

УДК 629.113

С.В. Буланов

асп., МАДИ,

тел.: 8(499)155-01-45,

e-mail: serbul61@mail.ru

**РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ОЦЕНКИ
КИНЕМАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КРИВОЛИНЕЙНОГО
ДВИЖЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА
С ПРИМЕНЕНИЕМ МОДУЛЬНОГО ПРИНЦИПА СОЗДАНИЯ**

Аннотация. В статье приведены расчетные соотношения, результаты моделирования и определения кинематических характеристик криволинейного движения большегрузных транспортных средств на базе самоходных платформ, прицепов и полуприцепов.

Ключевые слова: автопоезд, вписываемость, самоходная платформа, моноприцеп, прицеп, траектория движения.

Введение

Для создания автопоездов с применением модульного принципа разработаны результаты математического моделирования и выполнены оценки кинематических характеристик криволинейного движения экспериментального автопоезда. Рассмотрены варианты создания автопоездов на базе модулей, выполненных в виде самоходных платформ, прицепов и полуприцепов.

**Кинематические характеристики криволинейного движения
большегрузных транспортных средств**

При проектировании большегрузного транспортного средства (БТС) требуется решение двух задач [1–4]: определение предельных

геометрических параметров, при которых обеспечивается «вписываемость» БТС в полосу движения заданной ширины при известном радиусе в плане; определение минимального радиуса поворота и ширины полосы движения БТС с известными геометрическими характеристиками.

В качестве критериев, характеризующих план дороги, можно пользоваться значениями радиусов кривых в плане и шириной полосы движения [1]. График для определения максимальной допустимой длины соединительной рамы сочлененного прицепа приведен на рис. 1. Схема для расчета геометрических размеров полуприцепа представлена на рис. 2.

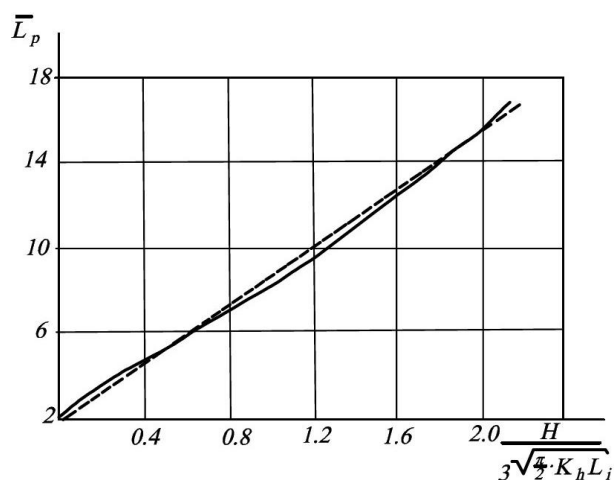


Рис. 1. График для определения максимальной допустимой длины соединительной рамы сочлененного прицепа

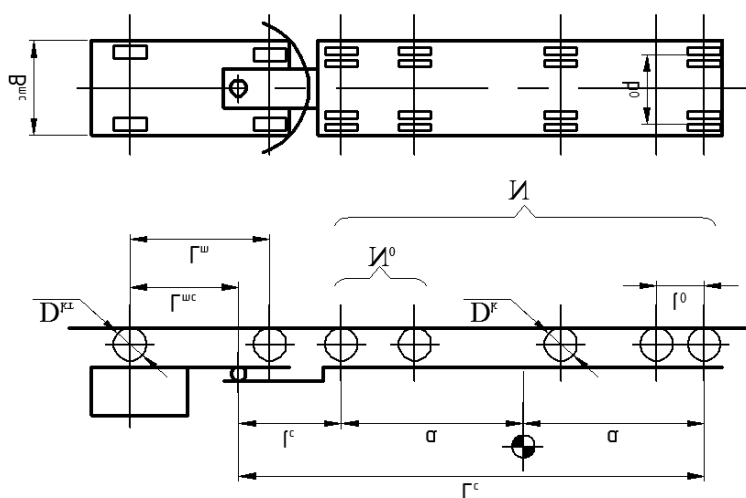


Рис. 2. Схема для расчета геометрических размеров полуприцепа

Самоходные платформы

Расчетная схема для определения условий «вписываемости» самоходной платформы в полосу движения дороги приведена на рис. 4. Из схемы следуют очевидные соотношения:

$$L = 2\sqrt{R_a^2 - (R_i + b)^2}, \quad (1)$$

$$R_a = R + \frac{B}{2} - \frac{B_{\text{ГКО}}}{2}, \quad (2)$$

$$R_i = R - \frac{B}{2} + \frac{B_{\text{ГКО}}}{2}, \quad (3)$$

где R – минимальный радиус дороги в плане; B – ширина проезжей части.

Учитывая, что

$$b = B_r - B_{\text{ГКО}}, L = (N_1 - 1)l_0, \quad (4)$$

после соответствующих преобразований получим

$$N_1 = 2 \frac{\sqrt{(2R + B_r - B_{\text{ГКО}})(B - B_r)}}{l_0} + 1, \quad (5)$$

где N_1 – максимальное допустимое по условию «вписываемости» в план дороги количество осей самоходной моноплатформы; l_0 – расстояние между осями по длине платформы.

