

УДК 629.113

М.Л. Черneckая
студентка, МАДИ,
тел.: 8(499)155-01-45,
e-mail: mcherneckaya@me.com

**РЕЗУЛЬТАТЫ АНАЛИЗА КОНСТРУКТИВНО-
КОМПОНОВОЧНЫХ СХЕМ ПОДВИЖНЫХ АГРЕГАТОВ
ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНОГО И ТРАНСПОРТНО-
УСТАНОВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ РАКЕТНЫХ
КОМПЛЕКСОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ МОДУЛЬНОГО ПРИНЦИПА
СОЗДАНИЯ**

Аннотация. В статье представлены результаты анализа и разработки конструктивно-компоновочных схем колесных опор и их группового механического рулевого привода для подвижных агрегатов транспортно-перегрузочного и транспортно-установочного оборудования ракетных комплексов на базе автономных модулей.

Ключевые слова: колесная опора, полуприцеп, прицеп, грузоподъемность шин, рулевой привод.

Введение

Для обоснования выбора конструктивной схемы колесной опоры и ее параметров проводится оценка влияния скорости движения подвижных агрегатов на грузоподъемность шин, зависимости грузоподъемности шины от ее размера. Кроме этого, следует отметить, что выбор схемных решений рулевого привода и его параметров выполняется с учетом оценки влияния геометрических параметров полуприцепа на средний угол поворота колесных опор одной оси, а также влияния размеров полуприцепа на рассогласование углов поворота колесных опор одной оси.

Колесная опора

Облик и технические характеристики БТС в значительной степени определяются параметрами колесных опор, которые в свою очередь в основном зависят от размера применяемых шин. На рисунке 1 приведена типичная конструктивная схема колесной опоры.

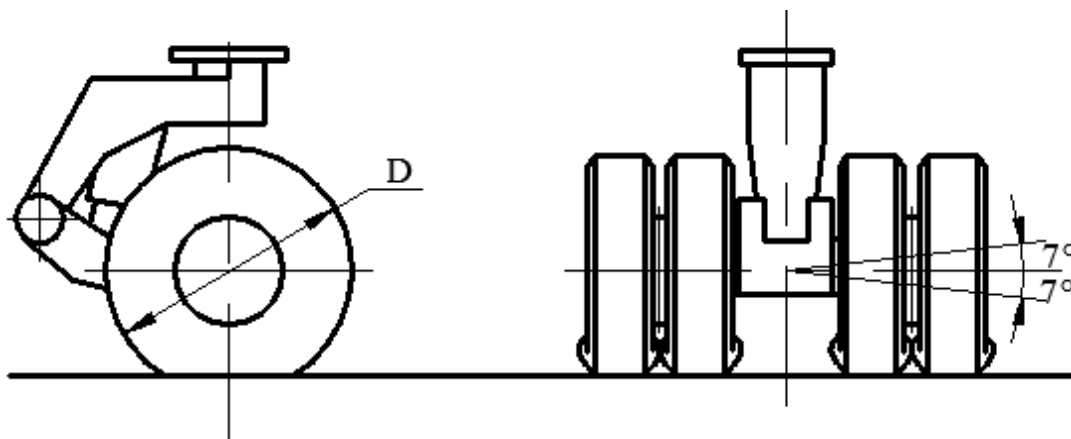


Рис. 1. Конструктивная схема колесной опоры

Наиболее употребительными для прицепов и полуприцепов являются многослойные шины высокого давления (0,9–1,0 МПа) размерами 7,50–15 и 8,25–15 [1, 3]. Для самоходных шасси используются и более крупные шины (10,00–20, 12,00–20 и т.п.) [1, 3].

Грузоподъемность шин существенно зависит от скорости движения. Характер этой зависимости приведен на рис. 2 для шин зарубежного производства и для отечественных шин по ГОСТ 8430-85 (штриховая линия). Как видно из рисунка 2 серийные отечественные шины существенно уступают по своим характеристикам зарубежным аналогам, особенно при работе с повышенными скоростями.

Основное влияние на грузоподъемность шины оказывает её размер. Характер зависимости допустимой нагрузки на шину от её наружного диаметра при постоянной скорости движения представлен на рис. 3 (по зарубежным данным).

