

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

**ВІСНИК**  
**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**  
**«ХПІ»**

*Серія: Автомобіле- та тракторобудування*

№ 64 (970) 2012

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків  
НТУ «ХПІ», 2012

**Вісник Національного технічного університету «ХПІ».** Збірник наукових праць.  
Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2012. – № 64 (970). –  
122 с.

**Державне видання**

**Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України  
КВ № 5256 від 2 липня 2001 року**

Збірник виходить українською та російською мовами.

*Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1 – 05/4 (Бюлєтень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).*

**Координаційна рада:**

Л. Л. Товажнянський, д-р техн. наук, проф. (**голова**);  
К. О. Горбунов, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);  
А. П. Марченко, д-р техн. наук, проф.; Е. І. Сокол, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;  
Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;  
Ф. Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.; М. Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.;  
А. І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;  
В. Д. Дмитриєнко, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.;  
В. В. Єпіфанов, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;  
П. О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Клепіков, д-р техн. наук, проф.;  
С. І. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.; В. М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;  
В. І. Кравченко, д-р техн. наук, проф.; Г. В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.;  
О. К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.; В. І. Ніколаєнко, канд. іст. наук,  
проф.; П. Г. Перерва, д-р екон. наук, проф.; В. А. Пуляєв, д-р техн. наук, проф.;  
М. І. Рищенко, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;  
Г. М. Сучков, д-р техн. наук, проф.; Ю. В. Тимофієв, д-р техн. наук, проф.;  
М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

**Редакційна колегія серії:**

**Відповідальний редактор:** В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.  
**Відповідальний секретар:** С. Г. Селевич, канд. техн. наук, доц.  
**Члени редколегії:** Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; В. П. Волков, д-р техн. наук, проф.; Д. О. Волонцевич, д-р техн. наук, проф.; О. В. Григоров, д-р техн. наук, проф.; Б. І. Кальченко, д-р техн. наук, проф.; А. Т. Лебедев, д-р техн. наук, проф.; В. І. Омельяненко, д-р техн. наук, проф.; В. П. Писарев, д-р техн. наук, проф.; М. А. Подригало, д-р техн. наук, проф.; А. М. Пойда, д-р техн. наук, проф.; В. П. Сахно, д-р техн. наук, проф.; А. П. Солтус, д-р техн. наук, проф.

З номеру 42'2012 Вісник НТУ «ХПІ» має власну подвійну нумерацію: № 42 (948).

Рекомендовано до друку Вченюю радою НТУ «ХПІ».  
Протокол № 9 від 23 листопада 2012 р.

УДК 629.113-585.23

**В. Б. САМОРОДОВ**, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;  
**О. Н. АГАПОВ**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»

## ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКАЯ ТРАНСМИССИЯ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С АВТОНОМНЫМ БЕССТУПЕНЧАТЫМ УПРАВЛЕНИЕМ В ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ И В ПОВОРОТЕ

Предложена и исследована гидрообъемно-механическая трансмиссия для гусеничной машины с автономным бесступенчатым регулированием прямолинейного движения и поворота, благодаря использованию отдельных гидрообъемных передач в контурах прямолинейного движения и поворота.

**Ключевые слова:** гусеничная машина, бесступенчатая трансмиссия, механизм поворота, скоростной диапазон.

Основным противоречием при внедрении бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) на гусеничных машинах (ГМ) - это противоречие между собственно непрерывным бесступенчатым регулированием и наличием двух, трех или четырех скоростных диапазонов в ГОМТ в зависимости от типа ГМ [1,2]. Особенno характерно это для тяжелых гусеничных машин - образцов бронетанковой техники. В самом деле трансмиссия бесступенчатая, а скоростных диапазонов до четырех! И это обеспечивается четырьмя-пятью управляющими элементами – фрикционными и(или) тормозными [2]. Эффективная работа управляющих элементов достигается путем обеспечения так называемого «холодного» включения, то есть кинематической синхронизации соответствующих звеньев ГОМТ при переходе с диапазона на диапазон. Это усложняет в целом трансмиссию и в определенной степени нивелирует ее статус как бесступенчатой. По сути в этом случае ГОМТ превращается в ступенчатую трансмиссию с отдельными бесступенчато регулируемыми диапазонами.

В идеале принцип непрерывного бесступенчатого регулирования лучше всего реализует однодиапазонная ГОМТ. При этом, как известно, в единственном широком скоростном диапазоне (при максимальной скорости ГМ до 20-25 м/с) невозможно добиться удовлетворительного динамического фактора и приемлемого КПД трансмиссии. Именно поэтому этот общий скоростной диапазон разбивается на двадцать четыре поддиапазона, на каждом из которых крутизна регулировочной характеристики ГОМТ позволяет существенно повысить тяговую динамику и КПД ГМ. Вот откуда следует указанное противоречие.

Однако в некоторых случаях при синтезе схемы ГОМТ, особенно для легких и средних по весу ГМ, прямую регулировочную характеристику – зависимость параметра регулирования е ГОМТ от скорости V движения ГМ - можно «изломать» так, что в начале движения ее наклон к оси скорости велик и обеспечивает необходимый динамический фактор при трогании и малых скоростях движения ( 1-й поддиапазон ) [1,3]. Начиная с некоторой скорости до максимальной скорости ГМ, наклон регулировочной характеристики к оси скорости мал, что дает возможность обеспечить непрерывное бесступенчатое регулирование в широком скоростном диапазоне ( 2-й поддиапазон ).

В настоящей статье предлагается оригинальная кинематическая схема (рис.1) для изделий бронетанковой техники весом до 200 КН и мощностью двигателя до 400

© В. Б. Самородов, О. Н. Агапов, 2012

л.с. Трансмиссия содержит два основных, независимо управляемых с помощью гидрообъемных передач (ГОП) контура — прямолинейного движения (ГОП GA) и поворота (ГОП GB). Имеются ввиду ГОП типа “Данфос-Зауэр”, ГСТ-90 или ГСТ-112 ОАО “Гидросила”, гидрообъемные передачи Харьковского завода ФЭД и т.п. В прямолинейном движении параметр регулирования поворотной ГОП GB  $e_2=0$ . Обеспечивается синхронизация правой конической шестерни 3 и первичного вала 1 для движения вперед ( см. рис. 1 ). Солнечные шестерни суммирующих планетарных рядов DC и DD заторможены. Начало движения ГМ соответствует сочетанию параметров управления  $e_1=1$ ,  $e_2=0$ .

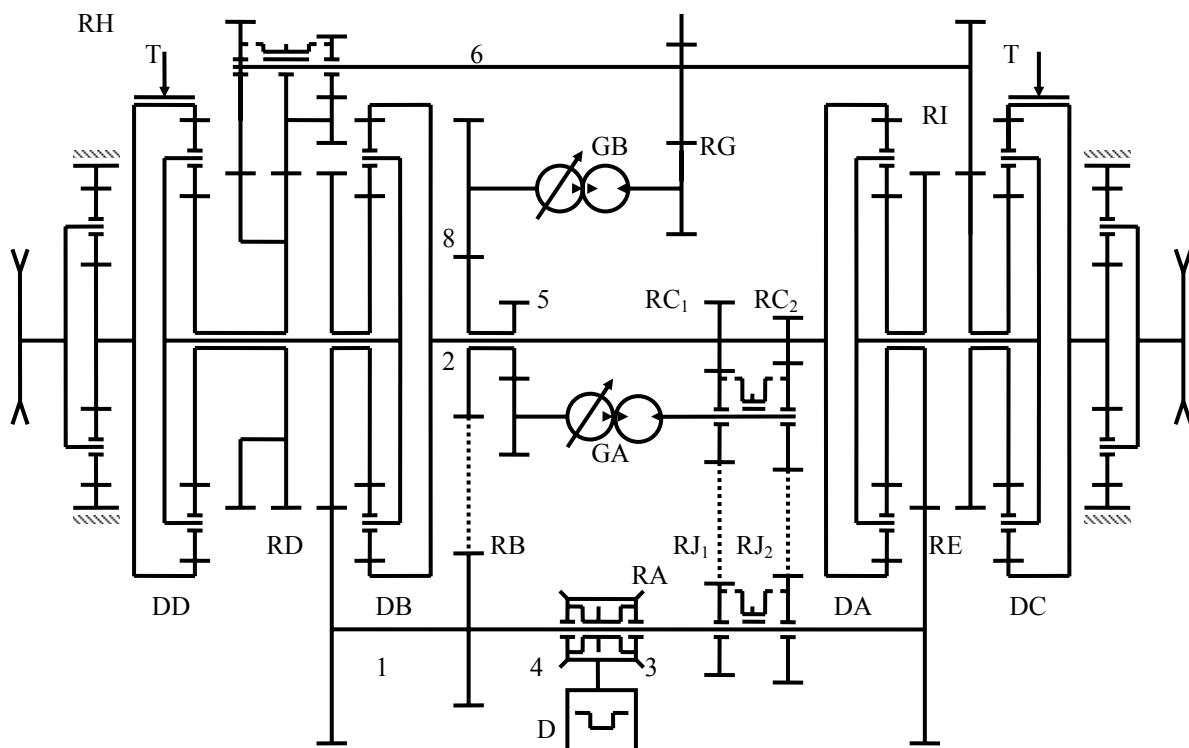


Рисунок 1 – Схема ГОМТ с автономным бесступенчатым регулированием в прямолинейном движении и в повороте

Коронные шестерни внутренних рядов DA и DB и их солнечные шестерни вращаются в противоположные стороны и при соответствующем выборе редукторов и внутреннего передаточного числа К планетарных рядов, водила внутренних и внешних суммирующих планетарных рядов остановлены. Как следствие, на суммирующих внешних рядах заторможены коронные шестерни, связанные через бортовые редукторы с ведущими колесами. Гусеничная машина покойится. С уменьшением параметра управления  $e_1$  от 1 до 0 обороты вала нерегулируемой гидромашины GA уменьшаются от максимальных до 0. Через включенную с помощью муфты редукторную пару RC<sub>1</sub> (1-й поддиапазон ) обеспечивается снижение оборотов коронных шестерен рядов DA и DB и увеличение угловой скорости общих водил за счет постоянных оборотов первичного вала 1 и солнечных шестерен DA и DB. При  $e_1 = 0$  гидронасос ГОП GA работает на холостом ходу и основная часть свободной мощности ДВС с учетом относительно небольших потерь в ГОП GA при  $e_1 = 0$  через первичный вал 1 только по

механической ветви через планетарные ряды и бортовые редукторы передается на ведущие колеса. ГМ движется прямолинейно и имеет на 1-м поддиапазоне максимальную скорость  $V_{1\max}$  (рис.2).

При  $e_1=0$  в ГОП GA предлагается производить переключение на 2-й поддиапазон путем введения в зацепление с помощью муфты редукторной пары RC<sub>2</sub>. При этом на 2-м поддиапазоне с уменьшением параметра управления  $e_1$  от 0 до -1 (рис. 2 ) угловая скорость вала нерегулируемой гидромашины ГОП GA растет по абсолютной величине от 0 до своего максимального значения, но с противоположным знаком. Направление вращения коронных шестерен внутренних рядов DA и DB совпадает на интервале  $e_1 [0, -1]$  с направлением вращения их солнечных шестерен, скорости которых постоянны. При  $e_1= -1$  общие водила планетарных рядов разгоняются до своей максимальной угловой скорости, которая соответствует максимальной угловой скорости коронных шестерен внешних суммирующих рядов DC и DD, а значит и максимальной угловой скорости вращения ведущих колес. ГМ движется прямолинейно и имеет максимальную скорость  $V_{2\max}$  (рис. 2 ).

Можно уменьшать  $e_1$  от 0 до -1, оставаясь на 1-м поддиапазоне, т.е. не размыкая редукторную пару RC<sub>1</sub>. В этом случае обеспечивается суженный скоростной диапазон с непрерывным бесступенчатым регулированием и с повышенным динамическим фактором. Возможно также включение редукторной пары RC<sub>2</sub> и движение ГМ в интервале параметра управления  $e_1 [1; -1]$ , т.е. как бы на расширенном 2-м скоростном поддиапазоне. Таким образом введением редукторных пар RC<sub>1</sub> и RC<sub>2</sub> обеспечивает "излом" прямой регулировочной характеристики с целью достижения необходимого динамического фактора при трогании и малых скоростях движения и достаточно широкое бесступенчатое регулирование в процессе достижения максимальной скорости.

Третий резервный скоростной диапазон предусмотрен на случай выхода ГОП GA из строя. В случае аварийной самотранспортировки машины или для преодоления больших коэффициентов сопротивления движению. В этом случае включается редукторная пара RJ<sub>1</sub> или RJ<sub>2</sub>. Муфта редуктора RH включается таким образом, что передаточное отношение редукторов RH и RI равны и имеют одинаковые знаки.

Для движения машины с низкими скоростями при большой нагрузке (например при коэффициенте сопротивления движению  $f=0,5—0,7$ ) авторы предлагают синхронизацию вала 6 и шестерни 7, связанной с солнечной шестерней планетарного ряда DD, путем введения редукторной связи RH. При этом передаточные числа  $i_{RI}=i_{RH}$  (по знаку и по величине равные) и обеспечивается одинаковая подкрутка солнечных шестерен рядов DC и DD в направлении движения водила, а через ГОП GB от двигателя передается часть потока мощности на суммирующие внешние ряды DC и DD, разгружая тем самым ГОП GA контура прямолинейного движения. В известных механизмах поворота редукторная связь RH отсутствует, что в тяжелых условиях движения ( $f=0,5—0,7$ ) приводит к перегрузу механической ветви трансмиссии. В предложенной схеме ГОМТ ГОП GA перегружена, а ГОП GB (при отсутствии RH) абсолютно не работает в тяжелых условиях прямолинейного движения. Включение на основе описанного приема на таких режимах ГОП GB фактически увеличивает суммарный рабочий объем гидропередач, снижает давление нагрузки в ГОП GA при давлениях в ГОП GB не превосходящих  $p_{max}$ , повышает динамический фактор ГМ.

Поворот осуществляется по дифференциальному принципу с сохранением

скорости центра масс машины. Вывод шайбы регулируемой гидромашины ГОП GB из нулевого положения на угол  $+γ$  ( $e_2 > 0$ ) приводит к равным, но противоположным угловым скоростям солнечных шестерен внешних суммирующих планетарных рядов. Если для определенности при  $e_2 > 0$  солнечная шестерня ряда DC начинает вращаться в том же направлении, что и общее водило, коронная шестерня этого ряда получает приращение угловой скорости  $Δω$  (в том же направлении) и правый борт является забегающим. В то же время солнечная шестерня левого суммирующего ряда DD вращается от ГОП GB в сторону противоположную водилу, и коронная шестерня этого ряда уменьшает свою угловую скорость на такую же величину  $Δω$ . Левый борт — отстающий. Симметричный поворот получается при  $e_2 < 0$ , т.е. при выводе шайбы гидромашины ГОП GB в противоположную сторону на угол  $-γ$ .

Поворот гусеничной машины на месте осуществляется при остановленном общем водиле по обоим бортам за счет параметра  $e_1 = +1$ , соответствующего нулевой скорости прямолинейного движения и  $e_2 \neq 0$ . При этом солнечные шестерни внешних суммирующих рядов вращаются в разных направлениях, но с одинаковой по модулю угловой скоростью. При неподвижных водилах коронные шестерни рядов DC и DD также вращаются в разные стороны, а ведущие колеса обеспечивают своими равными, но противоположными по направлению угловыми скоростями поворот машины с радиусом 0,5B вокруг собственной вертикальной оси.

Задний ход обеспечивается синхронизацией левой конической шестерни при  $e_1 = +1$ . При этом ГОМТ обеспечивает симметричный скоростной диапазон на заднем ходу. Задний ход легко обеспечить соответствующим выбором передаточных отношений путем сдвига регулировочной характеристики  $e_1(V)$  в область  $V < 0$ . В этом случае синхронизатор и левая коническая шестерня не нужны. Так предложен рациональный набор всех передаточных чисел, при котором движение вперед происходит при  $e_1$  от  $+0,81$  до  $-1$ , до максимальной скорости 18,8 м/с и назад при  $e_1$  от  $+0,81$  до  $+1$  с максимальной скоростью 3,8 м/с.

Результаты исследования ГОМТ в прямолинейном движении для ГМ типа МТЛБ/ХТЗ показаны на рис. 2. При этом вес ГМ – 200 КН, мощность ДВС – 400 л.с. радиус ведущего колеса – 0,292 м, база машины  $B = 2,75$  м, коэффициент сопротивления движению  $f = 0,065$ , ГОП GA и GB на базе гидромашин типа “Зауэр” №24; максимальная угловая скорость двигателя – 220 рад/с. Расчеты проводились на основе метода автоматизированного матричного анализа трансмиссии, подробно изложенного в работах [1,2].

Как видно, ГОМТ имеет удовлетворительный КПД в широком скоростном диапазоне. Базовый поворот выбран авторами для скорости 30 км/ч при радиусе поворота  $R=20$  м и ограничен максимальным давлением в ГОП, равным 40 МПа. Все множество передаточных отношений ГОМТ выбрано так, что удовлетворяется а) разгон ГМ до максимальной скорости  $V_{2max}=72$  км/ч; б) на 1-м поддиапазоне обеспечивается динамический фактор  $D=0,55$ ; в) обеспечивается заданный базовый поворот; г) обеспечивается поворот на месте со скоростью 0,67 рад/с (38 град/с); д) параметры планетарных рядов удовлетворяют условию существования планетарных рядов, а скорости сателлитов не превышают 400 рад/с.

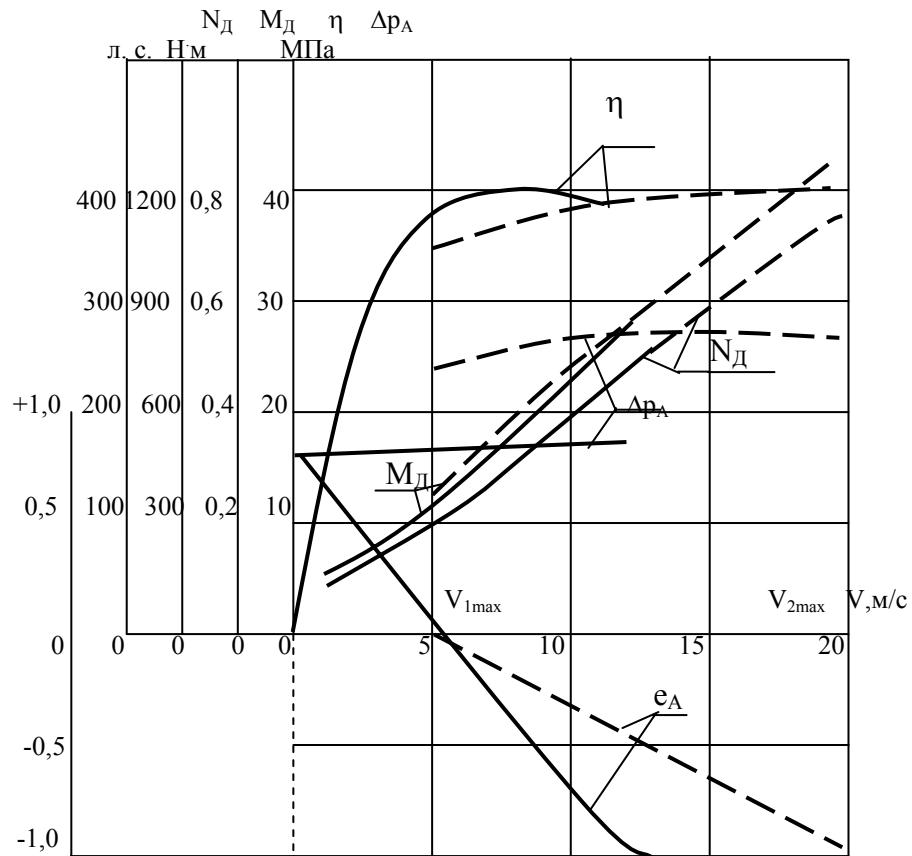


Рисунок 2 – Результаты исследования ГОМТ в прямолинейном движении

В целом схема требует тщательного исследования и оптимизации места расположения точки излома регулировочной характеристики по критерию наилучшей тяговой динамики и КПД при удовлетворении всех перечисленных выше условий. Чем круче регулировочная характеристика на 1-м поддиапазоне, тем ниже давление в ГОП GA, выше динамический фактор. Однако, большая пологость характеристики на 2-м диапазоне приводит к скачку давления при переключении с 1-го на 2-й диапазон, а главное – к ухудшению параметров базового поворота с точки зрения давления в ГОП. При этом для улучшения параметров поворота необходимо проводить оптимизацию редукторов RC, RG, RH, RI, внутренних передаточных отношений планетарных рядов.

К преимуществам предлагаемой трансмиссии ГМ относятся следующие:

1. Полностью бесступенчатое однодиапазонное регулирование при движении вперед и назад от 0 до максимальной скорости. Отсутствие фрикционных и тормозных элементов (за исключением горного тормоза Т, рис.1). Простота и симметричность схемы трансмиссии.
2. Использование в контурах прямолинейного движения и поворота по одной гидропередаче, конструктивное размещение которых исключает увод машины с заданного курса. Введение в схему простого синхронизатора и редуктора в контуре поворота, позволяющих увеличить тяговое усилие в тяжелых условиях прямолинейного движения, включить в работу ГОП GB и разгрузить при этом ГОП GA.
3. Однаковое конструктивное и технологическое исполнение всех четырех планетарных рядов, имеющих одинаковое внутреннее передаточное число K.
4. Возможность расположения обеих одинаковых ГОП в одном картере и

обеспечение их работы единой гидравлической системой.

Представленная ГОМТ всесторонне исследована в режимах прямолинейного движения и поворота методом автоматизированного матричного анализа [1,4]. Имеются все основные технические параметры для проектирования предложенной трансмиссии. Рассмотренная ГОМТ считается перспективной и представляется целесообразным ее внедрение на легких и средних ГМ, а также в области транспортного машиностроения Украины (дорожнно-строительные машины, инженерные и пожарные машины, гусеничные транспортные средства специального назначения ).

**Список литературы:** 1. Самородов В.Б. Проблемы и направления теоретических исследований в области гидрообъемно-механических трансмиссий в Украине. – Механика и машиностроение. - №1, 1998. – с. 105-109. 2. Самородов В.Б. Вывод общего закона управления гидрообъемно-механических трансмиссий транспортных машин в процессе прямолинейного разгона и способ его технической реализации.- Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2001. – №. 4. С 112-120. 3. Самородов В.Б. Общая постановка задачи параметрического синтеза гидрообъемно-механических трансмиссий.- Механика и машиностроение. – 2002 г. – №1.- С 102-109. 4. Самородов В.Б. Системный подход к генерации математических матричных моделей для планетарных механических и гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида.- Вестник ХГПУ.– 1999.– Вып.46.

Поступила в редакцию 12.12.2012

УДК 629.113-585.23

**Гидрообъемно-механическая трансмиссия гусеничной машины с автономным бесступенчатым управлением в прямолинейном движении и в повороте / В. Б. Самородов, О. Н. Агапов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіль- та тракторобудування, 2012. – № 64 (970). – С. 3–8. – Бібліогр.: 4 назв.**

Запропонована і досліджена гідрооб'ємно-механічна трансмісія задля гусеничної машини з автономним безступінчастим регулюванням прямолінійного руху та повороту, завдяки використання окремих гідрооб'ємних передач у контурах прямолінійного руху та повороту.

**Ключові слова:** гусенична машина, безступінчаста трансмісія, механізм повороту, швидкісний діапазон.

It is offered and explored hydro-volumetric mechanical transmission for caterpillar machine with autonomous continuously variable regulation of the rectilinear motion and tumbling, due to use separate hydro-volumetric issues in sidebar of the rectilinear motion and tumbling.

**Key words:** caterpillar machine, continuously variable transmission, mechanism of the tumbling, speed range.

УДК 621.83.062.1

**В. Б. САМОРОДОВ**, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»,  
**А. І. БОНДАРЕНКО**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»

## **ВПЛИВ ОБ'ЄМУ ГІДРОМОТОРА НА КІНЕМАТИЧНІ, СИЛОВІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ**

У роботі наведені спрощені схеми гідрооб'ємно-механічних трансмісій зі всіма можливими з'єднаннями механічної та гіdraulічної гілки з ланками триланкового планетарного механізму, визначено вплив об'єму гідромотора на кінематичні, силові та енергетичні параметри гідрооб'ємно-механічних трансмісій.

**Ключові слова:** гідрооб'ємно-механічна трансмісія, гідрооб'ємна передача, планетарний механізм.

**Вступ.** У світовій практиці гідрооб'ємно-механічні трансмісії (ГОМТ) знайшли застосування на тих самохідних машинах, де механічні передачі не здатні ефективно і раціонально вирішувати завдання підведення і трансформації по заданих законах потужності від двигуна до робочих органів або рушіїв самохідних машин. До таких машин відносяться: транспортно-технологічні машини (самохідні багатоколісні автомобілі вантажопідйомністю 150 – 200 тон, важкі самоскиди (понад 50 тон), зчленовані колісні та гусеничні машини, аеродромні тягачі); лісотехнічні машини; будівельно-дорожні машини – крани, екскаватори, трубоукладачі, навантажувачі, бульдозери; малотоннажні плаваючі автомобілі високої прохідності і так далі.

Також ГОМТ застосовуються на сільськогосподарських машинах: зернозбиральних і кормозбиральних комбайнах, сільськогосподарських і промислових колісних та гусеничних тракторах.

### **Аналіз останніх досягнень і публікацій**

На даний момент основними виробниками техніки з ГОМТ є такі всесвітньо відомі транснаціональні корпорації як CNH, що об'єднує фірми Case IH, New Holland (США) і Steyr (Австрія); AGCO, що об'єднує фірми Fendt (Німеччина), Massey Ferguson, Challenger (США) і Valtra (Фінляндія); SDF, що об'єднує фірми Same, Lamborghini (Італія) і Deutz-Fahr (Німеччина), а також компанії John Deere (США), Claas (Німеччина) [1 – 2].

Активні роботи зі створення ГОМТ для автомобіль- і тракторобудівної галузі ведуться в Науково-дослідному автотракторному інституті (“НАТИ”) у Москві [2 – 3], а також у Харкові в Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” в тісній співпраці з Індустріальною групою “УПЕК”, ВАТ “ХТЗ ім. Орджонікідзе”, Харківським заводом транспортного обладнання.

Фірма CNH в трансмісії, яка наведена на рис. 1 [1 – 2], фірма Fendt в трансмісії Fendt Vario (рис. 2)[1 – 2] використовують гідромашини різного об'єму. В ГОМТ змінної структури Auto Powr (рис. 3 [1 – 2]), WSG 500 (рис. 4 [1 – 2]) використовуються гідромашини рівних об'ємів.

Не зважаючи на величезну різноманітність ГОМТ самохідних машин, на даний момент мало вивчений вплив об'єму гідромотора на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ.

