

9. URL: https://metan.by/news/by/443/?sng=1&type=pda&PAGEN_3=3
(дата обращения: 19.05.2021).

Представлено 19.05.2021

УДК 629.01

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ КРИВОЛИНЕЙНОГО
ДВИЖЕНИЯ ДВУХЗВЕННОГО ЭЛЕКТРОБУСА
С ВАРИАНТАМИ СТРУКТУРНО-КОМПОНОВОЧНЫХ
СХЕМ И ПРИВОДОВ ВЕДУЩИХ КОЛЕС**

**MATHEMATICAL DESCRIPTION OF THE CURVILINEAR
MOTION OF A TWO-LINK ELECTRIC BUS WITH VARIANTS
OF STRUCTURAL AND LAYOUT SCHEMES
AND DRIVING WHEEL DRIVES**

К. О. Кругленя, магистрант,
Г. А. Таяновский, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
К. Kruglenya, magister,
G. Tayanousky, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Разработано аналитическое описание криволинейного движения двухзвенного электробуса с различными вариантами структурно-компоновочной схемы и привода его ведущих колес.

An analytical description of the curvilinear motion of an electric bus with various variant of the structural layout scheme and the drive of its wheels is developed.

Ключевые слова: электробус, криволинейное движение, управляемость, устойчивость.

Key words: electric bus, curved movement, controllability, stability.

ВВЕДЕНИЕ

Компоновочные схемы, структуры ходовых систем электробусов отличаются большей вариативностью, чем у двухзвенных автобусов. Поэтому рациональный по критериям уровня функциональных свойств выбор таких схем и значений параметров общей компоновки электробусов представляет актуальную научно-практическую задачу. Для решения одной из подобных задач применительно к маневровому свойству двухзвенного электробуса большой пассажироместимости разработана обобщенная плоская расчетная схема и математическая модель криволинейного движения состава, с учетом вариантов электропривода ведущих колес. Модель позволяет оценить влияние параметров компоновки и схемы привода колес на показатели маневренности электробуса.

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА И МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ЭЛЕКТРОБУСА

Плоская динамическая система двухзвенного состава электробуса при криволинейном движении приведена на рисунке 1.

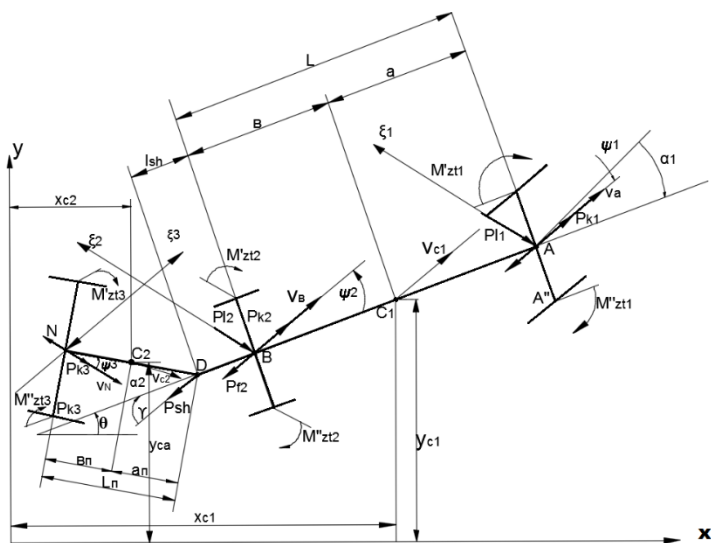


Рисунок 1 – Обобщенная расчетная схема криволинейного движения электробуса

Контакты деформируемых шин с опорной поверхностью представляют собой неголономные связи [1]. Поэтому, для возможности решения, динамические уравнения движения дополняют наложенными кинематическими связями, суть которых в допущении об отсутствии боковых скольжений осей и мостов электробуса в направлениях, нормальных векторам действительных скоростей [1].

