

УДК 629.113

В. П. Тарасик

МЕТОДИКА ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РЕЖИМА ИСПЫТАНИЙ НА УПРАВЛЯЕМОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ВХОДЕ В ПОВОРОТ

UDC 629.113

V. P. Tarasik

TECHNIQUE FOR IMITATION MODELING OF TESTING CONTROLLABILITY AND STABILITY OF THE VEHICLE ENTERING A TURN

Аннотация

Предложены математическая модель и методика проведения имитации испытаний автомобиля при выполнении манёвра входа в поворот. На примере легкового автомобиля малого класса осуществлено исследование управляемости и устойчивости и приведены полученные графики, иллюстрирующие изменение характеристик движения на поворотной полосе.

Ключевые слова:

автомобиль, колесо, поперечная и продольная реакции дороги, сила инерции, инерционный момент, тестовый режим испытаний, поворотная полоса, траектория движения автомобиля, боковое скольжение, занос автомобиля.

Abstract

A mathematical model and a technique are proposed to simulate vehicle testing during a cornering maneuver. Based on a small class car, a study of controllability and stability has been carried out and the obtained diagrams are presented, which illustrate changes in the characteristics of vehicle movement on the turn lane.

Keywords:

vehicle, wheel, transverse and longitudinal reactions of the road, inertia force, inertia moment, test mode, turn lane, trajectory of vehicle motion, sideway skidding, skidding.

Управляемость и устойчивость – важнейшие свойства автомобиля, оказывающие существенное влияние на безопасность движения и возможность реализации высокой скорости движения и производительности.

Формулировки определений функциональных свойств управляемости и устойчивости автомобиля, предложенные в [1–6] и другими авторами, несколько различаются, но не носят принципиальных разногласий и противоречий.

Технические требования к управляемости и устойчивости автотранспортных

средств изложены в ГОСТ 31507–2012 [7]. В нём детально рассмотрены методы проведения испытаний по определению характеристик и оценочных показателей качества и эффективности управления. Предусмотрено множество типовых тестовых испытаний. Показатели и характеристики исследуемых свойств определяются в критических (нештатных) режимах движения автомобиля, подвергаемого испытаниям, с выполнением соответствующих манёвров: смена полосы движения («переставка»), вход в поворот, рывок руля и др.



При создании нового автомобиля необходимо иметь возможность прогнозирования показателей и характеристик управляемого движения. Далее будет изложена методика имитационного моделирования тестового режима испытаний «поворот $R_{\Pi} = 35$ м», предназначенного для определения максимальной скорости v_{max} , при которой ещё возможно выполнение данного манёвра при сохранении устойчивого и управляемого движения без бокового опрокидывания и заноса мостов автомобиля. Полученное значение v_{max} сравнивается с нормативным значением скорости выполнения исследуемого манёвра v_M . Значения v_M для различных категорий и типов автомобилей даны в [7]. Схема маршрута движения «поворот $R_{\Pi} = 35$ м» и методика проведения испытаний приведены в [7].

Цель исследования

На основе математического моделирования выполнить исследование возможности прогнозирования на начальной стадии проектирования автомобиля параметров и характеристик

управляемости и устойчивости движения на режиме входа в поворот.

Методика исследования

На начальной стадии проектирования количество информации об исходных параметрах автомобиля минимально, поэтому исследования свойств управляемости и устойчивости предлагается провести на трёхмерной имитационной модели автомобиля, отображающей его движение на опорной поверхности дороги. Схема кинематических параметров движения автомобиля на повороте представлена на рис. 1, а, б. Воздействия внешней среды на автомобиль изображены на рис. 2. Предполагается, что задние колёса ведущие, а передние ведомые и управляемые.

Выбраны две системы координат – подвижная xOz , связанная с автомобилем, и неподвижная XOZ на опорной поверхности дороги. Начало подвижной системы координат расположено в центре масс автомобиля C , ось x направлена вдоль продольной оси автомобиля AB , ось y – в боковом направлении в сторону мгновенного центра поворота O^* , а ось z – перпендикулярно к плоскости xOy (см. рис. 1, а).