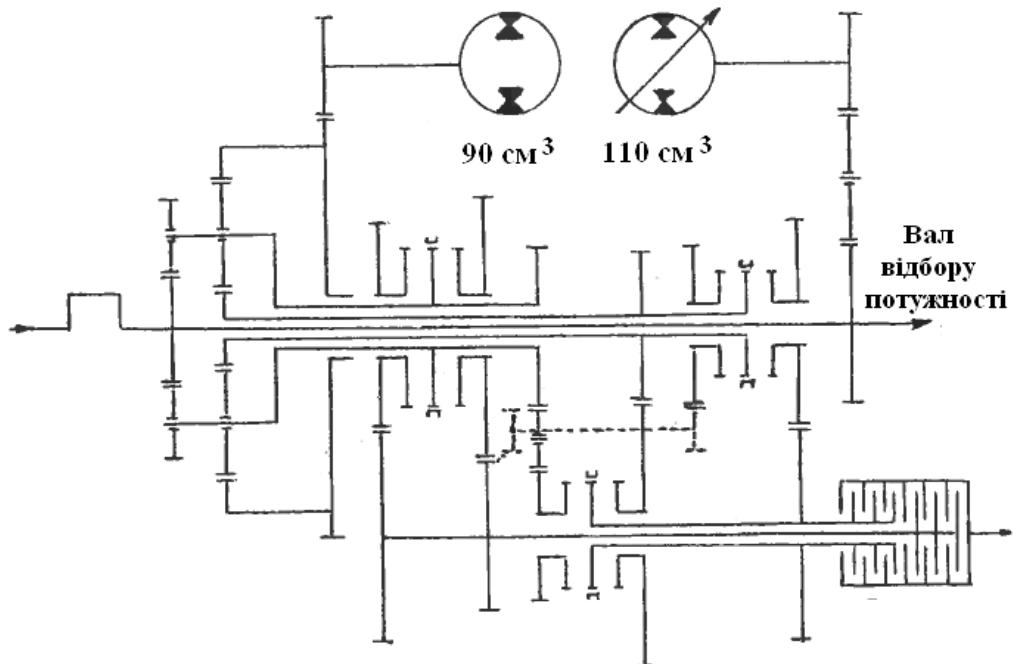


Рисунок 1 – Кінематична схема трансмісії CNH

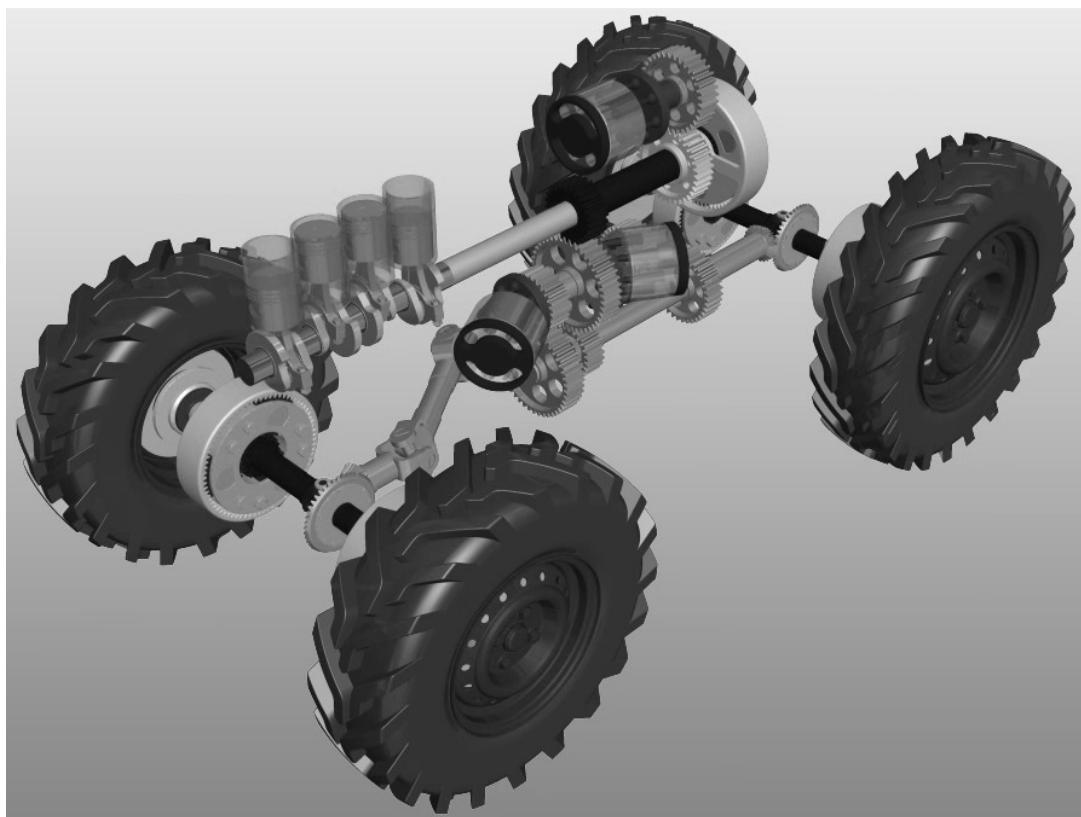


Рисунок 2 – Спрощена 3-Д модель тракторів серії FENDT 900 VARIO

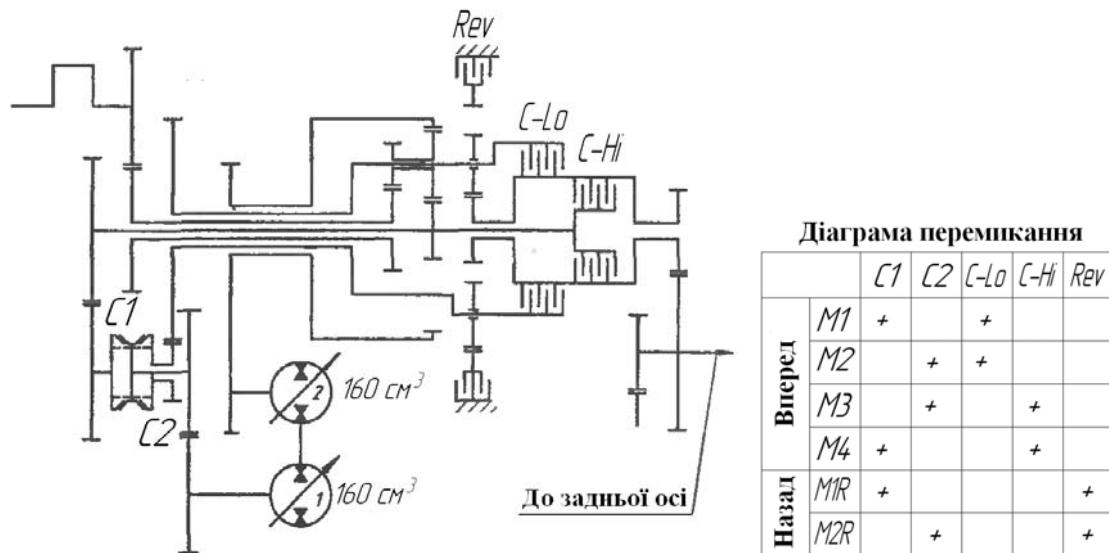


Рисунок 3 – Кінематична схема трансмісії John Deere Auto Powr 8345 R

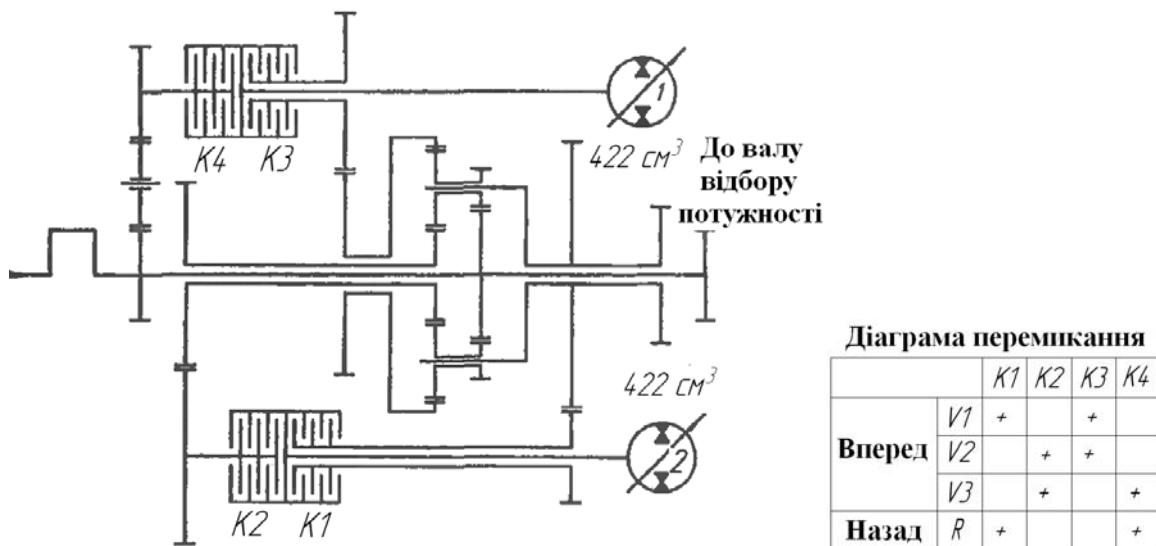


Рисунок 4 – Кінематична схема трансмісії MALI WSG 500

### Мета і постановка завдання

Метою даної роботи є дослідження впливу об’єму гідромотора на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ:

- складання схем ГОМТ з різним з’єднанням механічної та гіdraulічної гілки з ланками триланкового планетарного механізму (з сонячною шестернею, коронною шестернею, водилом);
- визначення кінематичних, силових та енергетичних параметрів даних трансмісій при різних об’ємах гідромотору;
- аналіз отриманих результатів.

**Вплив об'єму гідромотора на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ.**

Як було зазначено в роботах [4 – 6], у ГОМТ самохідних машин, що працюють за схемою “диференціал на вході” та “диференціал на виході”, можливі по 6 варіантів з'єднання механічної і гіdraulічної гілки з ланками триланкового планетарного механізму. В роботах [4 – 6] наведені спрощені кінематичні та структурні їх схеми, наведений математичний опис зміни кінематичних, силових та енергетичних параметрів, визначені основні параметри розглянутих трансмісій при рівних об'ємах гідромашин, 3-D зображення даних схем наведено на рис. 5, 6.

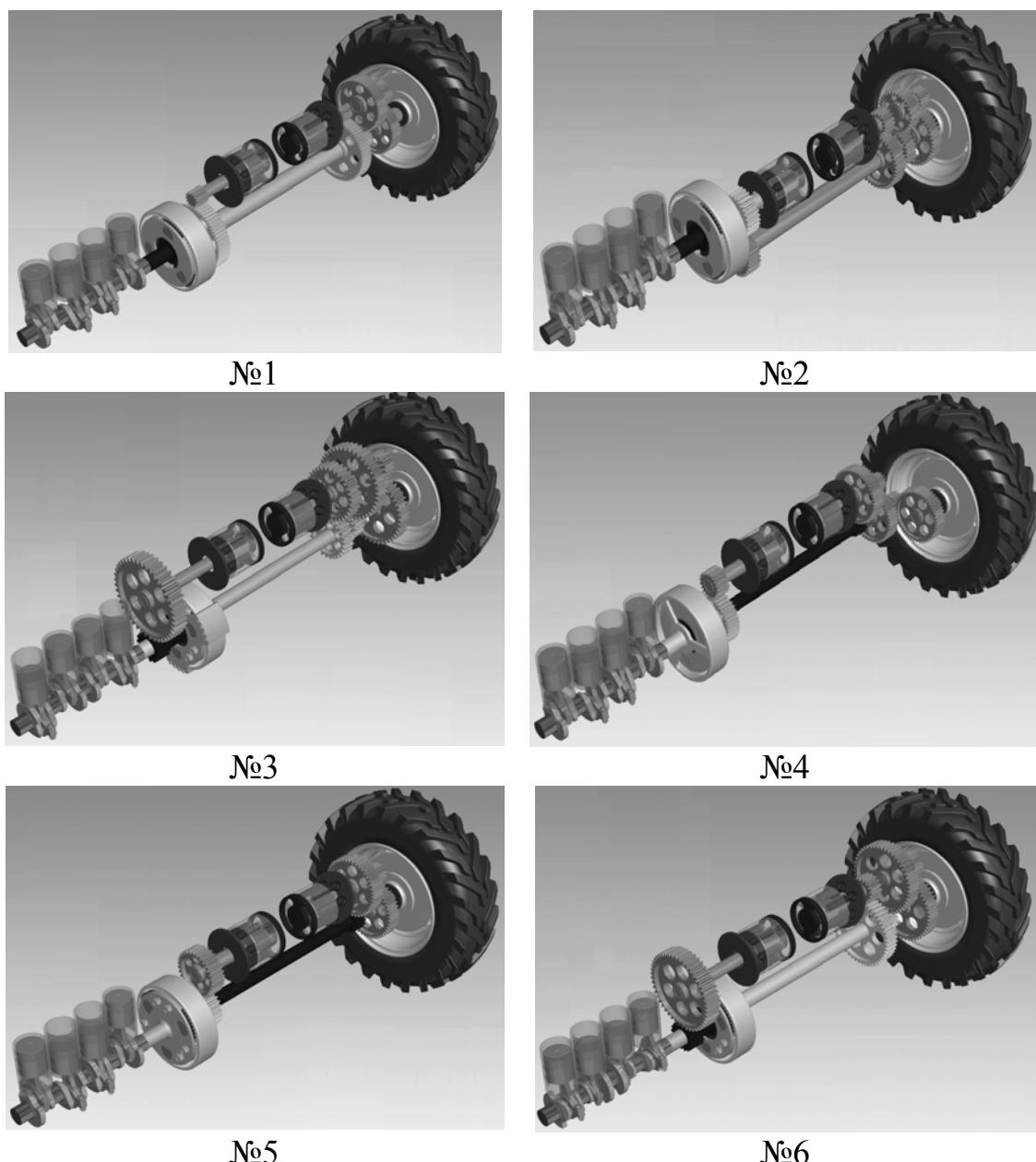


Рисунок 5 – Спрощене 3-Д зображення схем ГОМТ з диференціалом на вході при різних з'єднаннях механічної та гіdraulічної гілки з ланками планетарного механізму

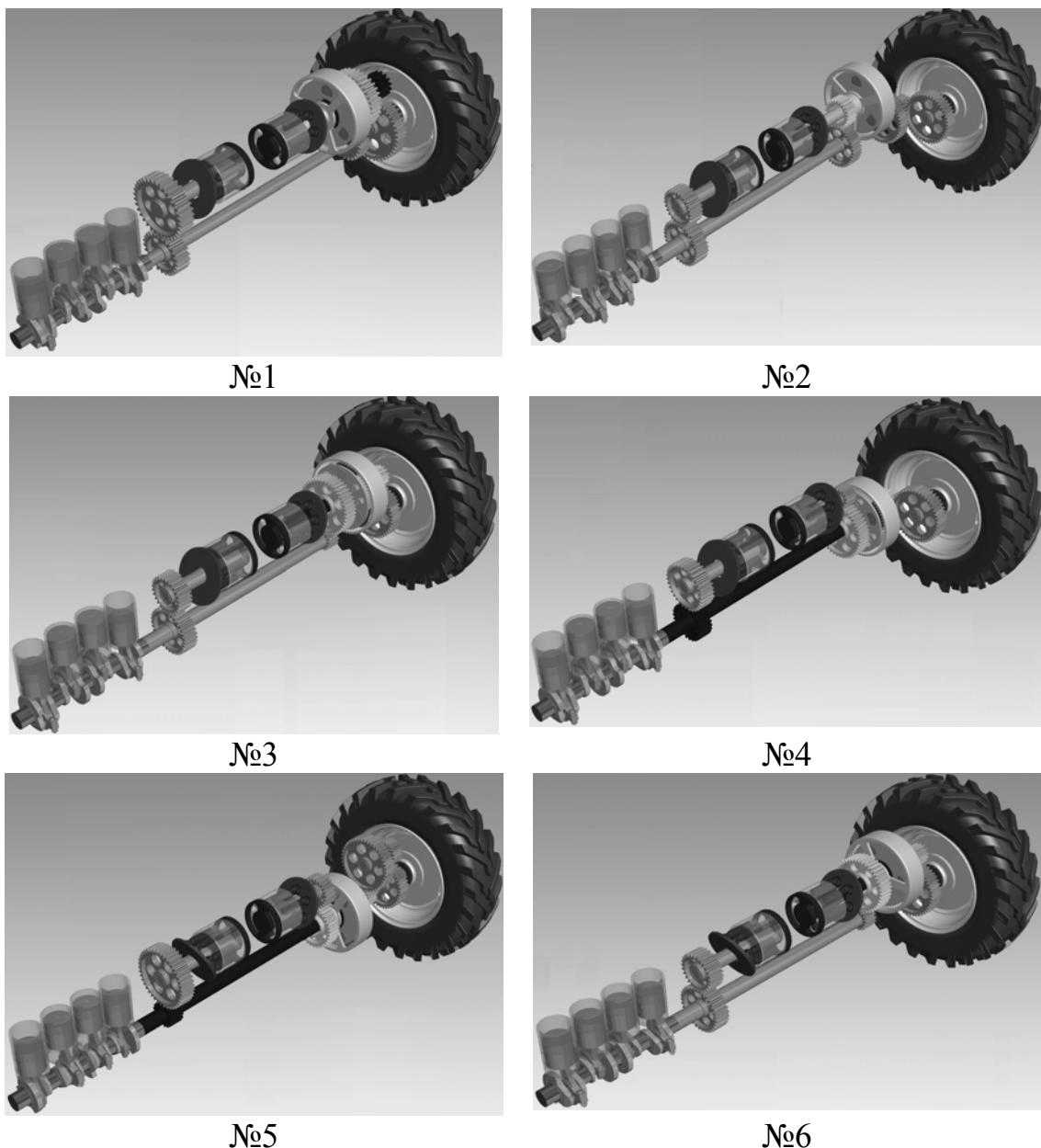


Рисунок 6 – Спрощене 3-Д зображення схем ГОМТ з диференціалом на виході при різних з’єднаннях механічної та гіdraulічної гілки з ланками планетарного механізму

В якості початкових даних для аналізу ГОМТ при різних об’ємах гідромашин вибрані наступні параметри (параметри аналогічні тим, які використовувались при аналізі ГОМТ з рівними об’ємами гідромашин): максимальні оберти колінчастого валу двигуна 2250 об/хв; радіус коліс  $r = 0,85$  м; маса трактора 9000 кг; швидкість, що реалізується на тяговому діапазоні при коефіцієнті опору руху 0,5 – від 0 до 10 км/год; робочий об’єм гідронасоса – 130 см<sup>3</sup>, робочий об’єм гідромотора – 130 ÷ 250 см<sup>3</sup>.

Узагальнені результати розрахунків основних параметрів ГОМТ з диференціалом на вході та виході з різними об’ємами гідромашин зведені до табл. 1 та 2.

Позначення в табл. 1, 2:  $\eta_{TP\max}$  – максимальне значення коефіцієнта корисної дії (ККД) трансмісії;  $N_{d\max}$  – максимальна потужність двигуна, кВт;  $\Delta p$  – перепад робочого тиску в гідрооб'ємній передачі;  $\Delta p_{\max}$  – максимальне значення перепаду робочого тиску в гідрооб'ємній передачі;  $N_{gid\min}$  – мінімальне значення відношення потужностей у відсотках, що передаються через гідравлічну гілку до вихідної потужності із замкнутого контуру.

Таблиця 1 – Узагальнені результати статичного аналізу ГОМТ з диференціалом на вході (гідронасос має максимальний об'єм  $130 \text{ см}^3$ , гідромотор –  $250 \text{ см}^3$ )

Схема	$\Delta p$ , МПа	$\eta_{TP\max}$	Кутова швидкість сателітів, рад/с	$N_{d\max}$ , кВт	$N_{gid\min}$	Кутова швидкість валу, рад/с	
						гідронасоса	гідромотора
з нерегульованим гідромотором							
1	29,05 – 17,36	0,796	-235,4 – -231,6	154,4	0,565	375,0 – 236,1	-0,6 – -114,4
не працездатна							
3	36,22 – 17,08	0,831	600,0 – 341,6	148,3	0,403	369,2 – 172,9	-0,2 – -83,3
4	-31,09 – -18,03	0,8536	180,8 – 416,7	144,5	0,525	-360,0 – -198,0	0,8 – 95,4
5	36,37 – 25,61	0,803	234,6 – -25,7	154,1	0,678	-264,7 – -191,5	-0,1 – -89,1
6	27,43 – 21,85	0,763	-600,0 – -479,0	162,9	0,792	-322,1 – -268,6	-2,0 – -128,2
з регульованим гідромотором							
1	12,11 – 20,58	0,815	-235,4 – -203,9	151,8	0,387	375,0 – 174,3	-0,6 – -165,1
не працездатна							
3	13,13 – 28,63	0,852	600,0 – 264,1	144,4	0,247	369,2 – 115,1	-0,2 – -107,8
4	-13,21 – -23,32	0,859	180,8 – 503,5	143,6	0,357	-360,0 – -138,7	0,8 – 129,8
5	16,71 – 25,57	0,811	234,6 – -165,7	153,5	0,507	-264,7 – -152,1	-0,1 – -136,8
6	13,02 – 21,85	0,759	-600,0 – -393,3	163,9	0,649	-322,1 – -231,1	-2,0 – -215,3

В процесі порівняльного аналізу визначено як змінюються параметри ГОМТ з різними об'ємами гідромашин (гідронасос має максимальний об'єм  $130 \text{ см}^3$ , гідромотор –  $250 \text{ см}^3$ ) відносно параметрів ГОМТ з рівними об'ємами гідромашин (гідронасос та гідромотор мають максимальний об'єм по  $130 \text{ см}^3$ ) [5, 6]: знак “-” характеризує зменшення параметра, знак “+”, відповідно, збільшення. Результати дослідження наведені в табл. 3, 4.

## ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

---

Таблиця 2 – Узагальнені результати статичного аналізу ГОМТ з диференціалом на виході (гідронасос має максимальний об’єм  $130 \text{ см}^3$ , гідромотор –  $250 \text{ см}^3$ )

Схема	$\Delta p$ , МПа	$\eta_{TP\max}$	Кутова швидкість сателітів, рад/с	$N_{d\max}$ , кВт	Кутова швидкість валу, рад/с	
					гідронасоса	гідромотора
з нерегульованим гідромотором						
1	-7,63 – -9,28	0,849	-81,2 – 891,3	150,7	-368,6	-193,1 – 185,4
2	-10,12 – -11,09	0,843	-95,9 – -893,6	148,2	-298,9	-161,4 – 149,1
3	-8,23 – -9,81	0,855	137,1 – -219,9	149,0	-345,9	-183,5 – 173,5
4	-22,26 – -22,71	0,877	-176,7 – -283,4	141,6	-140,0	-79,9 – 65,1
5	30,60 – 36,00	0,834	-235,1 – -135,9	154,5	-95,3	57,3 – -39,9
6	9,59 – 11,84	0,856	-153,5 – 66,1	148,4	-282,6	152,3 – -140,4
з регульованим гідромотором						
1	-4,97 – -13,49	0,823	-81,2 – 1341,0	161,7	-368,6	-193,1 – 360,4
2	-6,78 – -15,87	0,827	-95,9 – -1251,0	155,8	-298,9	-161,4 – 288,3
3	-5,43 – -14,2	0,833	137,1 – -383,3	159,1	-345,9	-183,5 – 336,9
4	-15,81 – -32,67	0,883	-176,7 – -323,8	149,0	-140,0	-79,9 – 120,1
5	24,24 – 58,05	0,856	-235,1 – -110,2	184,0	-95,3	57,3 – -69,1
6	6,45 – 17,03	0,845	-153,5 – 163,9	158,7	-282,6	152,3 – -270,8

Таблиця 3 – Зміна параметрів ГОМТ з диференціалом на вході, %

Схема	$\Delta p_{\max}$	$\eta_{TP\max}$	$N_{d\max}$	$N_{gid\min}$	Максимальна кутова швидкість валу гідромотора
з нерегульованим гідромотором					
1	-19,82	-3,16	2,32	40,20	-29,51
2	-	-	-	-	-
3	-21,38	-3,03	2,99	55,00	-21,86
4	-22,66	-0,63	0,77	43,44	-25,47
5	-15,54	-1,35	2,26	29,89	-33,56
6	-11,23	-1,04	2,20	19,64	-38,92
з нерегульованим гідromотором					
1	-27,51	-3,09	4,12	57,96	-21,34
2	-	-	-	-	-
3	-29,01	-2,52	1,83	70,34	-14,10
4	-30,53	-0,35	0,77	58,67	-17,38
5	-22,56	-1,46	2,33	46,11	-25,69
6	-1,18	-1,81	1,54	33,54	-32,51

Таблиця 4 – Зміна параметрів ГОМТ з диференціалом на виході, %

Схема	$\Delta p_{\max}$	$\eta_{TP \max}$	Максимальна кутова швидкість сателітів, рад/с	$N_d \max$	Максимальна кутова швидкість валу, рад/с	
					гідронасоса	гідромотора
з нерегульованим гідромотором						
1	-6,55	0,12	-48,45	-2,71	0,00	-49,21
2	-7,43	0,72	-46,59	-2,31	0,00	-46,34
3	-15,43	-1,27	-39,49	-0,93	15,72	-41,13
4	-0,04	0,80	0,78	-0,14	0,00	-49,33
5	-2,52	-0,24	-0,08	-0,58	0,00	-49,74
6	-8,57	0,23	-46,22	-1,46	1,25	-46,60
з нерегульованим гідромотором						
1	-11,19	-0,24	-46,36	-7,65	0,00	-44,54
2	-9,93	0,36	-46,03	-6,54	0,00	-45,94
3	-17,92	-2,23	-36,12	-3,05	15,72	-36,96
4	-4,97	0,57	4,15	-5,10	0,00	-44,40
5	-1,38	0,23	-0,08	-3,21	0,00	-39,39
6	-10,51	0,00	-44,48	-5,03	1,25	-45,06

Зміна ККД трансмісії  $\eta_{TP}$  від швидкості трактора  $V$  та об'єму регульованого гідромотора для різних схем ГОМТ наведена на рис. 7 – 17.

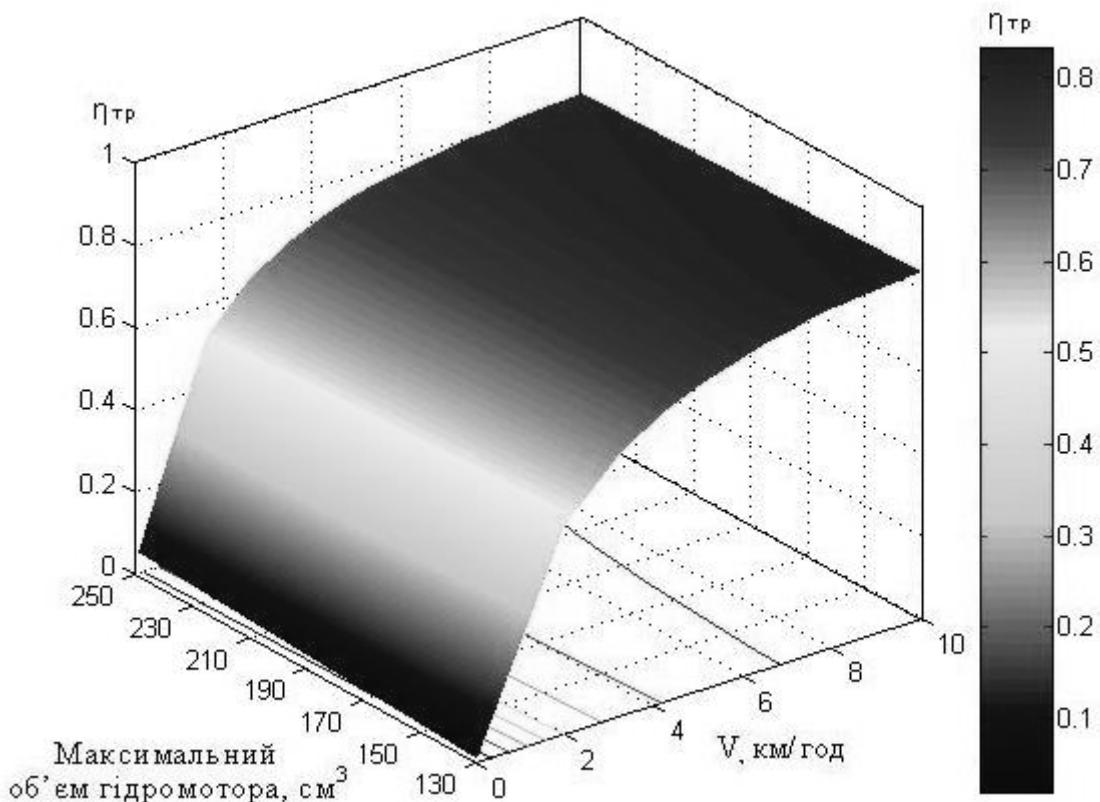


Рисунок 7 – Зміна ККД трансмісії ГОМТ № 1 з диференціалом на вході (рис. 5)

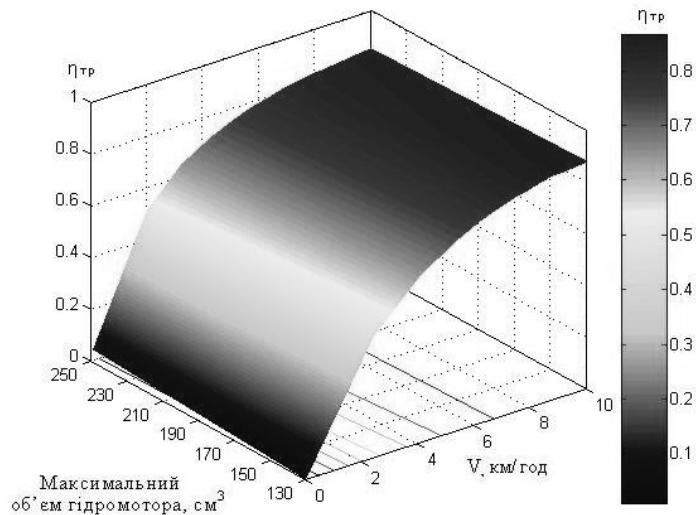


Рисунок 8 – Зміна ККД трансмісії ГОМТ № 3 з диференціалом на вході (рис. 5)

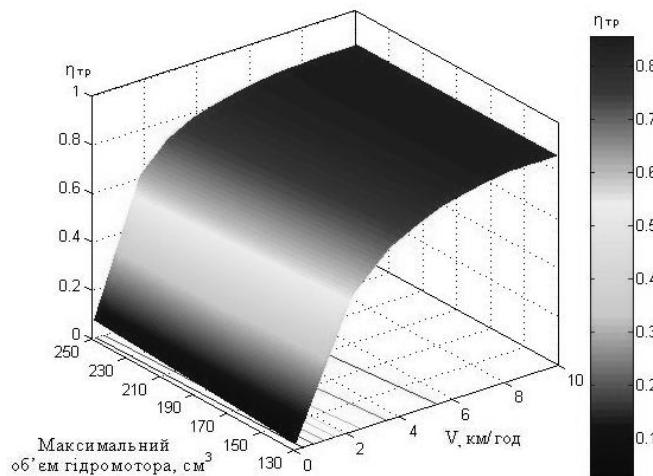


Рисунок 9 – Зміна ККД трансмісії ГОМТ № 4 з диференціалом на вході (рис. 5)

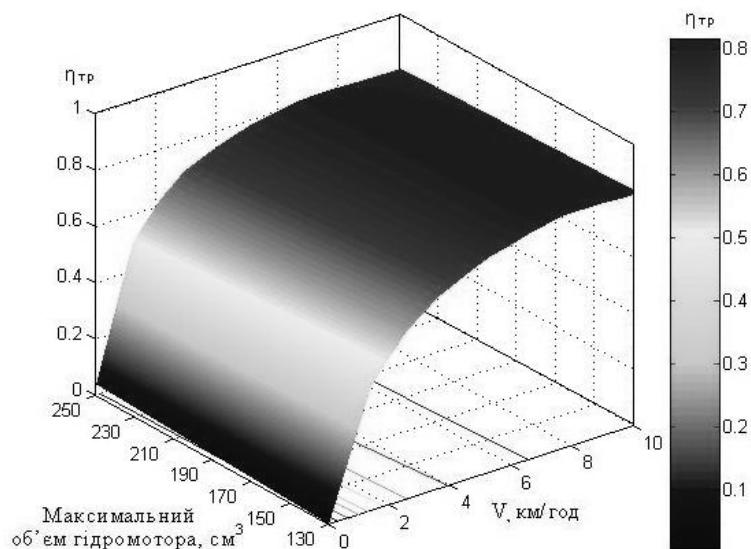


Рисунок 10 – Зміна ККД трансмісії ГОМТ № 5 з диференціалом на вході (рис. 5)

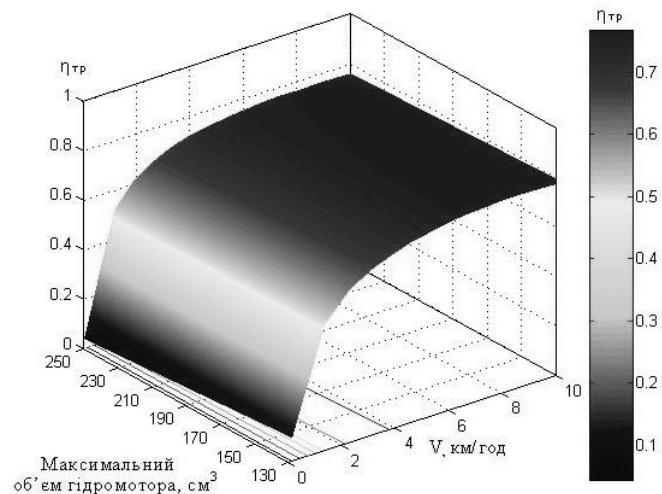


Рисунок 11 – Зміна ККД трансмісії ГОМТ № 6 з диференціалом на вході (рис. 5)

