

*Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ*, д-р. техн. наук,  
*С.В. СТРИМОВСКИЙ*, аспирант (г. Харьков)

## **СИНТЕЗ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОДЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ**

У статті пропонується виконувати пошук оптимальних значень інформаційних параметрів для системи автоматичного керування гідродинамічною трансмісією за допомогою математичного моделювання транспортної колісної машини з гідродинамічною трансмісією та дизельним двигуном. Вирішиться важливе питання – визначення значення інформаційних параметрів, які дозволять задавати динамічний або економічний режими руху транспортної машини.

In article is offered carry out searching of the best values information parameter for automatic control system hydrodynamical transmission by means of mathematical modeling of the transport wheel machine with hydrodynamical transmission and diesel engine. Doing the decide crucial issue - a determination of values information parameter, which will allow to assign dinamic or economical modes of the moving the transport machine.

**Введение.** Одним из важных вопросов при проектировании системы автоматического управления гидродинамической трансмиссией (САУ ГДТ) является поиск оптимальных значений ее информационных параметров, поскольку от этих величин зависит топливная экономичность и динамика движения транспортной машины. Работу САУ ГДТ необходимо согласовывать с режимом работы двигателя и внешними условиями движения транспортной машины. Переключения в коробке передач должны происходить таким образом, чтобы передаточное отношение трансмиссии, момент сопротивления движению транспортной машины и момент, развиваемый двигателем, имели бы оптимальное сочетание.

Кроме того, выбор между экономичным и динамичным режимами движения транспортной машины зависит от стиля ее вождения. Если водитель управляет машиной так, что разгон происходит с небольшим ускорением, то этот водитель предпочитает спокойное движение, и для него важно обеспечить режим движения с минимальным расходом топлива. Для этого необходимо производить повышающие переключения на более низких скоростях, при оборотах двигателя, близких к минимальному расходу топлива. Если же водитель старается максимально нажать на педаль газа, стремясь получить максимальное ускорение машины, то в этом случае речь об экономии топлива не идет и для быстрого разгона необходимо использовать максимальную мощность двигателя. Для чего необходимы более поздние по скорости повышающие переключения.

Поиск оптимальных значений информационных параметров САУ ГДТ на этапе проектирования производят посредством математического модели-

рования. Рассмотрим вариант моделирования ГДТ колесной машины и дизельного двигателя с системой топливоподачи.

**Анализ последних достижений и публикаций.** В предыдущей публикации [1] был проведен анализ достижений и публикаций в области теории управления ГДТ, а также определены условия выполнения блокировки-разблокировки гидротрансформатора и переключения передач из статических характеристик дизельного двигателя и гидротрансформатора (ГТ).

Однако из этих характеристик невозможно определить время разгона транспортной машины и ее топливную экономичность, которые зависят от контрольных значений информационных параметров САУ ГДТ. Для этого построим математическую модель колесной машины с ГДТ и дизельным двигателем, и рассмотрим ее динамические характеристики.

**Цель и постановка задачи.** Данная работа ставит своей целью произвести поиск значений информационных параметров САУ ГДТ с помощью математического моделирования ГДТ колесной машины и дизельного двигателя, которые позволят задавать динамичный и экономичный режимы движения транспортной колесной машины.

**Основная часть.** Запишем математическую модель дизельного двигателя с всережимным регулятором [2]. Она представляет собой систему дифференциальных уравнений, описывающих совместную работу центробежного измерителя, сервомотора измерителя, топливного сервомотора и дизельного двигателя:

$$J_1 \frac{d\omega_\omega(t)}{dt} = M_{1\omega}[\omega_\omega(t), h(t)] - M_{1h}(t) \quad (1)$$

$$T_u^2 \frac{d^2 z_p(t)}{dt^2} + T_\kappa \frac{dz_p(t)}{dt} + z_p(t) = f_z(\omega_\omega) \quad (2)$$

$$T_s \frac{dy_p(t)}{dt} + y_p(t) = z_p(t) \quad (3)$$

$$T_h \frac{dh(t)}{dt} + h(t) = k_y(a) \cdot y_p(t) + k_a(a) \cdot a(t) \quad (4)$$

Уравнение (1) – уравнение двигателя. В нем  $\omega_\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, рад/с;  $h$  – положение рейки топливного насоса, м;  $J_1$  – приведенный к коленчатому валу момент инерции подвижных частей двигателя и связанных с ним агрегатов транспортного средства, Н·м·с<sup>2</sup>;  $M_{1\omega}$  – крутящий момент, развиваемый двигателем, Н·м;  $M_{1h}$  – крутящий момент внешней нагрузки, приведенный к коленчатому валу двигателя, Н·м.

Уравнение (2) описывает динамику центробежного измерителя. В нем  $T_u, T_\kappa$  – постоянные времени измерителя, с;  $z_p$  – перемещение золотника сервомотора, м. Функция  $f_z(\omega_\omega)$  имеет следующий вид:

$$f_z(w_0) = -0.4234 \cdot 10^{-3} + 1.084 \cdot 10^{-7} \cdot w_0^2(t) \quad (5)$$

Уравнение (3) описывает динамику сервомотора измерителя. В нем  $T_s$  – постоянная времени сервомотора, с;  $y_p$  – перемещение поршня сервомотора измерителя, м.

Уравнение (4) описывает динамику топливного сервомотора. В нем  $T_h$  – постоянная времени рейки, с;  $h$  – положение рейки топливного насоса, м;  $\alpha$  – угол поворота рычага управления, рад;  $\kappa_y$  и  $\kappa_\alpha$  – коэффициенты усиления, определяются по статической характеристике всережимного регулятора.