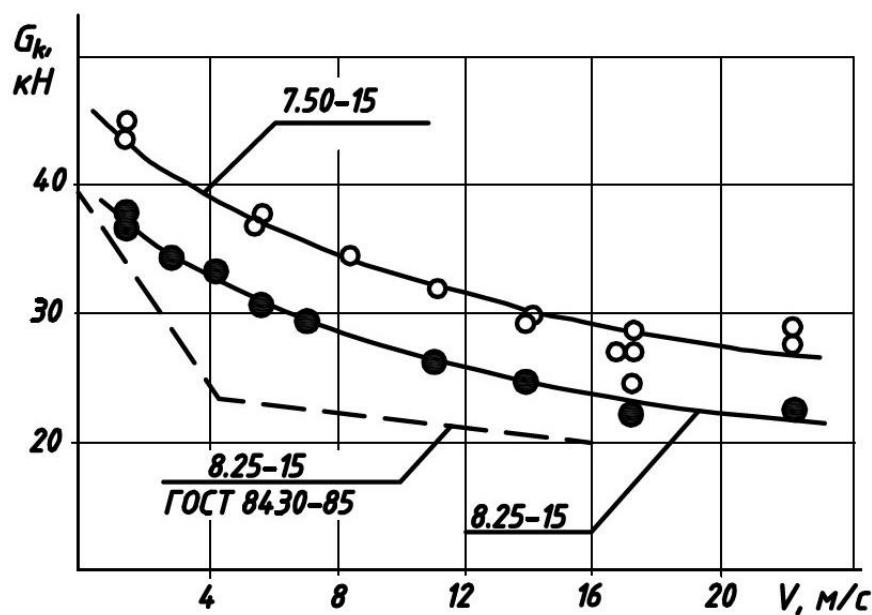


Рис. 2. Влияние скорости движения на грузоподъёмность шин

Групповой механический рулевой привод колесных опор

Типичная кинематическая схема рулевого привода представлена на рис. 4. Назначением привода является обеспечение при повороте БТС всех колесных опор относительно общего центра поворота.

