

УДК 623.525

Бутылин А.А., Толстолуцкий В.А., Лизунов К.М., Журавлев С.В., Кошман В.А.

### ПЕРСПЕКТИВНАЯ СХЕМА ТРАНСМИССИИ ДЛЯ ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Трансмиссии, используемые в шасси для БМП и машин на их базе, имеют типовую конструкцию: согласующий редуктор (СР), гидротрансформатор (ГТ), механизм реверса (Р), коробку передач (КП), дифференциальный механизм поворота (ДМП) и два бортовых редуктора (БР). В комплексе с гидротрансформатором, как правило, используют 4<sup>х</sup> ступенчатые коробки передач.

В настоящее время заказчики военной техники все чаще отдают предпочтение модернизации существующей техники, требуя внедрения мероприятий, которые направлены на повышение уровня защиты бронетехники от стрелкового оружия и взрывных устройств. Например, защита машины может быть усилена при помощи дополнительных модулей, обеспечивающих более высокий уровень защиты, установкой противокумулятивных решеток. Экипаж БМП оснащается более современными средствами индивидуальной защиты. Таким образом, все эти мероприятия в комплексе приводят к значительному увеличению сцепного веса изделия, что может значительно увеличивать нагрузки на элементы трансмиссии. Данное обстоятельство наиболее ощутимо при эксплуатации машины в тяжелых дорожных условиях. При этом требуется увеличение крутящего момента на ведущих колесах, что достигается за счет установки более мощного двигателя и гидротрансформатора с увеличенным активным диаметром.

Однако такие мероприятия как для существующих БМП так и для вновь разрабатываемых приводят к увеличению габаритов МТО, за счет установки более мощных агрегатов и систем их обслуживающих, таких как системы охлаждения двигателя и трансмиссии.

Так же в современных условиях требуется более широкий скоростной диапазон трансмиссии, для обеспечения более высоких скоростей движения, плавного переключения передач и возможности движения с максимально возможной скоростью в различных дорожных условиях. Это обеспечивается введением дополнительной передачи в КП либо дополнительной установкой делителя с пониженной и повышенной передачами. Что также увеличивает габариты МТО.

Поэтому одной из наиболее важных задач при проектировании новых трансмиссий военных машин является обеспечение ее минимальных объемов при максимальной эффективности передачи мощности двигателя к ведущим колесам. Таким требованиям наиболее полно удовлетворяет трансмиссия гусеничной БМП, разработанная в ГП «ХКБМ», кинематическая схема которой приведена на рисунке 1.

Основные параметры БМП и трансмиссии приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Основные параметры

Наименование	Обознач.	Передача					
		I	II	III	IV	3X1	3X2
Вес машины, кг	G	21000					
Двигатель	–	3ТД – 4					
Радиус ведущего колеса, м	R	0,242					
Передаточное число согласующего редуктора	$i_c$	1,055					
КПД согласующего редуктора	КПД <sub>с</sub>	0,97					
Передаточное число КП	$i_{кп}$	7,151	3,03	1,67	1	-14,5	-6,15
КПД КП	КПД <sub>кп</sub>	0,965	0,985	0,969	1	0,941	0,961
Передаточное число делителя с учетом гитары	режим 1	$i_{дел}$					
	режим 2						
КПД делителя	режим 1	0,955					
	режим 2	0,97					
Передаточное число бортового редуктора	$i_{бр}$	3,5					
КПД бортового редуктора	КПД <sub>бр</sub>	0,985					
Передаточное число суммирующего ряда (для прямолинейного движения)	$i_{ср}$	1,394					
КПД суммирующего ряда	КПД <sub>ср</sub>	0,985					
КПД гусеничного движителя	КПД <sub>гд</sub>	0,92					
Передаточное число трансмиссии (от вала турбины)	режим 1	$i_{тр}$					
	режим 2						
КПД турбины	режим 1	0,84	0,85	0,84	0,87	0,81	0,83
	режим 2	0,84	0,85	0,84	0,87	0,81	0,83