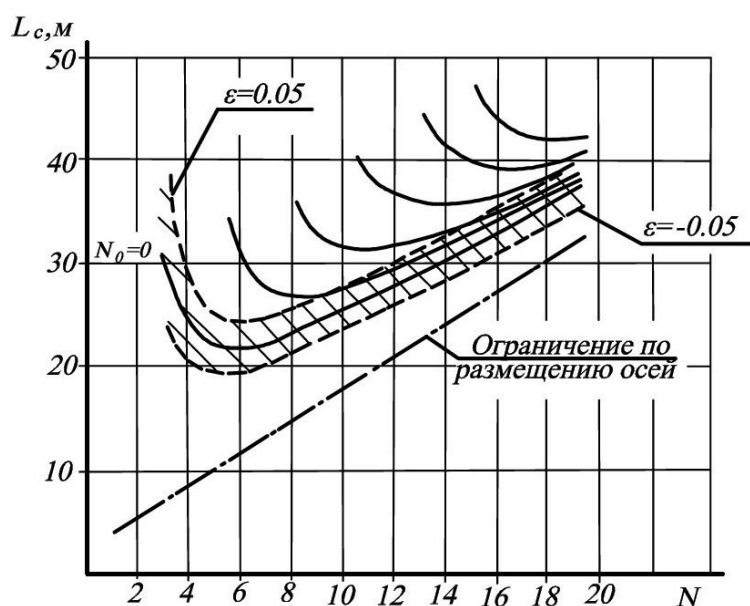


Рис. 3. Связь между массовыми и габаритными характеристиками полуприцепа

Формула (5) позволяет определить допустимое количество осей платформы при известных поперечных размерах платформы и заданных параметрах плана дороги. Связь между массовыми и габаритными характеристиками полуприцепа представлена на рис. 3.

Схема поворота самоходной платформы приведена на рис. 4.

Для решения задачи оценки маневренности платформы воспользуемся рис. 5, на котором изображена схема поворота составной модульной платформы. В качестве показателей маневренности примем внешний радиус и ширину полосы движения.

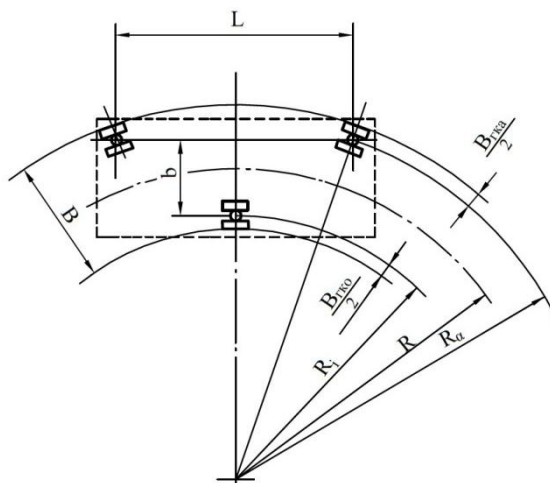


Рис. 4. Схема поворота самоходной платформы

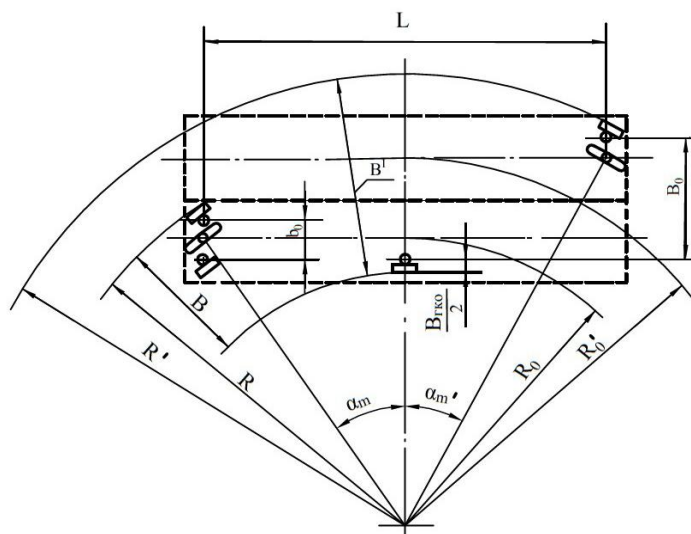


Рис. 5. Схема поворота составного модульного БТС

Из рисунка 5 следуют следующие соотношения:

$$R = \frac{\alpha}{2\operatorname{tg}\alpha_m}, R'_0 = \frac{\alpha}{2\operatorname{tg}\alpha'_m}, \quad (6)$$

$$R'_0 = R_0 + B_0 + b_0, \quad (7)$$

где α_m – максимальный конструктивный угол поворота колесной опоры;
 α'_0 – максимальный угол поворота колесных опор внешнего ряда модулей,
 соответствующий углу α_m .