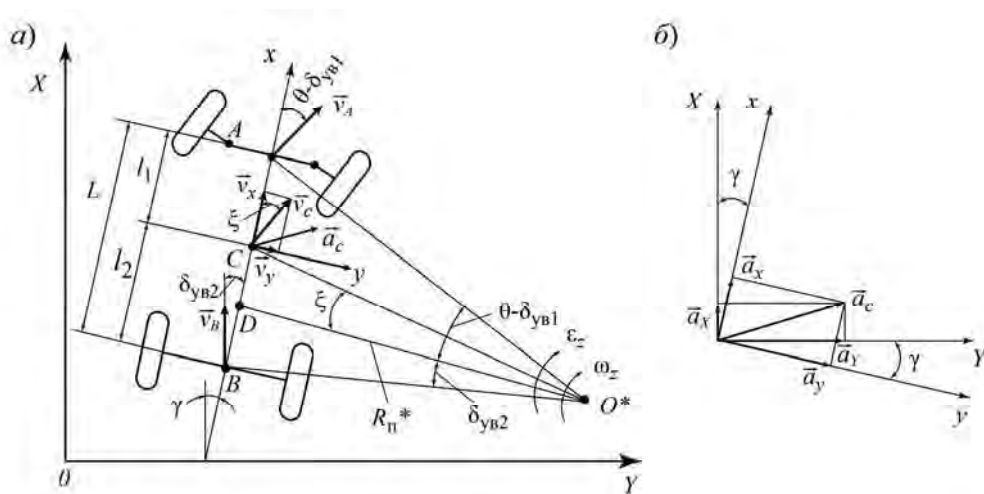


Рис. 1. Схема к определению скоростей и ускорений автомобиля при движении на повороте



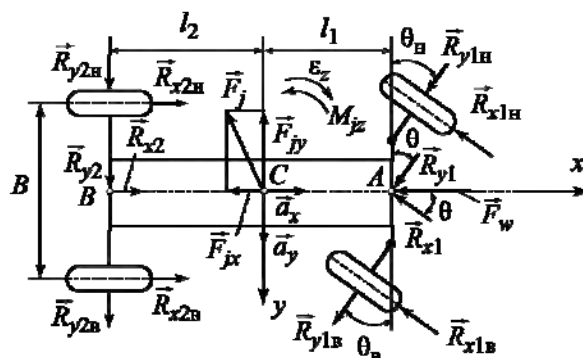


Рис. 2. Внешние воздействия на автомобиль при движении на повороте

Угол поворота обоих управляемых колёс принят одинаковым, т. к. его значение при выполнении исследуемого манёвра сравнительно невелико (в пределах 4...5 град). Углы увода передних и задних колёс обозначены соответственно δ_{yb1} и δ_{yb2} . Скорость центра масс автомобиля \vec{v}_c , а её проекции на оси x и y – соответственно \vec{v}_x и \vec{v}_y . Ускорение центра масс \vec{a}_c , угловая скорость вращения корпуса автомобиля относительно оси ω_z , а угловое ускорение ε_z . Курсовой угол γ характеризует изменение положения продольной оси автомобиля Sx относительно неподвижной оси X . Взаимосвязи между векторами ускорений в подвижной системе координат \vec{a}_x , \vec{a}_y и в неподвижной системе \vec{a}_X и \vec{a}_Y отображены на рис. 1, б.

На рис. 2 показаны продольные и поперечные реакции дороги на передние колёса, суммарные составляющие которых обозначены \vec{R}_{x1} , \vec{R}_{y1} и приведены к точке А продольной оси автомобиля. Аналогично отображены суммарные продольная \vec{R}_{x2} и поперечная \vec{R}_{y2} реакции дороги на задние колёса. Сила инерции массы автомобиля m_a обозначена \vec{F}_j , а инерционный момент M_{jz} , действующий относительно

вертикальной оси Cz .

Составим уравнения динамического равновесия сил в проекциях на оси x , y и вращающих моментов относительно оси z :

$$\left. \begin{aligned} \delta_{п.м} m_a a_x &= -R_{x1} \cos \theta + R_{x2} - R_{y1} - F_w; \\ m_a a_y &= -R_{x1} \sin \theta + R_{y1} \cos \theta + R_{y2}; \\ J_z \varepsilon_z &= -R_{x1} l_1 \sin \theta + R_{y1} l_1 \cos \theta - R_{y2} l_2, \end{aligned} \right\} (1)$$

где $\delta_{п.м}$ – коэффициент приведенной массы автомобиля, учитывающий кинетическую энергию вращающихся масс двигателя, трансмиссии и колёс; F_w – сила сопротивления воздуха; θ – угол поворота управляемых колёс; J_z – момент инерции автомобиля относительно оси z ; l_1, l_2 – координаты центра масс автомобиля.

