

**МИКРОПРОЦЕССОРНЫЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМИ ТРАНСМИССИЯМИ ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ КОЛЕСНЫХ ВОЕННЫХ МАШИН**

**Введение.** Основой микропроцессорных систем автоматического управления гидродинамическими трансмиссиями (САУ ГДТ) в настоящее время являются специализированные микроконтроллеры [1]. Высокое быстродействие и большой объем информации, который может обработать современный специализированный микроконтроллер, обусловили возможность получения на легкобронированных колесных военных машинах (ЛКВМ) полной реализации технических характеристик двигателя и трансмиссии в целом [2]. Однако, конструкция современной микропроцессорной САУ ГДТ представляет собой сложную электро-гидромеханическую систему, поскольку она включает в себя электромеханические и гидромеханические устройства [3]. Это усложняет решение научно-технической задачи повышения тягово-скоростных и топливо-экономичных характеристик ЛКВМ посредством разработки и внедрения микропроцессорной САУ ГДТ. Поскольку получить максимально возможные параметры подвижности и экономичности ЛКВМ позволит только отработанная и оптимизированная в составе изделия конструкция микропроцессорной САУ ГДТ, которая в процессе движения ЛКВМ сможет правильно и своевременно определять моменты включения-выключения блокировки комплексной гидродинамической передачи (КГДП), моменты и направление переключения передач в механической ступенчатой планетарной коробке переключения передач (МСПКПП), обеспечить плавность переключения передач, уменьшить работу буксования фрикционов, тем самым снизить потери энергии в трансмиссии, передаваемой от двигателя к ведущим колесам, при выполнении переключений передач и блокировки КГДП. Поэтому конструктора и ученые продолжают исследовать процессы, протекающие в микропроцессорной САУ ГДТ, а также в самой трансмиссии при движении ЛКВМ на ровной дороге и дорогам переменного профиля с целью получения оптимальных конструктивных параметров системы и оптимизации ее алгоритмов работы.

**Анализ последних достижений и публикаций.** В результате эксплуатации и совершенствования различных конструкций ГДТ и их САУ на ЛКВМ за последние двадцать пять лет в производстве для военных колесных машин на большие сроки удержалась конструкция ГДТ с последовательным соединением блокируемой КГДП и механических элементов трансмиссии, а также САУ микропроцессорного типа [4]. Их структурная схема представлена на рис. 1.

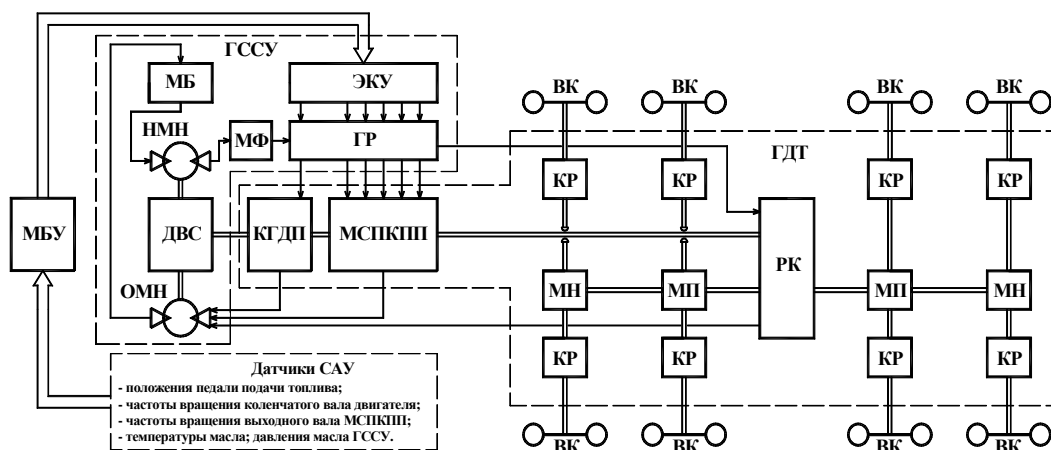


Рисунок 1 – Структурная схема ГДТ с микропроцессорной САУ применяемой на ЛКВМ, где ДВС – двигатель внутреннего сгорания, КГДП – комплексная гидродинамическая передача, МСПКПП – механическая ступенчатая планетарная коробка переключения передач, РК – раздаточная коробка, МП – мост проходной, МН – мост непроходной, КР – колесный редуктор, ВК – ведущее колесо, МБУ – микропроцессорный блок управления; МБ – масляный бак, НМН – нагнетающий масляный насос, ОМН – откачивающий масляный насос, МФ – масляный фильтр, ГР – гидрораспределитель, ЭКУ – электроклапана управления, ГССУ – гидросистема смазки и управления

Это связано с тем, что последовательное соединение КГДП с механическими элементами трансмиссии в сравнении с параллельным соединением обеспечивает более плавное трогание ЛКВМ с места, возможность движения на всех передачах с малой скоростью без опасения, что заглохнет двигатель, возможность трогаться с места на более высокой передаче, когда нет необходимости в интенсивном разгоне, повышает надежность и долговечность работы узлов двигателя и трансмиссии благодаря тому, что КГДП не передает и не пропускает крутильные колебания от двигателя в трансмиссию и динамические перегрузки со стороны трансмиссии на двигатель. И наконец, решающим фактором к утверждению данной конструкции ГДТ явилась возможность блокировать КГДП. Так как это позволило улучшить топливную экономичность ЛКВМ на стационарных режимах движения, а также исключить перегрев масла в КГДП при длительном движении в тяжелых дорожных условиях [5].