Величинами постоянных времени  $T_s$ ,  $T_h$ ,  $T_u$ ,  $T_k$  и коэффициентов усиления  $\kappa_y$  и  $\kappa_\alpha$  можно задаться из источника [3]. Кроме того, в источнике [3] предложено уравнение, которое описывает крутящий момент дизельного двигателя в зависимости от величин  $\omega_0$  – угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и  $h$  – положения рейки топливного насоса:

$$M_{10}[w_0(t), h(t)] = -1,76 \cdot 10^5 [h(t-t) - 0,024] \cdot [1 + 0,33 \cdot 10^{-2} w_0(t) - 0,11 \cdot 10^{-4} w_0^2(t)] \quad (6)$$

где  $\tau$  – время запаздывания между перемещением рейки топливного насоса и реализацией соответствующего ему крутящего момента двигателя, с.

Крутящий момент внешней нагрузки, приведенный к коленчатому валу двигателя  $M_{1n}$  вычисляются по формуле [3]:

$$M_{1n} = \frac{M_n}{i_{cp} \cdot h_{cp}} \quad (7)$$

где  $M_n$  – крутящий момент на насосном колесе ГТ, Н·м;  $i_{cp}$  – передаточное отношение согласующего редуктора;  $\eta_{cp}$  – КПД согласующего редуктора.

Величину  $M_n$  получаем по формуле [4]:

$$M_n = \frac{M_m}{\kappa_{cm}} \quad (8)$$

где  $M_m$  – крутящий момент, развиваемый турбинным колесом ГТ, Н·м;  $\kappa_{cm}$  – коэффициент трансформации момента ГТ.

Характеристики ГТ для построения математической модели можно взять из источников [4, 5]. Величину  $M_m$  определяем по формуле:

$$M_m = \frac{P_{comp\Sigma} \cdot R_{вк}}{i_{mp} \cdot h_{mp}} \quad (9)$$

где  $P_{comp\Sigma}$  – суммарная сила сопротивления движению Н;  $R_{вк}$  – радиус ведущего колеса, м;  $i_{mp}$  – передаточное отношение трансмиссии;  $\eta_{mp}$  – КПД трансмиссии.

Суммарная сила сопротивления движению равна [6]:

$$P_{comp\Sigma} = m \cdot d \cdot j + (f \cdot \cos a \pm \sin a) \cdot G + k_g \cdot F \cdot u_m^2 \quad (10)$$

где  $m$  – масса машины, кг;  $\delta$  – коэффициент учета вращающихся масс;  $j$  – ускорение машины  $\text{м/с}^2$ ;  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $\alpha$  – угол продольного уклона дороги;  $G$  – вес машины, Н;  $k_g$  – коэффициент сопротивления воздуха,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;  $F$  – лобовая площадь машины,  $\text{м}^2$ ;  $v_m$  – скорость движения машины,  $\text{м/с}$ .

Величину  $\delta$  находим из уравнения [6]:

$$d = 1,05 + 0,07 \cdot i_{mp}^2 \quad (11)$$

Ускорение машины  $j$  будем определять по формуле [6]:

$$j = \frac{D - \psi}{d} \cdot g \quad (12)$$

где  $D$  – динамический фактор колесной машины на рассматриваемом режиме движения;  $\psi$  – суммарный коэффициент сопротивления движению;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения тела;  $\delta$  – коэффициент учета вращающихся масс.

Величину  $D$  находим из уравнения:

$$D = \frac{P_{тяги} - P_g}{G} \quad (13)$$

где  $P_{тяги}$  – сила тяги на ведущих колесах, Н;  $P_g$  – сила аэродинамического сопротивления движению колесной машины, Н;  $G$  – вес машины, Н.

Величину  $P_{тяги}$  определяем по формуле:

$$P_{тяги} = \frac{M}{R_{вк}} \cdot i_{mp} \cdot h_{mp} \quad (14)$$

Величина  $P_g$  является составляющей выражения (10) и равна:

$$P_g = k_g \cdot F \cdot v_m^2 \quad (15)$$

Величину  $\psi$  находим из уравнения:

$$\psi = f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha \quad (16)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $\alpha$  – угол продольного уклона дороги.

Таким образом, мы получаем, что математическая модель транспортной колесной машины с ГДТ состоит из модели дизельного двигателя со всережимным регулятором и модели приведенной нагрузки к коленчатому валу двигателя.

Топливная экономичность транспортной машины в заданных эксплуатационных условиях движения оценивается абсолютным расходом топлива  $Q$  (в кг), отнесенным к единице пройденного пути  $S$  (в км) [6]:

$$Q_{s.c.p} = \frac{Q}{S} \quad (17)$$

При решении некоторых вопросов пользуются мгновенными значениями расхода топлива, отнесенными к единице времени  $Q_t$ . В общем случае работы двигателя (равномерном и неравномерном) мгновенный расход топлива  $Q_t$  (в г/сек или кг/час) есть производная функции  $Q = Q(t)$  – абсолютного расхода топлива по времени  $t$ . Следовательно, для получения величины абсолютного расхода топлива нам необходимо проинтегрировать значения мгновенного расхода топлива на участке времени  $t$ .

Величину мгновенного расхода топлива (в г/сек) мы можем вычислить по формуле [6]:

$$Q_t = \frac{g_e \cdot N_d}{3600} \quad (18)$$

где  $g_e$  – удельный расход топлива,  $\frac{г}{кВт \cdot ч}$ ;  $N_d$  – эффективная мощность двигателя, кВт.

