уравнением (6) из [6]:

$$\Theta_{\rho_i} = \frac{a_i + 2x}{4 \cdot \rho_i}, \text{ рад.}, \quad (6)$$

где  $a_i$  – продольная ось контактного отпечатка, м;

$x$  – смещение центра поворота относительно центра контактного отпечатка, м.

Кривизна траектории качения средней линии шины при действии внешней силы через деформации, определяется уравнением неголономных связей (7) из [5]:

$$\frac{1}{\rho} = \alpha \cdot \lambda - \beta \cdot \varphi - \gamma \cdot \chi. \quad (7)$$

В работе [8] определены коэффициенты  $\alpha, \beta, \gamma$ , величины деформации  $\lambda, \varphi, \chi$ , что дало возможность определить радиус кривизны траектории качения средней линии шины при действии внешней боковой силы.

Максимальное время запаздывания реакции автомобиля на поворот рулевого колеса определяется по зависимости (8):

$$t_3 = \frac{a_i + l_m}{V_{Ai}}. \quad (8)$$

где  $l_m$  – база тележки, м.

При жестких колесах  $t_3 = 0$ .

Текущее время запаздывания реакции автомобиля на поворот рулевого колеса определяется по зависимости (8а):

$$t_3 = \frac{a_i + 2 \cdot V_{Ai} \cdot \Delta t}{V_{Ai}}. \quad (8)$$

Центробежная сила  $F_i$  для каждого колеса (нумерация колес дана на рис.1) для «к» положений автомобиля на траектории определяется по (9):

$$F_i = \frac{m_A \cdot V_{Ai}^2}{\rho_{ki}}. \quad (9)$$

Нагрузка на колеса наружного борта передней оси:

$$R_{Z2H} = R_{Z02H} \pm \frac{F_i \cdot h_z}{B \cdot n}, \quad (10)$$

где  $R_{Z02H}$  – нагрузка на 2-е управляемое колесо (УК) в статике от полной массы, Н;

$h_z$  – координата центра масс по оси Z от плоскости дороги, м;

$B$  – колея автомобиля, м;

$n$  – количество колес на одном борту.

Знак «+» для наружного борта, «-» для внутреннего.

Нагрузка на колеса задней тележки наружного борта

$$R_{Z4H} = R_{Z6H} = R_{Z04H} \pm \frac{F_i \cdot h_z}{B \cdot n}, \quad (11)$$

где  $R_{Z04H}$  – нагрузка в статике на 4-е и 6-е колесо, Н.

В соответствии с законом упругих деформаций, большую нагрузку воспринимают более жесткие элементы. Поэтому, общую силу инерции  $F_i$  для всех «к» положений для наружного и внутреннего бортов необходимо распределить пропорционально боковым жесткостям наиболее нагруженных колес наружного и внутреннего бортов по (12) и (13):

$$F_{HB} = F_i \cdot \frac{c_{uyH}}{c_{uyH} + c_{uyB}}, \quad \text{Н}; \quad (12)$$

$$F_{BB} = F_i \cdot \frac{c_{uyB}}{c_{uyB} + c_{uyH}}, \quad \text{Н}, \quad (13)$$

где  $C_{\text{шув}}$ ,  $C_{\text{шун}}$  – боковая жесткость шин,  $\frac{H}{M}$ .

Исходя из линейной зависимости нагрузки и боковой жесткости шины, боковая жесткость шин определяется по (14) из [7]:

$$C_{\text{шви}+1} = C_{\text{шви}} \pm tg \alpha_c |(R_{Zi+1} - R_{Zi})| \cdot \frac{\mu_{\text{сшв}}}{\mu_{Rz}}, \quad (14)$$

где  $\mu$  – масштабы.

Полученные  $F_{\text{ВВ}}$  и  $F_{\text{НВ}}$  распределяются по осям колес соответствующих бортов обратно пропорционально их расстоянию от центра масс по (15) и (16):

$$F_{y2H} = F_{\text{НВ}} \frac{l_2}{L}; \quad (15)$$

$$F_{y4H} = F_{y6H} = F_{\text{НВ}} \frac{l_1}{2 \cdot L}, \quad (16)$$

где  $l_1$ ,  $l_2$  и  $L$  – см. рис.1.