Применение САУ ГДТ микропроцессорного типа обусловлено ее возможностью решения задачи управления в темпе, совпадающем со скоростью протекания управляемых процессов в ГДТ и гидравлической части САУ, выполнения контроля большого количества параметров за один такт решения задачи управления, повышения точности воспроизведения заданного закона управления, повышения плавности переключения передач, выполнения мониторинга и диагностики САУ и ГДТ. Кроме того, построение анализирующего и вычислительного устройств САУ на основе специализированных микросхем, которые находятся в микропроцессорном блоке управления (МБУ), позволило упростить гидравлическую часть системы управления, устранить некоторые механические звенья и связанные с ними недостатки, выполнять настройку САУ посредством изменения коэффициентов, хранящихся в МБУ, унифицировать основные элементы САУ для различных модификаций КГДП и МСПКПП [6].

Анализ литературы, посвященной вопросам разработки САУ ГДТ и оптимизации ее конструктивных параметров и алгоритмов работы, показал, что большое внимание уделено вопросам выбора информационных параметров [7], построению закона управления ГДТ [6], поиска оптимальных эталонных значений информационных параметров для реализации экономичного и динамичного режимов движения [8], разработки алгоритмов адаптивного управления ГДТ и определения критериев адаптации [9], методам улучшения плавности переключения передач [10], вопросам разработки и построения встроенной диагностики системы управления и ГДТ [11]. И при этом в описании методов построения алгоритмов работы микропроцессорной САУ ГДТ, а также методов оптимизации системы отсутствуют сведения о выборе приоритетов выполнения одновременно появившихся условий на блокировку или разблокировку КГДП и включение повышенной или пониженной передачи в МСПКПП. Например, при движении ЛКВМ по ровной дороге или дороге с переменным профилем в микропроцессорной САУ ГДТ может появиться одновременно два условия на разблокировку КГДП и переключение на пониженную передачу в случае уменьшения скорости движения машины или на блокировку КГДП и переключение на повышенную передачу в случае увеличения скорости движения машины. В этих случаях конструкторам приходится интуитивно определять приоритеты выполнения условий при построении алгоритмов работы микропроцессорной САУ ГДТ. Хотя от правильности выбора последовательности выполнения перечисленных условий могут зависеть величина абсолютного расхода топлива к пройденному пути, время торможения или разгона машины, плавность выполнения переключений передач и как результат ресурс работы ГДТ [12]. Поэтому необходимо определить критерии, с помощью которых можно устанавливать приоритеты выполнения условий блокировки или разблокировки КГДП и переключения передач в МСПКПП при построении алгоритмов работы в микропроцессорной САУ ГДТ.

**Цель и постановка задачи.** Данная работа ставит своей целью проведение анализа процессов, возникающих в результате выполнения блокировки-разблокировки КГДП и переключения передач в МСПКПП в разных последовательностях. Определение критериев приоритета последовательности выполнения условий блокировки-разблокировки КГДП и переключения передач в МСПКПП при построении алгоритма работы САУ ГДТ.

**Основная часть.** Перед тем, как приступить к проведению анализа процессов, возникающих в ГДТ в результате выполнения блокировки-разблокировки КГДП и переключения передач в МСПКПП ознакомимся с основными различиями в современных конструкциях ГДТ. Ведущие зарубежные производители Allison и ZF в области изготовления автоматических коробок передач (АКП) для построения ГДТ по последовательной схеме на многоцелевых колесных машинах выпускают модельный ряд коробок, которые имеют возможность переключения от 5-ти до 7-ми ступеней передач для движения вперед. К ним относятся модификации MT-653DR (5x1), MD 3066P (6x1), 3200SP (6x1), 4500 RDS (6x1) фирмы Allison; 5HP500 (5x1), ECOMAT 6HP602C (6x1), ECOMAT 7HP 902 (7x1) фирмы ZF [13] и др. В 5-ти ступенчатых АКП перекрытие между передачами меньше, чем в 6-ти или 7-ми ступенчатых АКП, а это означает, что КГДП будет работать в разблокированном состоянии больше времени, чем в заблокированном для обеспечения плавности переключений передач. Не смотря на то, что 5-ти ступенчатые АКП получают менее экономичными в сравнении с 6-ти и 7-ми ступенчатыми фирмы производители продолжают их

выпускать из-за того, что они имеют наименьшие массово-габаритные показатели, а также стоимость изготовления. Поэтому для проведения исследований целесообразно сравнивать процессы, которые будут возникать в результате выполнения блокировки-разблокировки КГДП и переключения передач в МСПКПП, в 5-ти ступенчатых и 6-ти или 7-ми ступенчатых ГДТ.