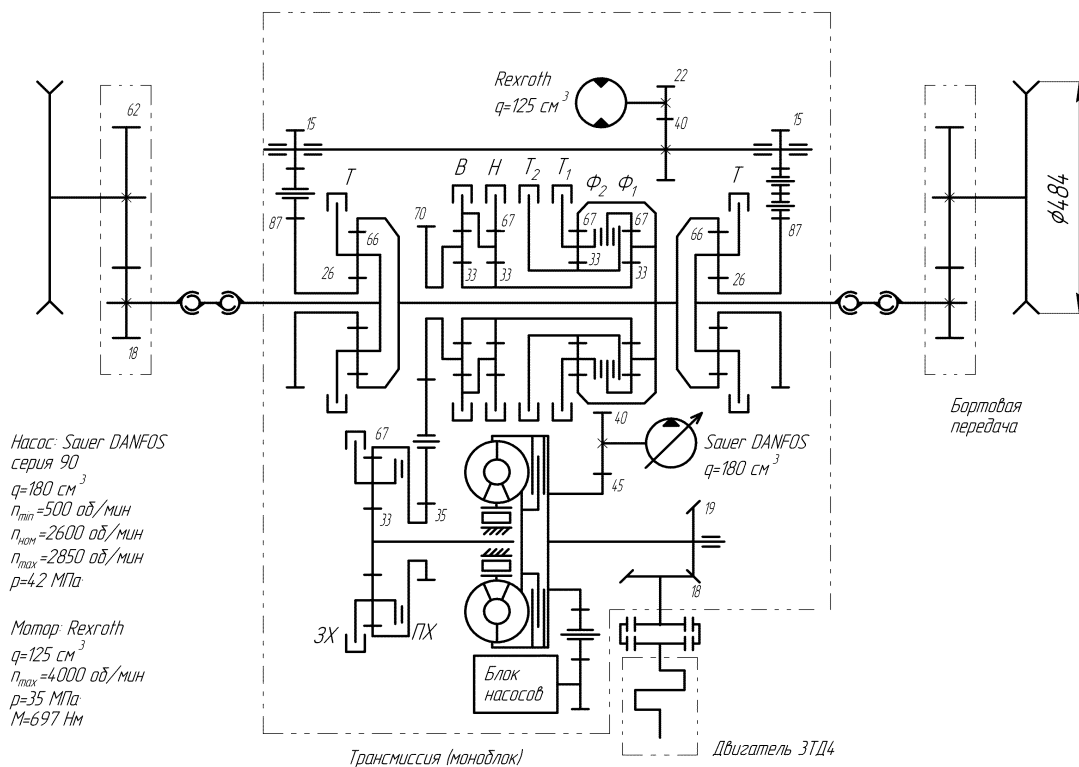


Рисунок 1 – Схема кинематическая

В состав трансмиссии входят следующие узлы:

Согласующий редуктор – коническая передача с передаточным отношением  $i = 1,055$ . Передаточное отношение редуктора подбиралось из условия совмещения нагрузочной параболы ГТ, соответствующей  $i_{ГТ} = 0$ , с точкой максимального крутящего момента на внешней характеристике двигателя 3ТД-4 с незначительным смещением влево для увеличения запаса по силе тяги в пределах одной передачи.

Гидротрансформатор – комплексный, трехколесный, блокируемый, с муфтой свободного хода и активным диаметром  $D_a = 380 \text{ мм}$

Реверс – планетарный однорядный редуктор с двумя фрикционами: тормозным и блокировочным. При блокировке планетарного ряда передаточное отношение  $i_{ПХ} = 1$ , при остановке водила  $i_{3X} = -2,03$ .

Гитара – цилиндрический рядный редуктор с передаточным отношением  $i = 1,892$ .