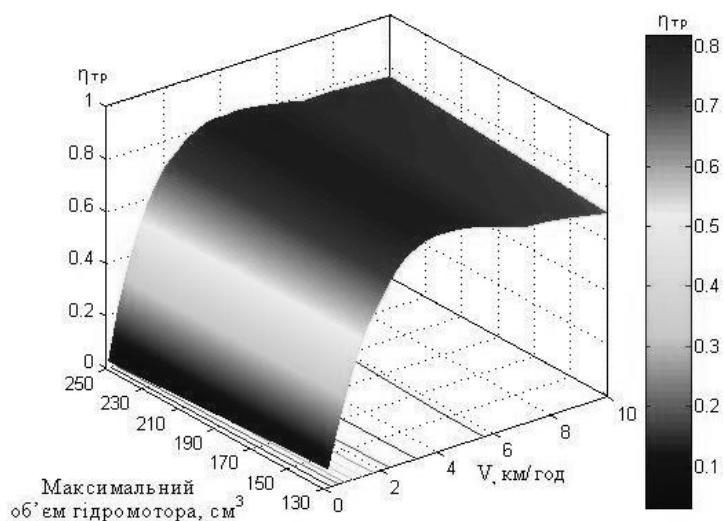


Рисунок 12 – Зміна ККД трансмісії ГОМТ № 1 з диференціалом на виході (рис. 6)

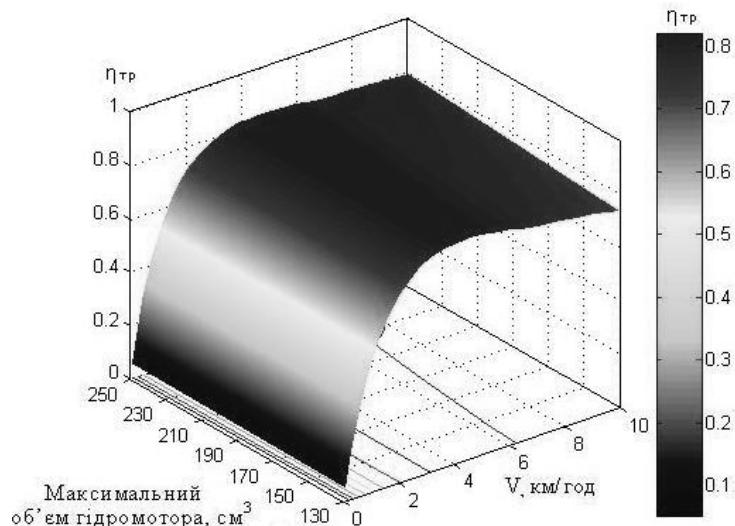


Рисунок 13 – Зміна ККД трансмісії ГОМТ № 2 з диференціалом на виході (рис. 6)

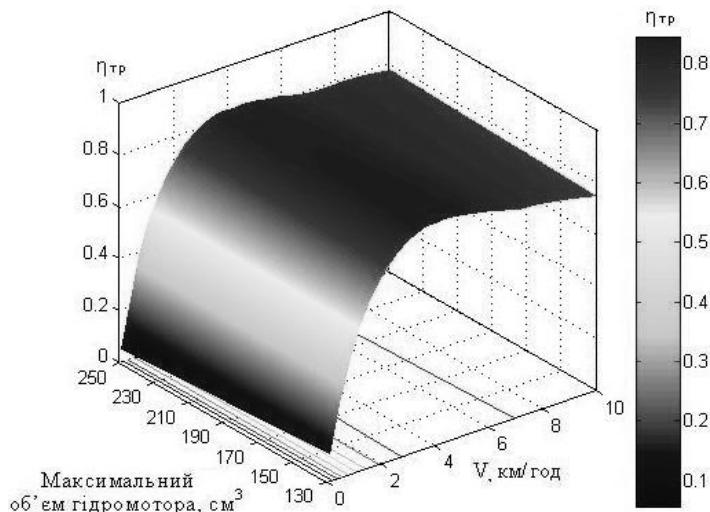


Рисунок 14 – Зміна ККД трансмісії ГОМТ № 3 з диференціалом на виході (рис. 6)

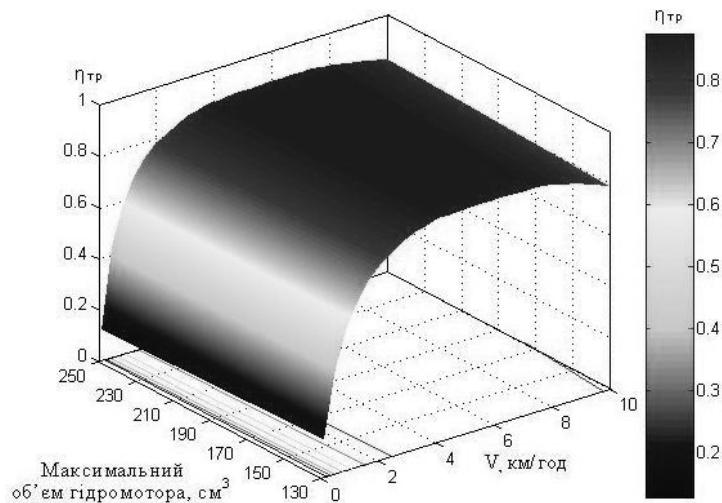


Рисунок 15 – Зміна ККД трансмісії ГОМТ № 4 з диференціалом на виході (рис. 6)

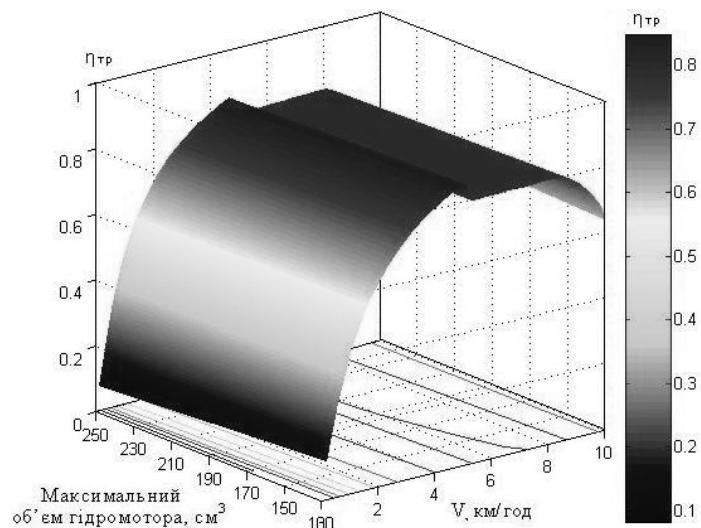


Рисунок 16 – Зміна ККД трансмісії ГОМТ № 5 з диференціалом на виході (рис. 6)

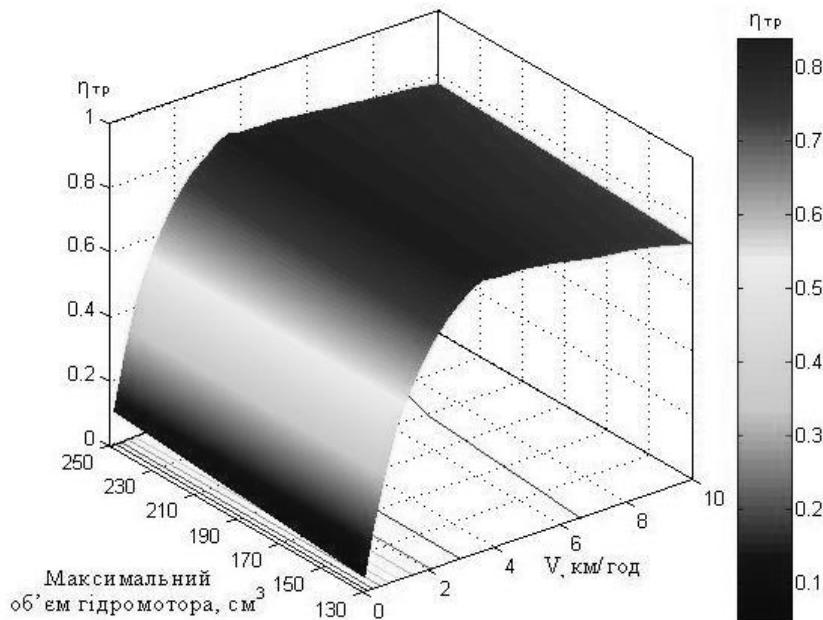


Рисунок 17 – Зміна ККД трансмісії ГОМТ № 6 з диференціалом на виході (рис. 6)

### Висновки

В результаті аналізу ГОМТ з диференціалом на вході було встановлено:

- розглянуті ГОМТ з нерегульованим гідромотором (не залежно від того максимальний об'єм гідромотора  $130 \text{ см}^3$  чи  $250 \text{ см}^3$ ) по всіх параметрах (ККД трансмісії, потужності двигуна, перепаду тиску) поступаються аналогічними ГОМТ з регульованим гідромотором;

- при використанні гідромотора максимальним об'ємом  $250 \text{ см}^3$  замість  $130 \text{ см}^3$  спостерігається, в залежності від схеми, зниження  $\Delta p_{\max}$  на  $1,18 - 20,53\%$ ,  $\eta_{TP\max}$  на  $0,35 - 3,16\%$ , максимальної кутової швидкості валу гідромотора на  $17,38 - 38,92\%$ ; підвищення  $N_{d\max}$  на  $0,77 - 4,12\%$ ,  $N_{gid\min}$  на  $19,64 - 70,34\%$ ; інші параметри не зазнали суттєвих змін (максимальна кутова швидкість сателітів, максимальна кутова швидкість валу гідронасоса);

- якнайкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на вході (рис. 5), при заданих початкових даних, є схема № 4, на другому місці № 1, на третьому – схема № 5 (не залежно від того максимальний об'єм гідромотора  $130 \text{ см}^3$  чи  $250 \text{ см}^3$ ). Схеми № 3, 6 використовувати не рекомендується [4 – 5], № 2 – не працездатна.

В результаті аналізу ГОМТ з диференціалом на виході було встановлено:

- не дивлячись на те, що внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду схем № 1, 2 в розрахунках прийнято  $k = -4,5$ , кутові швидкості сателітів досягають  $891,3$  і  $-893,6$  рад/с (з нерегульованим гідромотором),  $1341,0$  і  $-1251,0$  рад/с (з регульованим гідромотором) при швидкості  $10 \text{ км/год}$  (допустимо не більше  $600 \text{ рад/с}$ ), що свідчить про непрацездатність даних трансмісій;

- оберти валу регульованого гідромотора схеми № 1 та перепад робочого тиску в гідрооб'ємній передачі схеми № 5 (з регульованим гідромотором) перевищують максимально допустимі значення, що свідчить про непрацездатність даних трансмісій;

- при використанні гідромотора максимальним об'ємом  $250 \text{ см}^3$  замість  $130 \text{ см}^3$  спостерігається, в залежності від схеми, зниження  $\Delta p_{\max}$  на  $0,04 - 17,92\%$ ,  $N_{d\max}$  на  $0,14$

– 6,54%, максимальної кутової швидкості валу гідромотора на 36,96 – 49,74%; підвищення максимальної кутової швидкості валу гідронасоса на 0,0 – 15,72%; зміна  $\eta_{TP\max}$  в діапазоні -2,23 – 0,80%, зміна максимальної кутової швидкості сателітів в діапазоні -48,45 – 4,15%;

– як найкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на виході (рис. 6) є схема № 4 (можна використовувати її як з нерегульованим, так і з регульованим гідромотором), на другому місці № 6, третє місце ділять схеми № 3, 5 (схема 5 – тільки з нерегульованим гідромотором). Схеми № 1, 2 (з нерегульованим гідромотором), № 1 – 2, 5 (з регульованим гідромотором) – не працездатні.

**Список літератури**

1. Щельцын Н.А. Современные бесступенчатые трансмиссии с.-х. тракторов / Н.А. Щельцын, Л.А. Фрумкин, И.В. Иванов // Ежемесячный научно-практический журнал “Тракторы- и сельхозмашины”. – 2011. – № 11.– С. 18 – 26.
2. Самородов В.Б. Безступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії як невід'ємний елемент сучасних тракторів // В.Б. Самородов, В.В. Спіфанов, А.І. Бондаренко // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприла-добудування та транспорт. – 2012. – № 135. – С. 244 – 247.
3. Самородов В.Б. Безступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії як невід'ємний елемент сучасних автомобілів, будівельної і спеціальної техніки // В.Б. Самородов, В.В. Спіфанов, А.І. Бондаренко // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприла-добудування та транспорт. – 2012. – № 134. – С. 11 – 15.
4. Самородов В.Б. Аналіз безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних тракторних трансмісій: вибір і обґрунтування перспективних схем / В.Б. Самородов, О.В. Григоров, А.І. Бондаренко // Вісник національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”: зб. наук. праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – 2012. – № 20. – С. 24 – 46.
5. Самородов В.Б. Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на входе” / В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 2/7 (56).– С. 25 – 35.
6. Самородов В.Б. Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на выходе” / В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 3/7 (57).– С. 4 – 12.

Надійшла в редколегію 24.11.2012

УДК 621.83.062.1

**Вплив об'єму гідромотора на кінематичні, силові та енергетичні параметри гідрооб'ємно-механічних трансмісій / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко //** Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобілєта тракторобудування, 2012. – № 64 (970). – С. 9–21. – Бібліогр.: 6 назв.

В работе приведены упрощенные схемы гидрообъемно-механических трансмиссий со всеми возможными соединениями механической и гидравлической ветви со звеньями трехзвенного планетарного механизма, определено влияние объема гидромотора на кинематические, силовые и энергетические параметры гидрообъемно-механических трансмиссий.

**Ключевые слова:** гидрообъемно-механическая трансмиссия, гидрообъемная передача, планетарный механизм.

The simplified charts of hydrostatic-mechanical transmissions are in-process resulted with all of possible connections of mechanical and hydraulic branch with the links of three-unit planetary mechanism, influence of volume of hydromotor is certain on the kinematics, power and power parameters of hydrostatic-mechanical transmissions.

**Keywords:** hydrostatic-mechanical transmission, hydrostatic transmission, planetary mechanism.

УДК 631.372

**A. Ю. РЕБРОВ**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;  
**В. В. КУЧКОВ**, аспирант НТУ «ХПИ»

## АНАЛИЗ АНАЛИТИЧЕСКИХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА БУКСОВАНИЯ ТРАКТОРНЫХ ШИН

Приведен анализ аналитических зависимостей силы тяги тракторной шины от коэффициента буксования и физико-механических свойств грунта в соответствии с методиками, которые применяются при расчете процессов образования силы тяги трактора.

**Ключевые слова:** трактор, сила тяги, буксование, шина, нагрузка на колесо.

**Введение.** Известны методики аналитического определения касательной силы тяги тракторного колеса от коэффициента буксования, которые широко применяются в расчетах тяговых показателей колесных сельскохозяйственных тракторов. Данные методики позволяют определить тяговые показатели трактора на этапе проектирования, а также в процессе модернизации конструктивных параметров с целью повышения технико-экономических характеристик. Определение коэффициента буксования при выполнении различных технологических операций по механической обработке почвы еще на этапе проектирования дает возможность выбора рационального типоразмера шин для конкретных почвенных условий и позволяет снизить буксование до допустимого значения. Поэтому анализ методик и зависимостей, которые применяются для аналитического определения тяговых показателей трактора, позволит выделить универсальную методику, которая будет наиболее близка к усредненным экспериментальным данным и удобна для использования при математическом моделировании.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Исследование зависимости тягово-цепных свойств ведущего колеса от буксования при взаимодействии с почвой решалась в работе [1], где было указано, что для каждой шины можно выбрать рациональную нагрузку, при которой будут получены наиболее высокие тягово-цепные свойства.

В работах [1-3] представлены зависимости касательной силы тяги колеса от коэффициента буксования, которые могут быть использованы в математической модели. Они позволяют варьировать параметрами колеса, размерами шины, а также задавать физико-механические свойства грунтов.

Анализ [2] показывает, что методика определения касательной силы тяги колеса основана на преобразовании формул В.В. Кацыгина, вследствие чего получена характеристика взаимодействия тракторного колеса для связанных и несвязанных грунтов, которая позволяет определить диапазон буксования колес, при котором касательная тяга колеса будет максимальна.

**Цель и постановка задачи.** Цель данной работы является анализ аналитических зависимостей касательной силы тяги колеса от буксования и выбор наиболее удобной методики для математического моделирования. Обоснование применяемой модели взаимодействия колеса с опорным основанием позволит получить универсальную характеристику тракторной шины в удобном для анализа технико-экономических показателей МТА виде.

© А. Ю. Ребров, В. В. Кучков, 2012

**Математическая модель и алгоритм решения задачи.** Математическая модель касательной силы тяги в функции коэффициента буксования основана на варьировании нагрузкой на колесо, параметрами колеса (давление в шине и ее размерами) и физико-механическими свойствами грунта.

Тягово-цепные свойства колеса от коэффициента буксования определяются с использованием зависимости [1]:

$$F_{K1} = \frac{f_{CK} \cdot k_\tau \cdot G}{\delta \cdot L} \cdot \left[ \ln \operatorname{ch} \frac{\delta \cdot L}{k_\tau} - f_{pp} \left( \frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta \cdot L}{k_\tau}} - 1 \right) \right] \quad (1)$$

где  $G$  – нагрузка на колесо;

$f_{CK}$  – коэффициент трения скольжения;

$\delta$  – буксование колеса;

$L$  – длина поверхности контакта колеса с почвой;

$k_\tau$  – коэффициент деформации;

$f_{pp}$  – приведенный коэффициент трения.

Преобразование предложенных В.В. Кацыгиним [2] зависимостей позволило получить формулу определения касательной силы тяги колеса:

$$F_{K2} = G \cdot f_{CK} \cdot \operatorname{th} \frac{\frac{\delta \cdot L}{1-\delta}}{k_\tau} \cdot \begin{pmatrix} \frac{\delta \cdot L}{1-\delta} \\ 1 + \frac{f_{pp}}{\frac{\delta \cdot L}{1-\delta}} \\ \operatorname{ch} \frac{1-\delta}{k_\tau} \end{pmatrix} \quad (2)$$

Касательная сила тяги колеса, приведенная в работе [2]:

$$F_{K3} = \frac{f_{CK} \cdot k_\tau \cdot G}{\delta \cdot L} \cdot \left[ \ln \operatorname{ch} \frac{\delta \cdot L}{k_\tau} - f_{pp} \cdot \left( \frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta \cdot L}{k_\tau}} - 1 \right) \right] + 2 \cdot \tau_{cp} \cdot \frac{h_t \cdot L}{t} \quad (3)$$

где  $\tau_{cp}$  – напряжения среза;

$h_t$  – высота грунтозацепа;

$t$  – шаг грунтозацепа.

Для определения касательной силы тяги ведущего колеса от коэффициента буксования в работе [3] используется зависимость:

$$F_{K4} = (C_c \cdot F + G \cdot \operatorname{tg} \varphi_c) \cdot \left\{ 1 - \frac{k_c \cdot (1-\delta)}{\delta \cdot L} \cdot \left[ 1 - \exp \left( -\frac{\delta \cdot L}{k_c \cdot (1-\delta)} \right) \right] \right\} \quad (4)$$

где  $k_c$  – коэффициент деформации грунта;

$C_c$  – сдвигающие напряжения;  
 $F$  – площадь поверхности контакта;  
 $\varphi_c$  – угол внутреннего трения в почве.

Представленные аналитические зависимости касательной силы тяги колеса от коэффициента буксования для тракторных шин были проанализированы на предмет решения обратной задачи по определению коэффициентов буксования по известной касательной силе тяги. В аналитическом виде такое решение не было получено. Такая задача для зависимостей (1-4) требует численных методов решения.

**Анализ результатов исследования.** Аналитические зависимости сравнивались на примере шины 23,1 R26 при нагрузке на колесо 20 кН, давлении воздуха 0,1 МПа на почве тяжелого суглинка и приведены на рис. 1.

Увеличение размера шины, т.е. его диаметра и ширины при одной и той же нагрузке на колесо позволяет повысить тягово-цепные свойства колеса. Такое повышение касательной силы тяги колеса объясняется увеличением площади пятна контакта с опорной поверхностью  $F$  (зависимость 4) и длины пятна контакта  $L$  (зависимости 1-4). Значения площади пятна контакта и его длины определяются для тракторной шины внутришинным давлением и нагрузкой на ось колеса и зависят от радиальной деформации шины [4].

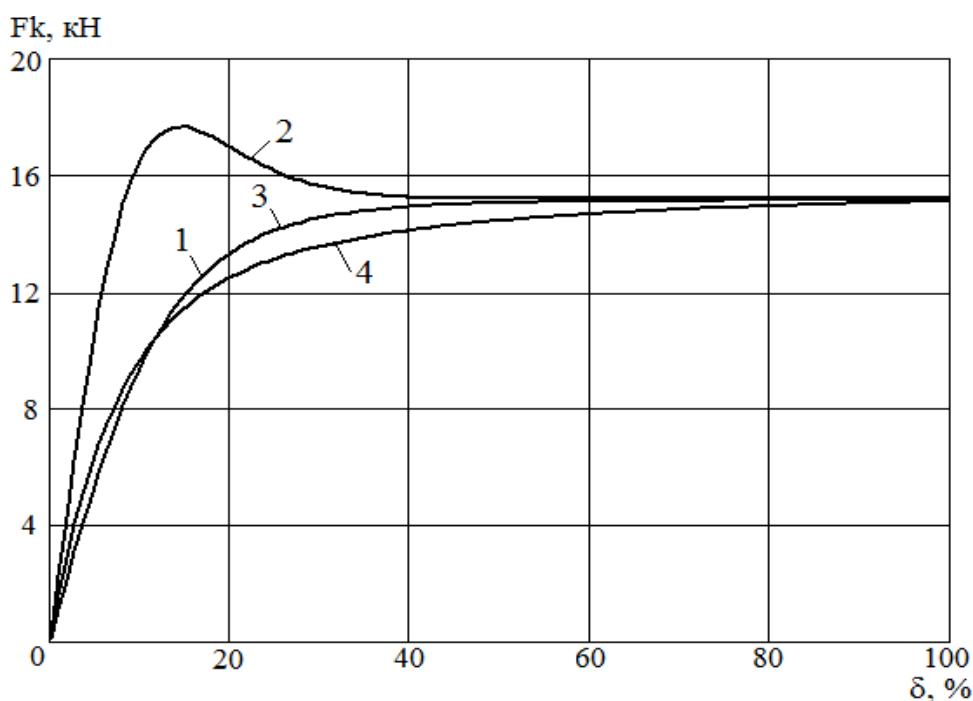


Рисунок 1 – Зависимости касательной силы тяги от коэффициента буксования:  
 1 – 4 – рассмотренные аналитические зависимости (1-4)

На рис. 1 представлены зависимости касательной силы тяги колеса от коэффициента буксования рассмотренных методик (1-4).

Кривые 1 и 3, которые соответствуют зависимостям (1) и (3) практически совпадают. Поэтому в зависимости (3) второе слагаемое, учитывающее высоту и шаг грунтозацепа, длину площади контакта и напряжения среза можно опустить и использовать зависимость (1).

Кривая 2 в соответствии с зависимостью (2) имеет выпуклость, которая характерна для связанных грунтов. Максимум касательной силы тяги зависит от нагрузки на колесо, с увеличением которой растет и смещается в зону более низких значений

буксования [1]. Поэтому для более нагруженных шин или тракторов большей массы возможно более жесткое ограничение по допустимому буксированию в сравнении с тракторами малой массы [1]. При увеличении давления в шине максимальная касательная сила снижается и возникает при большем буксировании.

Кривая 4 качественно повторяет 1 и 3, хотя имеется количественные отличия для одной и той же шины, не превышающие 6-7%. Отличие, скорее всего, обусловлено учетом площади контакта  $F$  в зависимости (4).

Все зависимости хорошо согласуются при высоких значениях буксования, а при 100% буксировании – практически совпадают.

Для математического моделирования процесса образования силы тяги тракторной шины могут использоваться все приведенные зависимости: (1, 3, 4) – для несвязных грунтов и зависимость (2) – для связных. Для численного решения задачи определения коэффициентов буксования в зависимости от силы тяги наиболее удобны зависимости: (1, 3, 4), а при реализации зависимости (2) возникает неопределенность, связанная с тем, что одной и той же силе тяги могут соответствовать два значения буксования. Поэтому численное определение буксования с использованием зависимости (2) требует отдельного решения на восходящей и нисходящей ветвях.

### Выводы

1. Приведенные зависимости (1, 3, 4) достаточно хорошо согласуются и могут быть использованы при моделировании, в том числе и при численной реализации задачи определения коэффициентов буксования по известной касательной силе тяги.
2. Зависимость (2) применима для моделирования взаимодействия тракторной шины со связными грунтами. Для численной реализации задачи определения коэффициентов буксования по известной касательной силе тяги требуется отдельное решение на восходящей и нисходящей ветвях зависимости. В процессе моделирования возникает неопределенность, связанная с тем, что нельзя однозначно определить коэффициент буксования шины при касательной силе тяги в интервале  $[P_{\text{куст}}, P_{\text{кmax}}]$ , так как он может быть отнесен либо к восходящей, либо нисходящей ветви зависимости.

**Список литературы:** 1. Гуськов А.В. / Оптимизация тягово-цепных качеств тракторных шин. – Тракторы и сельхозмашины. – №7, 2007.– С.19–21. 2. Гуськов В.В, Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е., и др. / Тракторы: Теория – М.: Машиностроение, 1988. –376с. 3. Шепеленко Г.Н. / Основы теории самоходных машин. – Харьков: Основа, 1993. –216с. 4. Самородов В.Б., Ребров А.Ю. / Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА. – Автомобіле- і тракторобудування. – № 58, 2008. – С.11–20.

*Поступила в редакцию 30.11.2012*

УДК 631.372

**Аналіз аналітических зависимостей для определения коэффициента буксования тракторных шин / А. Ю. Ребров, В. В. Кучков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіль- та тракторобудування, 2012. – № 64 (970). – С. 22–25. – Бібліогр.: 4 назв.**

Наведений аналіз аналітичних залежностей сили тяги тракторної шини від коефіцієнта буксування і фізико-механічних властивостей ґрунту відповідно до методик, які застосовуються при розрахунку процесів утворення сили тяги трактора.

**Ключові слова:** трактор, сила тяги, буксування, шина, навантаження на колесо.

The article summarizes the analytical relationships tractor tire traction force from slipping rate and physical properties of soil in accordance with the methods that are used in the calculation of the formation of tractor traction force.

**Key words:** tractor, pulling force, slippage, tire, wheel load.

УДК 631.17.002.5

**P. В. АНТОЩЕНКОВ**, канд. техн. наук, доц. ХНТУСГ ім. П. Василенка, Харків

## ДО ПИТАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ КОМБІНОВАНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ ДОВІЛЬНИХ СТРУКТУР

В роботі запропонована методологія дослідження комбінованих грунтообробно-посівних сільськогосподарських агрегатів довільних структур

**Ключові слова:** комбінований агрегат, математична модель, структурна схема.

**Вступ.** Появі комбінованих агрегатів сприяло прагнення знизити погектарну витрату палива та питому матеріалоємність агрегатів, вивільнити механізаторів і підвищити продуктивність праці [1] та зберегти кількість проходів по полю, зменшити тим самим ущільнення ґрунту. Було встановлено, що при обробці ярових культур та при дотриманні всіх правил виконання польових робіт одно операційними сільгоспмашинами у весняний період площа контакту рушіїв трактора з ґрунтом охоплює 53% поля, яка протягом року може складати від 100 до 300%. Однак, поглиблений аналіз комбінованих сільськогосподарських агрегатів виявив і негативні моменти їх використання [2]. Дали позитивний ефект спроби суміщення операцій основного обробітку ґрунту, культивації та сівби за один прохід навіть у випадку використання ротаційних плугів. В рослинництві використовуються [3] грунтообробно-посівні агрегати з активними та пасивними робочими органами.

Найбільш ефективне використання комбінованих агрегатів на обробці зернових культур при відокремленні оранки як самостійної технологічної операції і суміщення з передпосівним обробітком ґрунту та сівбою [4]. Подібні комбіновані машини включають у себе широкозахватні культиватори, а також приєднуються до трактора висіваючи системи з централізованим дозуванням і пневматичним транспортуванням насіння та добрив до сошників (рис. 1) [3].

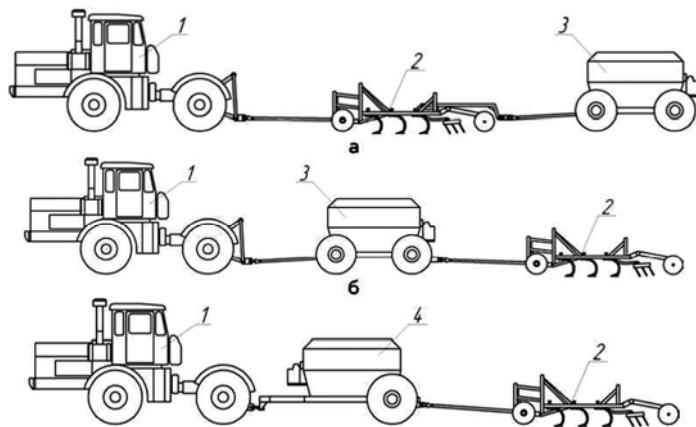


Рисунок 1 – Варіанти компонувальних схем грунтообробного посівного машинно-тракторного агрегату на базі колісного трактора загального призначення (1) і посівного комплексу (2, 3 та 4):

а – «трактор-культиватор-дновісний бункер»; б – «трактор-дновісний бункер-культиватор»; в – «трактор-одновісний бункер-культиватор»

© Р. В. Антощенков, 2012

**Аналіз останніх досягнень та публікацій.** При вивченні динаміки агрегатів і загальних можливостей системи керування в цілому, доцільно розглядати спрощену схему агрегату у вигляді лінійної його моделі. Така ідеалізація системи досить ефективна для об'єктів сільськогосподарського призначення динаміка яких вивчена недостатньо. Лінеаризація системи дає можливість фізично осмислити одержувані результати. Математично для лінеаризації управління рухів користуються формулою Тейлора [5], за якою для деякої функції  $F(x, y, z)$  можна записати:

$$F(x, y, z) = F(x_0, y_0, z_0) + \left| \frac{\partial F}{\partial x} \right|_0 \Delta x + \left| \frac{\partial F}{\partial y} \right|_0 \Delta y + \left| \frac{\partial F}{\partial z} \right|_0 \Delta z + \frac{1}{2} \left| \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} \right|_0 \Delta x^2 + \frac{1}{2} \left| \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} \right|_0 \Delta y^2 + \dots + R, \quad (1)$$

де  $x_0, y_0, z_0$  – значення змінних в рівноважному режимі;

$\Delta x, \Delta y, \Delta z$  – малі прирошення змінних, так що  $x = x_0 + \Delta x; y = y_0 + \Delta y; z = z_0 + \Delta z;$

$R$  – залишковий член.