Динамические уравнения движения для первого звена массой m_1 электробуса (для универсальности модели – при колесной формуле первого звена 4×4) приведены далее:

$$\begin{aligned}
 m_1 \cdot \ddot{x}_c &= (P_{k1} - P_{f1}) \cdot [\cos(\alpha + \beta) + \psi_1 \cdot \sin(\alpha + \beta)] + (P_{k2} - P_{f2}) \cdot \\
 &\quad (\cos\beta - \psi_2 \cdot \sin\beta) - P_{sh} \cdot \cos(\gamma + \beta) - k_{y1} \cdot \psi_1 \cdot \\
 &\quad [\sin(\alpha + \beta) - \psi_1 \cdot \cos(\alpha + \beta)] - k_{y2} \cdot \psi_2 (\sin\beta + \psi_2 \cdot \cos\beta); \\
 L_1 \cdot \dot{\omega}_1 &= M_{дв} - M_{12}; \quad L_2 \cdot \dot{\omega}_2 = M_{12} - M_{23} \\
 m_1 \cdot \ddot{\beta}_c &= a \cdot (P_{k1} - P_{f1}) \cdot \sin\alpha - \psi_1 \cdot \cos\beta - b \cdot (P_{k2} - P_{f2}) \cdot \psi_2 - \\
 P_{sh} \cdot (1_{sh} + b) \cdot \sin\gamma - a \cdot k_{y1} \cdot \psi_1 (\cos\alpha + \psi \cdot \sin\alpha) - b \cdot k_{y2} \cdot \psi_2 - \sum_1^4 M_{ci}.
 \end{aligned}$$

В уравнениях обозначено: P_{f1} , P_{k1} , ψ_1 , k_{y1} – соответственно, силы сопротивления качению, тяговая реакция ведущего колеса, угол увода и коэффициент увода колес j -ой оси или моста звена; M_{ci} – момент сопротивления повороту i -го колеса; P_{sh} – реакция в шарнире связи звеньев. Остальные обозначения ясны из рисунка 1.

Для получения уравнений кинематических связей напишем выражения для скоростей точек A и B (рисунок 1) в проекциях на оси координат. Затем, спроектируем скорость точки A на направление ξ_1 , а скорость точки B – на ξ_2 и примем $\sin\psi = \psi$, $\cos\psi = 1$, в силу малости углов, далее проведем эквивалентные преобразования и получим уравнения кинематических связей:

$$\begin{aligned} & \dot{x}_c \cdot [\sin(\alpha + \beta) + \psi_1 \cdot \cos(\alpha + \beta)] - \dot{y}_c \times \\ & \times [\cos(\alpha + \beta) + \psi_1 \cdot \sin(\alpha + \beta)] - a \cdot \beta [\cos\alpha + \psi_1 \cdot \sin\alpha] = 0; \\ & \dot{x}_c \cdot [\sin\beta + \psi_2 \cdot \cos\beta] - \dot{y}_c \cdot [\cos\beta + \psi_2 \cdot \sin\beta] + a \cdot \dot{\beta} = 0. \end{aligned}$$

Аналогично составим динамические уравнения и получим выражения кинематических связей для второго звена электробуса, условно разрезав состав по шарниру связи секций (т. D) и учитывая, что реакция в шарнире по отношению ко второму звену направлена в противоположную сторону, согласно третьему закону Ньютона.

Определим реакции и моменты, входящие в полученные уравнения. Силы сопротивления качению колес определяются выражением $P_{fi} = f \cdot G_{ki}$, где f – коэффициент сопротивления качению;

G_{ki} – вес, приходящийся на колесо. Моменты сопротивления повороту колес электробуса при качении по криволинейной траектории радиусом R_i можно определить из выражения [1] $M_{ci} = \mu \cdot \chi \cdot L \cdot G_{ki}$, где μ – коэффициент сопротивления повороту, незначительно линейно уменьшающийся с ростом кривизны траектории колеса; χ – коэффициент, учитывающий форму пятна контакта шин с опорной поверхностью, можно принять равным 0,25; L_i – длина пятна контакта шины электробуса с дорогой.