Делитель – планетарный, двухступенной, двухрядный редуктор с двумя остановочными фрикционами. Передаточное отношение пониженной передачи  $i_n = 0,55$ , передаточное отношение повышенной передачи  $i_b = 0,33$ .

Коробка передач – планетарная, трехступенная. Состоит из двух планетарных рядов, двух тормозных и двух блокировочных фрикционов. Кинематическая схема коробки передач разработана таким образом, что при переключении передач меняется один фрикцион из пары (таблица 2). Это обеспечивает большую эффективность управления коробкой передач, а также сокращает время переключения передач.

Таблица 2 – Таблица включения фрикционов

№ перед.	Включ. фрикционы	$i_{кп}$
I	$T_1\Phi_1$	7,151
II	$T_2\Phi_1$	3,03
III	$T_2\Phi_2$	1,67
IV	$\Phi_1\Phi_2$	1,00
Остановка эпицикла суммирующего ряда	$T_1T_2$	–

Суммирующие ряды – правый и левый, являющиеся составной частью дифференциального механизма поворота.

При прямолинейном движении (солнечные шестерни неподвижны) имеем передаточное отношение  $i_{cp} = 1,394$

Эпициклы суммирующих рядов соединены с выходным валом коробки передач.

Солнечные шестерни объединены через паразитную шестерню между собой. При повороте машины солнечные шестерни имеют одинаковое противовращение от гидромотора гидрообъемной передачи.

Водило левого и правого суммирующих рядов конструктивно соединены с дисками фрикционных остановочных тормозов.

Привод поворота – гидрообъемный и состоит из аксиальных регулируемого гидронасоса и нерегулируемого гидромотора.

Бортовой редуктор – правый и левый рядный, цилиндрический. Передаточное отношение бортового редуктора  $i_{бр} = 3,5$ .

Работа трансмиссии. Вращение от коленчатого вала двигателя передается через согласующий редуктор на гидротрансформатор. В разблокированном состоянии он работает с рассогласованием насосного и турбинного колес. Колесо реактора остановлено и удерживается обгонной муфтой. Величина рассогласования изменяется автоматически в зависимости от нагрузки на ведущих колесах.

При выходе на режим гидромуфты обгонная муфта не удерживает колесо реактора и оно проворачивается относительно корпуса, но рассогласование между насосным и турбинным колесами возможно. Блокировка гидротрансформатора обеспечивает работу входного и выходного валов как одного целого.

Реверс имеет два режима работы. При включении блокировочного фрикциона направление вращения оси турбинного колеса гидротрансформатора не меняется, при включении остановочного фрикциона – останавливается водило и направление вращения изменяется с понижением в 2,03 раза.

От реверса вращение через гитару передается к делителю с понижением в 1,892 раза.

Делитель также имеет два режима работы – повышающий и понижающий. Режимы делителя выбираются в зависимости от дорожных условий. Оба режима ускоряющие, т.к. мощность подводится к водилу, а снимается с солнечной шестерни.

В сочетании с гитарой передаточное отношение делителя составляет:

- при повышающей передаче  $i_v = 0,624$
- при понижающей передаче  $i_n = 1,046$

Конструкция делителя позволяет отказаться от блокировочного фрикциона, но с использованием дополнительного планетарного ряда. Благодаря этому, мы добиваемся необходимого разрыва между пониженной и повышенной передачами, хотя и со снижением КПД на одном из режимов. Так же, отказываемся от сложных гидравлических устройств, передающих высокое давление на вращающиеся детали и имеющие большую вероятность выхода из строя.

Повышение частоты вращения делителя позволяет компенсировать ее понижение суммирующими рядами и понизить крутящий момент, входящий в коробку передач.

Механизм поворота с гидрообъемным приводом обеспечивает:

- стабильное прямолинейное движение
- бесступенчатое изменение радиуса поворота

При прямолинейном движении вал гидромотора неподвижен и, соответственно, солнечные шестерни суммирующих рядов также неподвижны.