Частні похідні обчислюються в точці з координатами  $x_0, y_0, z_0$  і з цього є постійними, причому  $\Delta x, \Delta y, \Delta z$  – малі прирошення змінних, взяті в околиці їх значень, відповідних сталому режиму. Суттєвою особливістю умов роботи мобільних сільськогосподарських агрегатів є те, що всі вхідні дії є випадковими в ймовірностно-статистичному сенсі. Надходять на вхід системи управління сільськогосподарським агрегатом сигнали повинні розгляdatися, як випадкові функції часу. Ці сигнали (вхідні дії) містять певну інформацію про зовнішні збурення і навантаженнях, тобто про умови і ситуації, в яких працює агрегат і його система управління. Випадкова функція  $X(t)$  – функція невипадкового аргументу (наприклад, часу  $t$ , шляхи  $L$ ), значення якої при будь-якому значенні аргументу є випадковими величинами. Конкретний вид (реалізацію)  $X(t)$  випадкової функції можна з'ясувати тільки в результаті досвіду.

З задовільною для практики точністю агрегат представляється системою з трьох-четирьох елементів з числом ступенів вільності 10-12 [6]. За основні частини машино-тракторного агрегату (МТА) приймаються трактор, сільськогосподарська машина, зчіпні пристрої та робиться висновок про необхідність врахування бокового уводу, спричиненого наряду з пружними властивостями рушіїв, а також пружними властивостями ґрунту. В основу математичних моделей даних МТА, в окремому випадку посівного агрегату на базі колісного трактору з шарнірно-з'єднаною рамою, запропонований метод множників Лагранжу [7], відповідно до якого система рівнянь руху має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_v} - \frac{\partial T}{\partial q_v} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_v} + \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_v} &= Q_v + \sum_{k=l}^m \lambda_k A_{kv}; \\ v &= 1, 2, \dots, n; \\ \sum_{v=l}^n A_{kv} \dot{q}_v + A_k &= 0; \\ k &= 1, 2, \dots, m. \end{aligned} \quad (2)$$

Рух МТА визначається  $n$  узагальненими координатами та характеризується  $m$  неголономними зв'язками, за допомогою вказаного методу та використанні виразу  $f_k$  для неголономних зв'язків представляється системою  $(n+m)$  рівнянь відносно невідомих  $(q_1, q_2, \dots, q_n, \lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_m)$ .

**Мета та постановка задачі.** Метою даної роботи є обґрунтування нової методології досліджень комбінованих сільськогосподарських агрегатів довільних структур.

**Вирішення задачі.** Наведені вище методи статистичної динаміки та лінеаризації (1) та методу диференціальних рівнянь Лагранжу II-ріду (2), що використовувались та використовуються для дослідження динаміки функціонування МТА, не можуть бути використані для дослідження комбінованих сільськогосподарських агрегатів (рис. 1) зі змінною структурою та змінними параметрами функціонування (наприклад, змінними масами). Тому пропонується використовувати наступну запропоновану методологію.

В експлуатаційних умовах роботи МТА можна розглядати як динамічну систему (об'єкт в цілому) (рис. 2) на вхід якого діють вектор умов  $\vec{F} = \{f_1, f_2, \dots, f_n\}$ , керування  $\vec{U} = \{u_1, u_2, \dots, u_k\}$ , внутрішніх зв'язків  $\vec{D} = \{d_1, d_2, \dots, d_i\}$ , та вихідних параметрів  $\vec{Y} = \{y_1, y_2, \dots, y_m\}$ . Кількість  $n, k, i$  вхідних та  $m$  вихідних параметрів функціонування залежить від типу агрегату, обраної розрахункової схеми, кількості врахованих умов роботи агрегату та інших факторів [8].

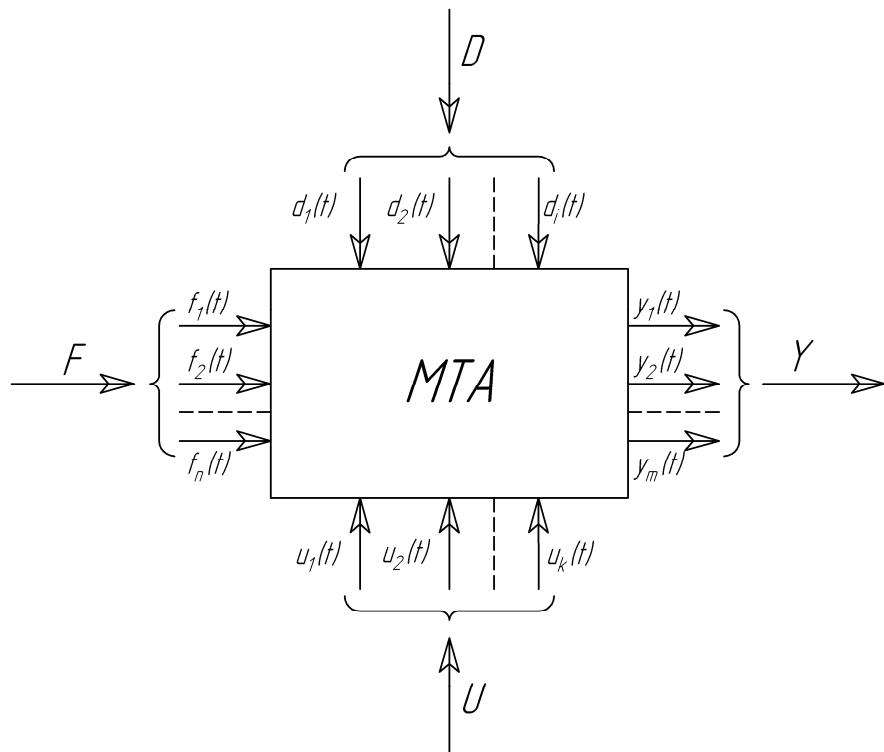


Рисунок 2 – Динамічна модель сільськогосподарського агрегату:

$\vec{F}$  – вектор вхідних умов;  $\vec{U}$  – вектор параметрів керування;  $\vec{D}$  – вектор внутрішніх зв'язків;  $\vec{Y}$  – вектор вихідних параметрів

Комбіновані сільськогосподарські агрегати і їх комплекси є складними динамічними системами, що складаються з окремих складальних одиниць і елементів з різними зв'язками (рис. 3), динамічні властивості яких визначаються відповідними характеристиками. Комбінований ґрунтообробно-посівний агрегат складається з мобільного енергетичного засобу (МЕЗ) – трактору, що використовується в якості джерела механічної енергії; технологічного модуля 1 (ТМ1) – культиватора, що може розташовуватись спереду або заду МЕЗ; технологічного модуля 2 (ТМ2) – сівалки та технологічної ємності (ТЄ) – бункера для посівного матеріалу і добрив. ТЄ може розташовуватись між МЕЗ та сівалкою (рис. 1б, рис. 1в), після сівалки (рис. 1а) або на тракторі.

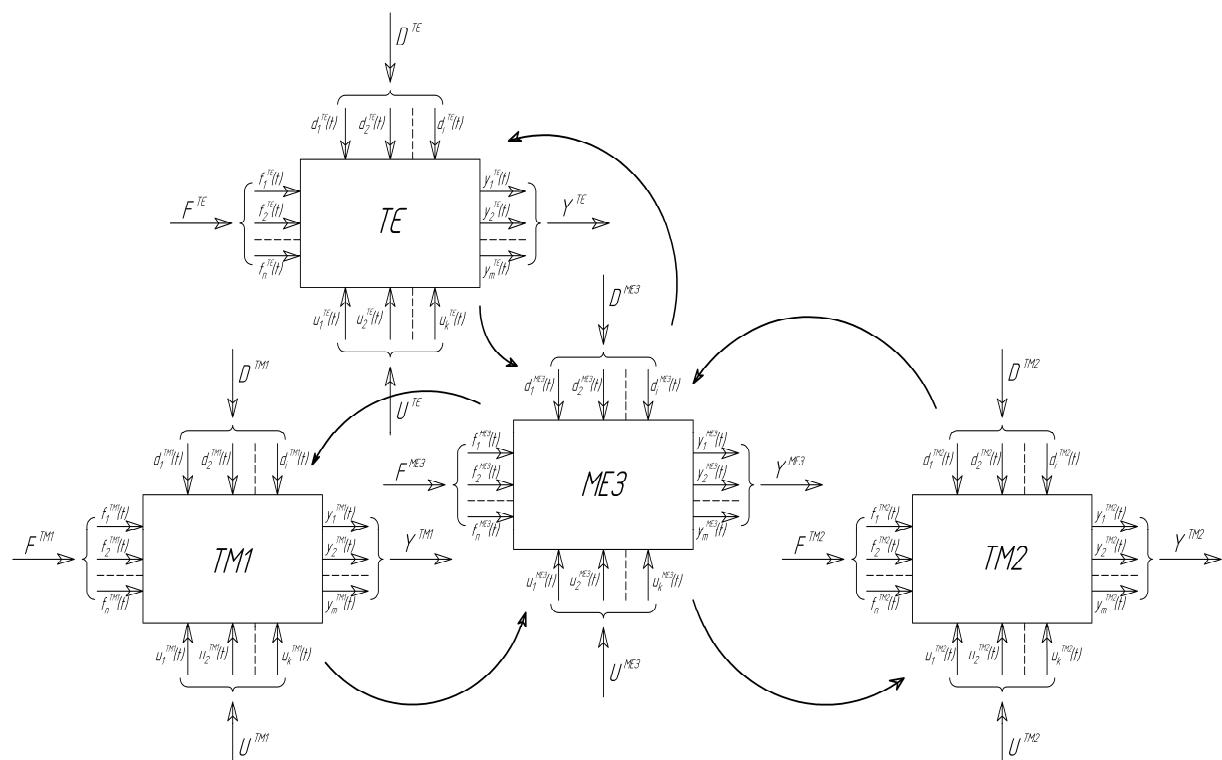


Рисунок 3 – Динамічна модель комбінованого сільськогосподарського агрегату довільної структури:

МЕЗ – мобільний енергетичний засіб; ТМ1 – технологічний модуль 1; ТМ2 – технологічний модуль 2; ТЄ – технологічна ємність; — – прямі та зворотні зв'язки між елементами агрегату

При визначенні передаточної функції всієї системи в цілому часто виникає необхідність перетворення багатоланкової схеми з метою її спрощення або заміни одним складним ланкою. Такі перетворення легко виконуються на структурних схемах. Структурна схема динамічної системи являє собою графічне зображення системи у вигляді сукупності динамічних ланок з позначенням їх передавальних функцій та зображень вхідних і вихідних змінних. Структурна схема використовується для визначення передавальних функцій складних динамічних систем, складові яких охоплені різними зв'язками. Для дослідження систем зі змінними структурами в останній час розроблені наукові підходів з використанням сучасних обчислювальних методів та засобів [9].

### Висновки

Запропонована методологія дослідження комбінованих грунтообробно-посівних сільськогосподарських агрегатів довільних структур повинна підвищити точність та якість виконання роботи та враховувати зміну параметрів та структури при функціонуванні агрегатів.

**Список використаних джерел:** 1. Погорілий Л. В. Сучасні проблеми землеробської механіки і машинознавства при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління [Текст] / Л. В. Погорілий // Вісник ХДТУСГ, вип. 2. – Харків, 2003. – С. 10-26. 2. Лобошко Н.И. Новые тенденции в создании и использовании комбинированных агрегатов [Текст] / Н.И. Лобошко, В.Н. Зволинский // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1997, №9. – С. 7-11. 3. Кравчук В. I. Сучасні тенденції розвитку конструкції сільськогосподарської техніки [Текст] / За ред. В. I. Кравчука, М. I. Гричшини, С. M. Кovalя. – К.: Аграрна наука, 2004. – 395 с. 4. Надькто В.Т. Перспективные направления создания комбинированных и широкозахватных МТА [Текст] / В.Т. Надькто // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008, №3. – С. 26-30. 5. Антощенков В.Н. К вопросу построения математической модели комбинированного машинно-тракторного агрегата [Текст] / В.Н. Антощенков, Р.В. Антощенков // Тракторная энергетика в растениеводстве: Сб. научн. тр. – Х.: ХГТУСХ, 2003. – Вып. 6. – С. 80-85. 6. Рославцев А.В. Результаты исследования движения МТА [Текст] / А.В. Рославцев, С.Л. Абдула // Тракторы и сельхозмашины. – 1999. – № 10. – с. 14-18. 7. Рославцев А.В. Колёсные трактора кл. 3: расширенные сферы применения и особенности аналитического представления движения МЭС на их основе (в порядке обсуждения) [Текст] / А.В. Рославцев // Тракторы и сельхозмашины. – 1992. – №1. – С. 7-9. 8. Бурков Л. Н. Концепция общей теории сельхозмашин [Текст] / Л. Н. Бурков// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1998. – № 8. – С. 36. 9. Емельянов С. В. Теория систем с переменной структурой [Текст] / Под ред. Емельянова С.В // . М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1970 – 592 с.

*Надійшла в редколегію 23.11.2012*

УДК 631.17.002.5

**К вопросу исследования комбинированных сельскохозяйственных агрегатов произвольных структур / Р.°В. Антощенков //** Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіль- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 26–30 – Бібліogr.: 9 назв.

В работе предложена методология исследования комбинированных грунтообрабатывающие-посевных сельскохозяйственных агрегатов произвольных структур

**Ключевые слова:** комбинированный агрегат, математическая модель, структурная схема.

Research methodology combined cultivating, planting, aggregate of arbitrary structures are presented in this article.

**Key words:** combined unit, the mathematical model block diagram.

УДК 629.1.07

**В. Б. САМОРОДОВ**, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;  
**О. И. ДЕРКАЧ**, ст. преп. НТУ «ХПИ»;  
**И. В. ЯЛОВОЛ**, асс. НТУ «ХПИ»;  
**Я. М. МОРМИЛО**, гл. конструктор ХКБМ, Харьков;  
**Н. В. ВОЛОВИК**, ведущий конструктор ХКБМ;  
**В. И. РЕШЕТИЛО**, ведущий конструктор ХКБМ;  
**А. Е. ПАВЛОВ**, ведущий конструктор ХКБМ

## ОБЗОР СОВРЕМЕННЫХ ТРАНСМИССИЙ МНОГООСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Проведен сравнительный анализ применения полнопоточной гидрообъемной и электрической (гибридной) трансмиссий многоосных транспортных средств. Определены преимущества и недостатки данных трансмиссий, проведен анализ по критерию КПД, как основного показателя, определяющего технико-экономические характеристики.

**Ключевые слова:** многоосное транспортное средство, трансмиссия, гидрообъемная передача, электрическая передача.

**Введение.** На сегодняшний день известны многоосные транспортные средства с различными типами трансмиссий. В виду того, что задачи и назначения данных транспортных средств, как правило, сопряжены с требованиями повышенной проходимости, высоким уровнем плавности хода во всем диапазоне эксплуатационных скоростей и достаточно высокими значениями максимальной скорости, конструктивно их трансмиссии получаются очень сложными, тяжелыми и занимают львиную долю полезного объема корпуса. Эти недостатки вынуждают к усовершенствованию трансмиссий многоосных транспортных средств, а также оптимизации параметров и улучшения технико-экономических показателей существующих конструкций.

**Анализ имеющихся решений.** Как правило, серийно производимые многоколесные транспортные средства используются в качестве машин специального назначения. Это армейские колесные БТР, спецмашины для геологоразведки и т.п. БТР производства СССР/России используют в своих трансмиссиях узлы на базе дешевых автомобильных механических агрегатов. Это достаточно сложные с точки зрения компоновки технические решения, тем не менее, лишенные возможности реализации режимов движения с высоким уровнем плавности хода, особенно в диапазоне малых скоростей.

БТР производства западных стран и Украины, например БТР-4 (Рис. 1) и семейство машин на его базе, снабжены продвинутыми трансмиссиями с использованием гидромеханических коробок передач со встроенной гидродинамической передачей. Это также весьма сложные трансмиссии с точки зрения компоновки, но имеющие возможность реализации плавного регулирования скорости движения благодаря работе гидротрансформатора.

Существуют также проекты с электрическими и гидрообъемно-механическими трансмиссиями (ГОМТ). Примером многоколесной машины с ГОМТ полнопоточного типа является так называемый «Гидроход» (Россия) (Рис. 2).

Двухпоточные ГОМТ успешно используются в наше время в тракторной технике Fendt, Claas, Massey Ferguson [8, 9, 10, 11] и в семействе гусеничных боевых машин М2

© В. Б. Самородов, О. И. Деркач, И. В. Яловол, Я. М. Мормилло,  
Н. В. Воловик, В. И. Решетило, А. Е. Павлов, 2012

«Бредли» производства США [6]. Также использование ГОМТ было апробировано некоторыми авторами при реализации проекта «Мотовоз технологический МТ-1» производства Украины. Пока это решение не было адаптировано для многоосных транспортных средств, хотя имеет несомненную перспективу.

В мире, на сегодняшний день, очень перспективным является направление развития электротрансмиссий (ЭТ). Работы по внедрению данного решения для многоосных транспортных средств широко проводятся в США.

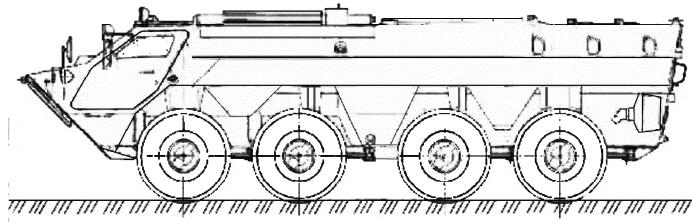


Рисунок 1 – БТР-4 производства Украины

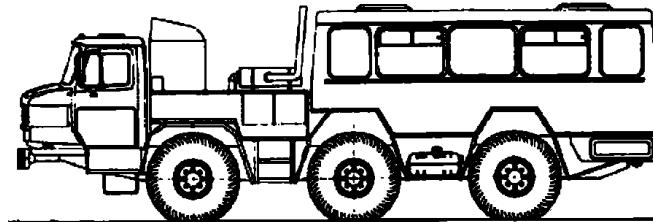


Рисунок 2 – ЗиЛ-49061 «Гидроход» производства России

**Цель и постановка задачи.** Целью статьи является сравнительный анализ различных типов трансмиссий для многоосных транспортных средств на примере ее возможной реализации в машине типа «Гидроход» по критерию КПД и компоновочным соображениям.

При сравнении трансмиссий таких машин, как, например, БТР-4 и «Гидроход» (Рис. 4) можно выделить следующее:

1. КПД гидромеханической трансмиссии БТР-4 находится на уровне 0,75...0,9 в основных режимах движения, а КПД полнопоточной гидрообъемной трансмиссии «Гидрохода» не превышает значения 0,76 [5];
2. Компоновка трансмиссии БТР-4 несколько сложнее из-за более развитой механической части и наличия штатного гидропривода водяного движителя;
3. Масса рассматриваемых трансмиссий примерно одинакова, т.к. несмотря на более простую компоновку, гирообъемный привод (ГОП) состоит из весьма тяжелых гидроагрегатов;
4. Гирообъемная трансмиссия имеет бесспорное преимущество в части плавности хода и реализации бесступенчатого режима управления движением.

Пункт 4 сравнения имеет решающее значение исходя из назначения транспортного средства. Подобными характеристиками плавности обладает и электротрансмиссия (ЭТ).

**Изложение основного материала.** Полнопоточная ГОМТ в своем классическом виде использована в «Гидроходе». Ее устройство показано на рисунке 3.

В последнее время широкой популярностью на транспорте стали пользоваться электромобили и автомобили с гибридной силовой установкой. Электромобили зачастую работают на накопленной энергии аккумуляторных батарей, но с учетом дороговизны, плохих массово-габаритных свойств и низкой удельной энергоемкости аккумуляторов концепция электромобиля для тяжелых машин пока мало достижима.

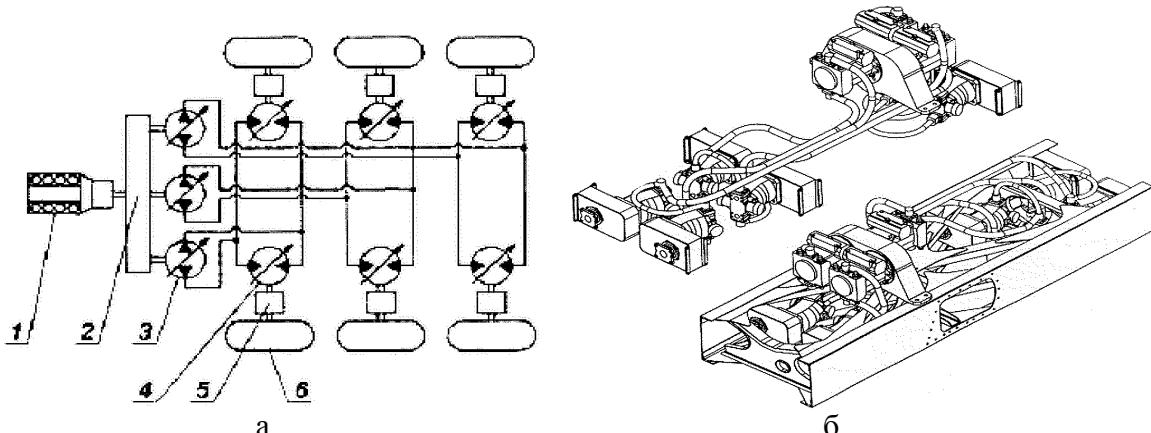


Рисунок 3 – Трансміssія «Гидроход»

а - устройство модульной трехконтурной гидрообъемной трансміssії автомобіля «Гидроход»; б - внешние виды трансміssії «Гидрохода»

1 – двигатель; 2 – раздаточный редуктор; 3 – насос; 4 – гидромотор; 5 – согласующий редуктор; 6 – колесо

Гибридные силовые установки напротив имеют очень большие перспективы применения, что обусловлено высоким КПД электрической части и возможностью максимально эффективно использовать ДВС (работа ДВС на режиме максимального КПД), а также возможность рекуперации кинетической энергии транспортного средства. Электрическая трансміssія также как и гидрообъемная может быть двухпоточной и полнопоточной, но в отличии от ГОМТ может обходится одной электромашиной и буфером энергии (аккумулятором).

Также полнопоточная ЭТ существенно выигрывает по многим параметрам перед полнопоточной гидрообъемной трансміssіей. Наиболее важными их отличиями являются:

- в ГОП «рабочим телом» является жидкость, которая требует наличие бака, охладителя и фильтров [1], в то время как для электрической передачи (ЭТ) это электрический ток;
- управление потоком жидкости в ГОП осуществляется с помощью электромеханических золотниковых узлов, в то время как для управления ЭТ применяются высоконадежные полупроводниковые элементы;
- наличие согласующих редукторов для гидромашин ГОМТ и отсутствие таковых для электромашин ЭТ.
- относительно низкий КПД полнопоточной ГОМТ в сравнении с КПД полнопоточной ЭТ (рис. 4) [1, 2, 5];
- относительно низкая стоимость и высокая технологичность изготовления электромашин ЭТ по сравнению с гидромашинами ГОМТ;
- практически не ограниченные пределы мощность ЭТ.
- интервалы регламентного обслуживания ГОМТ и ЭТ не соизмеримы, т.к. ГОМТ требует постоянного контроля чистоты рабочей жидкости и фильтров из-за наличие прецизионных пар. ЭТ на бесщёточных электромашинах (рис. 5) полностью лишена этих недостатков [7].
- рекуперация больших объемов кинетической энергии в ГОМТ практически не реализуема в отличии от ЭТ.
- управление тяговым усилием на каждом колесе многоосных ТС значительно проще в полнопоточных ЭТ по сравнению с полнопоточными ГОМТ из-за отсутствия промежуточного электро-механико-гидравлического распределителя.
- ЭТ имеет высокие перегрузочные способности (реализуемо при наличии накопителя электрической энергии) и полное отсутствие таковых для ГОМТ.

Однако:

- стоимость цветных металлов применяемых в электромашинах и использование легированных сталей и высокотехнологичного производства для гидромашин практически сводит на нет разность их себестоимостей.
- полнопоточная ГОМТ условно может использоваться как стояночный тормоз и не требовать для этого энергии, что актуально для ТС повышенной проходимости, в свою очередь удержание ТС с помощью полнопоточной ЭТ на спуске всегда будет требовать дополнительной энергии, а для ЭТ с асинхронным двигателем и вовсе не возможна. Данная проблема в ЭТ может быть решена только путем применения дополнительных механических устройств.

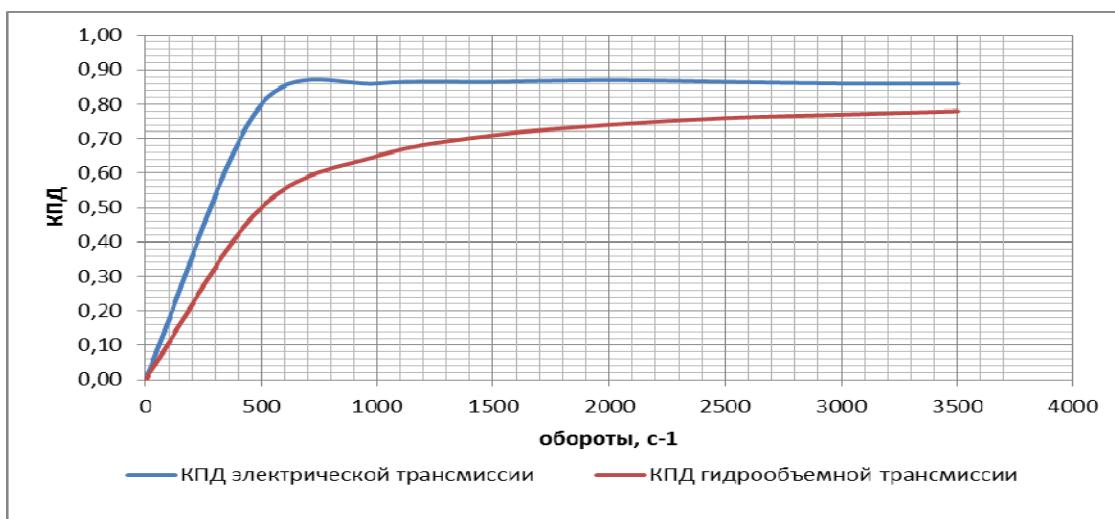


Рисунок 4 – График сравнительной характеристики КПД полнопоточных ГОМТ и ЭТ

Очевидно, решающее значение в сравнении полнопоточных ГОМТ и ЭТ имеет КПД трансмиссий, как основной показателя, определяющий технико-экономические характеристики. Из приведенного графика видно высокое значение КПД для ЭТ – 0,86...0,88 во всем диапазоне эксплуатационных частот вращения выходного вала.

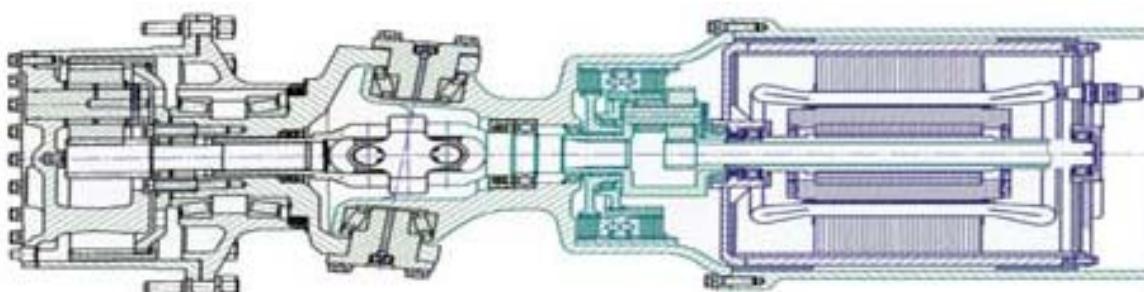


Рисунок 5 – Мотор-редуктор ведущего моста полнопоточной электротрансмиссии ТС

### Выводы

- Применение полнопоточных ГОМТ и ЭТ для многоосных транспортных средств дает существенные преимущества по плавности хода в сравнении с механической и гидромеханической трансмиссиями;
- Полнопоточная ГОМТ значительно уступает полнопоточной ЭТ по критерию КПД. Среднеинтегральный КПД в диапазоне частот вращения выходного вала от 500 до 3500 с<sup>-1</sup> для ЭТ – 0,87 против 0,72 для ГОМТ;

3. КПД гидромеханической трансмиссии БТР-4 на уровне 0,75...0,9 в диапазоне наиболее используемых частот вращения выходного вала вполне корреспондирует с КПД ЭТ - 0,86...0,88, что в сочетании с более высокими показателями плавности хода для ЭТ позволяет сделать вывод о перспективности использования ЭТ для многоосных транспортных средств.