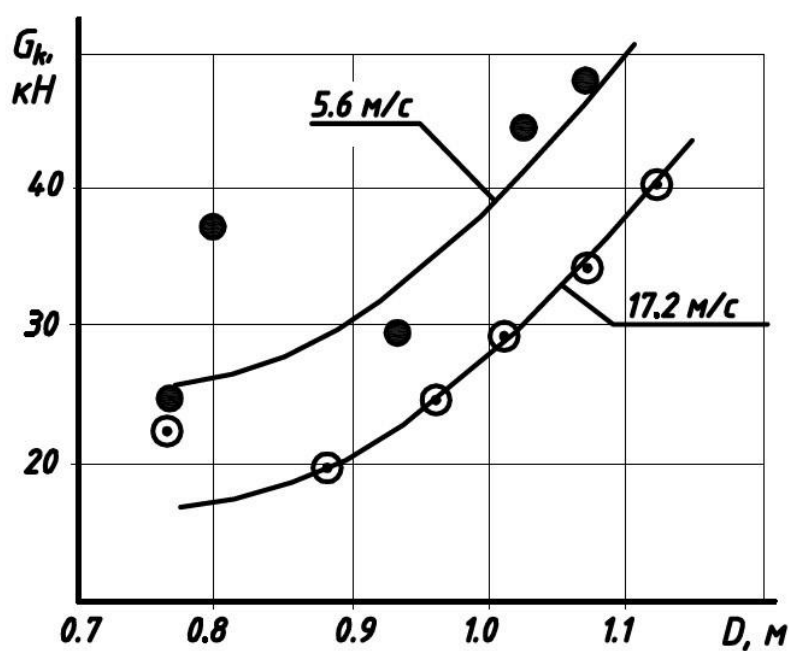


Рис. 3. Зависимость грузоподъёмности шины от её размера

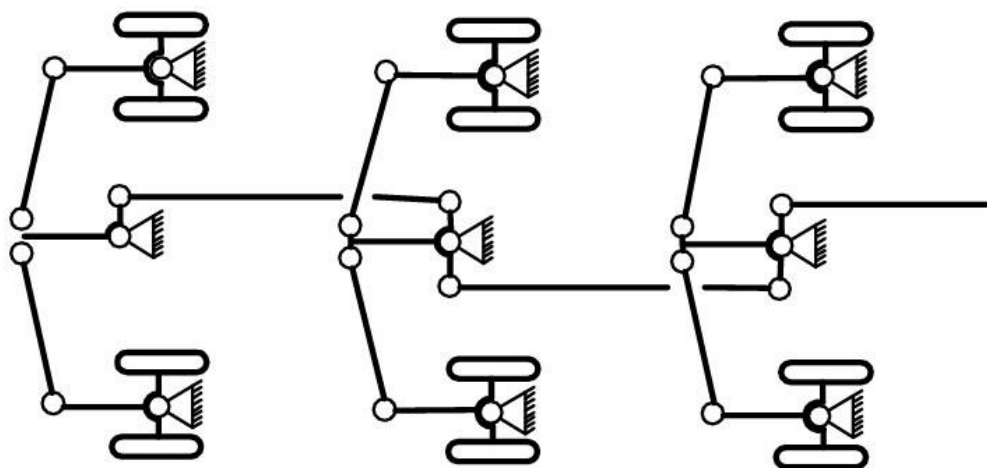


Рис. 4. Схема рулевого привода

В многоколесных автомобилях эта задача решается обычно подбором геометрических размеров элементов привода, при этом рулевые трапеции разных осей имеют существенно отличающиеся размеры [2, 4]. Это может явиться серьезным препятствием для реализации модульного принципа. Тем не менее анализ зарубежных материалов показывает, что одни и те же модули применяются в БТС различных конструктивных схем.

В этой связи представляет интерес оценка величин максимальных углов поворота колесных опор и их зависимость от положения колесной опоры. Из рисунка 5 следует

$$\operatorname{tg} \alpha_m = \frac{L}{2y - b_0}, \operatorname{tg} \alpha_{cm} = \frac{L}{2y}, \operatorname{tg} \alpha_c = \frac{2x - L}{2y}.$$

Введя относительные параметры

$$\bar{X} = \frac{X}{Y}, \bar{b}_0 = \frac{b_0}{L},$$

получим

$$\operatorname{tg} \alpha_c = \frac{2\bar{X} - 1}{\operatorname{ctg} \alpha_m + \bar{b}_0}. \quad (1)$$

Для оценки рассогласования углов поворота колесных опор одной оси используем параметр

$$\Delta\alpha = \alpha_1 - \alpha_2.$$

Учитывая, что согласно рис. 5

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{2X - \alpha}{2y - b_0}, \operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{2X - \alpha}{2y + b_0}$$

и, выполнив необходимые преобразования, получим

$$\operatorname{tg}(\Delta\alpha) = \frac{2 \frac{\bar{b}_0}{2\bar{x} - 1}}{\frac{1}{\sin^2 \alpha_c} - \frac{\bar{b}_0^2}{(2\bar{x} - 1)^2}}. \quad (2)$$

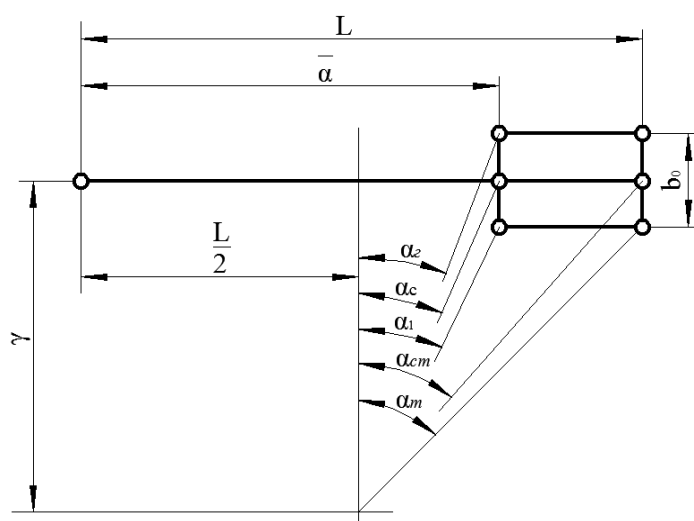


Рис. 5. Расчетная схема для определения углов поворота колесных опор полуприцепа

Графики зависимостей (1) и (2) приведены соответственно на рис. 6 и рис. 7. Из рисунка 6 следует, что даже при $\alpha_m = 45^\circ$ средний угол поворота колесных опор одной оси практически не зависит от величины базы колесного хода (размер L) и полностью определяется положением оси в пределах базы. При этом средние углы поворота осей, симметрично расположенных относительно середины базы, равны по величине, но противоположны по знаку. Анализ рисунка 7 показывает, что на рассогласование углов поворота колесных опор одной оси величина базы оказывает заметное влияние, особенно большое при малых базах (около 20 м). С увеличением базы её влияние на рассогласование $\Delta\alpha$