Удельный расход топлива для дизельного двигателя находим из уравнения [2]:

$$g_e = g_{eN} \cdot \left[ 1,55 - 1,55 \frac{w(t)}{w_N} + \left( \frac{w(t)}{w_N} \right)^2 \right] \quad (19)$$

где  $g_{eN}$  – удельный эффективный расход топлива в режиме максимальной мощности,  $\frac{г}{кВт \cdot ч}$ ;  $\omega(t)$  – текущая угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с;  $\omega_N$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с, соответствующая максимальной мощности.

Программа вычисления математической модели дизельного двигателя с всережимным регулятором и момента внешней нагрузки приведенной к коленчатому валу двигателя разработана в среде Borland Delphi 5. В программе выполняется решение системы однородных дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутты с шагом интегрирования  $h = 0,00005$  и погрешностью вычисления  $Eps = 0,00001$ . Вычисления производятся при следующих начальных условиях: положение педали  $ped = 0,31$  рад; положение рейки топливного насоса  $y[5] = 0,0085388$  м; перемещение золотника сервомотора  $y[4] = 0,0065092$  м; перемещение поршня сервомотора измерителя  $y[3] = 0,0065092$  м; угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя  $y[1] = 252,89$  рад/с.

Предположим, колесная машина начинает движение с 1-й передачи на ровной дороге с асфальтобетонным покрытием при выше указанных начальных условиях. В этом случае зададимся величиной коэффициента сопротивления качению равной  $f = 0,018$ . Масса машины равна 20000 кг, радиус ведущего колеса 0,5 м. В алгоритме работы программы учтены условия выполне-

ния блокировки-разблокировки ГТ и переключения передач, которые получены в источнике [1]: переключение с 1-й на 2-ю передачу выполняется при условии  $1/i_{ГТ} \geq 0,88$ ; блокировка ГТ на 2-й ... 5-й передачах осуществляется при условии  $1/i_{ГТ} \geq 0,84$ . Переключение на высшие передачи осуществляется по следующему алгоритму. Перед блокировкой ГТ, при условии  $1/i_{ГТ} \geq 0,84$ , в программе фиксируется частота вращения коленчатого вала двигателя. После выполнения блокировки ГТ контролируется текущее ускорение машины до тех пор, пока оно не станет приблизительно равным нулю. После этого проверяется условие: текущая частота вращения коленчатого вала двигателя приблизительно равна или больше значения зафиксированного перед блокировкой ГТ, значит включается повышенная передача. Если же она меньше зафиксированного значения, значит, дорожные условия не позволяют включить следующую повышенную передачу. В этом случае продолжается движение на текущей передаче. При переходе с передачи на передачу выполняется разблокировка ГТ.

В результате выполнения программы получаем следующие динамические характеристики:  $\omega_{\theta}(t)$  – изменение угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя во времени;  $\frac{d\omega_{\theta}(t)}{dt}$  – изменение ускорения коленчатого вала двигателя во времени;  $M_{1\theta}(t)$  – изменение крутящего момента двигателя во времени;  $M_{1н}(t)$  – изменение крутящего момента внешней нагрузки, приведенной к коленчатому валу двигателя, во времени;  $h(t)$  – изменение положения рейки топливного насоса во времени;  $i_{zm}^{-1}(t)$  – изменение кинематического передаточного числа ГТ во времени;  $\eta_{zm}(t)$  – изменение коэффициента полезного действия ГТ во времени;  $v_m(t)$  – изменение скорости движения машины во времени;  $j(t)$  – изменение ускорения машины во времени. Также вычисляется абсолютный расход топлива отнесенный к пройденному пути  $Q_{s\text{ cp}}$  (в г/м).

Проведем анализ динамических характеристик транспортной колесной машины с ГДТ и дизельным двигателем. На рисунках 1 – 7 представлены выше перечисленные характеристики при условии корректировки закона управления переключением передач по ускорению машины с точностью до  $0,001 \text{ м/с}^2$ .

Переключения передач в этом случае осуществляются в следующие моменты времени: на 35 с. включается 2-я передача, на 64,5 с. 3-я передача, на 84,5 с. 4-я передача и на 101,5 с. 5-я передача. Блокировка ГТ производится на 2-й передаче на 52,5 с., на 3-й передаче на 72,5 с., на 4-й передаче на 90 с. и на 5-й передаче на 107,5 с.

Из рисунка 4 мы видим, что рейка топливного насоса принимает максимальное положение при движении колесной машины на 1-й и 2-й передачах. Это говорит о том, что дизельный двигатель работает на этих передачах на внешней характеристике.

Из рисунка 6 мы видим, что колесная машина достигает максимальной скорости движения  $30,72 \text{ м/с}$  за 117 с., при заданных дорожных условиях. В этом случае величина  $Q_{s\text{ cp}} = 1,125 \text{ г/м}$ .

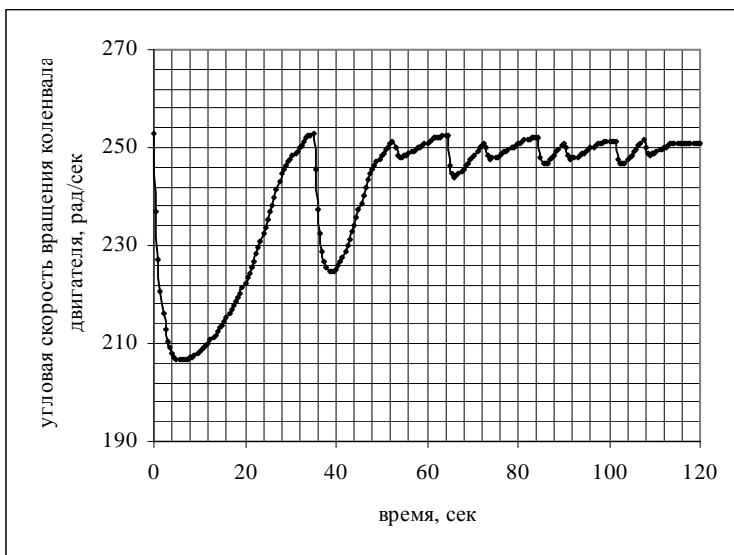


Рисунок 1 – Изменение угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя во времени