Радиус траектории средней линии шины каждого колеса определяется по (17) из [7]:

$$R_k = \frac{\left(\frac{a_i}{4\theta_B}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{\cos 2\theta_B} - 1\right)}{\frac{F_{yi}}{C_{\text{шви}}} \cdot \frac{R_{z0}}{R_{zi}}}, \quad (17)$$

где  $\theta_B$  – предельный угол, при котором еще существует линейная зависимость между моментом сопротивления повороту колеса на месте от угла поворота при определении угловой жесткости шины,  $\theta_B = 0,08722 \dots 0,12211$  рад;

$a_i$  – большая ось контактного отпечатка, м.

Текущее значение размера контактного отпечатка находится в линейной зависимости от нагрузки и определяется по формуле (18) из [7]:

$$a_{i+1} = a_i \pm tg \alpha_a |(R_{Zi+1} - R_{Zi})| \cdot \frac{\mu_a}{\mu_{Rz}}. \quad (18)$$

Углы увода шин колес наружного борта  $\Theta_{\rho H}$ , движущихся по траектории радиусом  $\rho_H$ , определяются по (19) и (20):

$$\Theta_{\rho 2H}^\circ = \frac{a_{2H} \cdot 57,32}{4 \cdot \rho_{2H}} = \frac{a_{2H} \cdot 57,32 \cdot \sin \alpha_{2H}^\circ}{4 \cdot L}, \text{ град}; \quad (19)$$

$$\alpha_{2H} = \alpha_{16} \cdot t_i \cdot i_{mp} \cdot 57,32, \text{ град}; \quad (20)$$

$$\Theta_{\rho 4H} = \Theta_{\rho 6H} = \frac{(a_{4H} + l_m) \cdot 57,32}{4 \cdot \rho_{4H}}, \text{ град}; \quad (21)$$

$$\rho_{4H} = \frac{L}{tg \alpha_{2H}} = \frac{L}{tg(57,32 \cdot \alpha_{16} \cdot t_i \cdot i_{mp})}. \quad (22)$$

Углы закрутки шины для колес внутреннего борта определяются аналогично.

Моменты сопротивления криволинейному движению колес наружного борта от кривизны траектории с радиусами  $\rho_H$  определяются по формулам:

$$M_{\rho 2H} = C_{\omega 2H} \cdot \theta_{\rho 2H}^\circ, \text{ Нм}; \quad (23)$$

$$M_{\rho 4H} = C_{\omega 4H} \cdot \theta_{\rho 4H}^{\circ}, \text{ Нм}; \quad (24)$$

$$\sum M_{\rho 4H} = M_{\rho 4H} + M_{\rho 6H} = 2 \cdot C_{\omega 4H} \cdot \theta_{\rho 4H}^{\circ}, \quad (25)$$

где  $C_{\omega 2H}$ ,  $C_{\omega 4H}$  – угловые жесткости шин соответствующих колес, Нм/град.

Угловая жесткость шины находится в линейной зависимости с нагрузкой и рассчитывается по формуле (26) согласно [7]:

$$C_{\omega i+1} = C_{\omega i} \pm \operatorname{tg} \alpha_{\omega} |(R_{Zi+1} - R_{Zi})| \cdot \frac{\mu_{cw}}{\mu_{Rz}}. \quad (26)$$

Аналогично определяются моменты для всех колес внутреннего борта (относительно центра поворота).

Углы закрутки шины  $\theta_{kHi}^{\circ}$  от кривизны траектории с радиусами  $R_i$  для «к» положений определяются по формуле (27):

$$\theta_{kHi}^{\circ} = \frac{a_i \cdot 57,32}{4R_{kHi}}, \text{ град.} \quad (27)$$

Затем определяются моменты сопротивления криволинейному движению от силы  $F_{yиH}$  (формулы (15) и (16)) для наружного и аналогично для внутреннего бортов по зависимости (28):

$$M_{vHi} = C_{\omega Hi} \cdot \theta_{kHi}^{\circ}. \quad (28)$$

Суммарный момент сопротивления криволинейному движению наружного борта и аналогично для внутреннего борта по формуле (29):

$$\sum M_i = M_{\rho 2H} + 2M_{\rho 4H} + M_{v2H} + 2M_{v4H}. \quad (29)$$

Моменты  $M_{\rho}$  незначительны в сравнении с моментами  $M_v$ . Моменты  $M_v$  часто превышают моменты сопротивления повороту по сцеплению  $M_{\phi}$ . Поэтому, как только:

$$M_{vi} \geq M_{\phi i}. \quad (30)$$

В формулу (29) вместо  $M_{v2Hi}$  и  $M_{v4Hi}$  необходимо подставлять значение  $M_{\phi i}$  для данного положения и при данной нагрузке.