Таким образом, для проведения исследований можно взять конструкции ГДТ, которые установлены на серийных и опытных образцах бронетранспортеров украинского производства: БТР-4Е, БТР-4А, БТР-4В, БТР-3Е1. Технические характеристики двигателя и АКП, установленные на них, представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Технические характеристики двигателей и АКП, применяемых на бронетранспортерах украинского производства

Объект	Вес машины, т	Марка двигателя; макс. мощность, кВт (л.с.), при частоте вращения мин <sup>-1</sup> ; макс. крутящий момент Н·м, при частоте вращения мин <sup>-1</sup>	Марка АКП, страна изготовитель	Кол-во передач
БТР-4Е	20,5	ЗТД-3, Украина; 368 (500), 2600; 1290, 1900..2000;	АКП разработки ХКБМ, Украина	КП 5 x 1
БТР-4А	21	Iveco Cursor II, Италия; 316 (430), 2100; 1900, 1250..1525;	АКП разработки ХКБМ, Украина	КП 5 x 1
БТР-4В	21	DEUTZ BF6M 1015CP, Германия; 300 (408), 1900; 2030, 1300..1400;	ALLISON 4500RDS, США	6 x 1
БТР-3Е1	16,4	MB 6R106TD21, Германия; 240 (326), 2300; 1300, 1230..1500;	ALLISON 3200SP, США	6 x 1

Все ГДТ на бронетранспортерах выполнены по последовательной схеме. Отличаются только количеством передач для движения вперед. Общей конструктивной особенностью изделий БТР-4А, БТР-3Е1 является то, что на них установлены дизельные двигатели с микропроцессорной системой управления подачи топлива. Такие двигатели могут поддерживать максимальное значение крутящего момента в диапазоне 270 мин<sup>-1</sup> частоты вращения коленчатого вала. На изделиях БТР-4Е и БТР-4В установлены дизельные двигатели с гидромеханическим всережимным регулятором подачи топлива. В этих двигателях максимальное значение крутящего момента может поддерживаться в диапазоне 100 мин<sup>-1</sup> частоты вращения коленчатого вала. Из этого следует, что на бронетранспортерах, которые имеют АКП с одинаковым количеством передач для движения вперед, наилучшее перекрытие между передачами будет у изделий, на которых установлены дизельные двигатели с микропроцессорной системой управления подачей топлива. Это в свою очередь приводит к тому, что на изделиях БТР-4А, БТР-3Е1 КГДП большую часть времени будет работать в заблокированном состоянии в сравнении с изделиями БТР-4Е и БТР-4В. Следовательно, на изделиях БТР-4А, БТР-3Е1 будет меньшим расход топлива не только благодаря экономичности самих двигателей, но и благодаря поддержанию максимальной величины коэффициента полезного действия (КПД) в ГДТ большую часть времени движения изделий.

Для более детального анализа построим тяговые характеристики бронетранспортеров при заблокированной КГДП. С этой целью определим величины силы тяги на ведущих колесах ( $P_{тяги}$ ) и скорости движения машины ( $v_m$ ) по следующим формулам [5]:

$$P_{тяги} = \frac{M_{\text{дв}}}{R_{\text{вк}}} \cdot i_{\text{тп}} \eta_{\text{тп}}; \quad v_m = \frac{\omega \cdot R_{\text{вк}}}{i_{\text{тп}}}, \quad (1)$$

где  $P_{тяги}$  – сила тяги на ведущих колесах машины, Н;  $M_{\text{дв}}$  – свободный крутящий момент коленчатого вала двигателя, Н·м;  $R_{\text{вк}}$  – радиус ведущего колеса, м;  $i_{\text{тп}}$  – передаточное отношение трансмиссии;  $\eta_{\text{тп}}$  – КПД трансмиссии,  $v_m$  – скорость движения машины м/с;  $\omega$  – частота вращения коленчатого вала двигателя, с<sup>-1</sup>.

Для дизельного двигателя свободный крутящий момент, развиваемый коленчатым валом двигателя, можно определить по следующей аппроксимирующей зависимости [14]:

$$M_{\text{д}}[\omega(t), h(t)] = \frac{h(t) - h_{\text{min}}}{h_{\text{max}} - h_{\text{min}}} \cdot N_{\text{max}} \cdot \left[ \alpha \frac{\omega(t)^3}{\omega_N^4} + \beta \frac{\omega(t)^2}{\omega_N^3} + \gamma \frac{\omega(t)}{\omega_N^2} + \delta \frac{1}{\omega_N} \right], \quad (2)$$

где  $h_{min}$ ,  $h_{max}$  – положения рейки топливного насоса, которые соответствуют минимальной и максимальной подаче топлива, мм;  $N_{max}$  – максимальная свободная мощность двигателя, Вт;  $\omega_N$  – частота вращения коленчатого вала двигателя в режиме максимальной мощности,  $c^{-1}$ ;  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ,  $\delta$  – коэффициенты, которые удовлетворяют условию  $\alpha + \beta + \gamma + \delta = 1$  и вычисляются по соотношениям:

$$\alpha = \frac{2\kappa + a - 3}{(1-a)^3}; \quad \beta = \frac{(1+a)(4-3\kappa) - 2a^2}{(1-a)^3}; \quad \gamma = \frac{6\kappa - (8-a-a^2)}{(1-a)^3} \cdot a; \quad \lambda = \frac{2a^2(2-a) - \kappa(3a-1)}{(1-a)^3},$$

где  $a = \frac{\omega_M}{\omega_N}$ ;  $k = \frac{M_{max}}{M_N}$ ;  $\omega_M$  – частота вращения коленчатого вала двигателя соответствующая значению

максимального крутящего момента;  $\omega_N$  – частота вращения коленчатого вала двигателя соответствующая значению максимальной мощности;  $M_{max}$  – максимальный крутящий момент двигателя;  $M_N$  – крутящий момент двигателя, соответствующий максимальной мощности.