Согласно схеме на рис. 1, а проекции скорости центра масс автомобиля v_c на оси подвижной системы координат $v_x = v_c \cos \xi$; $v_y = v_c \sin \xi$, где ξ – угол отклонения вектора \vec{v}_x относительно вектора \vec{v}_c . Учитывая, что углы θ , δ_{yb1} и δ_{yb2} сравнительно небольшие, искомый угол ξ можно вычислять по формуле

$$\xi = [l_2(\theta - \delta_{yb1}) - l_1 \delta_{yb2}] / L, \quad (2)$$



где L – база автомобиля.

Поскольку угол ξ также небольшой, примем $\vec{v}_x = \vec{v}_c$, а значения v_y и ω_z определим по формулам [6]

$$v_y = v_x \xi = v_x [l_2(\theta - \delta_{yB1}) - l_1 \delta_{yB2}] / L; \quad (3)$$

$$\omega_z = v_x / R_{\Pi}^* = v_x (\theta - \delta_{yB1} + \delta_{yB2}) / L, \quad (4)$$

где R_{Π}^* – радиус поворота автомобиля с учётом увода колёс.

Решив совместно уравнения (3) и (4), получим выражения для вычисления углов увода

$$\delta_{yB1} = \theta - (l_1 \omega_z + v_y) / v_x; \quad (5)$$

$$\delta_{yB2} = (l_2 \omega_z - v_y) / v_x. \quad (6)$$

При испытаниях автомобиль движется с постоянной скоростью v_c , поэтому $a_x = 0$ и первое уравнение системы (1) превращается в алгебраическое выражение. Величина реакции R_{x1} по сравнению с поперечными реакциями R_{y1} и R_{y2} незначительна, а $R_{x1} \sin \theta$ тем более, поэтому ею можно пренебречь и исключить из второго и третьего уравнений системы (1). Поперечные реакции R_{y1} и R_{y2} определим из выражений [6]

$$R_{y1} = k_{yB1} \delta_{yB1}; \quad (7)$$

$$R_{y2} = k_{yB2} \delta_{yB2}, \quad (8)$$

где k_{yB1} , k_{yB2} – коэффициенты сопротивления уводу колёс соответственно переднего и заднего мостов.

Значение поперечной составляющей a_y ускорения центра масс автомобиля a_c определяется с учётом угловой

скорости корпуса автомобиля ω_z и вычисляется по формуле

$$a_y = v_x \omega_z + dv_y / dt. \quad (9)$$

Принимая $\cos \theta = 1$, получаем следующую систему дифференциальных уравнений, описывающих движение вдоль оси y и вращение относительно оси z :

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv_y}{dt} &= \frac{R_{y1} + R_{y2}}{m_a} - v_x \omega_z; \\ \frac{d\omega_z}{dt} &= \frac{R_{y1} l_1 - R_{y2} l_2}{J_z}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

После подстановки значений поперечных реакций R_{y1} и R_{y2} в уравнения (10) представим их в виде

$$\left. \begin{aligned} dv_y / dt &= -a_{11} v_y - a_{12} \omega_z + b_1; \\ d\omega_z / dt &= -a_{21} v_y - a_{22} \omega_z + b_2, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где a_{11} , a_{12} , a_{21} , a_{22} – элементы матрицы Якоби системы линейных дифференциальных уравнений (11); b_1 , b_2 – функции внешних воздействий на автомобиль, обусловленных изменением угла поворота управляемых колёс θ .

$$\left. \begin{aligned} a_{11} &= \frac{k_{yB1} + k_{yB2}}{m_a v_x}; \\ a_{12} &= \frac{k_{yB1} l_1 - k_{yB2} l_2}{m_a v_x} + v_x; \\ a_{21} &= \frac{k_{yB1} l_1 - k_{yB2} l_2}{J_z v_x}; \\ a_{22} &= \frac{k_{yB1} l_1^2 + k_{yB2} l_2^2}{J_z v_x}; \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$b_1 = k_{yB1} \theta / m_a; \quad b_2 = k_{yB1} l_1 \theta / J_z. \quad (13)$$