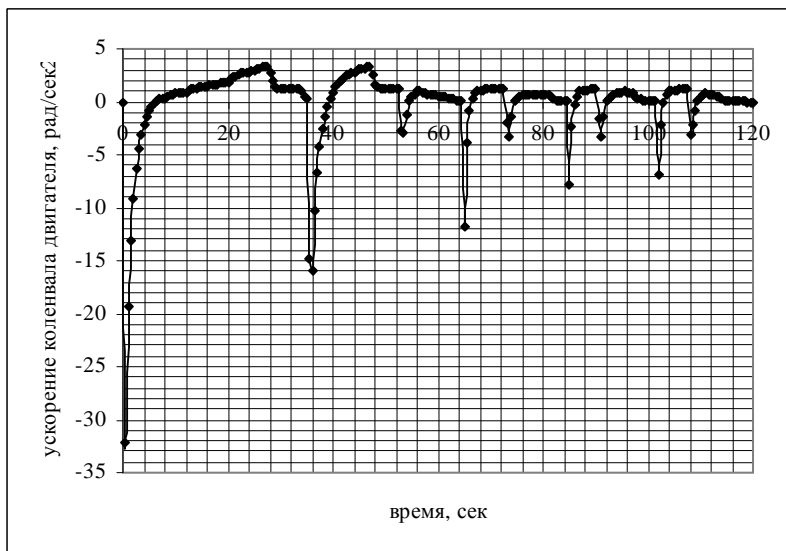


Рисунок 2 – Изменение ускорения коленчатого вала двигателя во времени

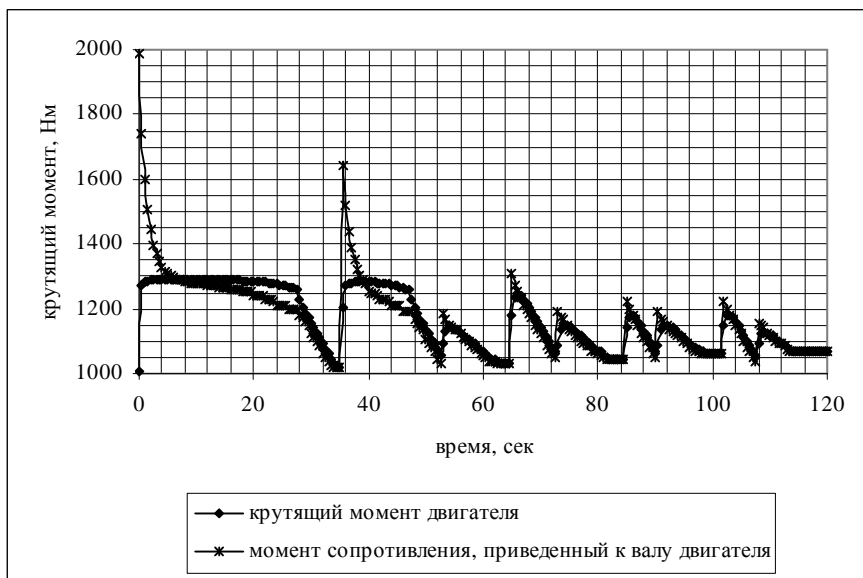


Рисунок 3 – Изменение крутящих моментов двигателя и внешней нагрузки, приведенной к коленчатому валу двигателя, во времени