После преобразований получим соотношение, устанавливающее
 связь α'_m с α_m

$$\operatorname{ctg}\alpha'_m = \operatorname{ctg}\alpha_m + 2 \frac{B_0 - b_0}{L}. \quad (8)$$

Из схемы рис. 5 следует

$$R = \sqrt{\left(R_0 + \frac{b_0}{2}\right)^2 + \frac{L^2}{4}} + \frac{B_{\text{ГКО}}}{2}; B = R - \left(R_0 - \frac{b_0}{2} - \frac{B_{\text{ГКО}}}{2}\right), \quad (9)$$

$$R' = \sqrt{\left(R'_0 + \frac{b_0}{2}\right)^2 + \frac{L^2}{4}} + \frac{B_{\text{ГКО}}}{2}; B' = R' - \left(R_0 - \frac{b_0}{2} - \frac{B_{\text{ГКО}}}{2}\right). \quad (10)$$

Полученные выражения позволяют определить показатели маневренности как для одиночных модулей или при использовании только продольной стыковки, так и для составных моноплатформ, в которых применена и поперечная стыковка модулей.

B_0, b_0 – колея соответственно составной платформы и единичного модуля.

Прицепы

Минимальная полоса движения моноприцепа обеспечивается при совпадении траекторий движения крайних осей. Эта ситуация изображена на рис. 6.

Управление поворотом колесных опор производится обычно в функции угла поворота дышла, соединяющего тягач с прицепом (угол γ

рис. 6) [1–3]. Задача заключается в выборе положения тягача в пределах полосы движения прицепа и определении функциональной зависимости, связывающей средний угол поворота колесных опор крайних осей с углом поворота дышла, при которой обеспечивается сохранение выбранного положения тягача при повороте. Как видно из рис. 6 удовлетворительные результаты обеспечиваются при выполнении условия совпадения траекторией середины крайних осей прицепа. При этом тягач движется вблизи внешней границы полосы движения прицепа, а смещения прицепа к центру поворота относительно полосы движения тягача хорошо контролируется водителем.

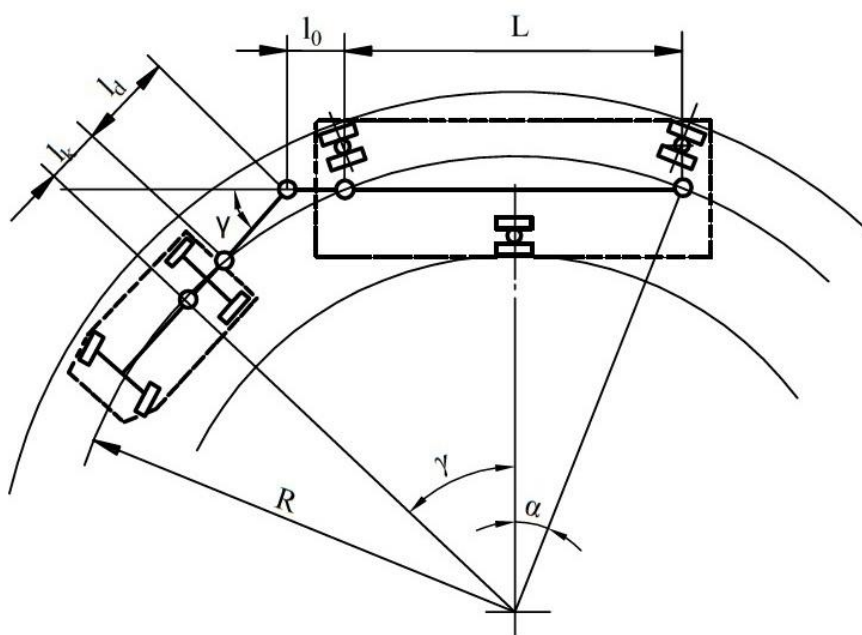


Рис. 6. Схема поворота моноприцепа

Из рисунка 6 видно, что минимальный угол поворота дышла обеспечивается в случае, если дышло направлено по касательной к траектории центров крайних осей прицепа. Кроме того, в этом случае угол отклонения дышла относительно продольной оси тягача равен 0, что благоприятно с точки зрения влияния крюковой силы на поведение тягача на повороте [1–3].

Как следует из рис. 6, для случая совпадения направления дышла с продольной осью тягача справедливо соотношение

$$\frac{\frac{l_k + l_d}{\cos\gamma} + l_o + \frac{L}{2}}{\operatorname{tg}\gamma} = \frac{L}{2\operatorname{tg}\alpha}, \quad (11)$$

которое после преобразований приводится к виду

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{\sin\gamma}{2\frac{l_k + l_d}{L} + \left(2\frac{l_o}{L} + 1\right)\cos\gamma}. \quad (12)$$

Формула (12) устанавливает закон управления поворотом колесных опор прицепа.