Решением системы уравнений (11) определяются изменения фазовых координат v_y и ω_z , характеризующих криволинейное движение автомобиля, в зависимости от угла поворота управляемых колёс θ и скорости движения v_x . Для определения координат центра масс автомобиля X , Y в плоскости дороги и курсового угла γ , характеризующего угол поворота продольной оси автомобиля относительно оси OX , используем систему дифференциальных уравнений, составленную непосредственно на основе схемы, представленной на рис. 1, а:

$$\left. \begin{aligned} dX/dt &= v_x \cos \gamma - v_y \sin \gamma; \\ dY/dt &= v_x \sin \gamma + v_y \cos \gamma; \\ d\gamma/dt &= \omega_z. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Интегрируя совместно системы дифференциальных уравнений (11) и (14), определяют изменения фазовых переменных v_x , ω_z , X , Y , γ в подвижной и неподвижной системах координат. По результатам решения строят график траектории движения на плоскости дороги, на основе которого оценивают управляемость и устойчивость автомобиля при выполнении манёвра «поворот $R_{\Pi} = 35$ м» (обеспечение нормативного значения скорости выполнения манёвра $v_{\text{м.н}}$, фиксация заноса автомобиля – выход за ограничивающие линии поворотной полосы). Производят также построение графиков изменения во времени поперечных реакций R_{y1} , R_{y2} и углов увода колёс $\delta_{\text{ув}1}$, $\delta_{\text{ув}2}$. Получаемые значения R_{y1} , R_{y2} сравниваются с их предельными величинами, ограничиваемыми сцеплением колёс с дорогой $R_{y1\phi} = \phi_x R_{z1}$; $R_{y2\phi} = \phi_x R_{z2}$, где ϕ_x – коэффициент сцепления; R_{z1} , R_{z2} – нормальные реакции дороги на колёса.

Если поперечные реакции R_{y1} ,

R_{y2} превышают предельные значения по сцеплению, возникает боковое скольжение колёс и прогрессивно увеличиваются углы увода, что приводит к заносу автомобиля и движение его может оказаться неуправляемым. Для учёта величины возрастания угла увода $\Delta\delta_{\text{ув}2}$ при боковом скольжении колёс заднего моста предложено использовать квадратичную функцию, имитирующую снижение коэффициента сцепления в сравнении с его максимальным значением $\phi_{x\text{max}}$. Она представляет собой полином, аргументом которого является величина ΔR_{y2} превышения реакцией R_{y2} значения $R_{y2\phi}$:

$$\Delta\delta_{\text{ув}2} = b_0 + b_1\Delta R_{y2} + b_2\Delta R_{y2}^2, \quad (15)$$

где b_0, b_1, b_2 – коэффициенты полинома.

На основе функции (15) вычислялось увеличение угла увода колёс заднего моста $\Delta\delta_{\text{ув}2}$, обусловленное возникновением бокового скольжения.

Вследствие изменения угла поворота управляемых колёс θ и углов увода $\delta_{\text{ув}1}$, $\delta_{\text{ув}2}$ при движении автомобиля на поворотной полосе радиус поворота $R_{\text{пов}}$ постоянно изменяется, что влияет на траекторию движения. Для построения графика траектории движения автомобиля в качестве аргумента использовалась координата поперечного перемещения Y , а координата продольного перемещения X вычислялась по формуле

$$X = a + \sqrt{R_{\text{пов}}^2 - (Y - b)^2}, \quad (16)$$

где a и b – координаты центра окружности, радиус которой равен среднему радиусу поворотной полосы $R_{\text{ср}}$: $a = 0$; $b = 33,05$ м.

Радиус $R_{\text{ср}}$ определяется из



соотношения

$$R_{\text{ср}} = R_{\text{п}} - D_3 / 2, \quad (17)$$

где $R_{\text{п}}$ и D_3 – наружный радиус и ширина поворотной полосы маршрута соответственно: $R_{\text{п}} = 35$ м; $D_3 = 3,9$ м [7].

В процессе выполнения манёвра осуществляется управление углом поворота управляемых колес θ . На участке 2 маршрута испытаний θ изменяется по линейной зависимости от времени исходя из условия, чтобы при въезде на поворотную полосу его величина достигла значения, соответствующего движению по траектории среднего радиуса поворотной полосы $R_{\text{ср}}$. Изменение во времени угловой скорости поворота колёс на этом участке $\Delta\omega_{\text{у.к0}}$, град/с, определяется из соотношения

$$\Delta\omega_{\text{у.к0}} = \frac{180v_{\text{м.н}} \arctg(L/R_{\text{ср}})}{\pi s_2}, \quad (18)$$

где s_2 – длина участка 2 маршрута испытаний, $s_2 = 15$ м [7].

В процессе движения на поворотной полосе осуществляются дискретные изменения угловой скорости поворота колёс $\Delta\omega_{\text{у.к}}$, град/с, при отклонении

линии траектории движения $R_{\text{тр}}$ от $R_{\text{ср}}$ более чем на 0,5 м.