**Список литературы:** 1. С.Н. Флоренцев, Д.Б. Изосимов / Комплексный подход проектирования тягового электрооборудования для электромеханических трансмиссий, Материалы 77-й международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», Секция 3 «Электротехнические комплексы и системы на автотранспортных средствах». 2. С.Е. Петров / Оценка перспективности использования гидрообъемных трансмиссий на автомобильном транспорте, Материалы 65-й международной научно-технической конференции ААИ "Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров" Секция 1 «Автомобили, тракторы, их агрегаты и системы». 3. С.Н. Флоренцев, Д.Б. Изосимов / Тяговый электропривод в гибридных транспортных средствах. Часть 1. Журнал Электронные компоненты №11 2009. 4. С.Н. Флоренцев, Д.Б. Изосимов / Тяговый электропривод в гибридных транспортных средствах. Часть 2. Журнал Электронные компоненты №12 2009. 5. Р.Г. Данилов, М.А. Малкин / Автомобили для бездорожья «Гидроход-49061». Техника и вооружение. №10 2011. 6. R. Northup / Hydromechanical power trains. Final engineering report. №12107. General Electric Company. Pittsfield, Massachusetts. 1974. 7. Материалы сайта [www.ruselprom.ru](http://www.ruselprom.ru). 8. В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко / Тенденції та перспективи застосування в автомобіле- і тракторобудуванні безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій. Автомобільний транспорт. Сборник наукowych трудов. – 2012. – № 30. 9. В.Б. Самородов, В.В. Єпіфанов, А.І. Бондаренко / Безступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії як невід'ємний елемент сучасних автомобілів, будівельної і спеціальної техніки. Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприла-добудування та транспорт – 2012 - №134. 10. В.Б. Самородов, В.В. Єпіфанов, А.І. Бондаренко / Безступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії як невід'ємний елемент сучасних тракторів. Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприла-добудування та транспорт. – 2012. - №135. 11. В.Б. Самородов, О.І. Деркач, С.А. Шуба / Бесступенчатая двухпоточная гидрообъемно-механическая коробка передач для трактора с двигателем мощностью 300-350 л.с. Тракторы и сельскохозяйственные машины. – М.: Машиностроение.– 2012. – №3.

Поступила в редколлегию 22.11.2012

УДК 629.1.07

**Огляд сучасних трансмісій багатовісних транспортних засобів / В. Б. Самородов, О. І. Деркач, І. В. Яловол, Я.М. Мормило, М.В. Воловик, В.І. Решетило, О.Є. Павлов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 64 (970). – С. 31–35. – Бібліогр.: 11 назв.**

Проведено порівняльний аналіз застосування повно потокових гідрооб'ємної та електричної (гібридної) трансмісій багатьох транспортних засобів. Визначені переваги та недоліки даних трансмісій, проведено аналіз за критерієм ККД, як основного показника, що визначає техніко-економічні характеристики.

**Ключові слова:** многовісний транспортний засіб, трансмісія, гідрооб'ємна передача, електрична передача.

The organized benchmark analysis of the using full-flow hydrovolumetric and electric (hybrid) transmissions many-axis transport facilities. The certain advantage and defect specified transmissions, is organized analysis on criterion KPD as the leading index, which defining technical-economic features.

**Keywords:** many-axis transport facility, transmission, hydrovolumetric transmission, electric transmission.

УДК 625.032.821

**В. П. ВОЛКОВ**, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, Харків  
**Ю. В. ЗЫБЦЕВ**, ст. преп. ХНАДУ  
**В. И. ЯРМАК**, інж. ХНАДУ

## УТОЧНЕНИЕ МЕТОДИКИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АВТОМОБІЛЯ ПО ВЫБЕГУ

При уточнении методики доказано, что при отсутствии достаточно длинного участка шоссе для дорожного диагностирования автомобиля методом выбега разгон можно проводить на III или II передачах, а выбеги – со скоростей 50 или 40 км/ч до 20 км/ч.

**Ключевые слова:** автомобиль, диагностирование, выбег, эксперимент, модель.

**Введение.** Общее диагностирование автомобиля по разгону и выбегу на дороге затруднено отсутствием прямых горизонтальных участков большой длины. Тем не менее, из-за отсутствия достаточного количества автосервисных предприятий, на которых с помощью специального оборудования можно произвести оценку технического состояния автомобиля, продолжается поиск простых методов общего диагностирования автомобиля.

**Анализ последних достижений и публикаций.** В работах [1,2] предложено проводить разгоны на понижающих передачах, а выбеги – с малых скоростей. Расчеты, выполненные по общепринятой математической модели сопротивлений движению автомобиля показали, что можно использовать III и II передачи. Показано, что для надежного диагностирования, т.е. четкого различения допустимого и недопустимого состояний объекта, необходимо знать фактическую массу тестового автомобиля и водителя, приведенные массы двигателя, трансмиссии и колес.

**Цель и постановка задачи.** Целью настоящей работы является уточнение методики общего диагностирования автомобиля в дорожных условиях.

**Методика, условия и ход эксперимента.** Для уточнения методики и проведения дорожного эксперимента выбрана дорога (рис.1), которая имеет два горизонтальных участка: длинный протяженностью около 1700 м, покрытие – асфальтобетон поверх бетонных плит, состояние хорошее.

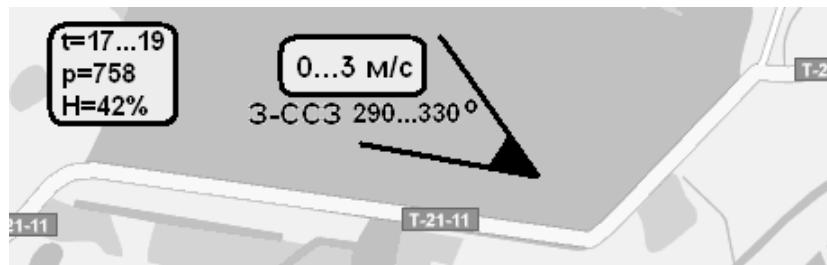


Рисунок 1 – Место и условия проведения эксперимента

Эксперимент проведен 11.09.21012 при температуре  $t=+16,8\ldots19,3^{\circ}\text{C}$ , относительной влажности  $H=42\%$ , давлении  $p=101\ 058 \text{ Па}$  (758 мм рт. ст.). Ветер от западного до западно-северо-западного, скорость в период замеров постепенно возрастила от 0 до 3 м/с (на высоте 12 м; на высоте центра давления легкового

автомобиля, т.е. около 1 м, – примерно вдвое меньше). Плотность воздуха ( $1,201 \text{ кг}/\text{м}^3$ ) рассчитана по формуле Международного бюро мер и весов:

$$\rho_{\text{п}} = \frac{0,464554 p - H(0,00252 t - 0,020582)}{273,15 + t}. \quad (1)$$

Объект испытаний – седан Volkswagen Passat B4 с шинами Michelin Energy Saver 185/70 R14 88T (у новой шины радиус качения  $R_k=298$  мм, у тестового автомобиля остаточная глубина рисунка протектора 3,5…4 мм, принятый  $R_k=294$  мм; момент инерции колеса с шиной  $0,659 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  [2]). Двигатель Volkswagen 2E 2,0 л (85 кВт при  $5400 \text{ мин}^{-1}$ , 166 Нм при  $3200 \text{ мин}^{-1}$ ), привод передний, механическая коробка передач (передаточные числа I – 3,778; II – 2,105; III – 1,345; IV – 0,971; V – 0,795, главной пары 3,945). Снаряженная масса автомобиля по паспортным данным – 1155 кг, по взвешиванию на весовом устройстве тормозного стенда Beissbarth BD600 – 1197 кг. Полная масса автомобиля при эксперименте – 1486 кг.

Коэффициент аэродинамического сопротивления взят у предшествующей модели и составляет  $C_x=0,29$ .

Внешняя скоростная характеристика двигателя позаимствована из материалов шведского исследовательского института Rototest [3, рис.2]. Поскольку крутящий момент измерялся на ступицах ведущих колес, эта кривая учитывает и потери в трансмиссии. Для удобства пользования была выполнена кусочная аппроксимация: от 1800 до  $6000 \text{ мин}^{-1}$  – полиномом шестой степени, до  $1800 \text{ мин}^{-1}$  – линейной функцией. Уравнения аппроксимации приведены на диаграмме.

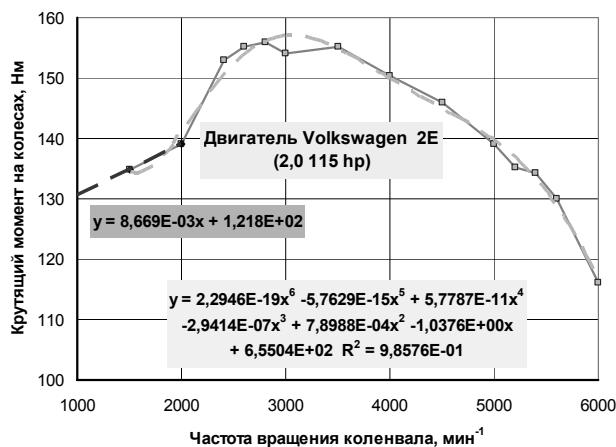


Рисунок 2 – Зависимость крутящего момента на ведущих колесах от частоты вращения коленчатого вала

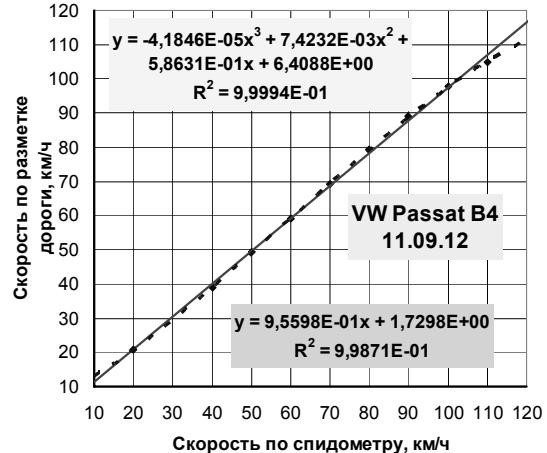


Рисунок 3 – Градуировка спидометра тестового автомобиля VW Passat B4 по разметке дороги

Процессы разгона и выбега регистрировались путем видеозаписи движения стрелки спидометра цифровым фотоаппаратом с частотой 30 кадров в секунду и видеозаписи проезда мимо барьера ограждения. Барьерное ограждение набрано из стандартных элементов заводского изготовления, шаг стоек  $4,0 \pm 0,01$  м. Таким образом, ограждение образует разметку дороги, отчетливо видную на видеозаписях.

Параллельно ручным приемником GPS модели Magellan Triton 300 записывали трек. Спидометр проградуирован по видеозаписи ограждения (рис.3).

Заезды проводились в двух направлениях: на восток («туда») и на запад («обратно»). На длинной плотине выполнялись разгоны на разных передачах до наибольших возможных скоростей (не выше 120 км/ч) с последующим выбегом, на короткой – разгоны на II – III передачах и выбеги со скоростей 40...50 км/ч.

Разгоны на IV передаче выполнялись в диапазоне скоростей от 60 до 120 км/ч; на III передаче – от 50 до 90, на II – от 0 до 80 км/ч. Эксперимент по разгону на I передаче с полной подачей топлива не удался – сразу срабатывает ограничитель оборотов двигателя, автомобиль не трогается с места.

Порядок испытания был таким: водитель разгонял автомобиль на подъезде к мерному участку дороги до скорости, на которой можно безопасно пройти поворот, затем, выйдя на прямую, включал нужную передачу и увеличивал подачу топлива до максимума, после чего включал видеозапись. Эта информация, записанная на звуковой дорожке, помогает идентифицировать видеоклипы и синхронизировать записи с двух видеокамер. Значения времени определялись по обработке видеозаписей спидометра, значения пути – по обработке видеозаписей ограждения дороги.

**Обработка и анализ результатов эксперимента.** Видеозаписи обрабатывали на компьютере в программе VirtualDub – находили в режиме покадрового просмотра моменты прохождения стрелкой спидометра рисок на шкале и строили диаграмму  $V(t)$ . По видеозаписям ограждения строили графики  $S(t)$ , которые затем сглаживали полиномами 3-й или 4-й степени и далее численно дифференцировали, получая диаграммы скорости  $V(t)$  и замедления  $j(V)$ .

Диаграммы группировали по месту и направлению заездов (длинная или короткая плотина, туда или обратно). Усредненные значения времени выбега на длинной плотине приведены в табл. 1 и проиллюстрированы на рис. 4 в сопоставлении с расчетными. расхождения с экспериментом невелики. Спидометр VW Passat B4 не имеет отметок скорости ниже 20 км/ч, поэтому таблица и диаграмма ограничены этим значением.

Таблица 1 – Время достижения скорости  $V$  (км/ч) при выбеге на длинной плотине, с

$V$ , спидом.	120	110	100	90	80	70	60	50	40	30	20
$V$ , градуир.	113,9	105,0	97,4	88,8	79,4	69,5	59,3	49,1	39,1	29,5	20,8
$t$ на восток	0,0	6,1	14,4	23,3	33,0	44,6	58,7	73,7	91,5	112,2	134,6
$t$ на запад	0,0	7,0	14,8	23,7	33,8	45,9	60,1	74,7	92,3	114,0	137,7
$t$ среднее	0,0	6,6	14,6	23,5	33,4	45,3	59,4	74,2	91,9	113,1	136,1

Влияние ветра оказалось пренебрежимо малым (табл. 1). Общую среднюю диаграмму хорошо ( $R^2 = 0,99986$ ) аппроксимирует выражение

$$V = 2,6456 \cdot 10^{-8} t^4 - 1,3962 \cdot 10^{-5} t^3 + 5,006 \cdot 10^{-3} t^2 - 1,1693t + 113,37. \quad (2)$$

По сглаженным этой функцией значениям скорости рассчитана диаграмма замедления (рис. 5).

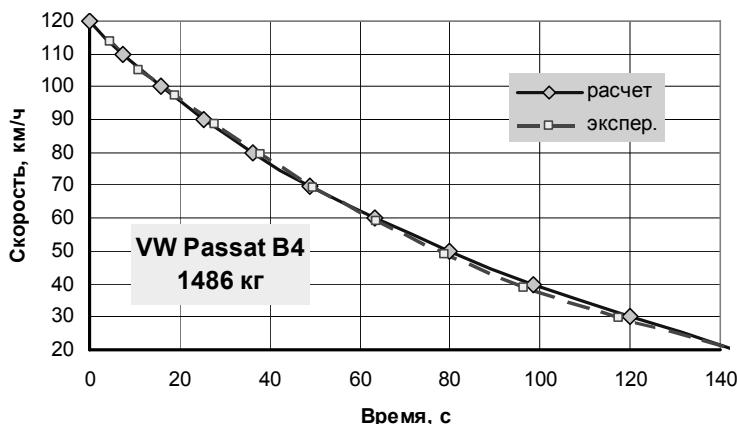
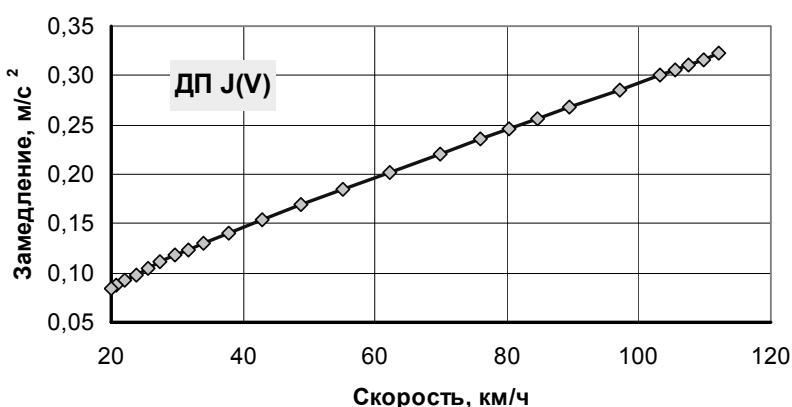


Рисунок 4 – Усредненная диаграмма выбега на длинной плотине – экспериментальная и расчетная

Рисунок 5 – Зависимость замедления выбега от скорости



Эти результаты позволили уточнить коэффициенты сопротивления воздуха и качения с учетом рекомендаций работы [6]. Расчеты, как и ранее, выполнены в разных вариантах: с постоянным и переменным показателем степени  $\alpha$ , при разных сочетаниях высокой и низкой скорости (рис. 6).

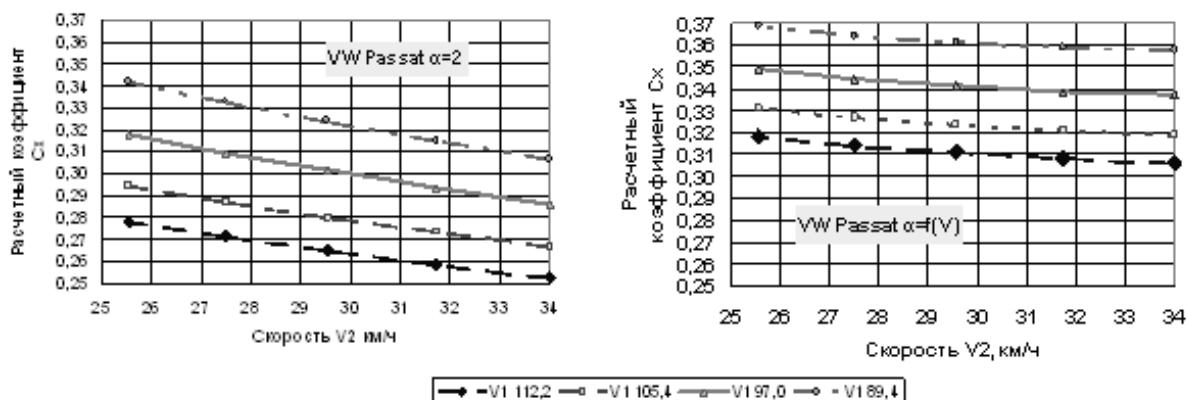


Рисунок 6 – Расчет коэффициента аэродинамического сопротивления  $C_x$  при постоянном (слева) и переменном значении показателя степени  $\alpha$

Как видно из рисунка, расчет с переменным значением  $\alpha$  дает результаты, менее чувствительные к выбору скоростей  $V_1$  и  $V_2$ . Диапазон возможных значений меньше (0,65 вместо 0,9), сами значения более реальны (0,305...0,37 против 0,25...0,34).

Окончательно для расчета Сх были выбраны скорости по рекомендациям [4]: «Сх следует вычислять по данным выбега при  $v_1=113\ldots123$  и  $v_2=27\ldots49$  км/ч». Принято  $V_1 = 112,2$  км/ч,  $V_2 = 30$  км/ч. При таком сочетании  $Cx=0,31$ ,  $\psi=0,010$ . Напомним, это результаты для дороги. В аэродинамической трубе Сх на 5…10% меньше [5], т.е. 0,282…0,295, что достаточно близко к возможным для этой модели значениям. Коэффициент сопротивления качению 0,010 вполне реален для шин класса ECO фирмы Michelin – (0,0086…0,0125) [6].

Результаты обработки данных разгона представлены в табл. 2 и проиллюстрированы на рис. 7 в сопоставлении с расчетными данными.

Таблица 2 – Время достижения скорости V (км/ч) при разгоне на разных передачах, с, и соответствующий путь, м

V, спид.	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0	80,0	90,0	100,0	110,0	120,0
V, град.	29,5	39,1	49,1	59,3	69,5	79,4	88,8	97,4	105,0	113,9
Время, с										
IV пер.				0,0	2,2	4,7	7,1	9,8	12,6	16,0
III пер.			0,0	2,3	4,3	6,4	8,4			
II пер.	0,0	1,3	2,6	4,0	5,4	7,2				
Путь, м										
IV пер.				0,0	43,0	92,5	134,6	186,0	273,0	481,6
III пер.			0,0	33,1	66,2	98,3	128,8			
II пер.	0,0	66,9	96,7	127,5	158,5	188,8				

Как видно из табл. 2, разгон на понижающих передачах действительно требует намного меньшей длины мерного горизонтального участка.

Если считать недопустимым снижение крутящего момента на 15%, то можно оценить надежность различия допустимого и недопустимого состояний (100 и 85% крутящего момента). Так, на IV передаче (рис. 7, верхняя диаграмма) различие во времени достижения скорости 113,9 км/ч (120 по спидометру) составляет  $18,4 - 14,9 = 3,5$  с – такое различие легко регистрирует при ручной засечке даже неподготовленный человек. Тестовый автомобиль показал среднее время разгона 16 с, что соответствует 95% крутящего момента.

На III передаче (рис. 7, средняя диаграмма) тестовый автомобиль разогнался от 49,1 до 88,8 км/ч (от 50 до 90 по спидометру) за 8,4 с, это приблизительно 91% крутящего момента. Разность по времени между допустимым и недопустимым состояниями на этой скорости – 1,3 с. Здесь для правильной постановки диагноза уже потребуется некоторый навык в засечке времени.

Такая же разность во времени в испытаниях на II передаче (рис. 7, нижняя диаграмма), где выполнен разгон от 29,5 до 79,4 км/ч (от 30 до 80 по спидометру) за 7,2 с, это приблизительно 92% крутящего момента.

Экспериментальные графики на трех диаграммах по-разному проходят относительно расчетных. Это можно объяснить либо тем, что кривая крутящего момента тестового двигателя отличается от использованной в расчетах, либо неточностью замеров.

Необходимо признать, что эксперимент проведен недостаточно качественно, количество замеров, оставшихся после отборокви, слишком мало. Тем не менее, он позволяет сделать определенные выводы.

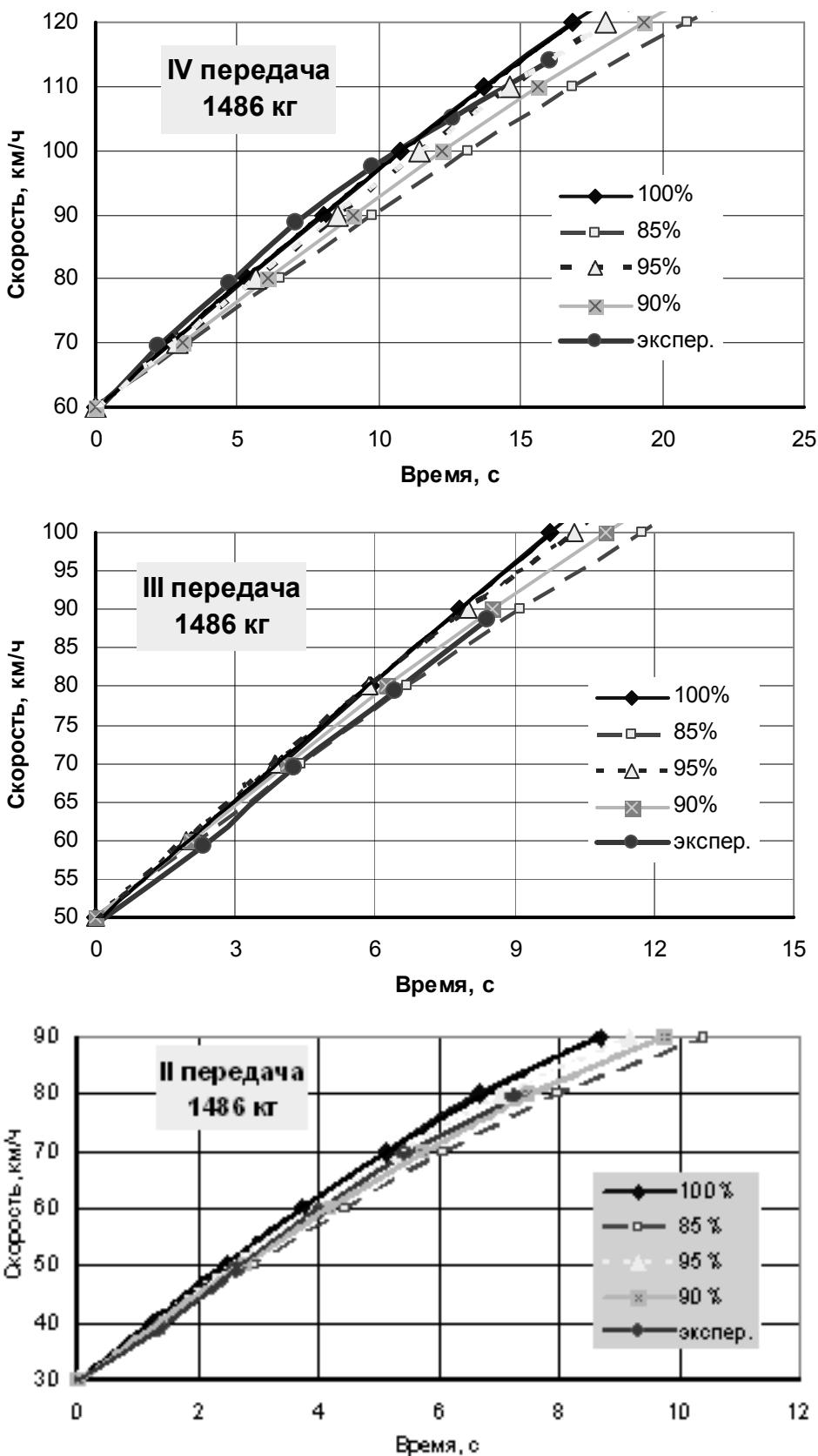


Рисунок 7 – Розрахункові та експериментальні графіки разгона на різних передачах

### Выводы

1. Дорожная проверка по разгону на понижающих передачах возможна. При этом требуемая длина горизонтального участка дороги на понижающих передачах значительно меньше, чем на 4-й передаче, близкой к прямой.

2. Время движения накатом от 50 до 20 км/ч составляет 61,9 с, что вполне достаточно для надежной фиксации. Но путь выбега при этом достигает 590 м, что не всегда возможно. Если ограничиться диапазоном 40...20 км/ч, то время будет вполне ощутимым (44,2 с), а путь – около 365 м. Такой отрезок горизонтальной дороги встречается достаточно часто.

3. Коэффициент аэродинамического сопротивления автомобиля VW Passat B4, определенный методом выбега на дороге, составляет около 0,31 при лобовой площади 2,09 м<sup>2</sup> и массе автомобиля с тремя участниками эксперимента 1486 кг.

4. Расчеты параметров разгона и выбега, выполненные по общепринятой модели сопротивлений, незначительно расходятся с результатами эксперимента.

**Список литературы:** 1. Рабинович Э.Х. Измерение тягово-скоростных показателей автомобиля по времени разгона на разных передачах. / [Рабинович Э.Х., Волков В.П., Зыбцев Ю.В.] / Український метрологічний журнал. – 2012. – №4. – С.47-52. 2. Рабинович Э.Х., Зуев В.А. Учет моментов инерции автомобильных колес в задачах диагностики тормозных и тяговых свойств // Сб. «ЕКОВАРНА '2007». Технически университет – Варна. – С. 709-715. 3. RRI.SE / Powertrain Performance Graphs. Volkswagen Golf 2.0 -97 (85 kW) / [Электронный ресурс] Доступ к статье: <http://www.rri.se/popup/performancegraphs.php?ChartsID=335>. 4. Измерение аэродинамического сопротивления движению автомобиля дорожным методом / [Рабинович Э.Х., Волков В.П., Зуев В.А., Никитин Д.В.] – Метрологія та вимірювальна техніка: VIII Міжнар. наук.-техн. конф. «Метрологія-2012» – 9-11 жовтня 2012 р., Харків: наук. праці. – Харків: ННЦ «Інститут метрології», 2012. – С. 390-393. 5. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. – 160 с. 6. BOSCH. Автомобильный справочник. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.

Поступила в редколлегию 30.11.2012

УДК 625.032.821

**Уточнение методики диагностирования автомобиля по выбегу / В. П. Волков, Ю. В. Зыбцев, В. И. Ярмак //** Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 64 (970). – С. 36–42. – Бібліогр.: 6 назв.

За уточненою методикою доведено, що при відсутності достатньо довгої ділянки шосе для дорожнього діагностування автомобіля розгони можна проводити на III або II передачах (але не на I), а виїзди – зі швидкостей 50 або 40 км/год до 20 км/год.

**Ключові слова:** автомобіль, діагностування, виїзд, експеримент, модель.

At technique specification it has been proved that at lack of a comparatively long highway section for vehicle diagnostics under road conditions by means of running-out, acceleration can be gained at the 3<sup>rd</sup> or 2<sup>nd</sup> speed, but running-out – starting from the speeds of 50 or 40 km/h up 20 km/h.

**Key words:** vehicle, diagnostics, running-out, experiment, model.

УДК 629.3.083

**В. П. ВОЛКОВ**, д-р. техн. наук, проф. ХНАДУ, Харьков;

**Э. Х. РАБИНОВИЧ**, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;

**В. А. ЗУЕВ**, инж. ХНАДУ;

**Д. А. ШАЛИНА**, студент ХНАДУ

## РАСЧЕТ НОРМАТИВОВ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ НА РОЛИКОВОМ СТЕНДЕ

Выполнены испытания автомобиля Hyundai i30 на стенде ПДС-Л ХАДИ. Уточнена математическая модель и методика расчета нормативов диагностических параметров для стесненного разгона.

**Ключевые слова:** автомобиль Hyundai i30, стенд, стесненный разгон, параметры.

**Введение.** В последние годы в Украине снижается интерес к средствам внешнего диагностирования автомобилей. Прекращен выпуск оборудования, в частности, роликовых стендов. Не производятся передвижные станции диагностики. Владельцы СТО не закупают тяговых стендов, объясняя это тем, что они дорогие, а клиента не интересуют тяговые характеристики, он приезжает с жалобой на конкретный дефект автомобиля. Это ошибка – текущие значения тяговых параметров пользователь автомобиля должен знать, чтобы своевременно обратиться на СТО для регулировки двигателя, не дожидаясь, пока проявится дефект, и не перрасходуя топливо.

Второй аргумент – все современные автомобили имеют бортовые средства диагностики, поэтому внешние не нужны. Но службы технической эксплуатации и сервиса автотранспорта работают не только с современными автомобилями, а с реальным автопарком. А в Украине средний возраст легковых автомобилей более 18 лет, 65% из них – марки ВАЗ, ЗАЗ и «Москвич» [1].

Половина подвижного состава дислоцирована в сельской местности, и владельцы старых машин предпочитают обходиться своими силами, без затрат на поездку в город на СТО. Очевидно, в этих условиях важно создавать передвижные средства диагностирования, которые можно подать к местам скопления автомобилей (село, коллективный гараж, место летнего отдыха) и выполнить там диагностирование качественно и недорого.

**Анализ последних достижений и публикаций.** В работе [2] было показано, что для передвижных диагностических станций рационально использовать комбинированный тягово-тормозной роликовый стенд с обратимым нагружочно-приводным устройством (НПУ) сравнительно небольшой мощности. На таком стенде мощные автомобили проверяют в режиме стесненного разгона, т.е. разгона при включенной нагрузке от НПУ, меньшей, чем тяговая сила. Такой стенд может иметь сравнительно небольшую приведенную массу [3], т.е. быть компактным и легким, что крайне важно для передвижного оборудования.