Из работы [9]  $M_{\phi}$  определяется зависимостью:

$$M_{\phi i} = \frac{R_{zi} \cdot \varphi}{4} \cdot \sqrt{a_i^2 + b_i^2}, \text{ Нм}, \quad (31)$$

где  $b_i$  – размер поперечной оси отпечатка, м.

Аналогично условие (30) относится к колесам внутреннего борта.

Боковая сила  $F_{\text{дон}}$ , которая действует на УК наружного борта определяется по формуле (32).

$$F_{\text{дон}} = \frac{\sum M_i}{L}. \quad (32)$$

Радиус кривизны траектории средней линии шины наружного УК  $R_{k2H\delta}$  определяется по (17), для этого вместо  $F_{yi}$  подставляется  $F_{\text{доп}}$ .

Угол закрутки (увода)  $\theta_{k\delta}^{\circ}$  определяется по формуле (27), для этого вместо  $R_{kH}$  подставляется  $R_{k2H\delta}$ .

Действительный (фактический) радиус кривизны траектории т.А рис.1 в первом приближении определяется по формуле (33):

$$\rho_{\partial i} = \frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha_{2H}^{\circ} - \theta_{\kappa\partial}^{\circ})} - \frac{B}{2}. \quad (33)$$

На основании кинематических радиусов  $\rho_{\kappa i}$  и других исходных данных были определены фактические радиусы кривизны траектории  $\rho_{\partial i}$  в первом приближении с учетом действующих сил и моментов, которые зависят от  $\rho_{\kappa i}$ . Эти радиусы существенно больше от кинематических  $\rho_{\kappa i}$ .

Так как автомобиль – свободная система в плоскости дороги, она выбирает траекторию наименьшего сопротивления в определенных пределах, которые задает водитель и начинает двигаться по траектории с радиусами  $\rho_{\partial i}$ . Как только автомобиль начал двигаться по траектории с радиусом  $\rho_{\partial i}$ , сразу с учетом времени запаздывания  $t_3$ , внешние силы и моменты в контактном отпечатке, изменяются. Поэтому получив значение  $\rho_{\partial i}$ , определяем по-новому все внешние силы и моменты, по тем же всем выше изложенным математическим зависимостям, которые связаны с  $\rho_{\kappa i}$ , только подставляя вместо  $\rho_{\kappa i}$ , новые значения радиусов  $\rho_{\partial i}$ .

В этом случае определяются новые значения радиусов кривизны траектории  $\rho_{\partial 2i}$  для «к» положений и строится траектория движения т.А (рис.1) автомобиля при совершении маневра «переставка» как показано на рис.2.

В первом приближении было принято, что  $V_A = \text{const}$ . При определении  $\rho_{\partial 2i}$  изменение скорости  $V_A$  от внешних сил и моментов сопротивления криволинейному движению через интервалы  $\Delta t$  времени, можно определить с помощью дифференциального уравнения (36) из [7]:

$$\frac{dv_A}{dt} = \left( \frac{M_{\partial\sigma} \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k} - f \cdot G_A - \frac{1}{r_k} \cdot \sum_1^6 M_{\rho\kappa i} - \frac{1}{r_k} \cdot \sum_1^6 M_{v_i} - KFv_A^2 \right) \cdot \frac{1}{m_A \cdot \delta_{ep}}; \quad (36)$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{I_{ZC}} (M_{\text{нов}} - M_f - \sum_1^6 M_{\rho\kappa i} - \sum_1^6 M_{v_i}). \quad (37)$$

Вертикальные колебания и момент сил инерции от углового ускорения не учитывается ввиду несущественного их влияния на траектории.

При численном интегрировании значения моментов  $\sum_1^6 M_{\rho\kappa i}$  и  $\sum_1^6 M_{v_i}$  подставлять из предыдущего положения  $t_i$  секунд в  $t_{i+\Delta t}$  ввиду запаздывания реакции автомобиля на поворот рулевого колеса  $t_3$ .