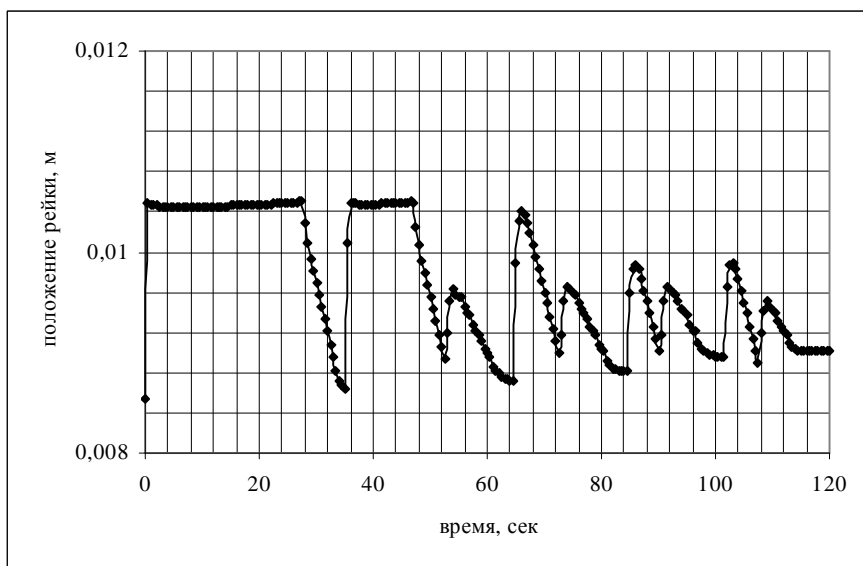


Рисунок 4 – Изменение положения рейки топливного насоса во времени



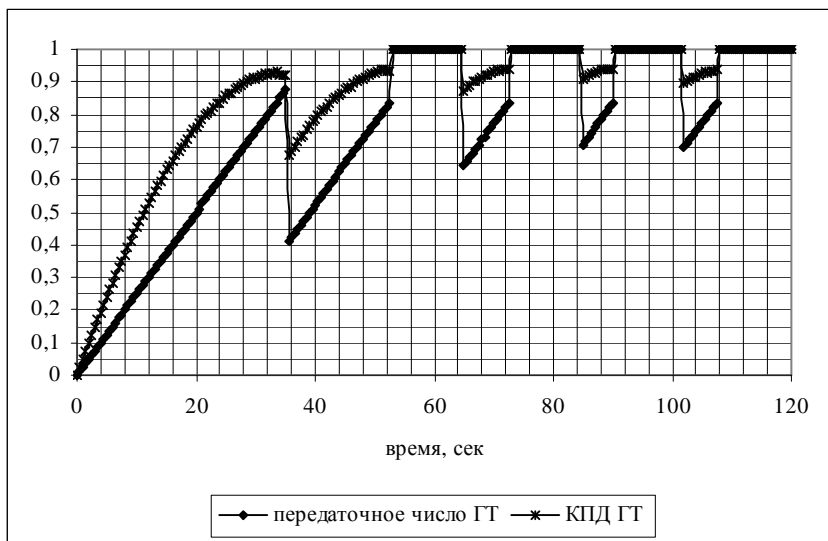


Рисунок 5 – Изменение кинематического передаточного числа ГТ и коэффициента полезного действия ГТ во времени

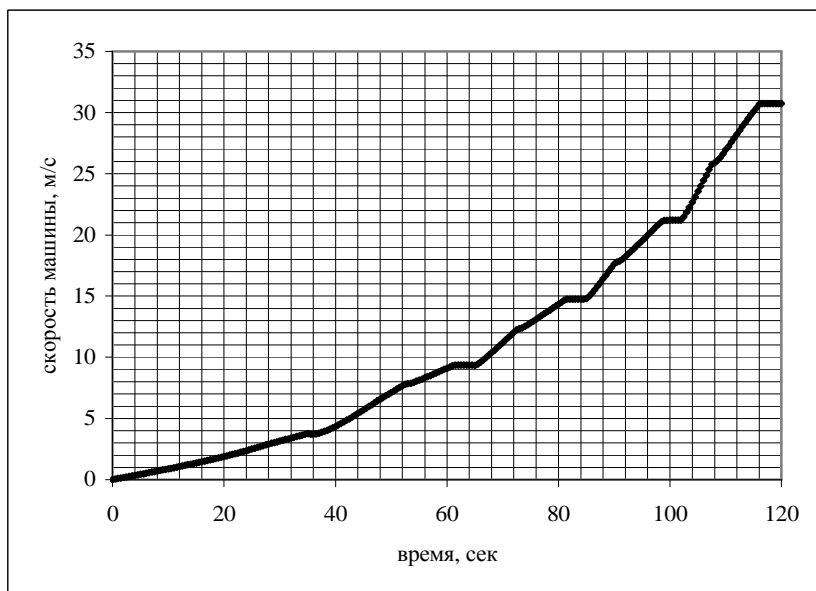


Рисунок 6 – Изменение скорости движения машины во времени

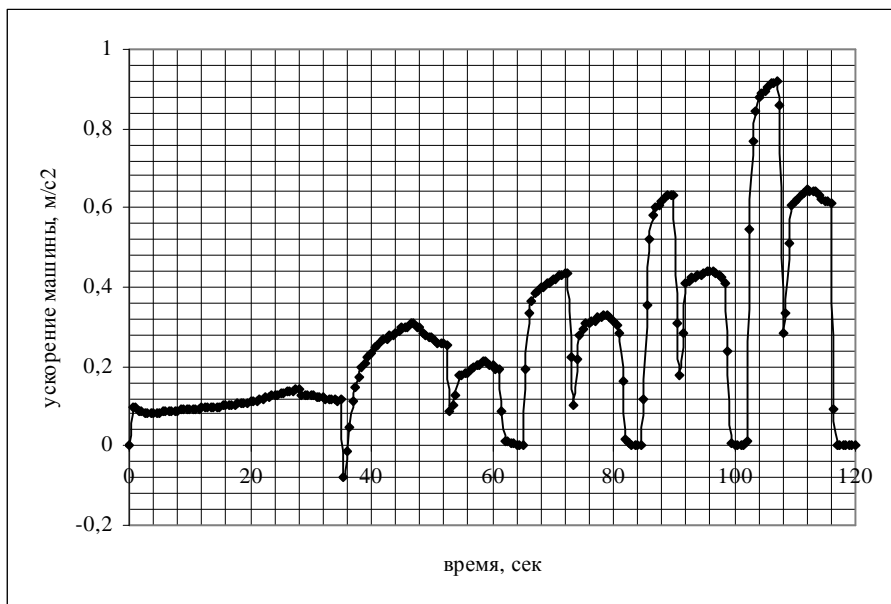


Рисунок 7 – Изменение ускорения машины во времени

Теперь проведем анализ динамических характеристик транспортной колесной машины, полученных без корректировки закона управления переключением передач по ускорению машины. Они представлены на рисунках 8 – 14.

Переключения передач в этом случае осуществляются в следующие моменты времени: на 35 с. включается 2-я передача, на 60,5 с. 3-я передача, на 69 с. 4-я передача и на 74,5 с. 5-я передача. Блокировка ГТ производится на 2-й передаче на 52,5 с., и на 5-й передаче на 81 с. На 3-й и 4-й передачах блокировка ГТ не выполняется.