Из схемы рис. 6 следует также соотношение

$$R^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2 = R^2 + (l_k + l_d)^2 - \left(l_o + \frac{L}{2}\right)^2, \quad (13)$$

после преобразования, которого получим формулу, устанавливающую связь между длиной дышла и базой прицепа.

$$l_d = \sqrt{l_o(l_k + L)} - l_k, \quad (14)$$

выражая базу прицепа через число осей, получим

$$l_d = l_o\sqrt{N} - l_k. \quad (15)$$

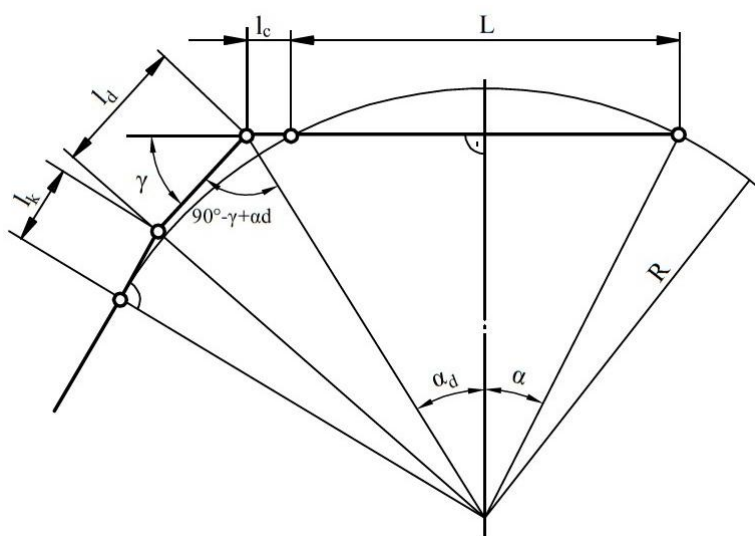


Рис. 7. Расчетная схема для определения кинематических характеристик рулевого управления прицепа

Из формулы (15) следует, что длина дышла должна зависеть от количества осей. Для интервала изменения числа осей моноприцепа, приведенного на рис. 6 (от 6 до 33), длина дышла должна изменяться в пределах от 2,5 до 7,5 м.

Схема для произвольной длины представлена на рис. 7.

Из рисунка 7 следуют соотношения:

$$R^2 + l_k^2 = l_d^2 + R - \left(\frac{L}{2}\right)^2 + \left(l_o + \frac{L}{2}\right)^2 - 2l_d \cdot \sin(\gamma - \alpha_d) \sqrt{R^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2 + \left(l_o + \frac{L}{2}\right)^2}, \quad (16)$$

$$R = \frac{L}{2\sin\alpha}, \quad (17)$$

$$\frac{l_o + \frac{L}{2}}{\operatorname{tg}\alpha_d} = \frac{L}{2\operatorname{tg}\alpha}, \quad (18)$$

которые позволяют установить связь между углом поворота дышла γ и средним углом поворота колесных опор крайних осей прицепа α . После преобразований получим

$$\gamma = \arcsin \frac{l_o(l_o + L) + l_d^2 - l_k^2}{2l_d \sqrt{\frac{L^2}{4\sin^2\alpha} + l_o(l_o + L)}} + \arctg \left[\left(2\frac{l_o}{L} + 1\right) \operatorname{tg}\alpha \right]. \quad (19)$$

Зависимость (19) представлена на рис. 8 для 18-осной моноплатформы с базой 27,2 м. Оптимальная длина дышла, определенная по формуле (15), составит 5 м, если принять $l_k = l_o = 1,6$ м.

Этому случаю на рис. 8 соответствует сплошная кривая. Как отмечалось выше, диапазон изменения длины дышла составляет 2,5–7,5 м. Границам диапазона соответствуют штриховые кривые на рис. 8.

Анализ рисунка 7 позволяет заключить, что передаточное число рулевого привода от дышла к крайней оси.

$$U_p = \frac{\gamma}{\alpha}, \quad (20)$$

в общем случае не является постоянной величиной, однако его изменчивость при постоянных размерах прицепа незначительна. Кроме того, из рис. 8 следует, что более целесообразным является использование дышла, длина которого превышает оптимальную. Передаточное число рулевого привода можно принимать постоянным, а его величину можно оценить, упростив формулу (13) для чего примем допущения

$$\operatorname{tg} \alpha \approx \alpha, \sin \alpha \approx \alpha, l_k \approx l_o, \quad (21)$$