Касательные силы тяги ведущих мостов P_{ki} (для первого звена, в общем случае схемы привода, P_{k1} и P_{k2} определим с учетом динамической крутильной системы привода ведущих колес (два варианта) первого звена (рисунок 2 а, б), все элементы которой приведены к валу или валам тяговых электродвигателей. Второе звено может быть, как с ведомой осью, так и с ведущим мостом или с бортовым приводом от двух электродвигателей.

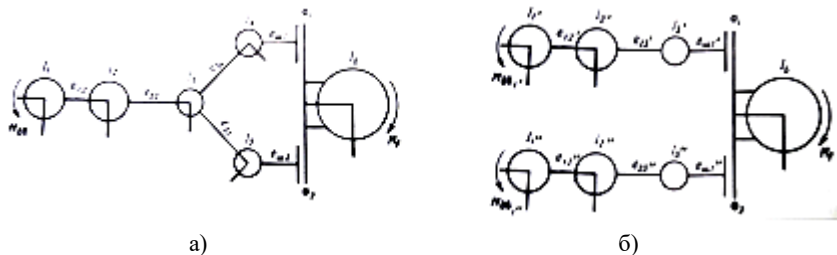


Рисунок 2 – Варианты динамической крутильной система электропривода ведущих колес первого звена электробуса

- а) при двух ведущих мостах с одним электродвигателем;
- б) при одном порталном ведущем мосте с двумя электродвигателями

На рисунке обозначены: I_1 – момент инерции ротора тягового электродвигателя; I_2 – момент инерции ведомых частей трансмиссии до ведущего моста; I_3 – момент инерции деталей ведущего моста; I_4 – момент инерции переднего ведущего колеса с приводом; I_5 – момент инерции ведущих колес с их приводом; I_6 – момент инерции, соответствующий поступательно движущейся массе звена электробуса; e_{12} , e_{23} – податливости соответствующих участков трансмиссии; e_{34} – податливость привода к передним колесам; e_{35} – податливость привода к задним колесам; $e_{ш1}$ – податливость шин передних колес; $e_{ш2}$ – податливость шин задних колес; Φ_1 и Φ_2 – модели сцепления колес с дорогой в виде фрикционных муфт, имитирующие буксование передних и задних колес электробуса.

Движение масс этой динамической системы (рисунок 2а) описывается следующей системой уравнений:

$$C_\varphi = M_\varphi / \varphi;$$

$$L_2 \cdot \dot{\omega}_2 = M_{12} - M_{23}$$

$$e_{i,i+1} \cdot M_{i,i+1} = \omega_i - \omega_{i+1}; \quad L_i \cdot \dot{\omega}_i = M_{i-1,i} - M_{i+1,i};$$

$$L_i \cdot \dot{\omega}_i = M_{i-1,i} - M_{i+1,i};$$

$$L_6 \cdot \omega_6 = M_{ш1} + M_{ш2} - M_f; \quad i=2, 3, 4, 5.$$

Преобразуем последнее уравнение для крутильной динамической системы, которое описывает движение агрегата в направлении скорости центра масс v_c (рисунок 1), применительно к случаю криволинейного движения. Спроектировав все силы на это направление и учитывая, что $\cos \psi_c = 1$, получим

$$m_1 \cdot \dot{v}_c = (P_{k1} - P_{f1}) \cdot (\cos \alpha + \psi_1 \cdot \sin \alpha) + (P_{k2} - P_{f2}) + P_{\delta 1} \cdot (\sin \alpha + \psi_1 \cdot \cos \alpha) + P_{\delta 2} \cdot \psi_2 - P_{kp} \cdot \cos \gamma.$$