Тяговые характеристики бронетранспортеров представлены на рис. 2–5. Из характеристик видно, что на всех бронетранспортерах большой разрыв значений величины силы тяги между 1-й и 2-й передачами. Поэтому переключение с 1-й на 2-ю передачу и назад необходимо выполнять только при разблокированной КГДП. Это позволит уменьшить большой скачек величины крутящего момента двигателя в кинематической цепи трансмиссии, который приводит к возникновению ударных нагрузок. А это в свою очередь ведет к уменьшению ресурса работы двигателя и ГДТ.

Из тяговой характеристики изделия БТР-4Е следует, что переключение передач в ГДТ со 2-й на 3-ю, с 3-й на 4-ю, с 4-й на 5-ю и назад необходимо выполнять только при разблокированной КГДП. Поскольку, между тяговыми характеристиками на всех передачах имеется разрыв величины силы тяги, который будет приводить к появлению толчков при переключениях передач и как следствие к увеличению ударных нагрузок в трансмиссии.

Что касается изделия БТР-4А, то в нем переключения передач с 3-й на 4-ю, с 4-й на 5-ю и назад можно осуществлять при сблокированной КГДП. Поскольку, между тяговыми характеристиками на этих передачах есть общие точки пересечения. А переключение передачи со 2-й на 3-ю и назад необходимо выполнять только при разблокированной КГДП, так как между тяговыми характеристиками на этих передачах имеется разрыв величины силы тяги.

Переключения передач со 2-й по 6-ю вверх и вниз на изделиях БТР-4В и БТР-3Е1 можно выполнять при сблокированной КГДП, поскольку между тяговыми характеристиками на этих передачах также имеются общие точки пересечения. И при переключениях передач в этих точках в любом направлении с пониженной на повышенную или наоборот не будут возникать ударные нагрузки в ГДТ.

Таким образом, разное количество передач в ГДТ для движения вперед влияет на способ управления трансмиссией. В ГДТ с возможностью переключения до 6-ти или 7-ми передач движения вперед КГДП необходимо разблокировать только на 1-й и 2-й передачах, для обеспечения плавного трогания машины с места, маневрирования на этих передачах и плавности переключения между передачами. После выполнения блокировки КГДП на 2-й передаче она может оставаться в сблокированном положении на всех последующих передачах. Это позволит повысить КПД ГДТ на повышенных передачах в сравнении с 5-ти ступенчатыми ГДТ, тем самым уменьшить абсолютный расход топлива за пройденный путь и при этом сохранить плавность переключения передач.

В ГДТ с возможностью переключения до 5-ти передач движения вперед КГДП также необходимо разблокировать на 1-й и 2-й передачах. На 2-й и выше передачах КГДП необходимо блокировать при условии, когда величина силы тяги на ведущих колесах будет равна при разблокированном и сблокированном состоянии КГДП [7]. После чего, при последующих переключениях, КГДП необходимо разблокировать, если имеется разрыв величины силы тяги между соседними тяговыми характеристиками как на изделии БТР-4Е. Поскольку будут возникать ударные нагрузки в ГДТ, которые приводят к уменьшению ресурса работы трансмиссии. Если нет разрыва величины силы тяги на ведущих колесах между соседними тяговыми характеристиками и имеются точки пересечения, как на повышенных передачах изделия БТР-4А, то переключения между передачами можно осуществлять при сблокированной КГДП.

Следующим возникает вопрос: «В какой последовательности необходимо выполнять условия блокировки-разблокировки КГДП и переключения передач в МСПКПП в случае, когда имеется разрыв величины силы тяги на ведущих колесах между тяговыми характеристиками на соседних передачах ГДТ?» Для ответа на этот вопрос проанализируем тяговые характеристики изделия БТР-4Е при разблокированной и сблокированной КГДП. С этой целью определим величину крутящего момента на турбинном колесе КГДП ( $M_m$ ) и величину частоты вращения турбинного колеса КГДП ( $\omega_m$ ). После чего подставим их значения в формулу (1), в место величин  $M_{0e}$  и  $\omega$ .