и пренебрежем малым величинами. После преобразований получим

$$\gamma = \frac{\sqrt{N} + 1}{\sqrt{N} - 1} \alpha, \quad (22)$$

обозначим

$$U_p = \frac{\sqrt{N} + 1}{\sqrt{N} - 1}. \quad (23)$$

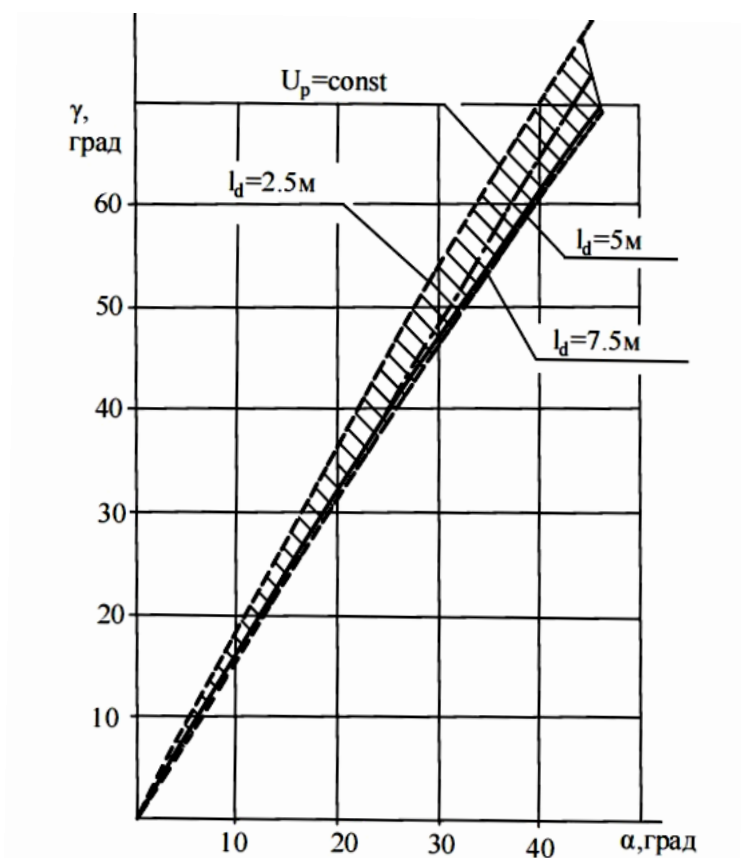


Рис. 8. Связь между углом поворота колесных опор крайних осей и углом поворота дышла

Для $N = 18$ оптимальное значение $U_p = 1,62$.

На рисунке 8 случай $U_p = 1,62$ представлен штрихпунктирной прямой.

Формула (23) с учётом соотношения (12) и принятых допущений приводится к виду

$$U_p = 1 + 2 \frac{l_o}{l_d}. \quad (24)$$

Длину дышла при этом следует определять по формулам:

$$l_d = l_o(\sqrt{N} - 1) \text{ или } l_d = l_o \left(\sqrt{1 + \frac{L}{L_o}} - 1 \right), \quad (25)$$

Характер зависимостей l_d и U_p от количества осей моноплатформы представлен на рис. 9.

На основе рис. 9 можно рекомендовать ряд длин дышла и передаточных чисел рулевого привода, приведенный в табл. 1.

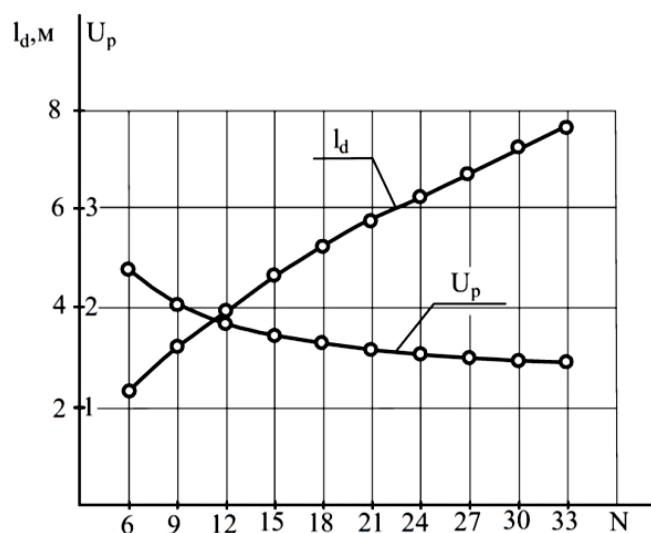


Рис. 9. Геометрические характеристики рулевого управления моноплатформ

При постоянной длине дышла передаточное число рулевого привода влияет на взаимное положение траекторий движения тягача и прицепа на повороте [1–3]. Как видно из рис. 10, уменьшение U_p удаляет траекторию

тягача от центра поворота, а увеличение U_p приближает её к центру поворота. Очевидно, что ошибка в сторону уменьшения передаточного числа предпочтительнее, так как обеспечивает более благоприятное относительное положение тягача и прицепа при повороте.