заметно уменьшается. Из рисунка 7 следует также, что в передней и задней зонах базы полуприцепа меняется знак разности углов поворота колесных опор одной оси, что требует, как известно, изменения положения поперечных тяг осевой трапеции относительно оси. Это обстоятельство является серьезным препятствием для унификации рулевых трапеций, однако широкое использование механического рулевого привода в зарубежных БТС модульного исполнения позволяет выдвинуть предположение о том, что в многоопорных БТС модульного исполнения вместо осевых трапеций используются параллелограммы и углы поворота колесных опор одной оси поддерживаются одинаковыми. Для проверки этой гипотезы выполнена оценка ошибки положения неуправляемых колес трехосных автомобилей, возникающей в результате несоответствия реального и теоретического положения колес. Для оценки использована расчётная схема, представленная на рис. 8. Ошибка рассогласования определялась по формуле

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{e}{2 \left[\sqrt{R^2 - \left(L + \frac{e}{2} \right)^2} - B \right]}.$$

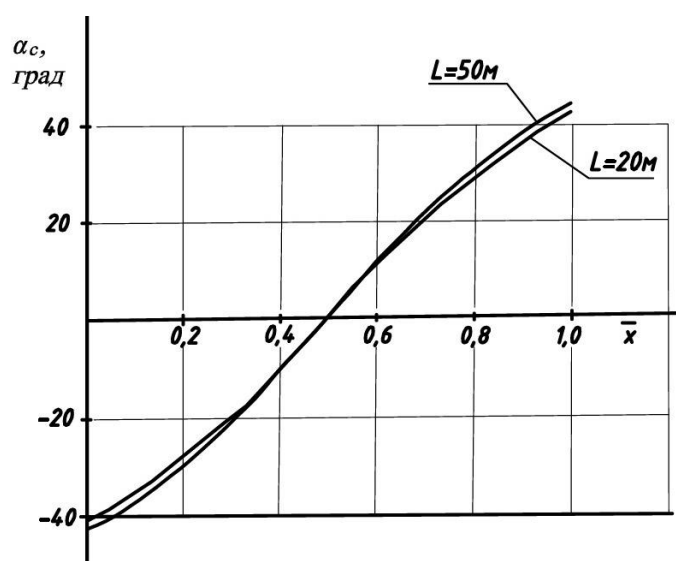


Рис. 6. Влияние геометрических размеров полуприцепа на средний угол поворота колесных опор одной оси

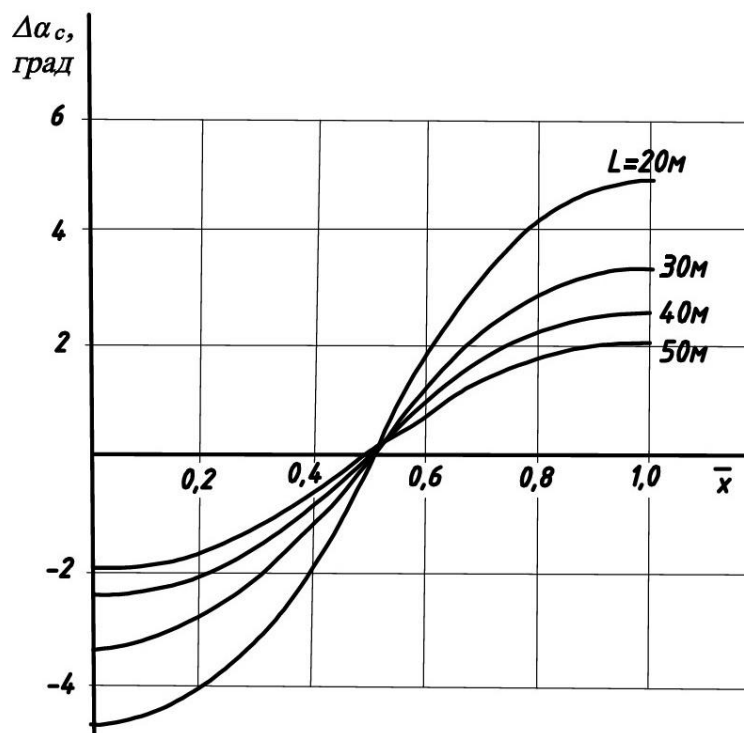


Рис. 7. Влияние размеров полуприцепа на рассогласование углов поворота колесных опор одной оси