Результаты исследования

В качестве объекта моделирования принят легковой автомобиль малого класса. Параметры автомобиля: полная масса $m_a = 1578$ кг; распределение массы между мостами $m_{a1} = 785$ кг, $m_{a2} = 793$ кг; момент инерции относительно оси z $J_z = 2500$ кг·м²; колёсная база $L = 2,492$ м; колея $B = 1,4$ м; высота центра масс $h_c = 0,5$ м; максимальный коэффициент сцепления $\varphi_{x \max} = 1,0$ [4]. Коэффициент сопротивления уводу колёс переднего и заднего мостов принят одинаковым, равным 80000 Н/рад.

Скорость автомобиля v_a при выполнении манёвра «поворот $R_{\text{п}} = 35$ м» варьировалась в пределах 40...80 км/ч с шагом 5 км/ч. Нормативное значение скорости $v_{\text{м.н}}$ для данного автомобиля составляет 72 км/ч [7].

На рис. 3, а–в представлены графики траектории движения автомобиля при скоростях соответственно 60, 65 и 72 км/ч.

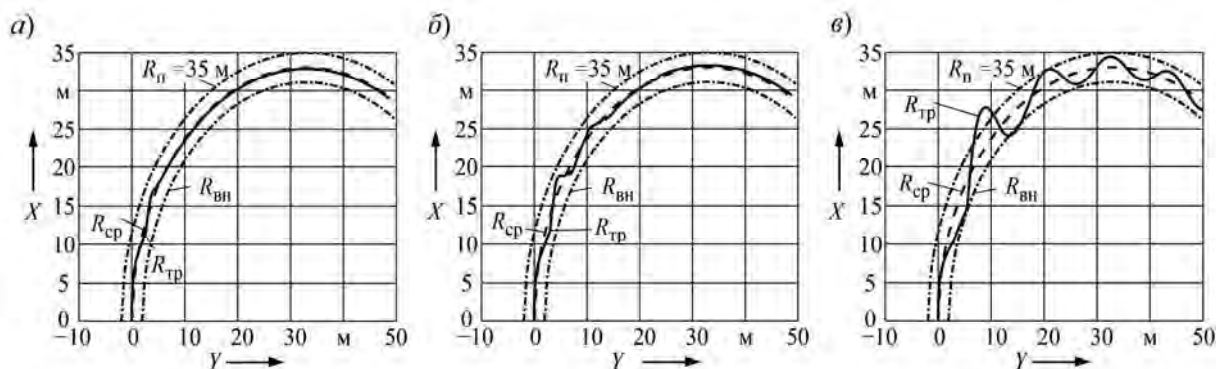


Рис. 3. Траектория движения автомобиля при выполнении манёвра «поворот $R_{\text{п}} = 35$ м»



При увеличении скорости движения свыше некоторой величины движение становится неустойчивым, траектория $R_{\text{тр}}$ значительно отклоняется от среднего радиуса поворотной полосы $R_{\text{ср}}$ (см. рис. 3, в). Движение сопровождается боковым скольжением колёс и выходом за пределы границ заданной полосы. Как следует из рис. 3, в, исследуемый автомобиль не выдержал испытания «поворот $R_{\text{п}} = 35$ м», поскольку при нормативном значении скорости $v_{\text{м.н}}$ не обеспечивается его управляемость и устойчивость.

Однако можно отметить, что при скорости 72 км/ч постепенно удаётся удержать автомобиль в поворотной полосе посредством управляющего воздействия, изменяя угол поворота управляемых колёс θ . При дальнейшем увеличении скорости занос становится

неизбежным и устойчивое движение на повороте оказывается невозможным.

На рис. 4, а–в показаны графики управляющих воздействий на колёса, представляющие собой функцию изменения угловой скорости поворота управляемых колёс $\Delta\omega_{\text{у.к}}$, град/с. Начальный участок этой функции при $\Delta\omega_{\text{у.к}} = \text{const}$ соответствует движению автомобиля до въезда на поворотную полосу. Управление движением на поворотной полосе осуществляется посредством дискретных сигналов изменения угловой скорости $\Delta\omega_{\text{у.к}}$, обеспечивающих удержание траектории автомобиля в пределах коридора, ограничиваемого радиусами $R_{\text{кор}} = R_{\text{ср}} \pm 0,5$ м.