Из рисунка 13 мы видим, что колесная машина достигает максимальной скорости движения 30,72 м/с за 90 с., при заданных дорожных условиях. В этом случае величина  $Q_{s\text{ ср}} = 1,465$  г/м.

Приведем на рисунке 15 динамическую характеристику изменения скорости движения транспортной колесной машины во времени, при условии, что машина начинает движение со 2-й передачи и выполняется корректировка закона управления переключением передач по ускорению машины с точностью до  $0,001$  м/с<sup>2</sup>.

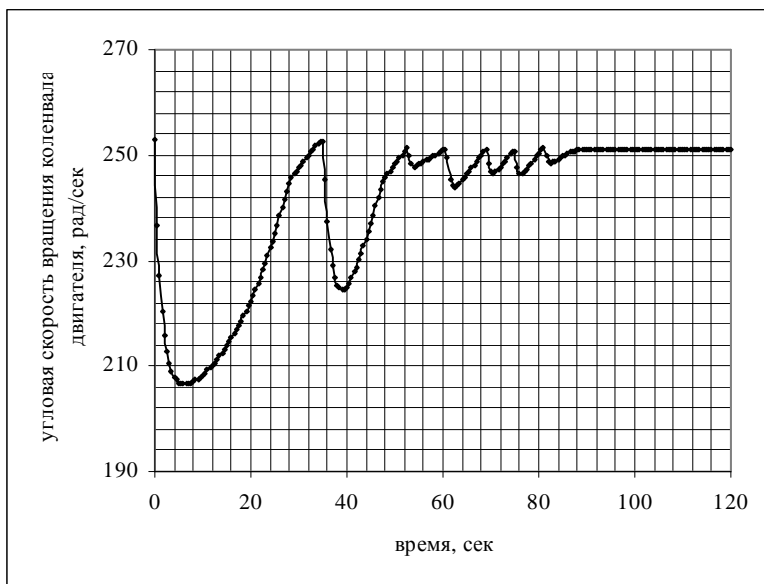


Рисунок 8 – Изменение угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя во времени

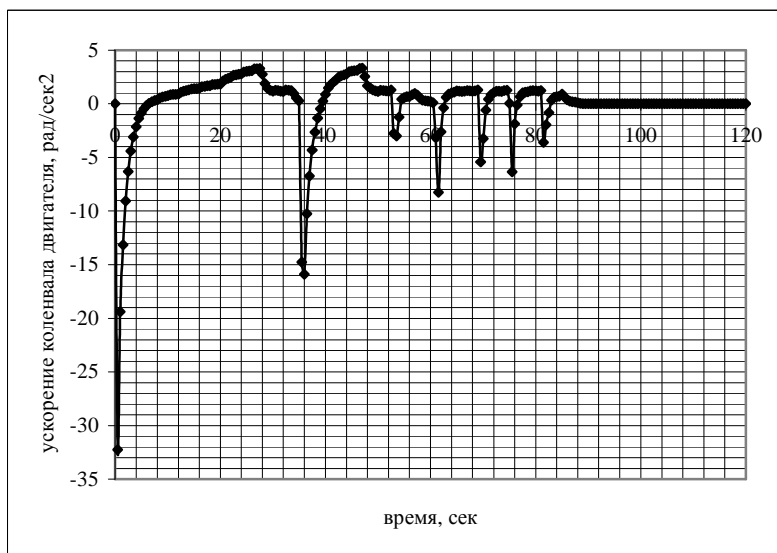


Рисунок 9 – Изменение ускорения коленчатого вала двигателя во времени

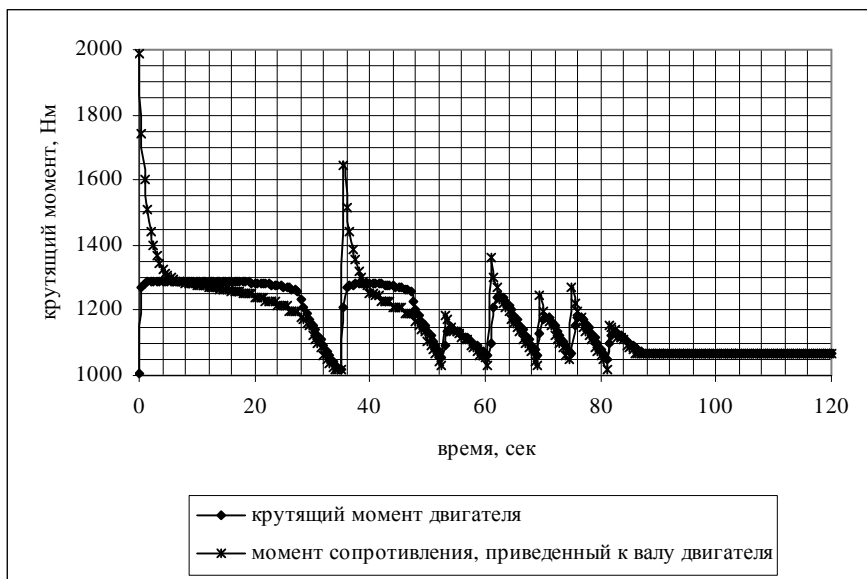


Рисунок 10 – Изменение крутящих моментов двигателя и внешней нагрузки, приведенной к коленчатому валу двигателя, во времени