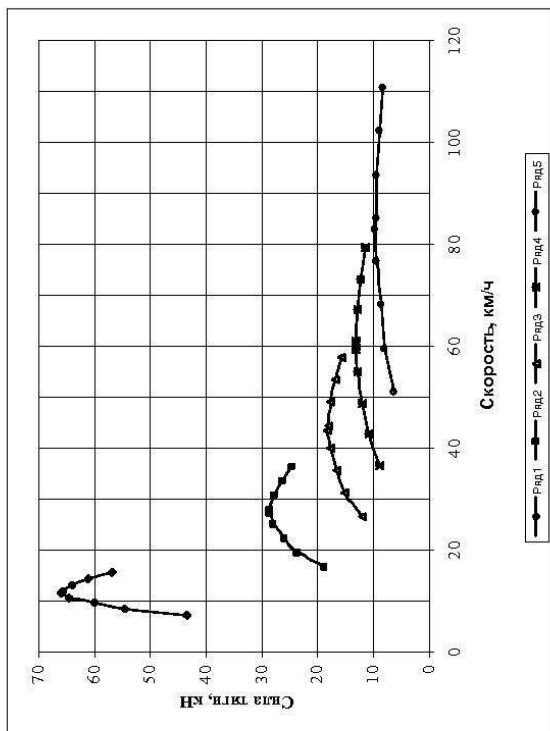


Рис.1. Тяговая характеристика БТР-4Е при сблокированном ГТ

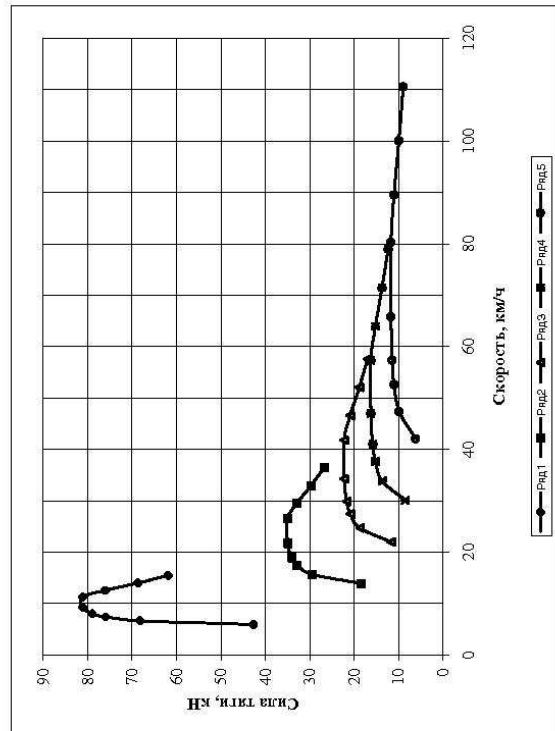


Рис.2. Тяговая характеристика БТР-4А при сблокированном ГТ

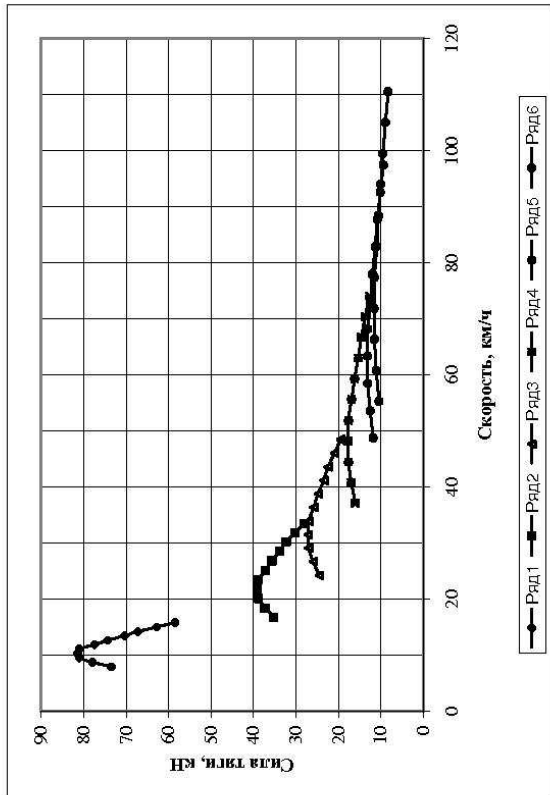


Рис.3. Тяговая характеристика БТР-4В при сблокированном ГТ

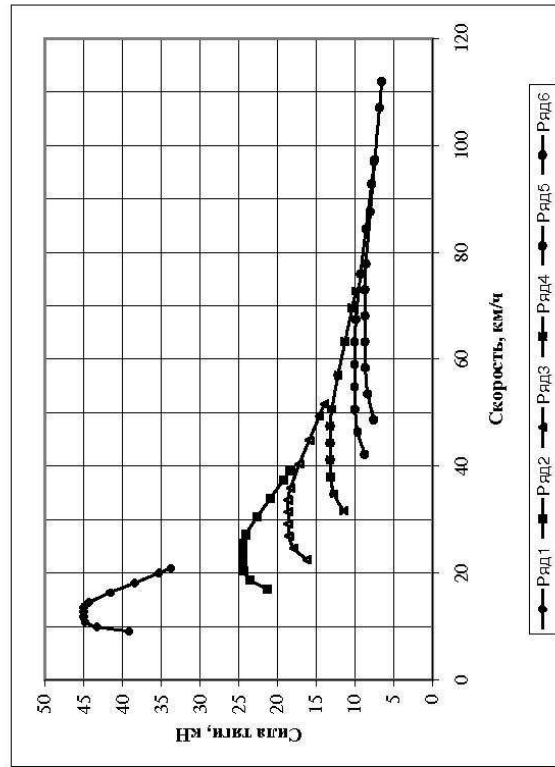


Рис.4. Тяговая характеристика БТР-3Е1 при сблокированном ГТ

Величина  $M_m$  равна[5]:

$$M_m = \kappa_{zm} \cdot M_n = \kappa_{zm} \cdot \lambda_n \cdot \gamma_{жс} \cdot \omega_n^2 \cdot D_a^5, \quad (3)$$

где  $\kappa_{zm}$  – коэффициент трансформации момента КГДП;  $M_n$  – крутящий момент развиваемый насосным колесом, Н·м;  $\lambda_n$  – коэффициент момента насосного колеса,  $c^2/m$ ;  $\gamma_{жс}$  – удельный вес рабочей жидкости, Н/м<sup>3</sup>;  $\omega_n$  – частота вращения вала насосного колеса  $c^{-1}$ ;  $D_a$  – активный диаметр гидропередачи, м.

Величина  $\omega_m$  равна[16]:

$$\omega_m = \omega_n \cdot i_{zn}^{-1}, \quad (4)$$

где  $\omega_n$  – частота вращения вала насосного колеса  $c^{-1}$ ;  $i_{zn}^{-1}$  – кинематическое передаточное число гидропередачи.