Режим стесненного разгона обеспечивает высокую точность измерения параметров, недоступную для традиционных испытательных режимов. Таким методом мы выявляли изменение тяговой мощности на 0,5% [4].

© В. П. Волков, Э.Х. Рабинович, В. А. Зуев, Д. А. Шалина, 2012

Однако при разгоне двигатель отдает меньшую мощность, чем в установившемся режиме. Это показали исследования 50-х годов [5] и подтвердили недавние эксперименты – рис. 1 [6]. Причина – инерция движущихся частей, процессов впуска-выпуска и несоответствие температурных режимов.

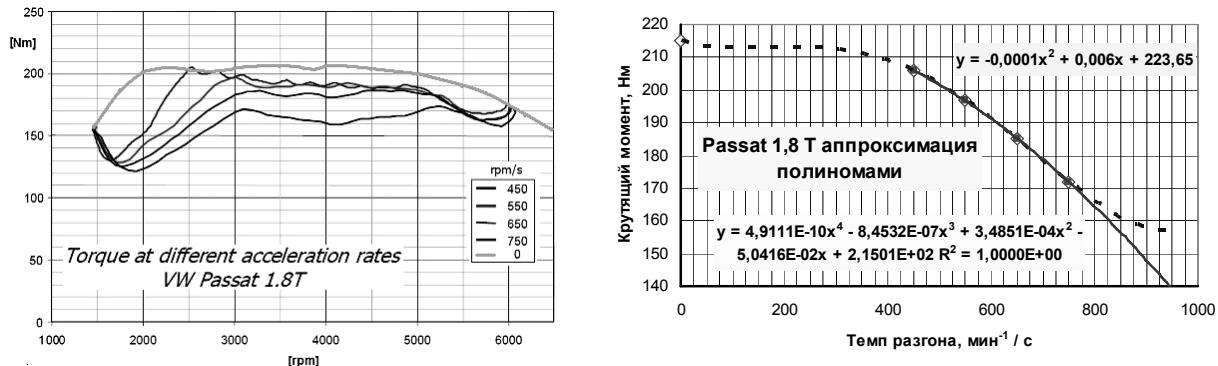


Рисунок 1 – Результаты измерения крутящего момента на ступицах ведущих колес автомобиля VW Passat 1.8 T на стенде Rototest VPA-RX 2WD [6] (слева) и их обработка

**Цель и постановка задачи.** Целью настоящей работы является обоснование режима стесненного разгона и нормативных значений диагностических параметров для автомобиля Hyundai i30 на инерционном стенде ПДС-Л ХАДИ.

Задачи исследования:

- 1) обосновать методику теоретического расчета нормативов диагностических параметров в режимах свободного и стесненного разгона;
- 2) выполнить экспериментальную проверку параметров разгона при разных нагрузках;
- 3) проанализировать результаты эксперимента и дать рекомендации по режимам диагностирования и методике расчета нормативов параметров.

**Исходные данные.** Автомобиль Hyundai i30 с двигателем 1,4 л. Привод передний. Коробка передач механическая, передаточное число на IV передаче  $i_{IV}=1,031$ , передаточное число главной передачи  $i_0=4,412$ , динамический радиус колеса на ролике стенда  $R_k=0,295$  м, КПД трансмиссии  $\eta=0,91$ . Нагрузка на ведущие колеса по взвешиванию с водителем на весовом устройстве стенда Beissbarth – 800 кг ( $G_d=7848$  Н). Моменты инерции (наши замеры): ведущего колеса средний – 0,896 кг·м<sup>2</sup>, трансмиссии – 0,6 кг·м<sup>2</sup>. Момент инерции двигателя со сцеплением и первичным валом (расчет по [7]) – 0,26 кг·м<sup>2</sup>. Соответствующие приведенные массы: двух ведущих колес с трансмиссией  $m_k=27,5$  кг, двигателя на IV передаче  $m_{dv}=61,8$  кг.

Внешняя скоростная характеристика двигателя показана на рис. 2.

**Стенд ПДС-Л ХАДИ** – комбинированный тягово-тормозной, инерционно-силовой. Радиус роликов 0,119 м. Приведенная масса  $m_{ct}=200$  кг. Суммарная приведенная масса вращающихся частей стенда и автомобиля при выбеге  $m_j=227,5$  кг, при разгоне  $m_a=289,3$  кг.

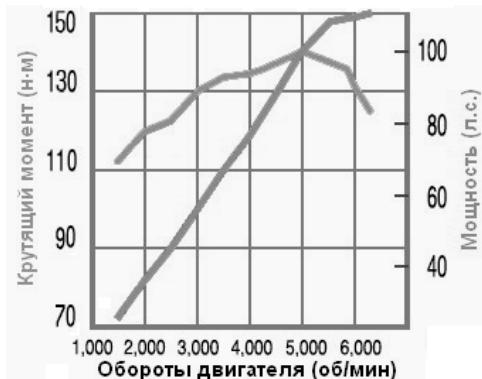


Рисунок 2 – Внешняя скоростная характеристика (ВСХ) двигателя Hyundai i30 1,4 л [8]

НПУ стенда – мотор-насос аксиально-поршневой МНА 63/200; момент максимальный при давлении 200 бар – 181,8 Нм, соответствующее тормозное усилие (нагрузка) на периферии рабочего ролика  $P_H=1527,6$  Н. Регулировка нагрузки производится дросселированием выходного трубопровода. Нестабильность момента в диапазоне частот 1000...1950 мин<sup>-1</sup> (на стенде – 45...87 км/ч) ±0,22%.

Принят традиційний режим діагностирування тягових властивостей при випробуваннях на стенде – повна подача палива, пряма або найближча до неї передача, швидкість 50...70 км/ч (характерна швидкість руху в місті).

**Математическая модель.** Тяговый баланс на стенде в режиме стесненного разгона:

$$P_k = P_{\Sigma} + P_H \pm m_s a, \quad (1)$$

где  $P_k$  – суммарная тяговая сила на двух ведущих колесах, Н;

$P_{\Sigma}$  – суммарная сила сопротивлений вращению ведущих колес и роликов стенда, Н (сумма сопротивления качению шин по роликам и сил трения в опорах и передачах стенда, приведенная к периферии ролика);

$P_H$  – усилие нагрузки, приведенное к периферии ролика, Н;

$m_s$  – суммарная приведенная масса вращающихся частей автомобиля и стенда;

$a$  – линейное ускорение на периферии ролика, м/с<sup>2</sup>.

Тяговая сила:

$$P_k = \frac{M_e \cdot u_{IV} \cdot u_0 \cdot \eta}{R_k} \quad (2)$$

В условиях рассматриваемой задачи

$$P_k = \frac{M_e \cdot 1,031 \cdot 4,412 \cdot 0,91}{0,295} = 14,0318 M_e$$

где  $M_e$  – эффективный крутящий момент двигателя при полной подаче топлива, Нм.

Эффективный крутящий момент можно определить по ВСХ двигателя, зная частоты вращения коленвала  $n_e$ .

$$n_e = \frac{V \cdot u_{IV} \cdot u_0}{0,377 \cdot R_k}, \quad (3)$$

где  $V$  – лінійна швидкість на периферії ролика, км/ч.

В принятому режимі перевірки

$$n_e = \frac{V \cdot 1,031 \cdot 4,412}{0,377 \cdot 0,295} = 40,90V.$$

Якщо ж виразити швидкість в м/с, то  $n_e = 147,24V$ .

В діапазоні швидкостей 50...70 км/ч обертання складають 2045...2863  $\text{мин}^{-1}$ .

По ВСХ (рис. 2) в діапазоні 2000...3000  $\text{мин}^{-1}$  крутячий момент двигуна залежить від частоти обертання, як показано в табл. 1.

Таблиця 1 – Крутячий момент двигуна в зоні робочих швидкостей

$n_e, \text{мин}^{-1}$	2000	2500	3000
$M_e, \text{Нм}$	119	122	130

Аппроксимація залежності крутячого моменту від частоти обертання:

$$M_e = 1 \cdot 10^{-5} n_e^2 - 0,039 n_e + 157. \quad (4)$$

Методом проб і помилок отримана залежність умовного коефіцієнта сумарних сопротивлень обертанню керманичних колес цього ж автомобіля і роликів стендів від швидкості  $f_\Sigma(V)$ :

$$f_\Sigma = -1,2396 \cdot 10^{-6} \cdot V^2 + 3,1423 \cdot 10^{-4} \cdot V + 0,027927. \quad (5)$$

Ця залежність індивідуальна для кожного автомобіля, стендів і шин.

Сила сумарних сопротивлень  $P_\Sigma$  визначається умноженням  $f_\Sigma(V)$  на  $G_d$ .

Після суммування всіх сил по формулі (1) і ділення на приведену масу системи при розгоні (289,3 кг) отримано диференціальне рівняння розгона виду

$$a = dv/dt = A \cdot V^2 + B \cdot V + C. \quad (6)$$

Его коефіцієнти суттєво залежать від значення додаткової навантаження. Рівняння виведено для трьох випадків навантаження: 0, 300 і 600 Н. Ці значення обрані так, щоб перевірити експериментально нижній дозволений кординатний діапазон навантаження, при якому зниження крутячого моменту достатньо мало, а сумарне час розгона достатньо велике для підтвердження реєстрації вимірювальною системою. Во всіх випадках швидкість виражена в м/с, а тягова сила обчислюється з поправочним коефіцієнтом  $K_f$ , враховуючи зниження крутячого моменту двигуна, викликане ускоренням розгона.

Диференціальне рівняння розв'язувалось численно. Шаг розбилення діапазона швидкостей становив 5 км/ч. Рішення використано при аналізі результатів експеримента і буде описано нижче.

**Эксперименты.** На первом этапе измерены методом выбега суммарные сопротивления  $P_{\Sigma}$ . Автомобиль устанавливали ведущими колесами на рабочие ролики стенда, прокручивали некоторое время на небольшой скорости (для самоустановки автомобиля на стенде), а затем разгоняли колеса и ролики до скорости 80 км/ч, выжимали педаль сцепления, размыкали моторную муфту стенда и записывали диаграмму выбега  $V(t)$  на компьютере с помощью программного обеспечения PowerGraph. Шаг записи составлял 0,01 с. Замеры повторяли 3-4 раза. Далее рассчитывали диаграммы замедлений  $j(V)$  по усредненной диаграмме  $V(t)$  каждого блока замеров. На рис. 3 показаны эти диаграммы для диапазона скоростей 50...70 км/ч. Как оказалось, сопротивления сильно зависят от температурного режима автомобиля и стенда. Нижние диаграммы со средним замедлением  $1,4 \text{ м/с}^2$  записаны после прогрева, без пауз. Верхние со средним замедлением  $2 \text{ м/с}^2$  записаны после пауз, когда шины, масло в трансмиссии автомобиля и смазка в узлах стенда несколько остывли. Поскольку в практике трудно обеспечить стабильный тепловой режим, было решено учитывать все значения. Выполнена общая аппроксимация всех результатов, показанная на рис. 3 штриховой линией.

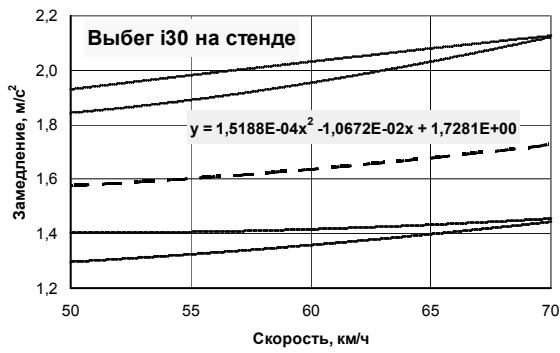


Рисунок 3 – Замедление свободного выбега ведущих колес автомобиля Hyundai i30 на стенде ПДС-Л ХАДИ

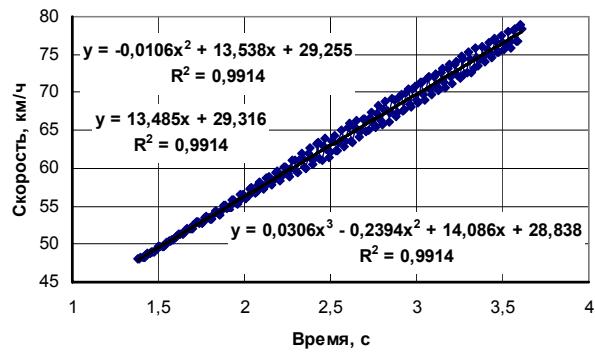


Рисунок 4 – Пример диаграммы разгона на IV передаче при нагрузке 300 Н

По ней рассчитан условный коэффициент суммарных сопротивлений вращению ведущих колес автомобиля и роликов стенда:

$$f_{\Sigma} = j \cdot m_d / G_d , \quad (6)$$

где  $m_d$  – приведенная масса системы стенда-колеса при выбеге, кг;  
 $G_d$  – весовая нагрузка на ведущие колеса, Н.

Измерительные системы стенда позволяют оценивать сопротивления по реактивному моменту на мотор-насосе при вращении роликов и колес с постоянной скоростью. Однако в этом случае добавляются потери в гидроприводе и погрешность самой системы измерения момента. Поэтому было отдано предпочтение описанному выше методу выбега.

Разгоны осуществлялись от двигателя автомобиля при полной подаче топлива, на IV передаче. Выполнено три блока замеров (по 3-4 замера в одинаковых условиях) –

без дополнительной нагрузки от НПУ и с двумя вариантами нагрузки: 300 и 600 Н. Во всех вариантах диаграмма  $V(t)$  практически линейна (рис. 4).

При обработке результатов проводилось сопоставление расчетных и экспериментальных показателей – ускорения  $a$  и времени разгона  $\Delta t$  от 50 до 70 км/ч. Расчеты выполнялись по описанной выше методике. При расчетах подбирали значение поправочного коэффициента снижения крутящего момента двигателя  $K_j$ , которое обеспечивало бы удовлетворительное приближение результатов расчета к экспериментальным. Результаты расчета и эксперимента сведены в табл. 2.

Таблица 2 – Сопоставление результатов эксперимента и расчета

Показатель	Вариант нагрузки					
	0 Н		300 Н		600 Н	
	Экспер.	Расчет	Экспер.	Расчет	Экспер.	Расчет
$\Delta t \text{ ср} =$	1,083	1,114	1,428	1,452	1,600	1,684
$a \text{ ср} =$	5,13	5,127	3,89	3,973	3,47	3,471
Темп разгона, мин <sup>-1</sup> /с	755		561		511	
Снижение $M_e$	0,837		0,857		0,956	
Снижение $M_e$ по [6]	0,796		0,910		0,933	

При нагрузке 600 Н (темп разгона 511 мин<sup>-1</sup>/с) удовлетворительное приближение достигнуто с коэффициентом снижения 0,956. По данным Rototest (рис. 1) на двигателе VW Passat 1,8 крутящий момент понизился с 1 до 0,933. Вероятно, в нашем случае проявилась меньшая инертность двигателя 1,4.

Если допустить, что при меньшем темпе разгона коэффициент снижения меняется линейно, то можно рассчитать ожидаемые показатели разгона для других вариантов внешней нагрузки – табл. 3. Эти значения можно считать эталонными для номинального состояния двигателя (крутящий момент в установившихся режимах 100%). Если принять в качестве недопустимого состояния двигателя 85% момента, то разгон будет намного медленнее (нижняя строка в табл. 3).

Таблица 3 – Расчетные значения показателей разгона

Показатель	Вариант нагрузки, Н						
	600	700	800	900	1000	1100	1200
Снижение $M_e$	0,956	0,961	0,965	0,970	0,975	0,980	0,984
Крутящий момент в установившихся режимах 100%							
$\Delta t, \text{ с}$	1,684	1,918	2,227	2,269	3,288	4,317	6,29
Крутящий момент в установившихся режимах 85%							
$\Delta t, \text{ с}$	2,582	3,185	4,158	5,988	10,734	62,502	–

## Выводы

1. Режим стесненного разгона обеспечивает достоверное определение диагностических параметров.
2. Традиционная математическая модель тягового баланса обеспечивает достаточно точный расчет показателей разгона, если учтено снижение крутящего момента двигателя, вызванное ускорением.
3. На двигателе рабочим объемом 1,4 л крутящий момент снижается немного меньше, чем на двигателе 1,8 л.
4. Можно рекомендовать использование внешней нагрузки 800...1000 Н.

**Список литературы:** 1. Украинский автопарк начал стареть и ржаветь / MIGnews.com.ua 30.10.2012 // 11:57 / [Электронный ресурс] / Режим доступа к статье: <http://mignews.com.ua/ru/articles/123698.html>. 2. Рабинович Э.Х., Зуев В.А. Стендовая проверка тяговых свойств автомобиля по динамике разгона // Сб. науч. трудов ХГАДТУ. Автомоб. транспорт.– Харьков, РИО ХГАДТУ.– 2000.– Вып. 4.– С.29-31. 3. Мармут И.А. Разработка научно-методических основ проектирования универсальных передвижных станций диагностики легковых автомобилей. Дис...канд. техн. наук: .05.22.20. – Харьков, 2001. – 204 с. 4. Браильчук А.П., Рабинович Э.Х., Подгорный О.Д., Трифонов А.А.. Оценка эффективности применения излучателя Гартмана во впускной системе автомобиля ГАЗ-31029 по динамике разгона. В сб.: Вестник Харьковского государственного политехнического университета, вып. 85, Харьков, ХГПУ, 1999. с.52-56. 5. Лурье М.И. Получение разгонной характеристики двигателя путем стендовых испытаний автомобиля // Автомобил. пром. 1958. – № 8.– С. 22-25. 6. Performance measurements on chassis dynamometers. Published by Rototest Research Institute, March 2005. Part 2/2. SAL-N05030802-CH2-PRI04.pdf. 7. Иванов С.Н., Баженов П.И. Аппроксимирующие зависимости для определения моментов инерции // Автомобильная промышленность. — 1992. — № 10. — С. 19–20. 8. Информация о двигателях, применяемых в Hyundai i30 / [Электронный ресурс] / Режим доступа: [http://i30info.ru/info/engine.html#petrol\\_engines](http://i30info.ru/info/engine.html#petrol_engines)

Поступила в редакцию 15.12.2012 г

УДК 629.3.083

**Расчет нормативов разгона автомобиля на роликовом стенде / В. П. Волков, Э. Х. Рабинович, В. А. Зуев, Д. А. Шалина //** Вісник НТУ «ХПІ» Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012.– № 64 (970) – С. 43–49. – Бібліогр.: 8 назв.

Виконані тягові випробування автомобіля Hyundai i30 на стенді ПДС-Л ХАДІ. Уточнена математична модель і методика розрахунку нормативів діагностичних параметрів для розгону під навантаженням.

**Ключові слова:** автомобіль Hyundai i30, стенд, розгін під навантаженням, параметри.

Tests of Hyundai i30 car are performed on a roller dynamometer PDS-L HADI. Mathematical model and method of calculating etalon values of diagnostic parameters for the case of acceleration under load adjusted.

**Key words:** Hyundai i30, stand, traction tests, acceleration under load, parameters.

УДК 629.3

**C. M. МАСТЕПАН**, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харків

## **СТВОРЕННЯ СИСТЕМИ НОРМАТИВНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

На результативність діяльності підприємства визначальний вплив має економічний аспект в управлінні. Саме з ним пов'язані важливість формування нормативного забезпечення і його ефективне використання працівниками в процесі виробництва ТО і ремонту. Нові економічні умови припускають використання не тільки нових теоретичних посилань, але і нової технології самої роботи з моніторингу та розвитку нормативного забезпечення. Насамперед це постійний моніторинг забезпечення, відхід від стихійності в розробці обґрунтованих норм і формування повного нормативного забезпечення.

**Ключові слова:** технічне обслуговування, послуга, виробничий процес, нормативне забезпечення, фактори.

**Вступ.** На ринку послуг технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р) більшість підприємств не має системної підтримки від заводу виробника, і найчастіше вони орієнтовані на кілька марок автомобілів. Це зазвичай призводить до розорошення потужностей і не ефективної реалізації виробничого потенціалу підприємства.

Внаслідок відсутності на підприємствах науково-обґрунтованої системи нормування, критеріїв оцінки ефективності виробничих процесів, наявні ресурси можуть розподілятись і використовуватись не раціонально. Що знижує інтенсивність розвитку і конкурентоздатність діяльності виробництва.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Досліджуючи це питання було з'ясовано, що критеріями за допомогою яких на підприємстві можна оцінювати та розвивати виробничі процеси, є нормативи і стандарти. А також те, що критерії мають відповідати реальному підприємству, яке, як відомо, постійно змінюється. І що б взаємозв'язок залишався актуальним, необхідний постійний моніторинг нормативів і стандартів на підприємстві, тобто нормативного забезпечення виробництва ТО і Р.

Моніторинг і удосконалення нормативного забезпечення виробництва ТО і ремонту транспортних засобів являє собою систематичну роботу з підвищення технічної обґрунтованості норм з метою точного вираження в них рівня та стану технологічних процесів, умов роботи, постачання підприємства та інших факторів.

У поняття вдосконалення нормативного забезпечення входить [1, 2, 3, 4]:  
перегляд окремих норм;  
уточнення окремих масивів норм і нормативного забезпечення в цілому;  
доповнення окремих масивів норм.

У процесі моніторингу і вдосконалення норм необхідно брати до уваги такі методичні основи [5, 6]:  
критичне використання практичних даних;  
єдність організаційно-технічних умов і норм;  
використання взаємозв'язків при виробництві;  
aproбация норм у виробничих умовах.

Крім того, в процесі вдосконалення норм повинні бути дотримані такі обов'язкові умови:

© С. М. Мастепан, 2012

виявлення технічної обґрунтованості норм;  
визначення рівня виконання норм;  
оптимальна побудова масивів норм;  
ув'язка між собою норм за виробничим, технологічним, економічним принципом.

**Мета і постановка задачі.** Метою роботи є підвищення ефективності і якості функціонування виробничих процесів підприємств автомобільного транспорту за рахунок покращання нормативного забезпечення за допомогою розробки вимог до методики оцінки рівня нормативного забезпечення виробничого процесу, проведення аналізу та визначення найбільш вагомих факторів впливу на формування нормативного забезпечення, формування та обґрунтування обмежень і спрощень при оцінці рівня нормативного забезпечення виробничого процесу.

**Методика розробки моніторингу нормативного забезпечення процесів ТО і ремонту транспортних засобів.** Забезпечення ефективності виробництва ТО і ремонту транспортних засобів вимагає створення і активного використання моніторингу системи нормативного забезпечення процесів. Наявність такої системи дозволяє приймати обґрунтовані і ефективні рішення в процесі досягнення намічених цілей.

Моніторинг нормативного забезпечення виробничого процесу - це безперервне спостереження, оперативний збір і постійний аналіз даних, що надходять від суб'єктів спостереження. Для досягнення максимального результату моніторинг повинен здійснюватися постійно.

Впровадження централізованої системи моніторингу дозволяє контролювати доступність і якість масивів нормативного забезпечення, що використовуються в процесі ТО і ремонту транспортних засобів.

Система моніторингу повинна забезпечувати:  
централізоване спостереження всіх компонентів нормативного забезпечення;  
оперативність – своєчасні попередження і корекція нормативів;  
планування розвитку системи нормативного забезпечення на підставі отриманих звітів про її стан і напрямки удосконалення;  
формалізація і автоматизація моніторингу – реагування на передбачувані проблеми без участі або з обмеженою участю людей.

Підходи до побудови системи моніторингу.

Система моніторингу може бути побудована двома способами [5, 7].

Перший – «сходження». Порядок побудови системи з використанням методики «сходження»: будеутися рівень моніторингу на технологічному рівні – нормативне забезпечення процесів ТО і ремонту, далі на підставі вимог і потреб, отриманих від технологічного рівня, будеутися рівень моніторингу нормативного забезпечення процесів реалізації послуг і взаємовідносин з клієнтами.

Другим способом побудови системи моніторингу є «спадний» спосіб. У разі його використання визначаються процеси та нормативне забезпечення реалізації продукції і послуг, що підлягають моніторингу, далі, виходячи з цих припущень, будеутися рівень моніторингу технологічного процесу виробництва ТО і ремонту.

Для підприємств з виробництва ТО і ремонту транспортних засобів доцільно в першу чергу використовувати спосіб «сходження».

Виконувані роботи:

обстеження процесу планування та виробництва ТО і ремонту транспортних засобів і нормативного забезпечення;

визначення об'єктів моніторингу;  
встановлення загального порядку та процедур моніторингу нормативного забезпечення виробничих процесів;  
розробка механізмів і моделей оцінки рівня нормативного забезпечення виробничих процесів;  
навчання фахівців, задіяних для моніторингу;  
розробка методик та технічних засобів.

Систему нормативного забезпечення процесів ТО і ремонту автомобілів за призначенням необхідно формувати за такими напрямками:

*Підсистема нормативного забезпечення визначення ринку послуг та формування виробничої програми підприємства* призначена:

забезпечувати нормативами процеси визначення окремих сегментів ринку;

визначати орієнтовні обсяги робіт;

планувати виробничу програму з технічного обслуговування і ремонту автомобілів.

Підсистема повинна включати такі масиви нормативів і стандартів: стандарти ISO, ДСТУ, що регламентують роботу зі споживачами послуг з ТО і ремонту; нормативи трудомісткості робіт за видами і моделями автомобілів; показники умов експлуатації, транспортних, кліматичних, інших умов використання транспортних засобів.

*Підсистема нормативного забезпечення матеріально-технічного постачання* повинна забезпечувати:

можливість проводити оцінку якості матеріальних ресурсів;

визначення обґрунтованості і граничні значення цін на матеріальні ресурси;

визначення обсягів і терміни постачання матеріальних ресурсів;

складання графіків постачання.

В зазначену підсистему входять такі масиви: стандарти ISO, ДСТУ, що регламентують роботу з постачальниками матеріальних ресурсів для ТО і ремонту транспортних засобів; стандарти ISO, ДСТУ, що регламентують вимоги і визначають характеристики і параметри матеріальних ресурсів; нормативи витрат матеріальних ресурсів за видами і моделями автомобілів; нормативи, що визначають умови транспортування та зберігання матеріальних ресурсів; нормативи, що визначають умови та вимоги до переробки та утилізації відходів матеріальних ресурсів.

*Підсистема нормативного забезпечення процесу технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів* призначена для:

складання планів і графіків проведення робіт з виробництва послуг;

оперативного управління процесом виробництва технічного обслуговування і ремонту транспортних засобів;

визначення показників і безперервного поліпшення якості та ефективності виробництва технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів.

Підсистема повинна включати: закони України та постанови уряду, що регламентують функціонування виробничих процесів підприємств (організація робочого часу, захист праці тощо); стандарти ISO, ДСТУ, що регламентують роботу зі споживачами послуг з ТО і ремонту транспортних засобів; стандарти ISO, ДСТУ, що регламентують вимоги і визначають характеристики протікання виробничих процесів; нормативи витрат праці і матеріальних ресурсів на виконання операцій технічного обслуговування і ремонту транспортних засобів; показники, що характеризують нормальнє протікання виробничого процесу.

*Підсистема нормативного забезпечення виробничої бази для технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів* повинна давати можливість:

визначати параметри, показники використання технологічного устаткування виробничої бази;

порівнювати фактичні показники використання виробничої бази з нормативними і аналізувати стан виробничого процесу;

визначати терміни та складати плани заміни технологічного устаткування виробничої бази підприємства.

Підсистема включає: стандарти ISO, ДСТУ, що регламентують вимоги до виробничої бази з ТО і ремонту транспортних засобів; стандарти ISO, ДСТУ, що регламентують вимоги і визначають нормативні значення роботи окремих видів технологічного устаткування; нормативи витрат праці і матеріальних ресурсів на виконання операцій з технічного обслуговування і ремонту технологічного устаткування; показники, що характеризують нормальній рівень та стан технологічного устаткування; номенклатуру та наявність і ціни на технологічне устаткування на ринку.

*Підсистема нормативного забезпечення управління обслуговування та ремонту транспортних засобів повинна:*

забезпечувати можливість керівництву підприємства на основі порівняння фактичних показників виробництва з нормативними їх значеннями розробляти й приймати управлінські рішення;

давати можливість виконувати законодавчі та нормативно-правові вимоги в процесі виробництва і реалізації послуг з ТО і ремонту транспортних засобів;

встановлювати цілі, які можуть бути виміряні;

проводити моніторинг інформації, що свідчить про рівень задоволеності споживачів.

*Підсистема нормативного забезпечення функціонування кадрового потенціалу* призначена для:

визначення потреби, ефективності навчання та мотивування працівників підприємства;

організації роботи колективу працівників підприємства;

організації оплати праці на підприємстві;

планування та реалізації службової кар'єри працівників.

Підсистема включає: закони України та постанови уряду, що регламентують функціонування трудових колективів підприємств (організація робочого часу, оплати праці, атестації та підвищення кваліфікації працівників, захист праці тощо); нормативи витрат та оплати праці на виконання операцій з технічного обслуговування і ремонту технологічного устаткування; показники, що характеризують продуктивність праці; показники, що використовуються при мотивації працівників.

*Підсистема нормативного забезпечення контролю технічного стану транспортних засобів* повинна давати можливість:

проводити вимірювання і порівняння параметрів технічного стану в процесі виконання окремих операцій технічного обслуговування і ремонту транспортних засобів;

визначати технічний стан ТЗ в процесі їх приймання та видачі споживачам;

встановлювати відповідність параметрів технічного стану транспортних засобів нормативним значенням;

проводити аналіз даних, що свідчать про ступінь виконання своїх функцій системою управління якістю ТО і ремонту.

Підсистема включає: закони України та постанови уряду, що регламентують роботу зі споживачами; стандарти ISO, ДСТУ, що регламентують вимоги до виконання робіт з ТО і ремонту транспортних засобів; стандарти ISO, ДСТУ, що регламентують вимоги і визначають технічний стан транспортних засобів; нормативи технічного стану

транспортних засобів; показники, що характеризують нормальну функціонування системи «виробник – споживач» (час обслуговування, вартість нормо години ТО і ремонту за агрегатами та системами тощо).

На рисунку 1 наведено завдання, які вирішуються за допомогою системи нормативного забезпечення процесів ТО та ремонту ТЗ та її склад .

Формування підсистеми стандартів.

Міжнародні стандарти ISO з управління якістю є основою створення та розвитку системи управління якістю ТО і ремонту.