Угловые скорости эпициклов суммирующих рядов всегда равны, т.к. соединены с выходным валом КП.

При повороте вал гидромотора начинает вращаться и передает вращение на солнечные шестерни суммирующих рядов.

Солнечные шестерни имеют разнонаправленное вращение, благодаря чему, один из выходных валов трансмиссии замедляется, а другой ускоряется.

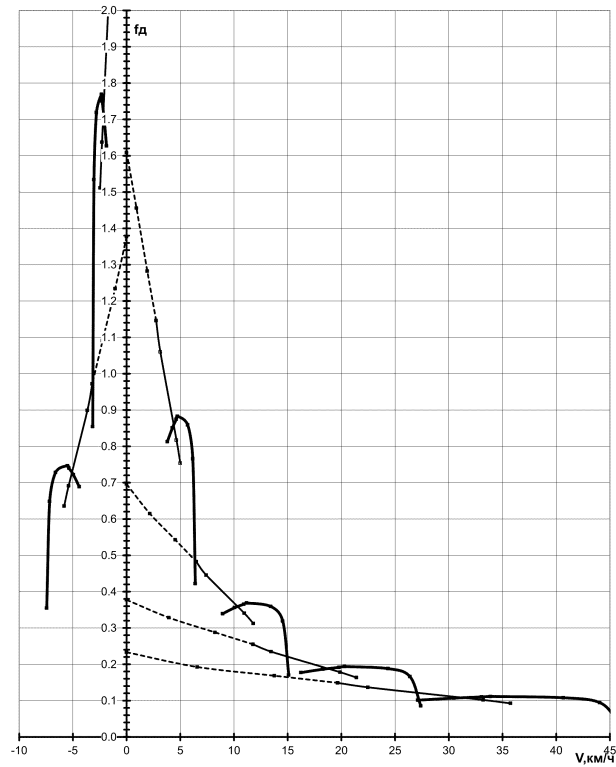
Для оценки работоспособности кинематической схемы был выполнен анализ прямолинейного движения и поворота для гусеничной машины массой 21 тонна и двигателем 3ТД-4 мощностью 600 л.с.

Результаты тягового расчета прямолинейного движения (рисунки 2, 3) показывают, что гусеничная БМП с предложенной трансмиссией обеспечивает максимальную скорость движения по ровной горизонтальной дороге с асфальтобетонным покрытием равную 73,8 км/ч.

Минимальная устойчивая скорость при движении со заблокированным ГТ составляет 4,74 км/ч.

Предложенная трансмиссия обеспечивает движение на подъеме на повышенной передаче делителя, при этом его угол ограничен сцепными характеристиками грунта.

Движение в повороте гусеничной БМП обеспечивается во всем диапазоне параметра регулирования ГОП на 1 и 2 передаче КП при движении по дорогам с грунтовым и бетонным покрытием, на



повышенной и пониженной передачах делителя.