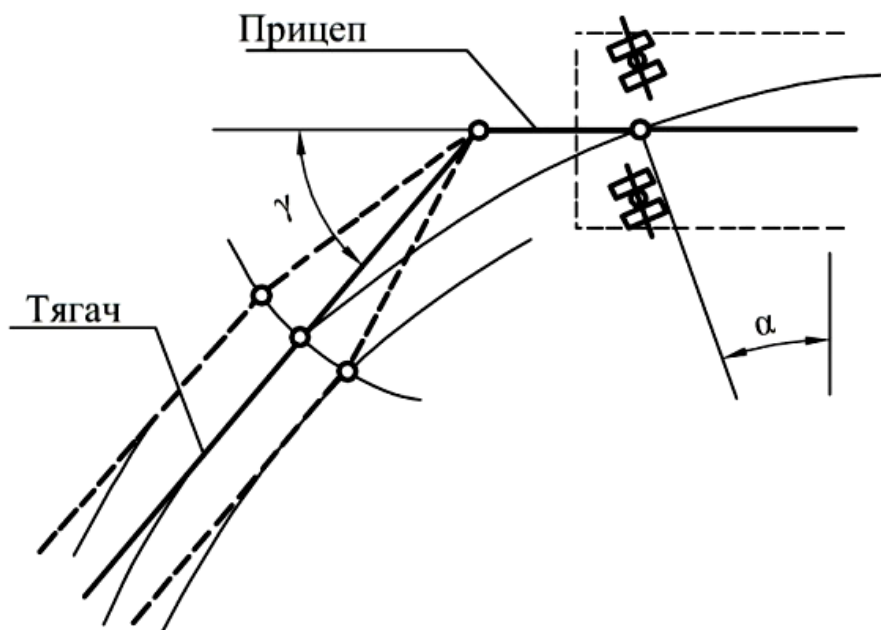


Рис. 10. Влияние передаточного числа рулевого привода моноплатформы на взаимное положение тягача и прицепа при повороте

Таблица 1

Рекомендуемые геометрические параметры
рулевого привода моноплатформ

Наименование параметра	Количество осей моноплатформы				
	6	9	12	15	Св.15
Длина дышла, м	2,3	3,2	3,9	4,6	5,2
Передаточное число	2,38	2,00	1,81	1,70	1,62

Кинематические соотношения при повороте сочлененного прицепа устанавливаются на основании схемы (рис. 11), из которой следует

$$\sin\alpha_2 = \frac{L_2}{2R}, \quad (26)$$

$$R = \frac{R_2}{\cos\alpha_2}, \quad (27)$$

$$R_2 = \frac{L_p}{2\sin\varphi_2}. \quad (28)$$

После преобразований получим

$$\operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{L_2}{L_p} \sin\varphi_2. \quad (29)$$

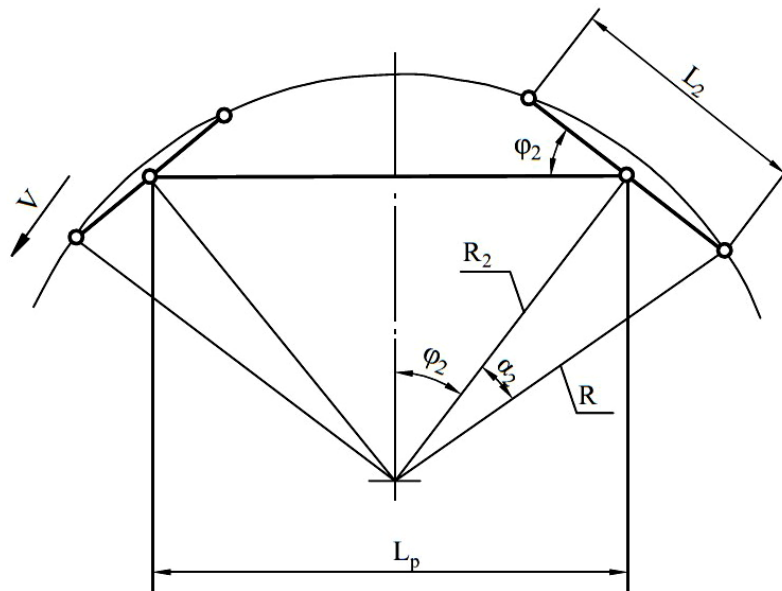


Рис. 11. Схема поворота сочлененного прицепа

Зависимость (29) изображена на рис. 12 для различных отношений L_p/L_2 , из которой следует, что соотношение баз прицепа и задней моноплатформы оказывают существенное влияние на характеристику рулевого привода задней платформы.

Зависимость (29) может использоваться при проектировании рулевого управления, обеспечивающего поворот колесных опор задней моноплатформы в зависимости от угла между продольной осью этой платформы и продольной осью соединительной рамы.

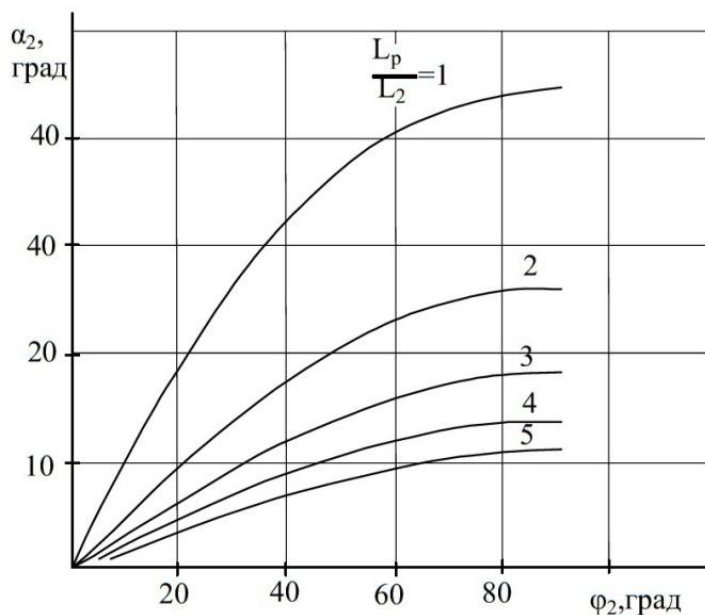


Рис. 12. Характеристика рулевого привода задней моноплатформы сочлененного прицепа