Теперь рассмотрим, как изменяется величина силы тяги ( $P_{тяги}$ ) на ведущих колесах машины между двумя соседними передачами при разблокированной и сблокированной КГДП. Например, возьмем тяговые характеристики изделия БТР-4Е на 3-й и 4-й передачах. Они представлены на рис. 6.

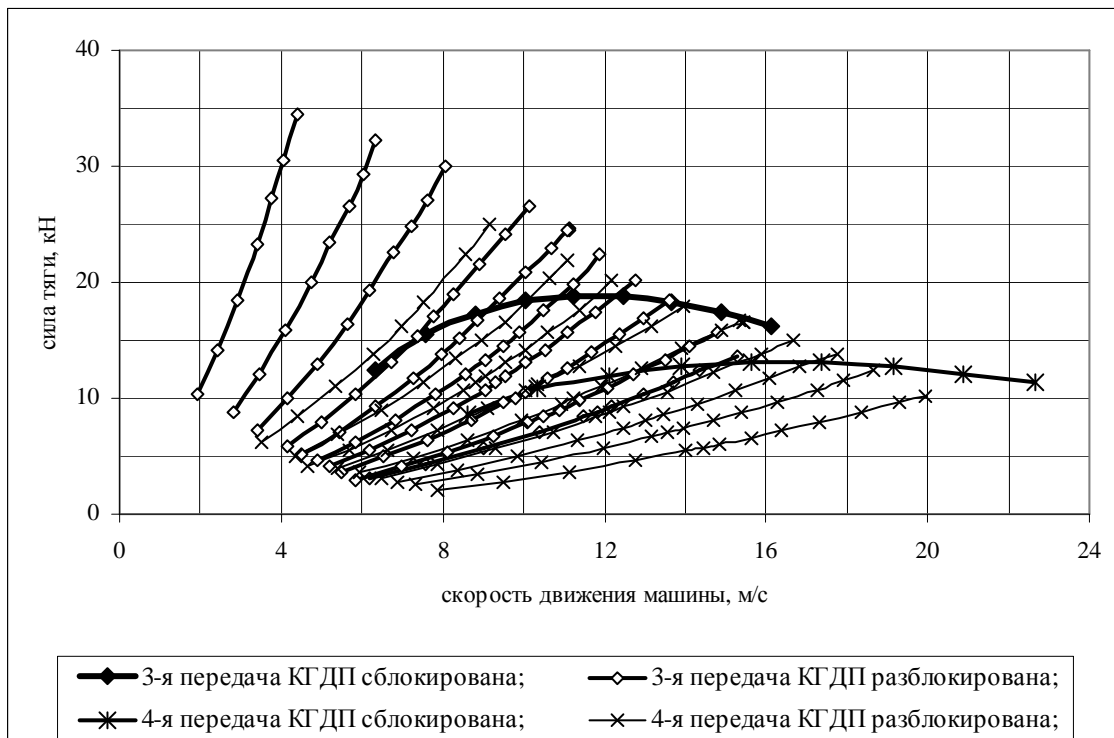


Рисунок 6 – Тяговые характеристики изделия БТР-4Е на 3-й и 4-й передачах при разблокированной и сблокированной КГДП

Из рисунка видно, что тяговые характеристики изделия БТР-4Е на 3-й передаче при разблокированной КГДП в режиме гидромукты пересекаются с тяговой характеристикой на 4-й передаче при сблокированной КГДП и в режиме гидротрансформатора пересекаются с тяговыми характеристиками на 4-й передаче при разблокированной КГДП, работающей в режиме гидротрансформатора. А также тяговые характеристики на 4-й передаче при разблокированной КГДП в режиме гидротрансформатора пересекаются с тяговыми характеристиками на 3-й передаче при сблокированной КГДП и при разблокированной КГДП в режимах гидромукты и гидротрансформатора.

Таким образом получаем, что при разгоне машины на 3-й передаче сначала необходимо сблокировать КГДП при условии, когда величина силы тяги на ведущих колесах будет неизменной при разблокированной и сблокированной КГДП. Это позволит увеличить КПД ГДТ и соответственно уменьшить расход топлива к пройденному пути при разгоне. Кроме того, с точки зрения динамики разгона машины про-

должать ее разгон на разблокированной КГДП не целесообразно после наступления условия равенства силы тяги на ведущих колесах при разблокированной и сблокированной КГДП, поскольку величины силы тяги на ведущих колесах при разблокированной КГДП становятся меньше величин силы тяги при сблокированной КГДП. Перед наступлением условия переключения с 3-й на 4-ю передачу необходимо разблокировать КГДП, выключить 3-ю передачу и включить 4-ю передачу. Это позволит сгладить скачек величины крутящего момента двигателя в кинематической цепи трансмиссии. После чего следует продолжать разгон на 4-й передаче при разблокированной КГДП. Потом при наступлении условия следует выполнить блокировку КГДП. Дальнейший разгон машины на 4-й передаче при сблокированной КГДП и последующий процесс переключения с 4-й на 5-ю передачу следует выполнять по выше описанному алгоритму. В результате мы сможем обеспечить плавность переключения передач при поддержании высоких значений КПД ГДТ с 5-ю передачами движения вперед в процессе выполнения разгона машины.