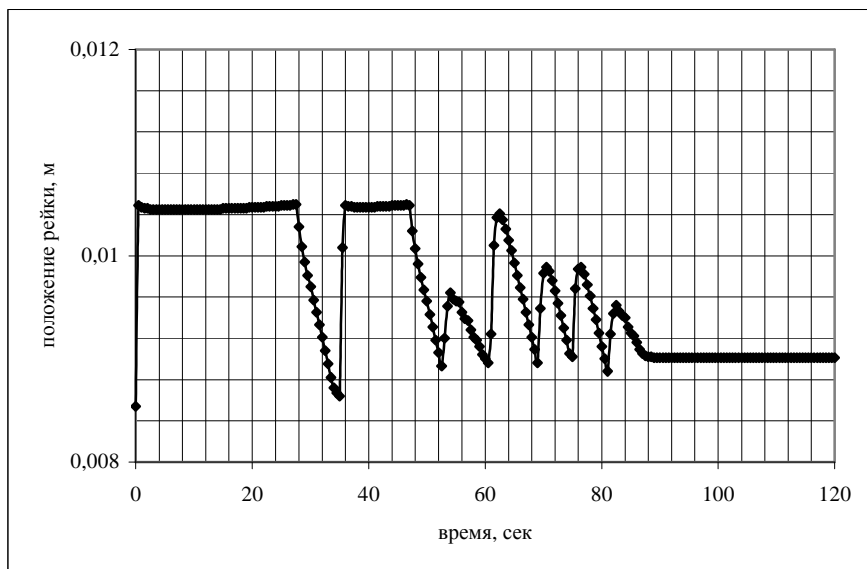


Рисунок 11 – Изменение положения рейки топливного насоса во времени

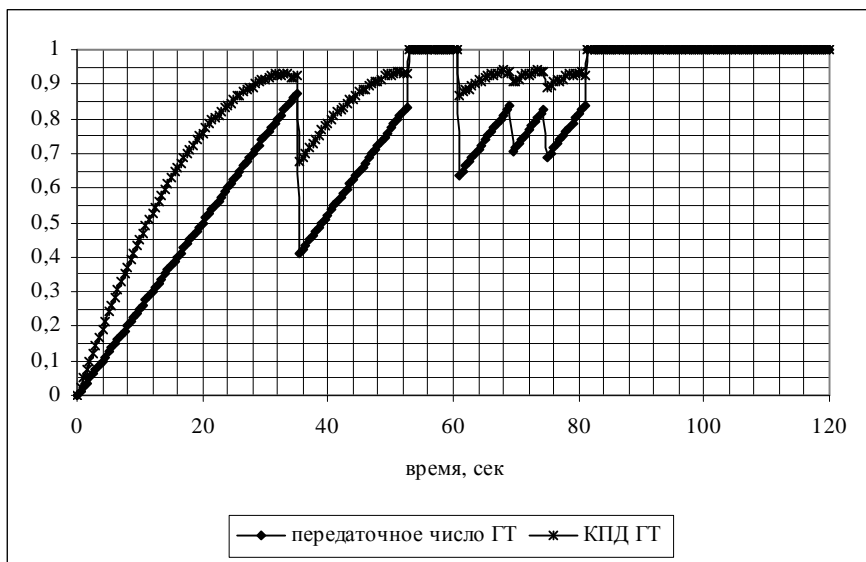


Рисунок 12 – Изменение кинематического передаточного числа ГТ и коэффициента полезного действия ГТ во времени