Стандарти Міжнародної організації по стандартизації (ISO) застосовуються при створенні й удосконаленні систем управління якістю будь-яких підприємств, незалежно від масштабів і сфер їх діяльності.

Відповідність системи управління якістю підприємства стандартам свідчить про здатність підприємства підтримувати стабільність якості і покращувати результативність свого функціонування.

На підприємстві, що здійснює технічне обслуговування та ремонт автомобілів необхідно використовувати декілька груп стандартів.

Структура стандартів на підприємстві автомобільного транспорту повинна мати 6 основних розділів:

стандарти, що визначають безпеку руху та систему захисту навколошнього середовища;

стандарти, що визначають систему управління якістю ТО і ремонту транспортних засобів;

стандарти, що визначають відповідальність керівників за організацію і управління процесами;

стандарти, що визначають управління ресурсами для технічного обслуговування і ремонту ТЗ;

стандарти, що регламентують процеси життєвого циклу транспортних засобів;

стандарти, що регламентують вимірювання, аналіз та поліпшення якості технічного обслуговування і ремонту ТЗ.

### Висновки

1. Нормативне забезпечення процесів технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів доцільно формувати масивами стандартів та норм: законодавчі та нормативно-правові акти; міжнародні та державні стандарти, що забезпечують функціонування автомобільного транспорту і підприємств; нормативна база витрат матеріалів та ресурсів; нормативна база організації праці; що визначають технічний стан та забезпечують функціонування транспортних засобів.
2. При моніторингу необхідно перевірити і встановити: відповідність норм організаційно-технічним умовам на підприємстві; фактори впливу, прийняті для розрахунку норм і нормативів; повноту охоплення нормами робіт, функцій, технологічних процесів; рівень простоти і зручності користування нормами при виробництві; відповідність норм фактичним показникам; величину зниження витрат за результатами удосконалення норм.
3. Система моніторингу повинна забезпечувати: централізоване спостереження всіх компонентів нормативного забезпечення; оперативність; планування розвитку системи нормативного забезпечення; формалізацію і автоматизацію.



Рисунок 1 – Система нормативного забезпечення процесів ТО та ремонту ТЗ

**Список літератури:** 1. Л.Б. Миротин, И.Э. Ташибаев, О.Г. Порошина / Эффективная логистика. – М.: Издательство “Экзамен”, 2003. – 160 с. 2. А. Бутов / Транспорт влияет на все аспекты жизни общества // Автомобильный транспорт. – 2000. - №1. – С 14-16. 3. С.А. Уваров / Логистика. – СПб.: Инвест – НП, 1996. – 24 с. 4. Андрусенко С.І. / Загальні принципи управління підприємством // Автошляховик України. – 2002. – №1 – С 18-20. 5. В.Г. Лебедев, Т.Г. Дроздова, В.П. Кустарёв и др. / Управление затратами на предприятиях. Учебник. /: Под общ.ред. Г.А. Краюхина. – СПб.: Издательский дом “Бизнес-пресса”, 2000. – 277 с.: ил. 6. Джон Шоттміллер / Витрати на якість стимулюють процеси безперервного вдосконалення // Методи менеджменту якості. - 2003. - № 2. - С. 62-65. 7. В.В. Волгин / Автомобильный дилер: практическое пособие по маркетингу и менеджменту сервиса и запасных частей. - М.: “Ось - 89”, 1997 – 224 с., ил.

*Надійшла в редколегію 29.11.2012*

УДК 629.3

**Створення системи нормативного забезпечення процесів технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів / С. М. Мастепан** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіль- та тракторобудування, 2012. – № 64 (970). – С. 50–56. – Бібліогр.: 7 назв.

На результативность деятельности предприятия определяющее влияние осуществляется экономический аспект в управлении. Именно с ним связаны важность формирования нормативного обеспечения и его эффективное использование работниками в процессе производства ТО и ремонта. Новые экономические условия предполагают использование не только новых теоретических ссылок, но и новой технологии самой работы по мониторингу и развитию нормативного обеспечения. Прежде всего это постоянный мониторинг обеспечения, отход от стихийности в разработке, разработка обоснованных норм и формирования полного нормативного обеспечения.

**Ключевые слова:** техническое обслуживание, услуга, производственный процесс, нормативное обеспечение, факторы.

On the performance of the company has a decisive influence on the economic aspect of management. Just the related importance of creating a regulatory provision and its efficient use of employees in the production and repair. New economic conditions suggest using not only new theoretical references, but most of the new technology for monitoring and development of regulatory support. First of all this constant monitoring software away from spontaneity in the development, design-based standards and the formation of a full regulatory support.

**Key words:** maintenance, service, production process, regulatory support, factors.

УДК 629.113

**С. И. КРИВОШАПОВ**, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков;  
**Ю. В. ГОРБИК**, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ

## ВЛИЯНИЕ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ НА РАСХОД ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЯ

Предложена математическая модель определения расхода топлива через режим нагружения и скорость движения автомобиля. Приведен алгоритм и результаты расчета расхода топлива на дороге и на стенде с беговыми барабанами при различных нагрузлениях. Приведены результаты экспериментальных исследований оценки топливной экономичности автомобиля от нагрузки на колесах автомобиля.

**Ключевые слова:** автомобиль, расход топлива, стенд с беговыми барабанами, режим нагрузки, скоростной режим, КПД.

**Введение.** В процессе проектирования в конструкцию автомобиля закладываются определенные качества, которые будут реализованы при изготовлении, а проявлены при эксплуатации машины. Наряду с общими конструктивными характеристиками в новый автомобиль закладываются и эксплуатационные параметры. Одним из основных эксплуатационных характеристик является расход топлива.

Топливная экономичность зависит от ряда факторов основные из которых: конструктивные особенности и характеристики автомобиля; эксплуатационные параметры движения автомобиля; техническое состояние транспортного средства; режим движения и классность водителя. Для автомобилей поступающих в эксплуатацию уменьшить расход топлива можно за счет выбора оптимального режима движения автомобиля. Но для этого необходимо установить аналитическую и экспериментальную взаимосвязь расхода топлива от нагрузочно-скоростного режима движения автомобиля.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Теоретические основы математического моделирования эксплуатационных свойств автомобиля заложены академиком Чудоковым Евгением Алексеевичем в первой половине прошлого века. Им были предложена зависимость определения путевого расхода топлива через удельный индикаторный расход топлива и мощность автомобиля. Принципы оценки топливной экономичности автомобиля в реальных условиях эксплуатации заложены профессором Говорущенко Н. Я. [1]. Дальнейшее развитие методики расчета расхода топлива через различные показатели отражены в последующих работах: по удельным показателям [2], через коэффициенты полезного действия силовых агрегатов автомобиля [3], через неравномерность движения автомобиля на дороге [4], по изменению индикаторного расхода топлива [5]. Практическая реализация новой методики оценки и диагностирования автомобиля по расходу топлива приведена в работах [5] и [6]. В работах [6] и [7] рассмотрены особенности оценки топливной экономичности при стендовых испытаниях на стенде с беговыми барабанами. В работах [2-7] расход топлива определялся через скорость движения автомобиля по дороге или на стенде с беговыми барабанами. Влияние других эксплуатационных параметров в явном виде в этих работах не рассматривалось.

© С. И. Кривошапов, Ю. В. Горбик, 2012

**Цель и постановка задачи.** Целью настоящей работы является получение математической зависимости определения расхода топлива через нагрузку на колесах автомобиля. Сравнить значения расхода топлива, полученные математическим моделированием, с экспериментальными результатами при стендовых испытаниях автомобиля.

**Математическая модель и алгоритм решения задачи.**

Путевой расход топлива в л/100 км рассчитывается по следующей зависимости

$$Q = \frac{100 \cdot Q_1}{V_a \cdot \rho_t}, \quad (1)$$

где  $Q_1$  - часовой расход топлива, кг/ч;  $V_a$  - скорость движения автомобиля, км/ч;  $\rho_t$  - плотность топлива, кг/л.

Часовой расход топлива определяется через индикаторные или эффективные параметры двигателя:

$$Q_1 = g_e \cdot N_e, \quad (2)$$

где  $g_e$  - удельный эффективный расход топлива, кг/кВт;  $N_e$  - эффективная мощность двигателя, кВт.

Удельный эффективный расход топлива в г/кВт связан с эффективным КПД двигателя:

$$g_e = \frac{3600}{H_n \cdot \eta_e}, \quad (3)$$

где  $H_n$  - низшая теплота сгорания, кг/кДж;  $\eta_e$  - эффективный КПД двигателя.

Эффективный КПД двигателя – составной показатель, который учитывает индикаторные и механические потери в двигателе:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (4)$$

где  $\eta_i$  - индикаторный КПД двигателя;  $\eta_m$  - механический КПД двигателя.

Эффективная мощность двигателя связана с мощностью на колесах автомобиля

$$N_e = N_k / \eta_{mp}, \quad (5)$$

где  $N_k$  - мощность, подведенная к колесам автомобиля, кВт;  $\eta_{mp}$  - коэффициент полезного действия трансмиссии.

С учетом зависимостей (2 - 5) путевой расход топлива определяется по формуле

$$Q = \frac{360 \cdot N_k}{V_a \cdot \rho_t \cdot H_h \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{mp}}. \quad (6)$$

При «движении» автомобиля на стенде с беговыми барабанами удобно создавать и измерять нагрузку на роликах стенда. Тогда расход топлива автомобиля определяется на стенде с беговыми барабанами с учетом потерь в колесах автомобиля по формуле

$$Q = \frac{360 \cdot N_\delta}{V_a \cdot \rho_t \cdot H_h \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_k}. \quad (7)$$

где  $\eta_k$  - КПД колеса,  $N_\delta$  - мощность на беговых барабанах, кВт.  $N_\delta = N_k / \eta_k$ .

Произведение 4-х КПД: индикаторного и механического КПД двигателя, КПД трансмиссии и колес, можно выразить через коэффициент полезного действия автомобиля, т.е  $\eta_a = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_k$ . Тогда формулу (7) можно записать следующим образом

$$Q = \frac{360 \cdot N_\delta}{V_a \cdot \rho_t \cdot H_h \cdot \eta_a}. \quad (7)$$

В работе [8] приведены расчетные зависимости для определения индикаторного и механического КПД двигателя и КПД трансмиссии и колес, а также зависимость определения общего КПД автомобиля.

В таблице 1 представлены значения КПД автомобиля и составляющих, рассчитанные для автомобиля ВАЗ-2107 при движении по дороге.

Значение силы на колесах автомобиля рассчитывалось по формуле

$$P_k = G_a \cdot \psi + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^2, \quad (8)$$

где  $G_a$  - вес автомобиля, Н;  $\psi$  - коэффициент суммарного дорожного сопротивления;  $kF$  - фактор обтекаемости, Н·с<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>.

Значение  $\psi$  и  $kF$  рассчитывались следующим формулам

$$\psi = \frac{0.01 \cdot V_{max} \cdot K_e}{V_a}; \quad kF = k \cdot \alpha_t \cdot B_a \cdot H_a, \quad (9)$$

где  $V_{max}$  - максимальная скорость автомобиля, км/ч;  $K_e$  - коэффициент зарядки;  $k$  - коэффициент сопротивления воздуха, Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $\alpha_t$  - коэффициент заполнения лобовой площади;  $B_a$  - ширина автомобиля, м;  $H_a$  - высота автомобиля, м.

Зная силу подведенную к колесам автомобиля можно рассчитать мощность на колесах автомобиля в Вт:

$$N_k = \frac{P_k \cdot V_a}{3.6}. \quad (10)$$

Окончательно мощность подведенная к колесам автомобиля в кВт:

$$N_k = 2.78 \cdot 10^{-4} \cdot (G_a \cdot 0.01 \cdot K_e \cdot V_{max} + 0.077 \cdot k \cdot \alpha_t \cdot B_a \cdot H_a \cdot V_a^3). \quad (11)$$

Значения силы и мощности на колесах автомобиля, полученные по формулам (8) и (11), сведены в таблицу. В последнем столбце таблице приведены расчетные значения расхода топлива для автомобиля ВАЗ-2107 при движении по дороге в порожнем состоянии.

Таблица – Результаты расчета расхода топлива автомобиля ВАЗ-2107

$V_a$ , км/ч	$\eta_i$	$\eta_m$	$\eta_e$	$\eta_{mp}$	$\eta_k$	$\eta_a$	$P_k$ , Н	$N_k$ , кВт	$Q$ , л/100 км
<b>25</b>	0,300	0,380	0,114	0,910	0,480	0,050	261,95	1.819	<b>11,24</b>
<b>35</b>	0,304	0,460	0,140	0,870	0,517	0,063	299,30	2.910	<b>9,04</b>
<b>60</b>	0,311	0,569	0,177	0,770	0,660	0,090	372,27	6.211	<b>6,3</b>
<b>90</b>	0,320	0,728	0,233	0,730	0,452	0,077	473,83	11.846	<b>7,38</b>
<b>120</b>	0,330	0,788	0,260	0,737	0,292	0,056	671,24	22.375	<b>10,2</b>
<b>150</b>	0,340	0,783	0,266	0,757	0,228	0,046	836,70	34.862	<b>12,26</b>

В расчетах расхода топлива, мощности на колесах и КПД автомобиля использовались следующие исходные данные для автомобиля ВАЗ-2107:  $G_a=10400$  Н;  $V_{max}=150$  км/ч;  $\alpha_t=0.85$ ;  $k=0.36$  Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $B_a=1.6$  м;  $H_a=1.4$  м;  $\rho_t=0.76$  г/см<sup>3</sup>;  $H_h=44000$  кДж/кг. При подстановки исходных данных в зависимости (6), (8) и (11), применительно к автомобилю ВАЗ-2107, получим следующие упрощенные формулы: формулы расчета силы и мощности на колесах автомобиля, а также расхода примет следующий вид:

- силы на колесах автомобиля  $P_k$ , Н:

$$P_k = \frac{5720}{V_a} + 0.052 \cdot V_a^2; \quad (12)$$

- мощности подведенной к колесам автомобиля  $N_k$ , кВт:

$$N_k = 1.59 + 1.4 \cdot 10^{-5} \cdot V_a^3; \quad (13)$$

- линейный расход топлива  $Q$ , л/100 км:

$$Q = \frac{0.0108 \cdot N_k}{V_a \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{mp}}. \quad (14)$$

По полученным расчетным данным была построена графическая зависимость изменения расхода топлива от нагрузки на колесах автомобиля. Полученные результаты представлены в графическом виде на рисунке 1.

Как видно из графика нагрузка на колесах автомобиля неоднозначно влияет на расход топлива. В диапазоне мощности подведенной к колесам автомобиля от 1 кВт до 6 кВт расход топлива снижается с увеличением нагрузки на колесах автомобиля. При увеличении мощности на колесах от 6 кВт и выше расход топлива возрастает практически линейно. Для автомобиля ВАЗ-2107 минимальный расход топлива соответствует нагрузке на колесах равное 6 кВт.



Рисунок 1 – Теоретическая зависимость линейного расхода топлива от мощности на колесах для автомобиля ВАЗ-2107

На рисунке 2 приведены для сравнения экспериментальные зависимости влияния нагрузки на колесах автомобиля, полученных при стендовых испытаниях на беговых барабанах. Диапазон изменения нагрузки (от 7 до 20 кВт) определялся техническими возможностями стенда с беговыми барабанами

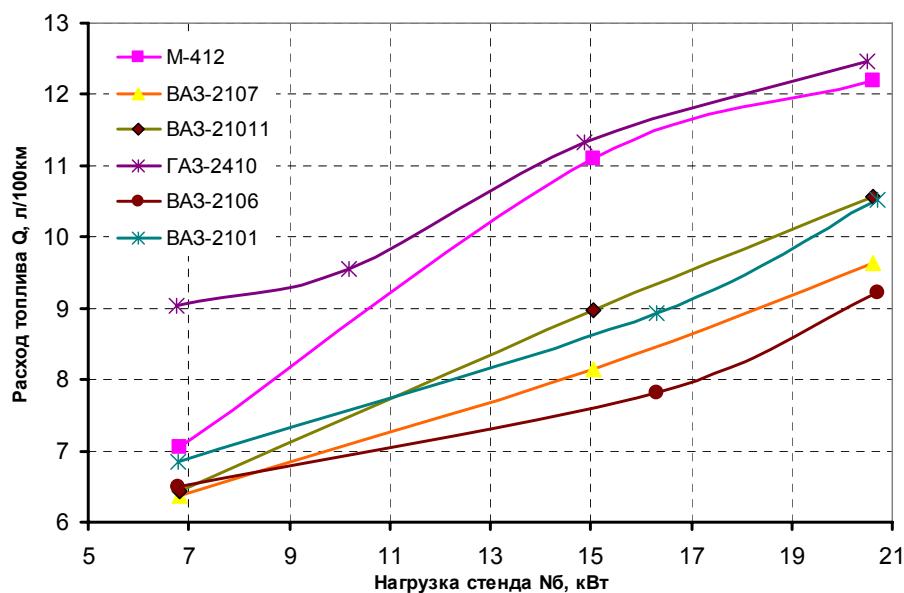


Рисунок 2 – Графики расход топлива в л/100 км в зависимости от нагрузки на колесах автомобиля

Из графика 2 видно практически линейная характеристика расхода топлива и нагрузки на колесах автомобиля. Отклонения теоретической и экспериментальной характеристики для автомобиля ВАЗ-2107 не превышает 3%. Интенсивность изменения расхода топлива от нагрузки для разных автомобилей изменяется незначительно.

## Выводы

1. Минимальный расход топлива для автомобиля ВАЗ 2107 приходиться на диапазон скоростей от 60 до 90 км/ч.
2. Минимальной расход топлива автомобиля ВАЗ-2107 на дороге соответствует мощности на колесах автомобиля равной 7 кВт. При этой нагрузке расход топлива составляет 6 л/100 км.
3. В диапазоне нагрузки от 7 до 20 кВт с расходом топлива исследуемых автомобилей увеличивается практически линейно.

**Список литературы:** 1. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта. / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. - Изд. 2-е, перераб. и подолн. – Харьков: РІО ХГАДТУ, 1999. – 468 с. 2. Говорущенко Н.Я. Алгоритм оценки топливной экономичности транспортных машин по удельным показателям. / Н.Я. Говорущенко, С.И. Кривошапов. // Девета научно-техническа конференция с международно участие "Транспорт, екология – устойчиво развитие" (15-17 май 2003). – Болгария, Варна: Технически университет, 2003. – С. 188-194. 3. Говорущенко Н.Я. Новая методика нормирования расхода топлива транспортных машин (метод четырех КПД) / Н.Я. Говорущенко, С.И. Кривошапов. // Автомобильный транспорт : Сб. научн. тр. – Харьков: ХНАДУ, 2004. - № 15. 4. Говорущенко Н.Я. Методика нормирования расхода топлива и выбросов. / Н.Я. Говорущенко, С.И. Кривошапов. // Сборник докладов XIV научно-техническа конференция с международно участие "Транспорт, екология – устойчиво развитие" - Болгария, Варна: ТУ, 2008. 5. Говорущенко Н.Я. Методы диагностирования автомобилей по изменению общего и индикаторного расхода топлива и частных КПД в отдельных агрегатах. / Н.Я. Говорущенко, Ю.В. Горбик. // XVI научно-техническа конференция с международно участие "Транспорт, екология – устойчиво развитие" - Варна: ТУ, 2010 – С. 442-450. 6. Говорущенко Н.Я. Методы системного расчетно-аналитического и стендового диагностирования легковых автомобилей / Н.Я. Говорущенко, Ю.В. Горбик // Автомобильный транспорт: Сб. науч. трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2009. - № 25. – С. 58-61. 7. Кривошапов, С. И. Определение расхода топлива автомобиля на стенде с беговыми барабанами [Текст] / С. И. Кривошапов // Вестник Национального технического университета "ХПИ" : сб. науч. тр. : темат. вып. 125-летию НТУ "ХПИ" и 80-летию каф. "Автомобіле- і тракторостроєння" / Харківський політехнічний ін-т, нац. техн. ун-т. - Х. : НТУ "ХПИ", 2010. - Вип. 33: Автомобіле- і тракторостроєння. - С. 72-78. - Бібліогр.: с. 78 (7 назв.). 8. Кривошапов С.І. Розробка методики та алгоритму загального діагностування автомобілів за зміною коефіцієнта корисної дії. / Автореф. канд. техн. наук: 05.22.10. – Харків, ХДАДТУ, 1999. – 20 с.

Поступила в редколлегию 01.12.2012

УДК 629.113

**Влияние нагрузочного режима движения на расход топлива автомобиля / С. И. Кривошаов, Ю. В. Горбик // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012 – № 64 (970). – С. 57–62. – Бібліогр.: 8 назв.**

Запропоновано математичну модель визначення витрати палива через режим навантаження та швидкість руху автомобіля. Наведено алгоритм і результати розрахунку витрати палива на дорозі й на стенді з біговими барабанами при різних навантаженнях. Наведено результати експериментальних досліджень оцінки паливної економічності автомобіля від навантаження на колесах автомобіля.

**Ключові слова:** автомобіль, витрата палива, стенд з біговими барабанами, режим навантаження, швидкісний режим, ККД.

A mathematical model for determining the flow of fuel through the mode of loading and vehicle speed. The algorithm and the results of the calculation of fuel consumption on the road and on a roller dynamometer at different loadings. The results of experimental studies estimate fuel economy of the vehicle load on wheels.

**Key words:** car, fuel consumption, a roller dynamometer, mode of load, mode of speed, efficiency.

УДК 629.3.027

**В. М. ПАВЛЕНКО**, канд. техн. наук, ХНАДУ, Харків

## СТАН РОЗВИТКУ МЕТОДІВ ДІАГНОСТУВАННЯ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

Був проведений патентно-інформаційний пошук із застосуванням джерел патентної інформації. Визначені та розглянуті існуючі галузеві стандарти автомобілебудування, а саме ходової частини транспортних засобів та патенти в області діагностування підвіски легкових автомобілів.

**Ключові слова:** автомобіль, підвіска, методи діагностування, діагностика підвіски, стенд, амортизатори, стандарт, патент.

**Вступ.** Досвід роботи експлуатаційних автотранспортних підприємств показує, що підвіска є одним з найменш надійних і довговічних агрегатів автомобіля, відбувається це за рахунок різних видів впливів і постійного навантаження. Робота з несправною підвіскою знижує довговічність автомобіля більш ніж в 1,5-2 рази. Справна підвіска забезпечує задану для даного автомобіля плавність ходу. Несправність підвіски викликає збільшення вертикальних та кутових прискорень, різкі поштовхи і удари кузова в підвіску. Робота з несправними вузлами підвіски погіршує керованість і стійкість автомобіля, зменшує безпеку його руху. З наведеного вище видно, яке велике значення має підтримання підвіски і окремих її елементів у справному технічному стані.

Відомо, що кращий засіб усунення будь-якої проблеми – профілактика. І кращим в даному випадку, є періодична діагностика стану підвіски автомобіля з використанням сучасних методів діагностування та професійного обладнання. Це дає впевненість і спокій в подорожах та дозволить планувати заходи з обслуговування підвіски. А головне належний технічний стан ходової частини автомобіля – це безпека водія, пасажирів, інших учасників дорожнього руху та цілісність вантажів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Однією з основних складових сучасних транспортних засобів є підвіска автомобіля, вона відповідає за комфорт водія і пасажирів під час руху [1, 2]. На підвіску дуже сильно діють різні види впливів (це складні погодні умови, перепади температури, різний рівень вологості, безпосередній контакт з дорожніми солями взимку, механічні пошкодження) і постійне навантаження, тому зношується значно швидше інших систем автомобіля. Фахівці радять проводити діагностику підвіски не рідше, ніж через кожні 10-12 тис. кілометрів і при перших ознаках несправності звернутися до фахівців для їх негайного усунення.

Від стану підвіски багато в чому залежить безпека водія і пасажирів, цілісність вантажів, так і інших учасників дорожнього руху, це в першу чергу проявляється на маневреності, стійкості автомобіля. Підвіска завжди повинна знаходитися в справному стані, так як вона бере участь у створенні безпеки автомобіля на дорозі. При несправних амортизаторах під час руху дуже сильно погіршується зчеплення коліс з дорогою. Через це автомобіль не слухається керма, при русі його може зносити в сторону. При їзді по нерівній дорозі поведінка автомобіля буде непередбачена, він може легко вийти за радіус повороту. Рух з несправною системою підвіски автомобіля може привести до аварійної ситуації, а на великій швидкості можуть бути ще більш непередбачуваними [1, 2].

© В.М. Павленко, 2012

Діагностика підвіски автомобіля – загальне поняття, що об’єднує такі дії:

- перевірку стану амортизаторів, пружин, опорних чашок;
- перевірку люфтів в кулькових опорах, рульових наконечниках, ШРКП;
- перевірку стану сайлент-блоків та інших вузлів ходової частини автомобіля;
- перевірку підшипників маточин коліс.

Діагностика ходової передбачає обстеження вузлів і деталей на наявність люфтів, пошкоджень, визначення їх залишкового ресурсу та вимірювання ефективності їх роботи. Діагностика підвіски дозволяє виявити зовсім незначні проблеми, усунення яких виявиться не значним за вартістю, але у підсумку дозволить зберегти у цілості деталі, вартість яких є більш ніж помірною.

Для того щоб усунути всі незручності, пов’язані з неполадками в підвісці, і забезпечити надійність управління автомобілем, необхідно своєчасно провести повну діагностику системи. В процесі огляду та тестування фахівець виявляє параметри або вузли, що вимагають регулювання, ремонту або заміни.

**Мета та постановка задач.** Метою цієї роботи є аналіз існуючих і визначення методів, стендів для якісної діагностики підвіски автомобіля.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- огляд методів діагностування підвіски автомобіля;
- виконати аналіз існуючих стандартів та патенті в області дослідження і діагностування підвісок легкових автомобілів.

**Аналіз існуючих методів діагностування підвіски.** Методи діагностування підвіски класифікують в залежності від характеру і фізичної сутності розпізнавальних ознак і вимірювальних параметрів технічного стану об’єкта (рис. 1) [3].

Всі діагностичні параметри підвіски для зручності класифікації можуть бути зведені в наступні групи: геометричні розміри, зазори; пружні властивості; параметри графіків коливань підресорених і непідресорених мас; герметичність елементів.

Геометричні розміри, прямолінійність, площинність, кут закручування окремих деталей підвіски, а також зазори і величина зсуву в сполученнях визначаються за допомогою спеціального вимірювального інструменту, шаблонів і стендів. Сюди входять різного типу стенди та пристосування для перевірки кутів установки коліс.

Методи діагностування технічного стану амортизаторів слід розділити на[4]:

- діагностика за зміною стійкості, керованості і жорсткості підвіски автомобіля;
- діагностика за допомогою розгойдування стоячого на місці автомобіля;
- перевірка ступеню нагріву;
- візуальний метод діагностики амортизаторів;
- стендова діагностика.

Так наприклад діагностика амортизатора за зміною стійкості, керованості і жорсткості підвіски автомобіля. Амортизатор, як і будь-яка деталь автомобіля, схильний до зносу. Згодом характеристики амортизатора поступово погіршуються, але водій не завжди відразу помічає це, тому що пристосовує свій стиль водіння під можливості автомобіля. Даний метод діагностики припускає суб’єктивну оцінку

# АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

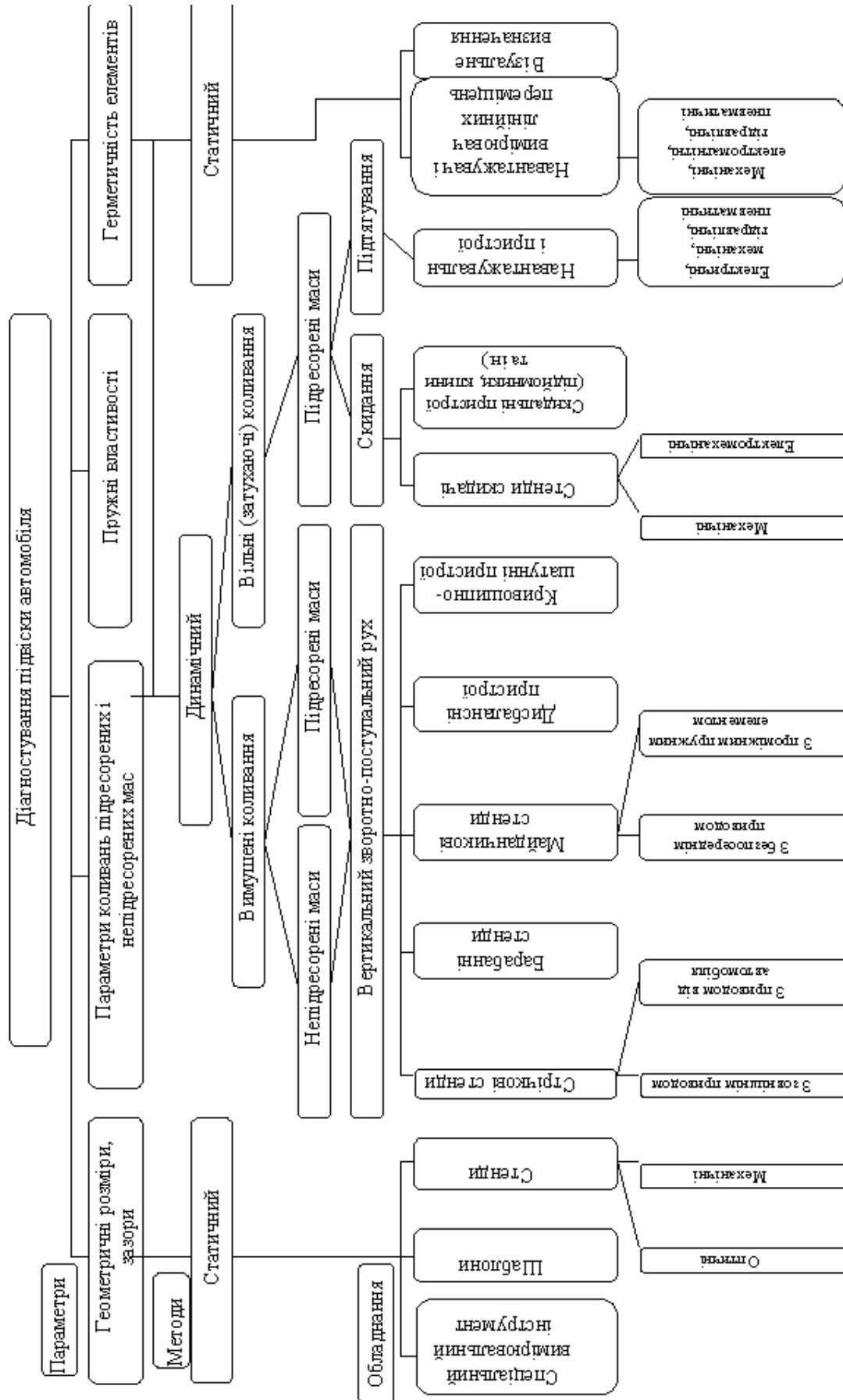


Рисунок 1 – Класифікація методів діагностування підвіски

ступеню зносу амортизаторів експертом. Оцінка проводиться за погіршенням експлуатаційних характеристик автомобіля.