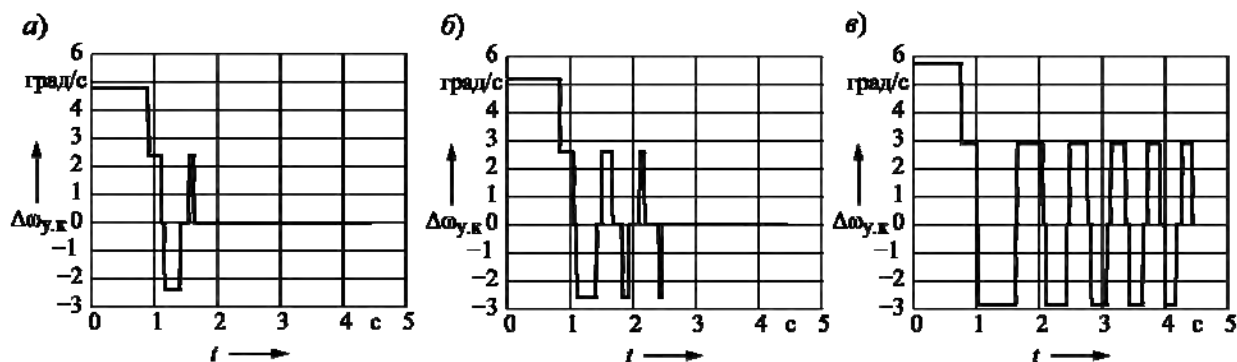


Рис. 4. Графики дискретных управляющих воздействий – изменение угловой скорости поворота колёс при движении на поворотной полосе

Изменение угла поворота управляемых колёс θ в процессе выполнения манёвра представлено на рис. 5, а–в.

Графики на рис. 4 и 5 однозначно связаны между собой. Если траектория движения автомобиля устремляется к нижней ограничительной линии поворотной полосы, задаётся отрицательная скорость $\Delta\omega_{\text{у.к}}$ и угол поворота колёс θ снижается, а если к верхней линии (радиус $R_{\text{п}}$), тогда скорость $\Delta\omega_{\text{у.к}}$

положительна и угол θ возрастает. Из рис. 4 и 5 видно, что чем выше скорость автомобиля v_a , тем чаще осуществляются управляющие воздействия.

На рис. 6, а приведены графики изменения поперечных реакций R_{y1} , R_{y2} в зависимости от скорости автомобиля v_a , а также их ограничения по сцеплению $R_{y1\phi}$, $R_{y2\phi}$.



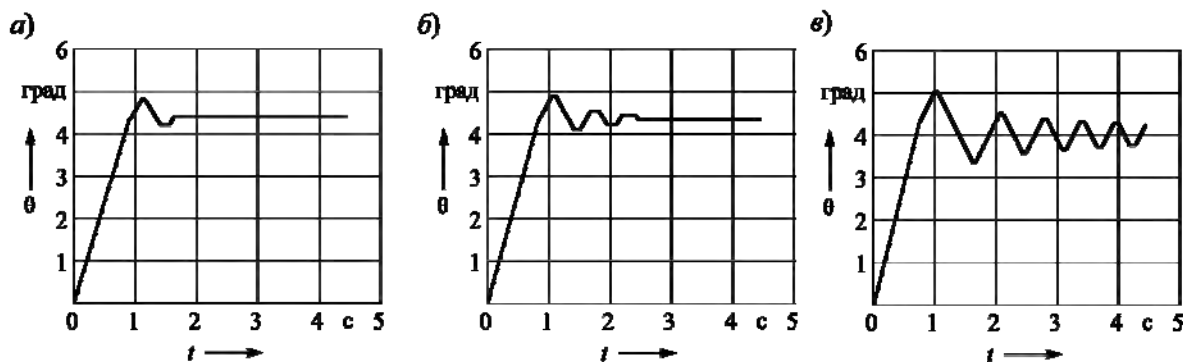


Рис. 5. Изменение угла поворота управляемых колёс при движении на поворотной полосе

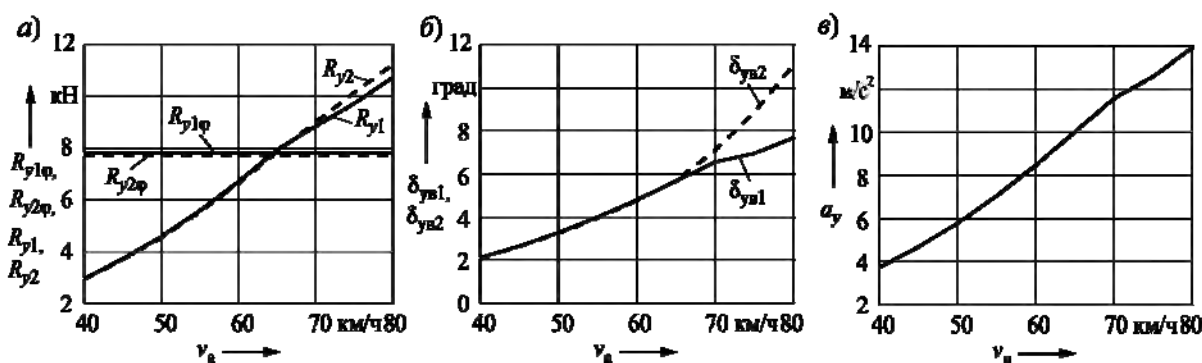


Рис. 6. Влияние скорости автомобиля на изменение поперечных реакций (а), углов увода колёс (б) и бокового ускорения (в)