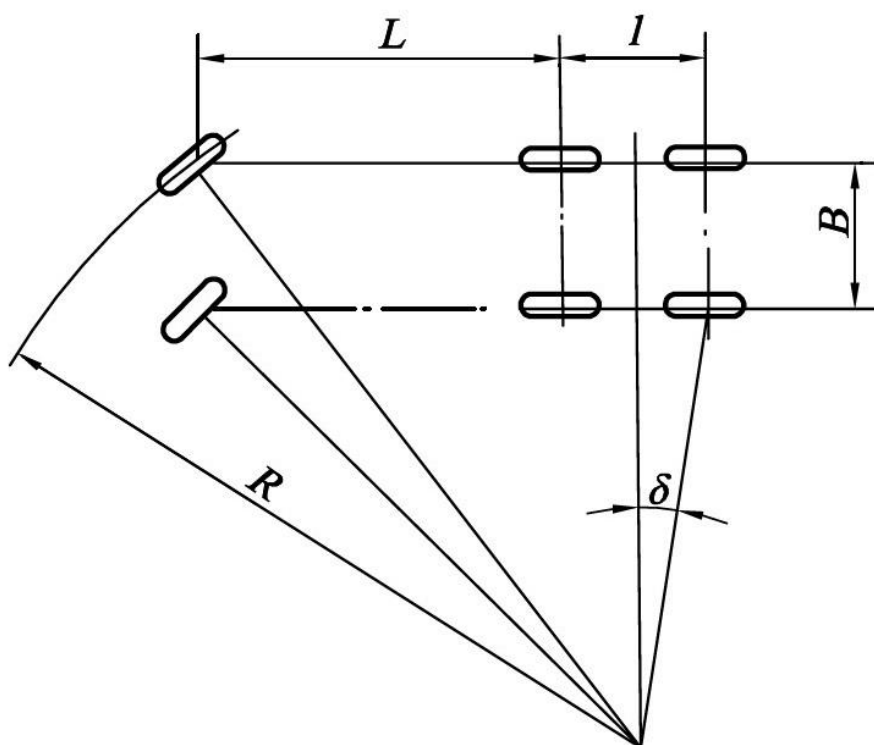


Рис. 8. Схема поворота трехосного автомобиля

Результаты расчета $\Delta\alpha$ для ряда отечественных автомобилей представлены в табл. 1.

Таблица 1

Ошибка положения неуправляемых колес трёхосных автомобилей при повороте с минимальным радиусом

Марка автомобиля	Размер, м				δ , град
	a	e	B	R	
ЗИЛ-133-Г2	3,710	1,400	1,835	11,0	4,85
ЗИЛ-133-ГЯ	4,260	1,402	1,848	11,6	4,74
Урал-377Н	3,525	1,400	2,020	10,8	5,05
КамАЗ-53212	3,690	1,320	2,025	9,0	6,43
КрАЗ-257Б1	5,050	2,400	1,950	14,0	6,47

Из таблицы 1 следует, что ошибка положения неуправляемых колес трёхосных автомобилей достигает 6,5 град, а согласно рис. 7 возможная ошибка положения колесных опор, равная половине рассогласования $\Delta\alpha$, не превысит 2,5 град. Такую ошибку можно считать допустимой, она легко может быть скомпенсирована боковым уводом шин. Таким образом, выполненный анализ позволяет сформулировать требование о выполнении механизмов поворота колесных опор одной оси в виде шарнирно-рычажных механизмов, обеспечивающих одинаковые углы поворота правой и левой опор. Необходимая связь между углами поворота колесных опор смежных осей может обеспечиваться регулированием плеч рычагов межосевых трапеций, за счёт использования различных отверстий в рычаге для присоединения продольных тяг. Обеспечение поворота колесных опор смежных осей в разные стороны достигается путём перестановки продольной тяги в положение, определяемое схемой рис. 9.