На рис 3, а представлена траектория автомобиля КрАЗ-260 (КрАЗ-6322) без учета внешних сил и моментов при совершении маневра «переставка», рассчитанная по предложенному методу. Как видно, автомобиль на жестких колесах (без учета сил и моментов) вписывается в полосу дороги  $S_n = 16$  м.

На рис.3, б – траектория КрАЗ-260 (КрАЗ-6322), рассчитанная предложенным методом с учетом действия внешних сил и моментов. Из рисунка видно, что автомобиль не вписывается в полосу  $S_n = 16$  м, а при  $S_n = 20$  м вписывается.

Эти расчеты подтвердили результаты испытаний на автополигоне в г. Дмитрове (Россия). Автомобиль также не вписался при «переставке» в полосу  $S_n = 16$  м и вписался в полосу  $S_n = 20$  м при движении со скоростью 62,2 км/ч. Относительная погрешность расчетных значений и экспериментальных 5%.

#### Выводы.

1. Разработана математическая модель и предложен простой инженерный метод построения траектории трехосного автомобиля при совершении маневра «переставка» (ГОСТ Р 52302-2004).



2. На траекторию движения трехосного автомобиля в разной степени оказывают влияние боковая, угловая и радиальная жесткость шин, база автомобиля, колея, положение центра масс, скорость движения, нагрузка на шины, кинематика рулевой трапеции, передаточное число рулевого механизма и привода, база задней тележки.

3. Предложенный метод определения фактической траектории и скорости движения автомобиля при маневре «переставка» дает возможность оценить показатели управляемости при маневре «рывок руля», вход в круг радиусом 25 и 35 м и проверить выполнение требований правил №79 ЕЭК ООН, т.е. рассчитать показатели управляемости на стадии проектирования.

4. Знание фактической траектории и скорости движения при выполнении маневров «переставка» и «рывок руля» дает возможность объективного заключения при составлении протоколов о ДТП.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Теория движения боевых колесных машин / [Антонов Д.А., Беспалов С.И., Лазаренко В.П. и др.]. – М.: Изд-во академии бронетанковых войск, 1993. – 385с.
2. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А.] – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2002. – 404с.
3. Болдырев А.Г. Метод оценки энергетических затрат при функционировании всеколесного рулевого управления многоосных колесных машин на стадии проектирования: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / А.Г.Болдырев. – Москва, 2007. – 16с.
4. Горелов В.А. Прогнозирование характеристик криволинейного движения полноприводного автомобиля с формулой рулевого управления 1-0-3 при различных законах управления колесами задней оси: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / В.А.Горелов. – Москва, 2008. – 18с.
5. М.В.Келдыш. Шимми переднего колеса трехколесного шасси / М.В.Келдыш // Труды ЦАГИ, №564. – Москва, 1945.
6. Редчиц В.В. О явлении относительного поворота контактного отпечатка движущегося колеса / Редчиц В.В. // Автомобильная промышленность. – 1974. – №3. – С.28-30.
7. Редчиц В.В. Динамическая поворачиваемость трехосного автомобиля / Редчиц В.В., Головина Е.В., Гораш К.И. // Нові технології: Вісник КУЕІТУ. – Кременчук. – 2008. – Вип.3(21). – С.71-79.
8. Редчиц В.В. Расчетно-экспериментальный метод определения кинематических коэффициентов пневматических шин в уравнении неголономных связей / Редчиц В.В., Голобородько А.А. // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. – Харьков: ХНАДУ. – 2001. – Вып.7-8. – С.129-134.
9. Редчиц В.В. Определение максимального момента, необходимого для поворота управляемых колес на месте / Редчиц В.В. // Автомобильная промышленность – 1974. – №2.
10. Редчиц В.В. Влияние задней тележки на радиус поворота трехосных автомобилей / Редчиц В.В., Головина Е.В., Корсун М.Б. // Автомобіле-та тракторобудування: Вісник НТУ «ХПІ». – Харків. – 2006. – Вип. 6. – С.105-112.
11. Редчиц В.В. Расчет рациональных углов поворота управляемых колес четырехосного автомобиля / Редчиц В.В., Головина Е.В., Корсун М.Б. // Нові технології: Вісник КУЕІТУ. – Кременчук. – 2006. – Вип. 4(14). – С.71-79.

Поступила в редколлегию 26.09.2014.