Полуприцепы

Геометрические соотношения, позволяющие установить связь между минимальным радиусом поворота тягача, максимальным углом поворота колесной опоры и базой полуприцепа, основываются на схеме рис. 1, из которой следует

$$R = \sqrt{R_T^2 - L_{TC}^2 - \frac{B_{TC}}{2}}, \quad (30)$$

$$\left(\frac{L_c}{2 \operatorname{tg} \alpha_m} + \frac{b_o}{2} \right)^2 + \frac{L_c^2}{4} = R^2. \quad (31)$$

Выполнив необходимые преобразования, получим

$$L_c = \operatorname{sin} \alpha_m \left[\sqrt{4R^2 - (b_o \operatorname{sin} \alpha_m)^2} - b_o \operatorname{cos} \alpha_m \right]. \quad (32)$$

Выражения (31) и (32) позволяют оценить базу полуприцепа L_c , при которой обеспечивается одновременное выполнение условий:

- тягач движется с минимальным радиусом поворота;
- колеса полуприцепа повернуты на предельный угол;

– траектория задней оси полуприцепа совпадает с траекторией задних колес тягача.

Выполнение перечисленных условий обеспечивает высокую безопасность движения, так как при этом обеспечивается совмещение внешних габаритов полос движения тягача и полуприцепа, а внутренний габарит полосы движения полуприцепа смещается к центру поворота и оказывается в зоне видимости водителя (показана на рис. 13 штриховкой) [1–3].

Значение базы, полученное по формулам (31, 32) является оптимальным, так как при меньшей базе не используется максимальный угол поворота колесной опоры полуприцепа, и при большей – не используется максимальный угол поворота управляемых колес тягача или поворот при малых радиусах происходит с большим боковым скольжением колес полуприцепа.

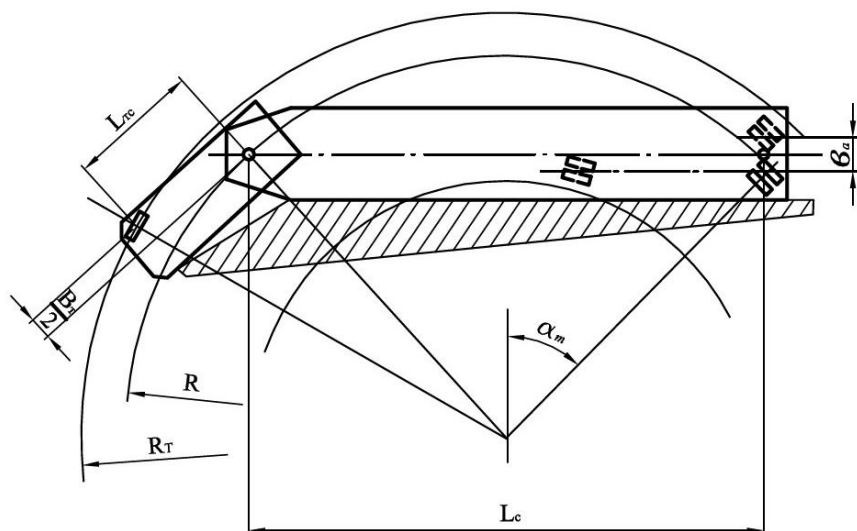


Рис. 13. Геометрические соотношения при повороте седельного автопоезда

Существенное влияние геометрические размеры полуприцепа оказывают на маневренные качества автопоезда.

Расчетная схема для определения геометрических характеристик полосы движения представлена на рис. 14. В качестве основных

характеристик выбран внешний радиус с полосы движения R_m и её ширина B_m . Из рисунка 14 следует

$$h = \frac{L_c}{2 \operatorname{tg} \alpha_m}, \quad (33)$$

где L_c – база полуприцепа, α_m – максимальный угол поворота колесной опоры.

Очевидно, что

$$R_m = \sqrt{(h + b_o)^2 + \left(\frac{L_c}{2}\right)^2} + \frac{B_{\text{ГКО}}}{2}. \quad (34)$$

Ширина полосы движения определяется соотношением

$$B_m = R_m + \frac{B_{\text{ГКО}}}{2} - \sqrt{h^2 + X_{\min}^2}, \quad (35)$$

$$X_{\min} = \min(X_o, X), \quad (36)$$

$$X_o = \frac{L_c}{2} - l_c - L_o, \quad X = \frac{L}{2} - L. \quad (37)$$

Координата передней оси первой группы осей l_c определена ранее, база первой группы осей определяется по формуле:

$$L_o = (N_o - 1)l_o, \quad (38)$$

а база второй группы осей по формуле:

$$L = (N - N_o - 1)l_o. \quad (39)$$

Для определения вписываемости автопоезда в полотно дороги следует решить обратную задачу: оценить максимальную базу полуприцепа при которой обеспечивается вписывание полуприцепа в полосу с заданным внешним радиусом и шириной.