Замедлении машины на 4-й передаче при сблокированной КГДП необходимо выполнять следующим образом. Перед выполнением условия переключения с 4-й на 3-ю передачу необходимо сначала выполнить условие разблокировки КГДП, которое заключается в следующем. Разблокировка КГДП должна произойти при достижении частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя значения, которое равно или меньше величины частоты вращения, соответствует точке максимального крутящего момента двигателя на внешней скоростной характеристике. В случае работы дизельного двигателя на частичной скоростной характеристике разблокировку КГДП необходимо выполнять при условии выхода на внешнюю скоростную характеристику и величине частоты вращения также меньшей или равной значению, которое соответствует точке максимального крутящего момента двигателя на внешней скоростной характеристике [7]. После разблокировки КГДП продолжать движение на 4-й передаче следует до тех пор, пока величина КПД КГДП находится в рабочем диапазоне максимальных значений. При выходе из рабочего диапазона максимальных рабочих значений КПД КГДП следует выключить 4-ю передачу и включить 3-ю. Такой подход позволяет значительно уменьшить скачек величины крутящего момента двигателя в кинематической цепи трансмиссии при поддержании высоких значений КПД ГДТ с 5-ю передачами движения вперед в процессе выполнения замедления машины.

**Выводы.** Таким образом, в результате анализа процессов в ГДТ, протекающих при выполнении блокировки-разблокировки КГДП и переключении передач в МСПКПП, для определения последовательности выполнения условий блокировки-разблокировки КГДП и переключения передач в МСПКПП формулируем критерии приоритета выполнения условий.

1. Если тяговые характеристики машины на соседних передачах в ГДТ имеют общие точки пересечения при сблокированной КГДП, то переключение между этими передачами в любом направлении следует выполнять при сблокированной КГДП. В этом случае выполнение условия переключения передач в МСПКПП является первичным перед выполнением условия разблокировки КГДП.

2. Если тяговые характеристики машины на соседних передачах в ГДТ имеют разрыв величины силы тяги, то переключение между этими передачами в любом направлении следует выполнять при разблокированной КГДП. В этом случае выполнение условия разблокировки КГДП является первичным перед выполнением условия переключения передач в МСПКПП.

#### Литература

1. Александров Е.Е. Выбор микропроцессорной техники для проектирования электронных блоков управления двигателем или трансмиссией транспортных средств / Е.Е. Александров, С.В. Стримовский // *Механіка та машинобудування*. – 2006. – №1. – С. 224–228.
2. Александров Е.Е. Перспективы применения гидромеханической трансмиссии с микропроцессорной системой управления на военных машинах / Е.Е. Александров, С.В. Стримовский // *Механіка та машинобудування*. – 2006. – №1. – С. 92–98.
3. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач. Устройство, эксплуатация, диагностика и техническое обслуживание. – М.: Астель, 2003. – 479 с.
4. Eric N. Complete Guide Medium Armoured Vehicles 2009 / Н. Eric // *Armada*. – 2009. – №1. – 40 с.
5. Самородов В.Б. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. Бесступенчатые трансмиссии. Расчет и основы конструирования: [учеб. пособие для студ. высш. учеб. зав.] / Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палашенко А.С.; под ред. Е.Е. Александрова. – Харьков: ХГПУ, 1997. – 185 с.
6. Красневский Л.Г. Управление гидромеханическими многоступенчатыми передачами мобильных машин / Л.Г. Красневский – Мн.: Наука и техника, 1990. – 256 с.
7. Александров Е.Е. Выбор информационных параметров для разработки системы автоматического управления гидромеханической трансмиссией транспортного средства / Е.Е. Александров, С.В. Стримовский // *Механіка та машинобудування*. – 2007. – №1. – С 27–35.

8. Волонцевич Д.О. Синтез гидродинамической трансмиссии транспортной машины с использованием модели двигателя внутреннего сгорания с системой топливоподачи / Д.О. Волонцевич, С.В. Стримовский // Вісник НТУ "ХПІ". Транспортне машинобудування. –2008. – № 46. – С.58–72.
9. Крайнык Л.В. Принципы адаптивного управления динамикой процессов переключения гидромеханических передач / Л.В. Крайнык, В.Б. Кондур // Вестник ЛПИ. Динамика, прочность и проектирование машин и приборов. – 1999. – №230. С. 49–51.
10. Стримовский С.В. Обеспечение качества переключения передач в гидромеханической трансмиссии колесной машины / С.В. Стримовский // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2007. – №4/4(28). – С. 38–41.
11. Александров Е.Е. Особенности построения диагностических функций в электронном блоке микропроцессорной системы управления гидромеханической трансмиссией на современных транспортных средствах / Е.Е. Александров, С.В. Стримовский // Вісник НТУ "ХПІ". Транспортне машинобудування. – 2007. – № 33. – С. 25–31.
12. Борисюк М.Д. Дослідження характеристик рухливості легкоброньованої колісної військової машини з гідромеханічною трансмісією / М.Д. Борисюк, В.О. Толстолуцький, С.В. Стримовський, В.М. Солюйов // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2010. – №4. – С. 102–108.
13. Army Technology. Propulsion, Transmission and Components: [Электронный ресурс] 18.01.11. Режим доступа к сайту: <http://army-technology.com>.
14. Александров С.С. Системы автоматизации транспортных средств: Пособие. – К.: ІСДО, 1994. – 212 с.