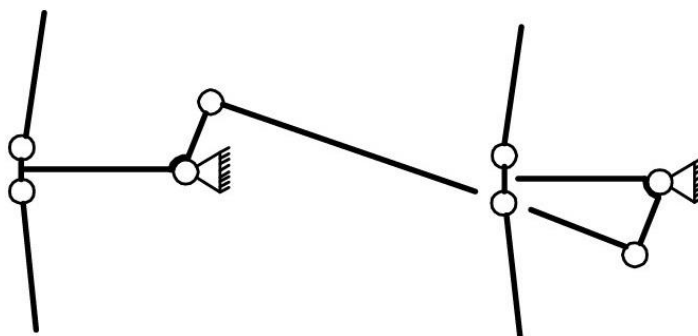


Рис. 9. Схема межосевой трапеции, обеспечивающей поворот колесных опор смежных осей в разные стороны

Заключение

Средний угол поворота колесных опор одной оси практически не зависит от величины базы колесного хода и полностью определяется положением оси в пределах базы. При этом средние углы поворота осей, симметрично расположенных относительно середины базы, равны по величине, но противоположны по знаку. На рассогласование углов поворота колесных опор одной оси величина базы оказывает заметное влияние, особенно большое при малых базах (около 20 м). С увеличением базы её влияние на рассогласование заметно уменьшается. В передней и задней зонах базы полуприцепа меняется знак разности углов поворота колесных опор одной оси, что требует, как известно, изменения положения поперечных тяг осевой трапеции относительно оси. Это обстоятельство является серьезным препятствием для унификации рулевых трапеций, однако широкое использование механического рулевого привода в зарубежных БТС модульного исполнения позволяет выдвинуть предположение о том, что в многоопорных БТС модульного исполнения вместо осевых трапеций используются параллелограммы и углы поворота колесных опор одной оси поддерживаются одинаковыми. Для проверки этой гипотезы выполнена оценка ошибки положения неуправляемых колес трехосных автомобилей, возникающей в результате несоответствия реального и теоретического положения колес. Полученные оценки ошибки

положения неуправляемых колес трёхосных автомобилей показывают, что ошибку можно считать допустимой, и она легко может быть скомпенсирована боковым уводом шин. Таким образом, выполненный анализ позволяет сформулировать требование о выполнении механизмов поворота колесных опор одной оси в виде шарнирно-рычажных механизмов, обеспечивающих одинаковые углы поворота правой и левой опор. Необходимая связь между углами поворота колесных опор смежных осей может обеспечиваться регулированием плеч рычагов межосевых трапеций, за счёт использования различных отверстий в рычаге для присоединения продольных тяг.

Литература

1. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 727 с.
2. Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. Теория силового привода колес автомобилей. М.: Агробизнесцентр, 2007. 336 с.
3. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: учебник для вузов. 2-е изд., доп. и перераб. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
4. Хачатуров А.А. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. М.: Машиностроение. 1976. 536 с.

Referenses

1. Belousov B.N., Popov S.D. *Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoj gruzopodemnosti* (Wheeled vehicles especially heavy-duty), Moscow, Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 2006, 727 p.
2. Shuhman S.B., Solov'ev V.I., Prochko E.I. *Teoriya silovogo privoda koles avtomobilej* (Theory power drive wheels cars), Moscow: Agrobiznescentr, 2007, 336 p.

3. Smirnov, G.A. *Teorija dvizhenija kolesnyh mashin* (The theory of motion of wheeled vehicles), uchebnik dlja vuzov, 2-e izd., dop. i pererab. Moscow, Mashinostroenie, 1990, 352 p.

4. Hachaturov A.A. *Dinamika sistemy doroga-shina-avtomobil'-voditel'* (The dynamics of the system road-tyre-vehicle-driver), Moscow, Mashinostroenie, 1976, 536 p.

M. Cherneckaya

Results of the analysis of design-layout schemes of mobile units of the transport and reloading and transport and adjusting equipment of missile systems with application of the modular principle of creation

Abstract. The article presents the results of the analysis and the development of design-layout schemes castors and a group of mechanical steering gear units for mobile transport and handling, transport and installation of equipment missile systems on the basis of stand-alone modules.

Key words: wheel support, semi-trailer, trailer, loading capacity of tires, steering drive.