Умножив левую и правую части этого выражения на радиус качения колес и разделив обе части на передаточное число трансмиссии, получим последнее уравнение рассматриваемой системы в случае криволинейного движения электробуса:

$$I_6 \cdot \dot{\omega}_6 = M_{ui} \cdot (\cos \alpha + \psi_1 \cdot \sin \alpha) + M_{u2} \cdot \left\{ \frac{r_k^o}{i} [P_{f1} \cdot (\cos \alpha + \psi_1 \cdot \sin \alpha + P_{f2} + P_{sh} \cdot \cos \gamma) - P_{\delta 1} \cdot (\sin \alpha + \psi_1 \cdot \cos \alpha) - P_{\delta 2} \cdot \psi_2] \right\}.$$

Выражение в фигурных скобках – момент сопротивления поворота первого звена электробуса при криволинейном движении. Касательную силу тяги ведущих колес мостов найдем по выражению

$$P_{ki} = M_{ui} / r_{ki}^o.$$

Угловая скорость, соответствующая поступательной скорости центра масс агрегата, связана с угловыми скоростями ведущих колес ω_4 и ω_5 зависимостью

$$\omega_6 = \omega_i \cdot (1 - \delta_i).$$

Момент на ведущем колесе в функции буксования выражается из известной эмпирической зависимости [2]:

$$\delta_i = \left(-\frac{1}{k} \right) \cdot \ln(1 - M_i / M_{imax}),$$

где r_{ki}^o – радиус качения колеса в ведомом режиме на твердой опорной поверхности; φ – коэффициент сцепления; M_{max} – максимальный крутящий момент на колесе по сцеплению; M_i – текущее значение крутящего момента.

При численном интегрировании приведенных систем уравнений, с учетом полученных последних дополнительных выражений, аналогичных систем и выражений для второго звена, определяются все неизвестные, характеризующие криволинейное движение электробуса. Ширина коридора его движения определяется траекториями двух крайних габаритных точек (рисунок 1) и измеряется разностью расстояний из мгновенного центра поворота до этих точек. Уровень маневренности оценивается отношением габаритной ширины электробуса к ширине габаритной полосы поворота, называемым фактором маневренности. Радиусы поворота, ширина коридора движения и другие траекторные показатели электробуса определяют устойчивость и управляемость состава. Координаты крайних точек по бортам первого звена электробуса связаны с координатами центра масс электробуса и углом поворота остова соотношениями

$$x_{A'''} = x_c + (a \cdot \cos \beta + 0,5 \cdot B_1 \sin \beta);$$

$$y_{A'''} = y_c - (0,5 \cdot B_1 \cos \beta - a \cdot \sin \beta);$$

$$x_{B'''} = x_c - (b \cdot \cos \beta + 0,5 \cdot B_2 \sin \beta);$$

$$y_{B'''} = y_c - (0,5 \cdot B_2 \cos \beta - b \cdot \sin \beta).$$

Мгновенные радиусы кривизны, описываемые характерными точками звеньев электробуса, определяются для выбранной l -ой точки машины по выражению:

$$R_i = \frac{(\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2) \cdot \sqrt{\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2}}{\ddot{y}_i \cdot \dot{x}_i + \ddot{x}_i \cdot \dot{y}_i}.$$

Таким образом, полученные системы уравнений позволяют исследовать траекторные параметры криволинейного движения электробуса с учетом характеристик электродвигателей, схемы трансмиссии, шин, геометрических параметров общей компоновки двухзвенного состава, а также процессы разгона, торможения электробуса и нагруженность трансмиссии электробуса как при прямолинейном, так и при криволинейном движении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Литвинов, А. С., Фаробин, Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.

Представлено 15.04.2021

УДК 629.114. 2

К ВЫБОРУ ПОДВЕСКИ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

TO THE CHOICE OF A TRACKED MACHINE SUSPENSION

Г. А. Таяновский, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

G. Tayanousky, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Рассмотрены аспекты выбора варианта и параметров резино-жгутовых торсионных элементов подвески гусеничного хода машины, предназначенной для работы на заснеженных опорных поверхностях.