Bibliography (transliterated)

1. Aleksandrov E.E. Vyibor mikroprotsessornoy tehniki dlya proektirovaniya elektronnykh blokov upravleniya dvigatelem ili transmissiyey transportnykh sredstv E.E. Aleksandrov, S.V. Strimovskiy *Mehanika ta mashinobuduvannya*. – 2006. – #1. – p. 224–228.
2. Aleksandrov E.E. Perspektivy primeneniya gidromekhanicheskoy transmissii s mikroprotsessornoy sistemoy upravleniya na voennykh mashinah E.E. Aleksandrov, S.V. Strimovskiy *Mehanika ta mashinobuduvannya*. – 2006. – #1. – p. 92–98.
3. Haritonov S.A. Avtomaticheskie korobki peredach. Ustroystvo, ekspluatatsiya, diagnostika i tehnikeskoe obsluzhivanie. – M.: Astel, 2003. – 479 p.
4. Eric H. Complete Guide Medium Armoured Vehicles 2009 H. Eric Armada.– 2009.–#1.– 40 p.
5. Samorodov V.B. Kolesnyie i gusenichnyie mashinyi vyisokoy prohodimosti. Besstupenchatyie transmissii. Raschet i osnovy konstruirovaniya: [ucheb. posobie dlya stud. vyissh. ucheb. zav.] Samorodov V.B., Volontsevich D.O., Palashenko A.S.; pod red. E.E. Aleksandrova. – Harkov: HGPU, 1997. – 185 p.
6. Krasnevskiy L.G. Upravlenie gidromekhanicheskimi mnogostupenchatyimi peredachami mobilnykh mashin L.G. Krasnevskiy – Mn.: Nauka i tehnika, 1990. – 256 p.
7. Aleksandrov E.E. Vyibor informatsionnykh parametrov dlya razrabotki sistemyi avtomaticheskogo upravleniya gidromekhanicheskoy transmissiyey transportnogo sredstva E.E. Aleksandrov, S.V. Strimovskiy *Mehanika ta mashinobuduvannya*. – 2007. – #1. – p 27–35.
8. Volontsevich D.O. Sintez gidrodinamicheskoy transmissii transportnoy mashinyi s ispolzovani-em modeli dvigatelya vnutrennego sgoraniya s sistemoy toplivopodachi D.O. Volontsevich, S.V. Strimovskiy *Visnik NTU "HPI"*. *Transportne mashinobuduvannya*. –2008. – # 46. – p.58–72.
9. Krainyik L.V. Printsipyi adaptivnogo upravleniya dinamikoy protsessov pereklyucheniya gidromekhanicheskikh peredach L.V. Krainyik, V.B. Kondur *Vestnik LPI. Dinamika, prochnost i proektirovanie mashin i priborov*. – 1999. – #230. p. 49–51.
10. Strimovskiy S.V. Obespechenie kachestva pereklyucheniya peredach v gidromekhanicheskoy transmissii kollesnoy mashinyi S.V. Strimovskiy *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tehnologiy*. – 2007. – #4/4(28). – p. 38–41.
11. Aleksandrov E.E. Osobennosti postroeniya diagnosticheskikh funktsiy v elektronnom bloke mikroprotsessornoy sistemyi upravleniya gidromekhanicheskoy transmissiyey na sovremennykh transportnykh sredstvakh E.E. Aleksandrov, S.V. Strimovskiy *Visnik NTU "HPI"*. *Transportne mashinobuduvannya*. – 2007. – # 33. – p. 25–31.
12. Borisjuk M.D. Doslidzhennya harakteristik ruhливosti legkobronovanoy kolisnoyi viyskovoyi mashini z gidromekhanichnoyu transmissiyeyu M.D. Borisjuk, V.O. Tolstolutskiy, S.V. Strimovskiy, V.M. Solovyov *Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya*. – 2010. – #4. – p. 102–108.
13. Army Technology. Propulsion, Transmission and Components: [Elektronnyy resurs] 18.01.11. Rezhim dostupa k saytu: <http://army-technology.com>.



14. Aleksandrov E.E. Sistemi avtomatiki transportnih zasobiv: Pidruchnik. – K.: ISDO, 1994. – 212 p.

УДК 629.113-585.52

Стрімовський С.В.

**МІКРОПРОЦЕСОРНІ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИМИ  
ТРАНСМІСІЯМИ ЛЕГКОБРОНЬОВАНИХ КОЛІСНИХ ВІЙСЬКОВИХ МАШИН**

На основі досліджень мікропроцесорних систем автоматичного керування гідродинамічними трансмісіями, які застосовуються на легкоброньованих колісних військових машинах, визначено критерії вибору послідовності виконання умов блокування-разблокування комплексної гідродинамічної передачі та переключення передачі в механічній східчастій планетарній коробці передач. Наведено загальні питання побудови мікропроцесорних систем керування гідродинамічними трансмісіями транспортних колісних машин.

Strimovskiy S.V.

**MICROPROCESSOR AUTOMATIC CONTROL SYSTEMS THE HYDRODYNAMICAL  
TRANSMISSION ON THE ARMOUR LIGHT WHEELED MILITARY VEHICLES**

On basis of research microprocessor automatic control systems hydrodynamical transmissions, which apply on armour light wheeled military vehicles, to be determine criteria of the choice execution sequence conditions blocking-unblocking combined hydrodynamical drive and gear shift in mechanical stepped planetary gear-box. To be adduce general questions building microprocessor control systems hydrodynamical transmissions on wheeled vehicles.