Рисунок 2 – Тяговая характеристика изделия на пониженной передаче делителя

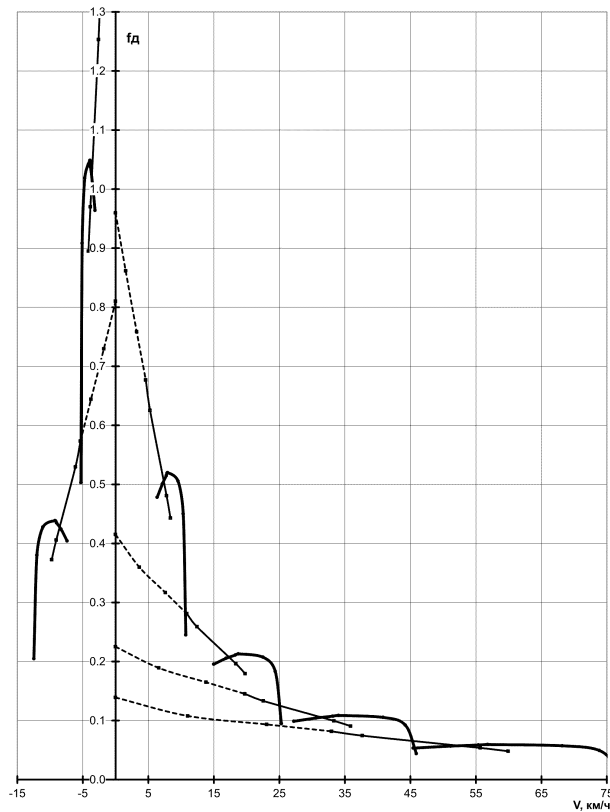


Рисунок 3 – Тяговая характеристика изделия на повышенной передаче делителя

Движение в повороте на 3 и 4 передаче КП по дорогам с асфальтобетонным покрытием ограничено полным заносом изделия. Кроме того, движение в данных условиях на 4 передаче частично ограничено мощностью двигателя.

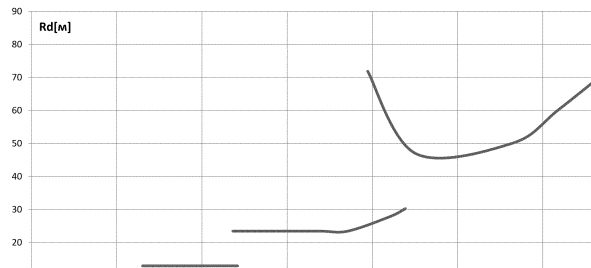


Рисунок 4 – Действительный радиус поворота (повышенная передача делителя, бетон)

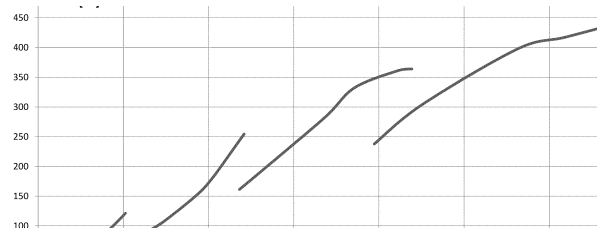


Рисунок 5 – Потребная мощность двигателя (повышенная передача делителя, бетон)

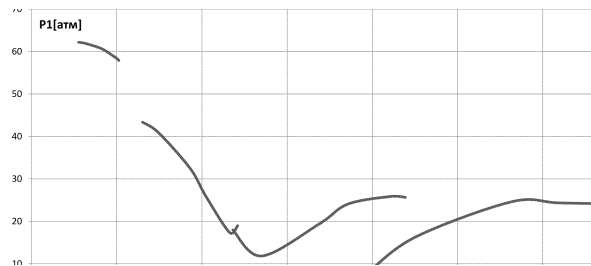


Рисунок 6 – Давление в ГОП МП (повышенная передача делителя, бетон)

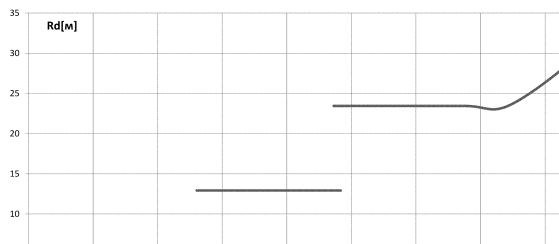


Рисунок 7 – Действительный радиус поворота (повышенная передача делителя, грунт)

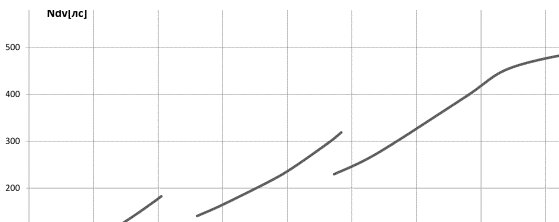


Рисунок 8 – Потребная мощность двигателя (повышенная передача делителя, грунт)