При увеличении скорости свыше 64 км/ч R_{y1} , R_{y2} превышают значения $R_{y1\phi}$, $R_{y2\phi}$ и начинается боковое скольжение колёс. Углы увода при этом быстро возрастают (рис. 6, б) и движение становится неустойчивым, требующим увеличения частоты управляющих воздействий. При $v_a > 70$ км/ч требования к управляемости и устойчивости не обеспечиваются и наступает занос автомобиля.

На рис. 6, в показан график бокового ускорения автомобиля a_y . Значения R_{y1} , R_{y2} зависят от силы инерции автомобиля $F_j = m_a a_y$ и инерционного момента $M_j = J_z \varepsilon_z$. С увеличением скорости автомобиля a_y прогрессивно возрастает, следовательно, аналогично изменяются сила инерции и поперечные

реакции R_{y1} , R_{y2} .

Графики изменения поперечных реакций при скоростях 60, 65 и 72 км/ч в процессе выполнения манёвра приведены соответственно на рис. 7, а–в, а на рис. 8, а–в – соответствующие им графики изменения углов увода $\delta_{yв1}$, $\delta_{yв2}$. Устойчивое движение без заноса обеспечивается, если $\delta_{yв2} < \delta_{yв1}$. Из рис. 8, в видно, что при скорости 72 км/ч $\delta_{yв2}$ превышает $\delta_{yв1}$, что и является условием и признаком возникновения заноса автомобиля. На этом же рисунке приведен график $\Delta\delta_{yв2} = f(t)$, характеризующий приращение $\Delta\delta_{yв2}$ угла увода $\delta_{yв2}$ вследствие бокового скольжения задних колёс автомобиля, вычисляемое по формуле (15).



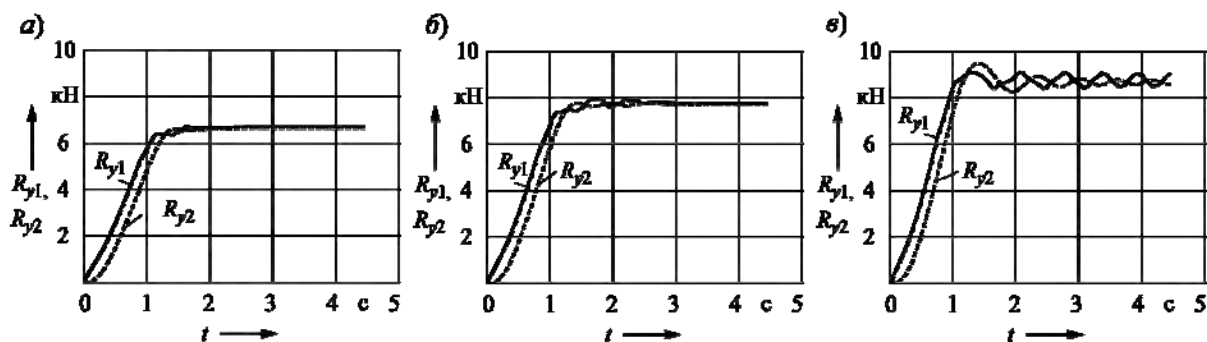


Рис. 7. Изменение поперечных реакций в процессе выполнения манёвра «поворот $R_{\Pi} = 35$ м» на скоростях 60 км/ч (а), 65 км/ч (б) и 72 км/ч (в)