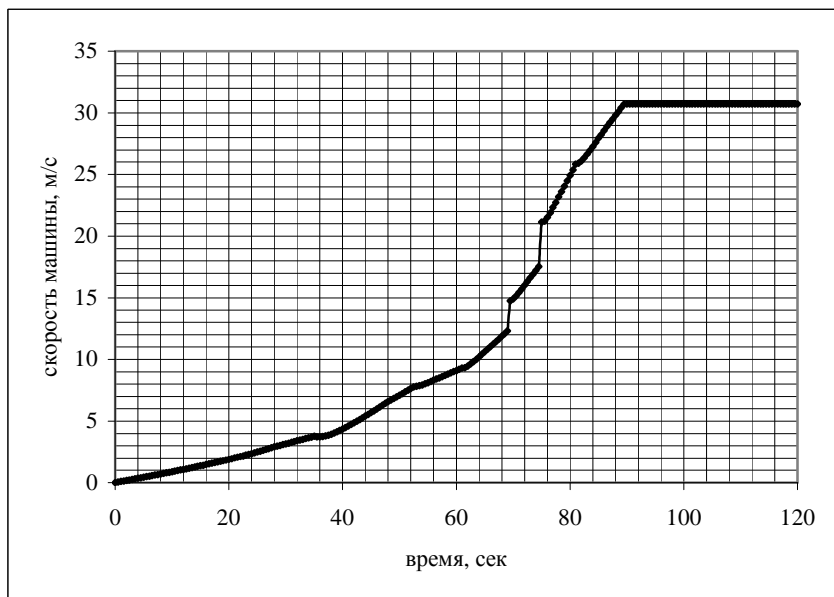


Рисунок 13 – Изменение скорости движения машины во времени

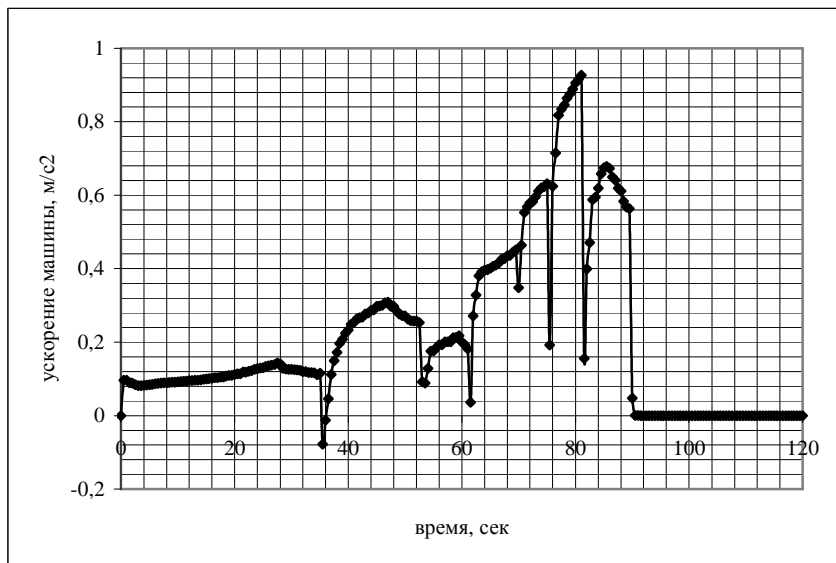


Рисунок 14 – Изменение ускорения машины во времени

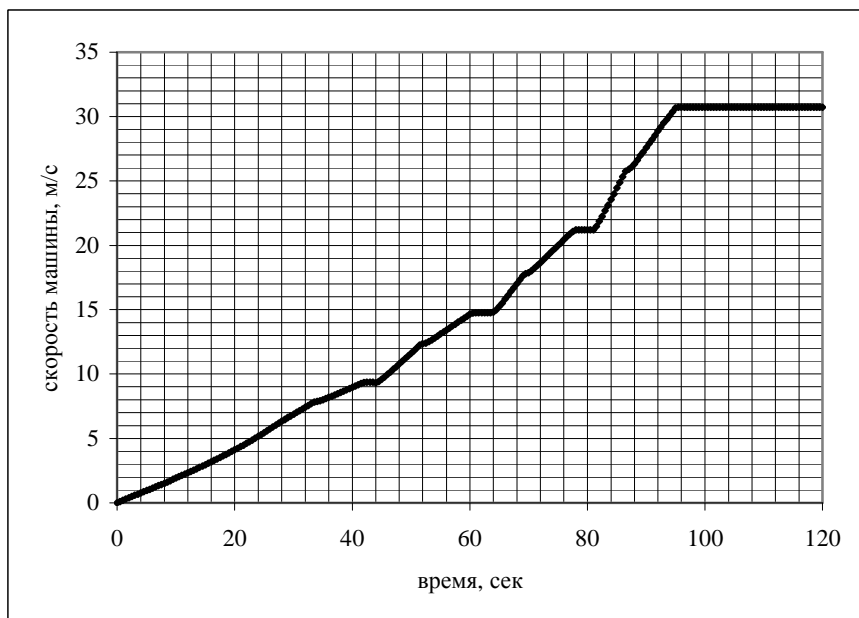


Рисунок 15 – Изменение скорости движения машины во времени

Из рисунка 15 видно, что колесная машина достигает максимальной скорости движения 30,72 м/с за 96 сек., при заданных дорожных условиях. При этом величина  $Q_{s\text{ ср}} = 1,025$  г/м.

**Выводы.** В результате проведенного анализа динамических характеристик транспортной колесной машины с ГДТ и дизельным двигателем можно сделать следующие выводы. Корректировка закона управления переключением передач по ускорению машины существенно влияет на экономичность и динамику движения машины. В случае получения максимальных динамических качеств транспортной машины, топливная экономичность уменьшается на 23,2%. И наоборот, при получении максимальной топливной экономичности, динамика движения машины уменьшается на 23%.

Таким образом, для получения динамичного, экономичного или промежуточного режима движения транспортной машины достаточно изменять контрольный параметр ускорения машины в пределах от 0,9 до 0,001 м/с<sup>2</sup>. Режим движения транспортной машины может задаваться водителем посредством установки рычага избирателя режимов в заданное положение, или подстраиваться САУ ГДТ в результате анализа положения педали подачи топлива.

Также следует отметить, что для тяжелых транспортных машин движение на ровной дороге рекомендуется начинать со 2-й передачи. Поскольку 1-я передача предназначена для движения в особо трудных дорожных условиях – это преодоление крутых подъемов и движение по пересеченной местности. Поэтому при движении с 1-й передачи увеличивается время разгона машины и расход топлива. Это следует из рисунков 6 и 15.

**Список литературы:** 1. Александров Е.Е., Стримовский С.В. Выбор информационных параметров для разработки системы автоматического управления гидромеханической трансмиссией транспортного средства. //Механiка та машинобудування. – 2007. – №1. – С. 27-35. 2. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. Том 2. Энергетические установки колесных и гусеничных машин. Книга 2. Автоматическое управление транспортными двигателями внутреннего сгорания. Учеб. Пособие. / Александров Е.Е., Белогуб А.В., Белогуб В.В., Бенсман В.Г., Грита Я.В., Долгих И.Д., Караев Ю.Н., Кузнецов Б.И., Пойда А.Н. / Под общ. ред. Александрова Е.Е. - Харьков: ХГПУ, 1996. -548с. 3. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е.Александров, Д.О. Волонцевич, В.А. Карпенко, А.Т. Лебедев, В.А.Перегон, В.Б. Самородов / Под ред. А.Н. Туренко - Харьков: ХГАДТУ(ХАДИ), 2001. - 642с. 4. Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палашенко А.С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. Бесступенчатые трансмиссии: Расчет и основы конструирования. Учеб. Пособие. / Под ред. Александрова Е.Е. - Харьков: ХГПУ, 1997. - 185с. 5. Кленников В.М., Кленников Е.В. Теория и конструкция автомобиля. – М.: Машиностроение, 1966. – 309 с.

*Поступила в редколлегию 15.09.08*