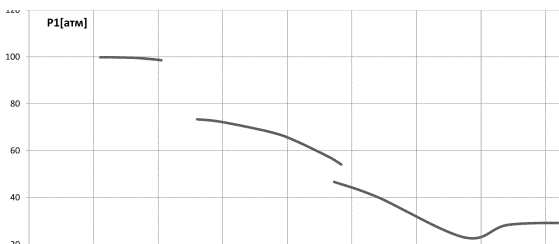


Рис. 10 Давление в ГОП МП (повышенная передача делителя, грунт).

Рисунок 9 – Давление в ГОП МП (повышенная передача делителя, грунт)

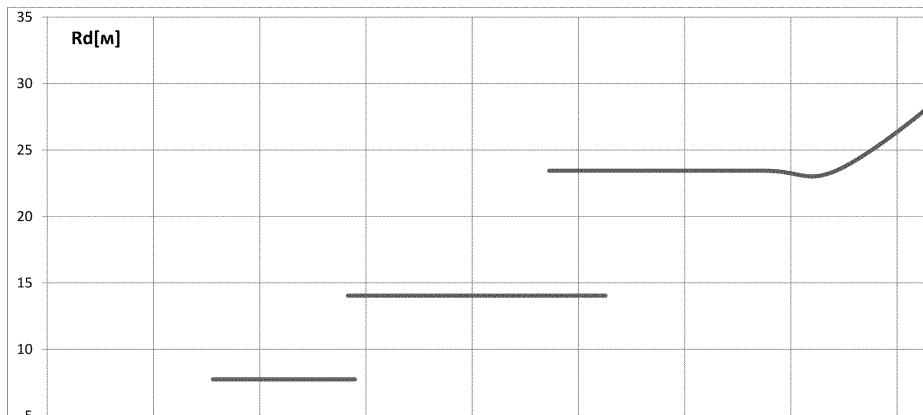


Рисунок 10 – Действительный радиус поворота (пониженная передача делителя, грунт)

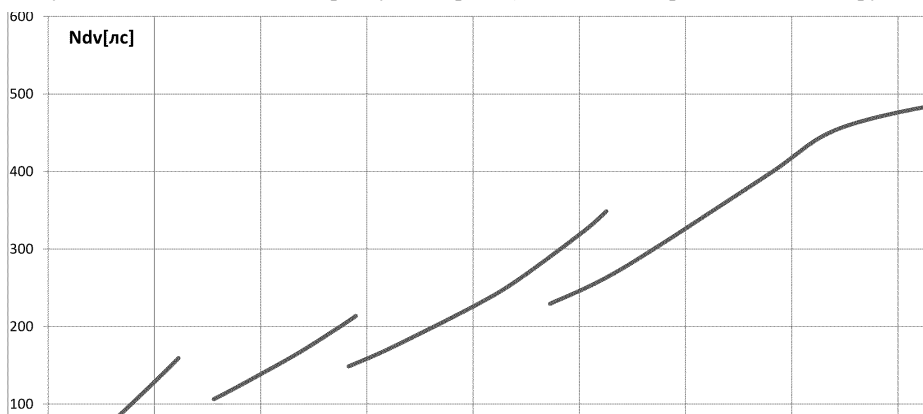


Рисунок 11 – Потребная мощность двигателя (пониженная передача делителя, грунт)