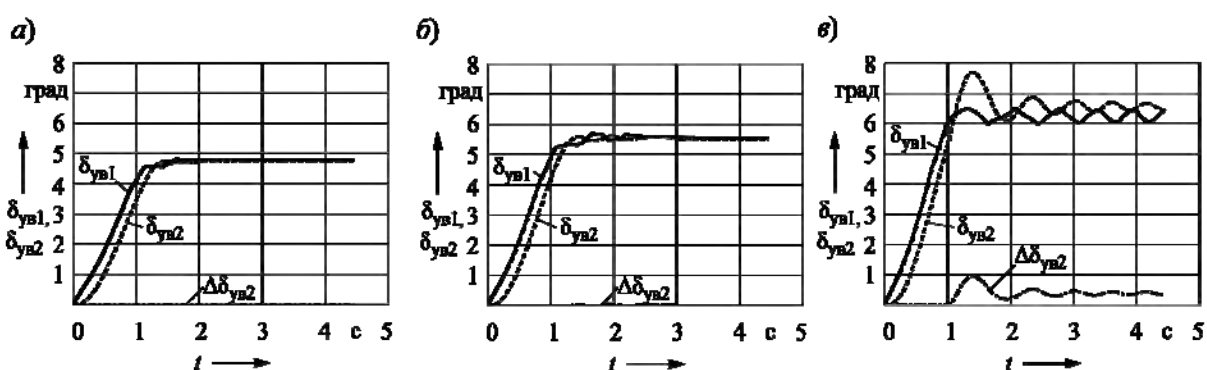


Рис. 8. Изменение углов увода передних и задних колёс в процессе выполнения манёвра «поворот $R_{\Pi} = 35$ м» на скоростях 60 км/ч (а), 65 км/ч (б) и 72 км/ч (в)

Потеря устойчивости движения может также произойти при отрыве колёс от опорной поверхности дороги и с увеличением скорости завершиться боковым опрокидыванием автомобиля. Поэтому при выполнении манёвра «поворот $R_{\Pi} = 35$ м» контролируется и это условие нарушения устойчивости движения. Критическая скорость по боковому опрокидыванию автомобиля $v_{кр.оп}$ определяется по формуле

$$v_{кр.оп} = \sqrt{\frac{R_{пов} B g}{2 h_c}}, \quad (19)$$

где B – колея автомобиля; h_c – высота расположения центра масс; g – ускорение свободного падения.

Из этой формулы следует, что $v_{кр.оп}$ определяется величиной радиуса поворота $R_{пов}$, которая, как отмечалось ранее, постоянно изменяется при движении на поворотной полосе вследствие подачи управляющих воздействий. Значение $R_{пов}$ зависит от угла поворота управляемых колёс θ и углов увода δ_{yv1} , δ_{yv2} и вычисляется по формуле

$$R_{пов} = \frac{L}{\theta - \delta_{yv1} + \delta_{yv2}}. \quad (20)$$

При отсутствии бокового скольжения $R_{пов} \approx R_{ср}$. Тогда для моделируемого автомобиля получаем $v_{кр.оп} = 76,7$ км/ч, что немного выше, чем критическая



скорость по боковому скольжению, равная 64 км/ч (см. рис. 6, а). Следовательно, занос автомобиля будет предшествовать возможному боковому опрокидыванию, что, безусловно, предпочтительнее, поскольку опрокидывание влечёт за собой гораздо более серьёзные последствия, чем занос.

Выводы

1. Разработана математическая модель процесса движения автомобиля при выполнении манёвра «поворот $R_{\Pi} = 35$ м», позволяющая определить предельную скорость устойчивого управляемого движения и оценить воз-

можность достижения предписываемого стандартом нормативного значения скорости данного манёвра.

2. В предложенной модели предусмотрено определение углов увода колёс при возникновении бокового скольжения, построение траектории движения автомобиля на поворотной полосе, формирование дискретных управляющих воздействий, обеспечивающих устойчивое управляемое движение.

3. Модель предназначена для использования на начальной стадии проектирования автомобиля при определении параметров, обеспечивающих выполнение технических требований на показатели управляемости и устойчивости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Литвинов, А. С.** Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – Москва: Машиностроение, 1971. – 416 с.
2. **Литвинов, А. С.** Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – Москва: Машиностроение, 1989. – 240 с.
3. **Смирнов, Г. А.** Теория движения колёсных машин : учебник для вузов / Г. А. Смирнов. – Москва: Машиностроение, 1990. – 352 с.
4. **Ларин, В. В.** Теория движения полноприводных колёсных машин : учебник для вузов / В. В. Ларин. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 391 с.
5. **Гришкевич, А. И.** Автомобили. Теория : учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 208 с.
6. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
7. **ГОСТ 31507–2012.** Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. – Москва: Изд-во стандартов, 2012. – 42 с.
8. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник / В. П. Тарасик. – Минск: Новое знание ; Москва: ИНФРА-М, 2017. – 592 с.

Статья сдана в редакцию 20 марта 2019 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: avtobru@gmail.com.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: avtobru@gmail.com.