Искомую величину базы полуприцепа определим из соотношения

$$\frac{L_c}{2} = X + l, \quad (40)$$

где

$$l = \max(L, l_c + L_o). \quad (41)$$

Введем обозначения

$$R_a = R_m - \frac{B_{\text{ГКО}}}{2}, R_i = R_m - B_m + \frac{B_{\text{ГКО}}}{2}. \quad (42)$$

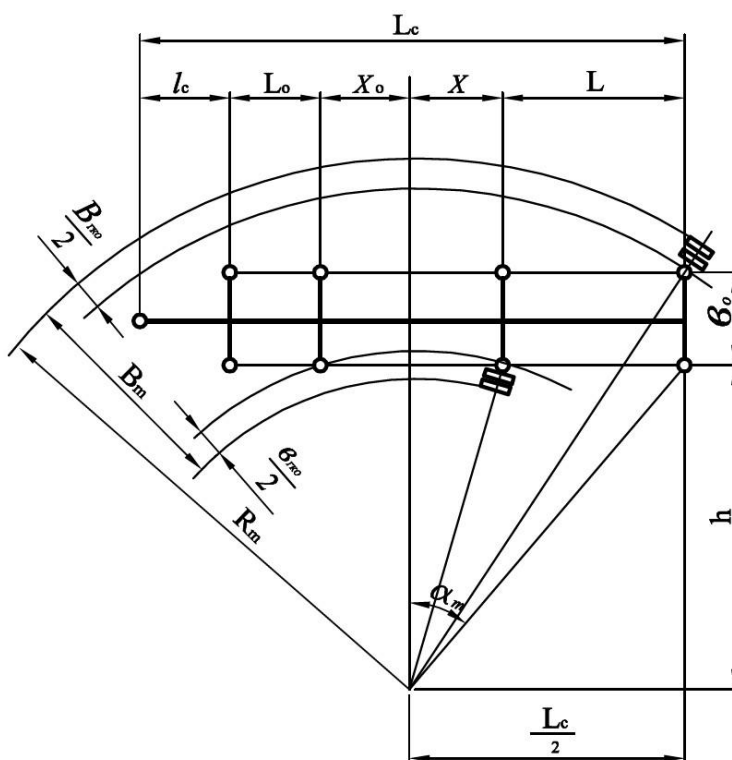


Рис. 14. Схема для определения геометрических характеристик полосы движения полуприцепа

Из рисунка 2 следует

$$\left(\sqrt{R_i^2 - X^2} + b_o \right)^2 + (x + l)^2 = R_a^2. \quad (43)$$

Выполнив преобразования, получим уравнение:

$$4(l^2 + b_o^2)X^2 - 4l[R_a^2 - R_i^2 - (b_o^2 + l^2)]X + [R_a^2 - R_i^2 - (b_o^2 + l^2)]^2 - 4b_o^2R_i^2 = 0, \quad (44)$$

решив которое определим значение X . Следует иметь в виду, что решения $X < 0$ соответствуют случаю, когда у полуприцепа имеются оси, расположенные на середине базы. В этом случае база полуприцепа определяется по формуле:

$$L_c = 2\sqrt{R_a^2 - (R_l + B_o)^2}. \quad (45)$$

Заключение

Разработанные математические модели позволяют оценивать кинематические характеристики криволинейного движения автопоездов на базе модулей, выполненных в виде самоходных платформ, прицепов и полуприцепов, а также такие их эксплуатационные свойства, как проходимость и подвижность, более важные свойства при применении вышерассмотренных автопоездов по назначению.

Литература

1. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. М.: Транспорт, 1967. 256 с.
2. Соколов Г.М., Стариков С.А. Кинематические параметры криволинейного движения лесовозного автопоезда // Успехи современного естествознания. 2004. № 10. С. 61–62.
3. Соколов Г. М. Движение лесовозного автопоезда на кривых. Теория. Расчет. Эксперимент. М.: ВИНТИ, 1998. 274 с.
4. Высоцкий М.С. МА3-2000 «Перестройка» // Автомобильная промышленность. 1989. № 5. С. 3–8.

References

1. Zakin, Ja.H. *Prikladnaja teorija dvizhenija avtopoezda* (Applied theory of the movement of trains), Moscow, Transport, 1967, 256 p.
2. Sokolov G.M., Starikov S.A. *Uspehi sovremennogo estestvoznanija*. 2004, № 10, pp. 61–62.
3. Sokolov, G. M. *Dvizhenie lesovoznogo avtopoezda na krivyh. Teorija. Raschet. Jeksperiment* (The movement of the logging trains on curves. Theory. A calculation. Experiment), Moscow, VINITI, 1998, 274 s.
4. Vysockij M.S. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 1989, № 5, pp. 3–8.

S. Bulanov

Results of modelling and assessment of kinematic characteristics of the curvilinear movement of the experimental road train with application of the modular principle of creation

Abstract. The article shows the calculated ratio, the simulation results and the definition of the kinematic characteristics of curvilinear motion of heavy vehicles on the basis of self-propelled platforms, trailers and semi-trailers.

Key words: road train, vprisvyayemost, self-propelled platform, monotrailer, trailer, movement trajectory.