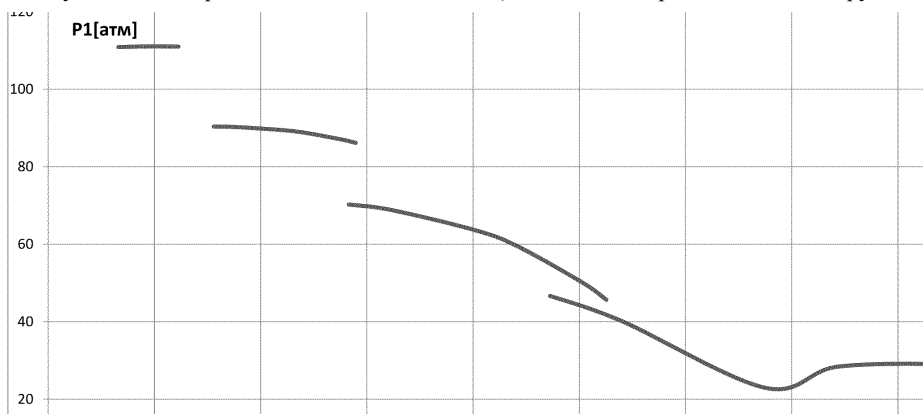


Рисунок 12 – Давление в ГОП МП (пониженная передача делителя, грунт)

При движении по грунтовой дороге на пониженной передаче делителя радиус поворота изделия ограничивается на 4-й передаче КП условием полного заноса.

Выводы:

1. Разработана трансмиссия для легкобронированной гусеничной машины, которая обладает малыми габаритами, может исполняться в виде единого блока, а также обеспечивает высокие характеристики подвижности и маневренности машины.

2. При работе ГТ в кратковременном режиме ( $\eta_{ГТ} < 0,8$ ) возможно получение скоростей как переднего так и заднего хода, близких к 1 км/ч. При заблокированном ГТ максимальная скорость прямолинейного движения вперед составляет 73,8 км/ч.

3. Предельные углы подъема на повышенной передаче в делителе ограничены сцеплением и составляют 25,2 для асфальтированной дороги и 36,1 для грунтовой дороги.

4. Минимальный радиус поворота изделия при движении вперед составляет 3,28 м. Радиусы поворота изделия на высших передачах, как правило, ограничены по условию полного заноса изделия, которое зависит от сцепных свойств грунта.

#### Литература

1. Носов Н.А. Расчет и конструирование гусеничных машин. «Машиностроение», Л., 1972.
2. Красеньков В.И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. М., 1986.
3. Сергеев Л.В. Теория танка. Издание академии, М., 1973.
4. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. «Машиностроение», М., 1975.
5. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. Справочник. «Машиностроение», Л., 1977.

#### Bibliography (transliterated)

1. Nosov N.A. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin. «Mashinostroeniye», L., 1972.
2. Krasnenkov V.I., Vashets A.D. Proektirovaniye planetarnykh mehanizmov transportnykh mashin. M., 1986.
3. Sergeev L.V. Teoriya tanka. Izdaniye akademii, M., 1973.
4. Zabavnikov N.A. Osnovy teorii transportnykh gusenichnykh mashin. «Mashinostroeniye», M., 1975.
5. Kudryavtsev V.N. Planetarnyye peredachi. Spravochnik. «Mashinostroeniye», L., 1977.

УДК 623.525

Бутілін О.А., Толстолуцький В.О., Лізунов К.М., Журавльов С.В., Кошман В.О.

#### **ПЕРСПЕКТИВНА СХЕМА ТРАНСМІСІЇ ДЛЯ ЛЕГКОБРОНЬОВАНОЇ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ**

У статті автори пропонують кінематичну схему до легкоброньованої гусеничної машини, яка, згідно з думкою авторів, охоплює більший обсяг завдань та краще відповідає сучасним вимогам.

Butilin A.A., Tolstolutskiy V.A., Lizunov K.M., Zhuravlev S.V., Koshman V.A.

#### **PERSPECTIVE TRANSMISSION DIAGRAM FOR LIGHT ARMORED TRACKED VEHICLE**

In this paper the authors propose a kinematic diagram for light armored tracked vehicle, which, according to the authors, covers a larger of tasks and better meets modern requirements.