Автомобілі різних марок і моделей мають і різні параметри стійкості, керованості, жорсткості підвіски, які закладаються в них ще на етапі конструкторської розробки. Також і у кожного водія власний стиль водіння і своє уявлення про необхідну жорсткість підвіски. Тому дані поняття завжди відносні і в кожному конкретному випадку носять індивідуальний характер.

**Існуючі галузеві стандарти автомобілебудування, а саме для підвісок легкових автомобілів.** Стандарт – це нормативний документ, розроблений на основі консенсусу, затверджений визнаним органом, спрямований на досягнення оптимального ступеню впорядкування у певній галузі. У стандарті встановлюються для загального і багаторазового використання загальні принципи, правила, характеристики, що стосуються різних видів діяльності або їх результатів. Стандарти бувають міжнародними, регіональними, державними (національними) і адміністративно-територіальними і приймаються відповідними органами по стандартизації.

Перелік галузевих стандартів (ОСТів) колишнього СРСР, дія яких була подовжена до 01.01.2010 року: ОСТ 37.001.026-71 “Пневматичні резино-кордні пружні елементи підвісок автомобільного рухомого складу. Технічні вимоги та методи випробувань”; ОСТ 37.001.277-84 “Підвіска автотранспортних засобів. Терміни та визначення”; ОСТ 37.001.199-84 “Пружини гвинтові циліндричні стиснення і розтягування із сталі круглого перерізу. Класифікація, розміри і технічні вимоги”; ОСТ 37.001.084-84 (zmін. 1-1986, 2-1990) “Амортизатори телескопічні гіdraulічні й гідропневматичні автотранспортних засобів. Методи стендових випробувань”; ОСТ 37.001.436-86 “Амортизатори гіdraulічні й гідропневматичні автотранспортних засобів. Обсяг стендових випробувань”; ОСТ 37.001.440-86 “Амортизатори гіdraulічні телескопічні автотранспортних засобів. Загальні технічні вимоги”; ОСТ 37.001.027-90 (zmін. 1-1991, 2-1998) “Пружини циліндричні гвинтові підвісок автотранспортних засобів. Загальні технічні умови”; ОСТ 37.001.492-93 “Внутрішній шум автотранспортних засобів. Методи вимірювання еквівалентних рівнів”.

Галузеві стандарти елементів підвісок автомобілів (ОСТи): ОСТ 37.001.613-2002 “Шарніри шарові автотранспортних засобів. Загальні технічні вимоги та методи випробувань”; ОСТ 37.001.614-2002 “Пружини підвіски автотранспортних засобів. Методи випробувань”; ОСТ 37.001.615-2002 “Шарніри гумометалеві автотранспортних засобів. Технічні вимоги та методи випробувань”; ОСТ 37.001.692-2002 “Торсіони та стабілізатори автотранспортних засобів. Загальні технічні вимоги та методи випробувань”.

Стандарти Міністерства промислової політики України, пов’язані з плавністю ходу: СОУ МПП 43.020-274:2009 “Дорожні транспортні засоби. Методи випробувань на плавність ходу”; СОУ МПП 43.020-275:2009 “Періодичні (короткі контрольні) випробування дорожніх транспортних засобів. Програма і методи випробувань”.

Патент – документ, що засвідчує авторство на винахід та виключне право на його використання протягом певного строку. Патент видається державним патентним відомством винахіднику або його правонаступнику. Дія патенту розповсюджується тільки на територію держави, в якій його видано. Строк дії патенту встановлюється національним законодавством (як правило, 15-20 років).

Патент надає правовласнику виключне право забороняти іншим особам використовувати запатентоване рішення. Лише патентовласник може надати згоду на

використання рішення або передати виключні майнові права на використання патенту. Однак патент не обов'язково надає винахіднику право використовувати запатентований винахід. У тому разі, якщо патент виданий на вдосконалення до винаходу, який охороняється патентом, власник патенту на вдосконалення не зможе розпочати виробництво вдосконаленого винаходу не отримавши дозволу від власника патенту на оригінальний винахід. У випадку необґрунтованої відмови власника попереднього патенту на надання ліцензії може бути застосований механізм перехресної ліцензії.

Найпоширенішою є категоризація патентів за об'єктами промислової власності, на які вони видаються. За цією категоризацією виділяють такі види патентів:

- патент на винахід;
- патент на корисну модель;
- патент на промисловий зразок.

### **Існуючі винаходи СРСР в області діагностиування підвісок легкових автомобілів:**

- стенд для дослідження коливальних процесів транспортних засобів. Номер патенту: № 1464106. Дата публікації оригінального документа: 07.03.89. Автори винаходу: В. Ю. Кушель і А. Т. Скобеда. Винахід відноситься до випробувального устаткування, зокрема до стендів для дослідження коливальних процесів транспортних засобів.
- стенд для моделювання роботи шини і підвіски колісного транспортного засобу. Номер патенту: № 1555633. Дата публікації оригінального документа: 07.04.90. Автори винаходу: Л. П. Гречко, В. А. Перегон і В. В. Редько. Винахід відноситься до устаткування для випробування транспортних засобів, зокрема до стендів для моделювання роботи шини і підвіски колісного транспортного засобу.
- пристрій для збудження вертикальних коливань транспортного засобу при випробуваннях. Номер патенту: № 1538087. Дата публікації оригінального документа: 23.01.90. Автори винаходу: П. В. Зелений і В. Ф. Чабан. Винахід відноситься до випробувального обладнання для зняття динамічних характеристик транспортних засобів, зокрема для визначення амплітудно-частотних характеристик вертикальних коливань транспортних засобів.
- спосіб визначення стану гідралічних гасителів коливань транспортного засобу. Номер патенту: № 817507. Дата публікації оригінального документа: 30.03.81. Автори винаходу: М. М. Соколов, Г. М. Левіт, Г. В. Левків та ін. Винахід відноситься до способів випробувань транспортних засобів і призначений для контролю працездатності гідралічних гасителів коливань.
- стенд для випробування амортизаторів транспортного засобу. Номер патенту: № 816964. Дата публікації оригінального документа: 30.03.81. Автори винаходу: В. Б. Цимбалін та І. В. Борцов. Винахід відноситься до випробувального устаткування і, зокрема, до стендів для випробування амортизаторів транспортного засобу.
- стенд для випробування пружин підвіски транспортного засобу. Номер патенту: № 894415. Дата публікації оригінального документа: 30.12.81. Автори винаходу: С. С. Дмитриченко, М. Н. Седякін, А. А. Румянцев і А. А. Прокоф'єв. Винахід відноситься до стендів для випробування пружинних елементів, зокрема пружин підвіски транспортного засобу.

**Існуючі винаходи Росії в області діагностування підвісок легкових автомобілів**

- Пристрій для випробування амортизатора транспортного засобу. Номер патенту: № 39952. Дата публікації оригінального документа: 11.05.2004. Автори винаходу: Бєднов С. Ю., Широков С. Н., Філатов С. В.
- Пристрій для контролю пружних і лінійних характеристик пружин. Номер патенту: № 41517. Дата публікації оригінального документа: 12.07.2004. Автори винаходу: Стебеньков С. Б., Попов А. А., Скляров А. С.
- Стенд для вимірювання динамічних характеристик демпфера крутильних коливань. Номер патенту: № 43072. Дата публікації оригінального документа: 26.07.2004. Автори винаходу: Фесіна М. І., Ломакін В. В.
- Стенд для регулювання кутів установки коліс автомобіля. Номер патенту: № 2310181. Дата публікації оригінального документа: 19.06.2006. Автори винаходу: Робуль П. П., Сметов В. В., Полев М. Ю.
- Пристрій для вимірювання розвалу і поздовжніх кутів нахилу осі повороту керованих коліс автомобіля. Номер патенту: № 2308015. Дата публікації оригінального документа: 19.09.2005. Автори винаходу: Симоненко В. В.

**Існуючі винаходи України в області діагностування підвісок легкових автомобілів**

- Спосіб діагностики гасителів коливань. Номер патенту: № 72048. Дата, з якої набирають чинності права: 17.01.2005. Ім'я винахідника (винахідників): Колот Олександр Володимирович, Колот Володимир Олександрович, Рибалко Сергій Борисович.
- Стенд для випробування гасителів коливань. Номер патенту: № 72280. Дата, з якої набирають чинності права: 15.02.2005. Ім'я винахідника (винахідників): Колот Володимир Олександрович, Колот Олександр Володимирович, Тарадай Валентин Олександрович, Міхеенков Юрій Сергійович.

**Існуючі винаходи країн світу в області діагностування підвісок легкових автомобілів**

- Пристрій для випробувань системи підвіски автомобільних коліс. Номер патенту: № 3044555. Дата публікації оригінального документа: 22.05.2000. Автори винаходу: Віктор К.Л.Х Стайц.
- Пристрій для тестування автомобільної підвіски. Номер патенту: № 3022067. Дата публікації оригінального документа: 15.03.00. Автори винаходу: Yamamoto Koji.
- Спосіб і система з великим числом ступенів свободи для моделювання поведінки шин при випробуваннях автомобілів в умовах, що імітують ефективний профіль дороги. Номер патенту: № 6134957. Дата публікації оригінального документа: 24.10.2000. Автори винаходу: Fricke, David M.; Chabaan, Rakan.
- Спосіб і пристрій для контролю підвіски коліс. Номер патенту: № 19822641. Дата публікації оригінального документа: 05.01.2000. Автори винаходу: Gern, Christian.
- Автомобільний роликовий тестер. Номер патенту: № 3053570. Дата публікації оригінального документа: 19.06.2000. Автори винаходу: Nozaki Hiromichi.

- Пристрій для вимірювання демпфуючої сили в амортизаторі. Номер патенту: № 3055868. Дата публікації оригінального документа: 26.06.2000. Автори винаходу: Nozaki Hiromichi.
- Спосіб і пристрій для регулювання демпфування. Номер патенту: № 19923484. Дата публікації оригінального документа: 23.11.2000. Автори винаходу: Busse, Gerald.

## Висновки

1. Визначені та проаналізовані методи діагностування підвіски легкового автомобіля, а також розглянуто принцип дії існуючих стендів і приладів для перевірки підвіски і її елементів. Встановлено, що найбільш дієвим методом є стендова діагностика підвіски автомобіля.
2. Визначені і розглянуті існуючі галузеві стандарти (ОСТ, СОУ МПП, ГОСТ) автомобілебудування, а саме ходової частини транспортних засобів та патенти в області діагностування підвіски легкових автомобілів. Зафіковано, що найбільша кількість сучасних винаходів в області діагностування підвісок легкових автомобілів належить до таких країн, як: Японія, Германія, США.

**Список літератури:** 1. Ротенберг Р. В. / Подвеска автомобиля – М.: Машиностроение, 1972. – 392. 2. Раймпель Й. / Шасси автомобиля [сокр. пер. с нем. изд. Агапова В. П.]; под ред. И. Н. Зверева. М.: Машиностроение, 1983. – 356. 3. Диагностика подвески автомобиля [Электронный ресурс]. – 2010. – Режим доступа: <http://www.autorazvoda.net/service/podveska>. 4. Амортизаторы: конструкция, диагностика и выбор [Электронный ресурс]. – 2005. – Режим доступа: <http://www.samara-lada.ru/tuning/articletuning.html>. 5. Копилевич Э. В., Пурник М. А., Федоров С. А. / Диагностика подвески автомобилей – М.: Транспорт, 1973. – 52. – (Гос. научн.-исслед. ин-т автомобильного транспорта – НИИАТ, Ленфилиал). 6. Карташевич А. Н., Белоусов В. А., Рудашко А. А., Новиков А. В. / Диагностирование автомобилей. Практикум – М.: ИНФРА-М, 2011. – 208. – (Высшее образование).

*Надійшла в редколегію 20.12.2012*

УДК 629.3.027

**Стан розвитку методів діагностування підвіски автомобіля / В.М. Павленко // Вісник НТУ «ХПІ».** Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 64 (970). – С. 63–69. – Бібліогр.: 6 назв.

Был проведен патентно-информационный поиск с привлечением источников патентной информации. Определены и рассмотрены существующие отраслевые стандарты автомобилестроения, а именно ходовой части транспортных средств и патенты в области диагностирования подвески легковых автомобилей.

**Ключевые слова:** автомобиль, подвеска, методы диагностирования, диагностика подвески, стенды, амортизаторы, стандарт, патент.

The patent information search with attraction of patent information was held. Existing standards of the automotive industry in the field of chassis and their diagnostics were identified and considered.

**Keywords:** car, suspension, methods of diagnosis, suspension diagnostic, stands, shock absorbers, standard, patent.

УДК 629.017

**A. С. ПОЛЯНСКИЙ**, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, Харьков;  
**Д. М. КЛЕЦ**, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;  
**Е. А. ДУБІНІН**, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;  
**Р. Ю. САЛЬНИКОВ**, асп. ХНАДУ;  
**В. В. ЗАДОРОЖНЯЯ**, асп. ХНТУСХ, Харьков

## ГРАДУИРОВКА ДАТЧИКОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ МЕТОДА ПАРЦІАЛЬНИХ УСКОРЕНИЙ

Предложен метод градуировки датчиков линейных ускорений при проведении испытаний эксплуатационных свойств средств транспорта на основе использования метода парциальных ускорений.

**Ключевые слова:** датчик ускорения, градуировка, точность.

**Введение.** В настоящее время в зарубежной и отечественной практике производства и эксплуатации средств транспорта, в том числе автопоездов, колесных машин с шарниро-сочлененными рамами, широко применяются датчики для измерения ускорений средств транспорта в различных направлениях.

Источниками, эффективно представляющими информацию о показателях динамики автомобиля, являются акселерометры, потому представляет интерес изучение вопроса их настройки, повышения точности показаний и применимости в современных контрольно-измерительных системах.

**Анализ публикаций и исследований.** С каждым годом существенно увеличивается производство автомобилей, их технический уровень и, вместе с этим, повышаются требования к системам, влияющим на устойчивость, управляемость и так далее [1].

Область использования акселерометров в автомобильной промышленности за последние несколько лет значительно расширена [2]. В процессе испытаний и при эксплуатации колесных машин акселерометры широко используются при оценке аэродинамических, тягово-скоростных и тормозных качеств, управляемости и устойчивости, плавности хода и других [3, 4].

В связи с необходимостью повышения точности измерений актуальными являются вопросы градуировки акселерометров.

**Цель и постановка задачи.** Целью данной работы является повышение точности измерений бортовой контрольно-измерительной системы средства транспорта на основе градуировки датчиков линейных ускорений.

Для достижения поставленной цели, путем проведения экспериментальных исследований, необходимо установить зависимость величины ускорений от угловых отклонений осей датчика с использованием устройства для повышения точности их установки.

**Градуировка датчиков линейных ускорений.** Согласно стандарту Французской ассоциации по стандартизации, методы градуировки акселерометров разделяются на три группы [5]:

- для датчиков постоянного ускорения;
- для датчиков синусоидального ускорения;

© А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, Р. Ю. Сальников, В. В. Задорожняя, 2012

- для датчиков переходного ускорения.

Метод постоянного ускорения, центифуга, а также взаимная градуировка дают погрешность до 1%; визирная труба, датчик перемещения и сравнение с эталоном – 1-10%; лазерный интерферометр – 1-5% [1].

В процессе проведения экспериментальных исследований датчиков Freescale Semiconductor MMA7260QT (основные характеристики приведены в табл. 1) был использован наиболее точный метод градуировки путем приложения постоянного ускорения – градуировка в гравитационном поле Земли. Метод состоит в измерении сигнала, получаемого в случае, когда испытуемая ось чувствительности датчика в процессе измерений ориентирована под углом  $\alpha$  относительно местной вертикали. Точность градуировки существенно зависит от ошибок измерения выходного напряжения и величины угла, связанного с наличием поперечной чувствительности. Этот метод очень удобен для поверки чувствительности системы перед началом измерения.

Таблица 1 – Основные характеристики датчиков линейных ускорений Freescale Semiconductor MMA7260QT

Параметр	Значение
Диапазон измерений, g	1,5-6
Интервал рабочих температур, $^{\circ}\text{C}$	-40...+105
Рабочее напряжение, В	2,2-3,6
Чувствительность, мВ/g	200-800
Частота снятия данных, $\text{с}^{-1}$	80
Погрешность измерений, не более, %	1

Для градуировки датчиков ускорений необходимо:

- подключить датчик персональному компьютеру с установленным программным обеспечением для считывания кодов АЦП;
- положить датчик на ровную горизонтальную поверхность устройства для повышения точности установки осью, которая подлежит градуировке, вниз и принять это положение за исходное (угол наклона измеряемой оси к вертикали в этом случае равен  $0^{\circ}$ ) (рис. 1);
- провести считывание кода АЦП по измеряемой оси и внести его в графу 1 таблицы 2;
- отклонить измеряемую ось датчика от вертикали на угол от  $0^{\circ}$  до  $180^{\circ}$ , заполнив графу 2 таблицы 2 (на рисунке 1 показаны примеры положения датчиков Freescale Semiconductor при выполнении градуировки методом постоянного ускорения). Вычислить косинусы углов графы 2 и занести их в графу 3 таблицы 2;
- значения графы 4 получить произведением значений графы 3 таблицы 2 на ускорение свободного падения.

На кафедре ТМ и РМ ХНАДУ спроектировано специальное устройство для повышения точности установки датчиков как при проведении экспериментальных исследований в лаборатории (рис. 2а), так и для повышения точности установки датчиков ускорений при эксплуатационных испытаниях автомобилей (рис. 2б).

Спроектированное устройство для установки датчиков ускорений 6 на средствах транспорта содержит установочный блок 1, коромысло 2, рамку 3, регулировочные винты коромысла 4 и рамки 5.

При настройке системы измерения после установки устройства на раме транспортного средства, а датчиков ускорений – на его рамке, для уменьшения погрешности установки, которая возникает вследствие неверной геометрии рамы, произвольного положения в пространстве транспортного средства и так далее, закручиванием или выкручиванием регулировочных винтов устанавливают рамку с датчиками в горизонтальное положение.

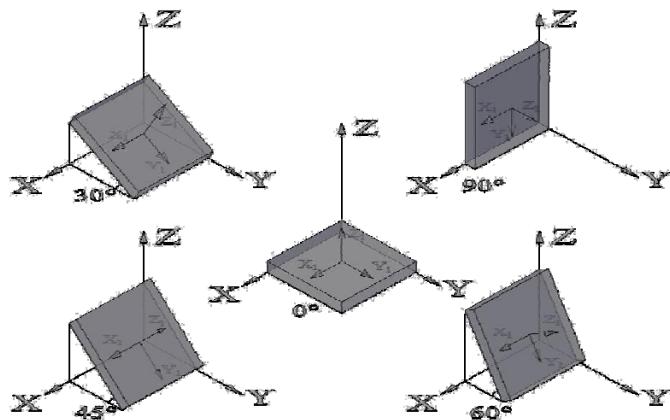


Рисунок 1 – Положения датчика при выполнении градуировки методом постоянного ускорения

Использование во время тарировки датчиков и испытаний средств транспорта устройства для повышения точности установки датчиков ускорений позволяет повысить достоверность результатов этих испытаний, существенно уменьшить погрешность измерений и повысить удобство настройки измерительной системы.

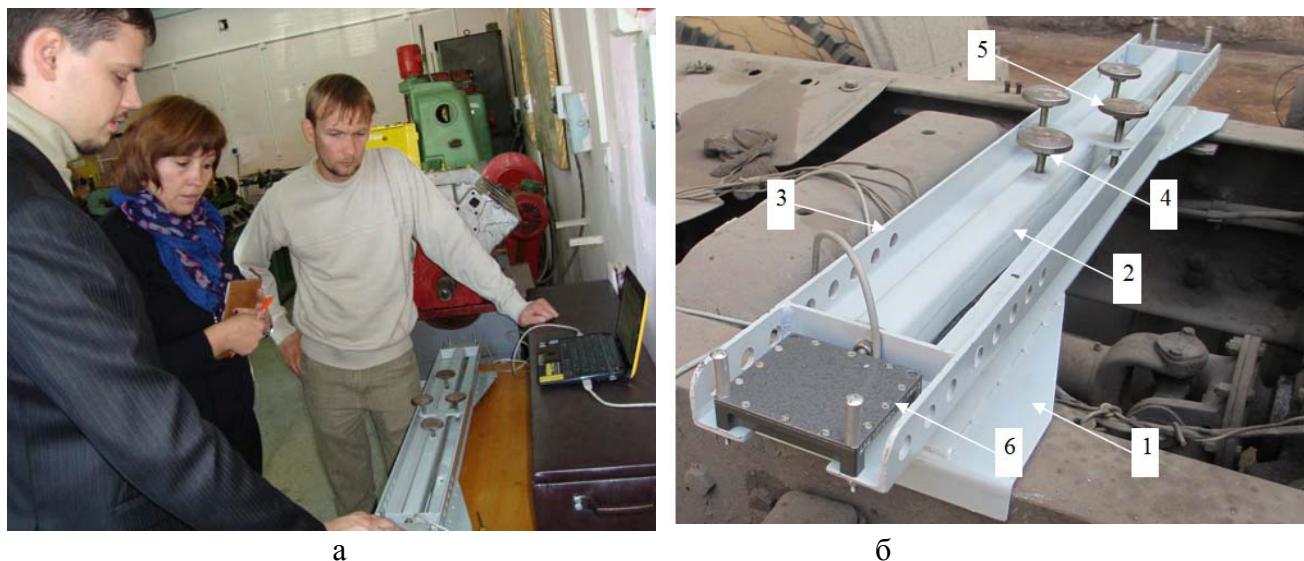


Рисунок 2 – Проведение процесса градуировки датчиков ускорений:  
а – процесс градуировки датчиков ускорений Freescale Semiconductor на тарировочном устройстве в лаборатории; б – процесс градуировки датчиков ускорений перед испытаниями эксплуатационных свойств седельного тягача КраЗ-6444

В таблице 2 приведен фрагмент выполнения градуировки датчика ускорения Freescale Semiconductor MMA7260QT (ДЛШ №29093115) по оси X в соответствии с предложены выше алгоритмом.

Таблица 2 - Пример выполнения градуировки датчика ускорения ДЛШ №29093115 по оси X

код АЦП	Угол наклона оси X к вертикали, град	$\cos \alpha$	$A_y, \text{м/с}^2$
1	2	3	4
733	0	1	9,8
700	30	0,87	8,5
660	45	0,71	6,9
607	60	0,5	4,9
482	90	0	0
356	120	-0,5	-4,9
304	135	-0,71	-6,9
265	150	-0,87	-8,5
231	180	-1	-9,8

Используя данные экспериментальных исследований, построены графики зависимости ускорения от кодов АЦП акселерометра для датчика ускорения Freescale Semiconductor MMA7260QT (рис. 3). Аналогичным образом производится градуировка других датчиков по всем осям.

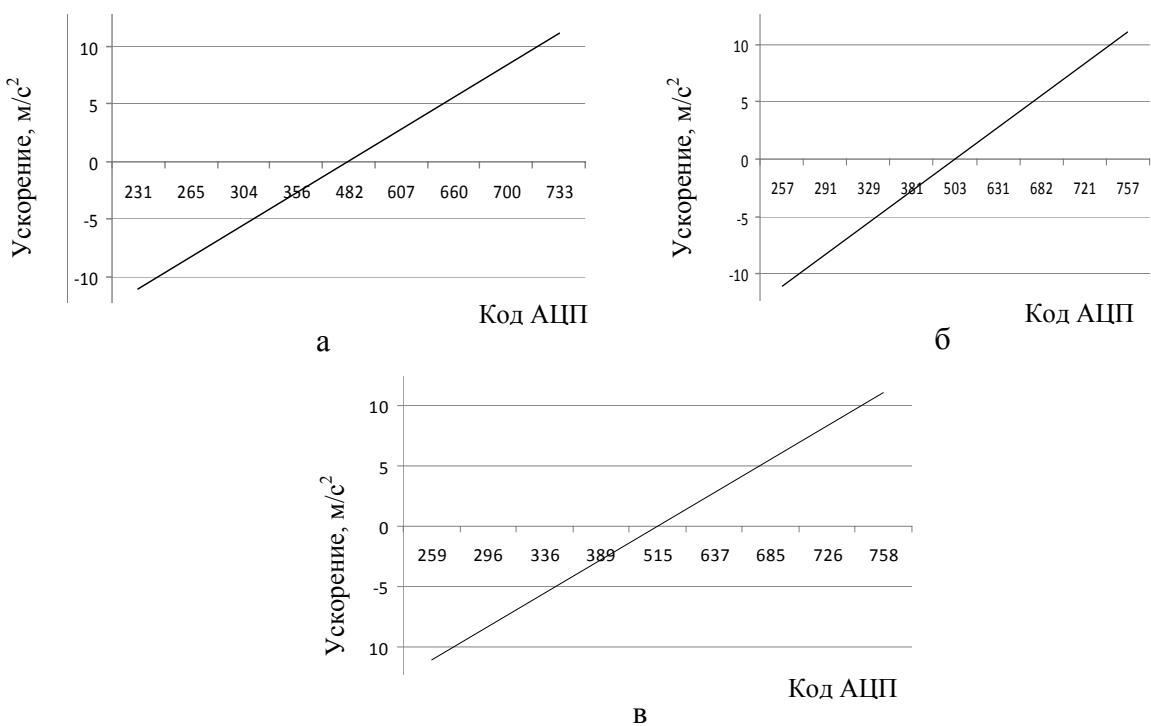


Рисунок 3 – Результаты выполненной градуировки датчиков ускорений Freescale Semiconductor MMA7260QT (ДЛШ №29093115):  
а – по оси X; б – по оси Y; в – по оси Z

Проведенные экспериментальные исследования с использованием устройства для повышения точности установки датчиков ускорений позволили установить линейность зависимости величины ускорения от кода АЦП, что позволяет использовать его в качестве элемента бортовой контрольно-измерительной системы средства транспорта.

## Выводы

1. Предложен метод градуировки датчиков линейных ускорений для настройки бортовых контрольно-измерительных систем средств транспорта при использовании метода парциальных ускорений.
2. Предложенный метод предусматривает использование тарировочного устройства. Точность измерений при этом возрастает на 5-10%.

**Список литературы:** 1. *Aш Ж. Датчики измерительных систем: В 2 книгах / Aш. Ж. [пер. с франц.] – М.: Мир, 1992. - 480 с.* 2. *Сисоева С. Автомобильные акселерометры / С. Сисоева // Компоненты и технологии. – 2005. – №8. – С. 12-18.* 3. *Болдовский В.Н., Клец Д.М. Разработка системы контроля ускорений тягово-транспортных средств / В.Н. Болдовский, Д. М. Клец // Вісник КІПУ. – Вип. 18. – 2009. – С. 42-44.* 4. *Клец Д.М. Определение угла продольного наклона автомобиля при проведении динамических испытаний // Транспортне машинобудування: збірник наукових праць / Д.М. Клец. – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – № 18 – С. 24-29.* 5. *E90-150-1981. Accelerometer or accelerometer chain calibration for medium frequency range. – AFNOR. – 1981, - 29 р.*

*Поступила в редакцию 30.11.2012*

УДК 629.017

**Градуировка датчиков при использовании метода парциальных ускорений / А.С. Полянский, Д.М. Клец, Е.А. Дубинин, Р.Ю. Сальников, В.В. Задорожная, // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіль- та тракторобудування, 2012. – № 64 (970). – С. 70–74. – Бібліогр.: 5 назв.**

Запропонований метод градуування датчиків лінійних прискорень при проведенні випробувань експлуатаційних властивостей засобів транспорту на основі використання методу парціальних прискорень.

**Ключові слова:** датчик прискорення, градуування, точність.

The method of linear accelerations sensors calibrating at the testing of vehicles operating properties on the basis of partial accelerations method application is offered.

**Key words:** acceleration sensor, calibration, accuracy.

УДК 629.3.027

**Н. Е. СЕРГІЕНКО**, канд. техн. наук, доц НТУ «ХПІ»;  
**Н. В. МИРОШНИЧЕНКО**, асп. НТУ «ХПІ»

## ДІАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯННЯ ПОДВЕСКИ АВТОМОБІЛЯ БОРТОВЫМ УСТРОЙСТВОМ

Проанализированы стендовые средства диагностики технического состояния элементов подвески автомобиля и рассмотрена возможность нестендового метода диагностики. Определены необходимые параметры, диагностические признаки, состав аппаратно-программного комплекса для реализации постоянного мониторинга состояния подвески автомобиля.

**Ключевые слова:** подвеска, автомобиль, состояние, амортизаторы, стенды, диагностика, метод, оценка.

**Введение.** Статистика аварийности в Украине, Российской Федерации за 2010 - 2011 год, по данным ГИБДД, гласит: до 70% ДТП совершается при применении водителями режима экстренного торможения и до 60% сопровождается потерей устойчивости и управляемости.

Диагностика технического состояния подвески автомобиля становится важной и актуальной в связи с увеличением парка эксплуатируемых автомобилей на дорогах Украины, «комоложения» водительского состава обоих полов. Новые автомобили проходят гарантийное обслуживание на фирменных станциях технического обслуживания (СТО), а после (по истечении 3...5 лет) - на СТО с меньшей стоимостью нормо-часа по сравнению с фирмой СТО. Зачастую обслуживание происходит в крайнем случае – при отказе. Поскольку необходимое оборудование (линии инструментального контроля со стендами) достаточно дорогое, оно остается мечтой для многих владельцев СТО. Если учесть, что за последние годы увеличилась мощность двигателей и выросли скорости движения, то возникла необходимость объективного, своевременного мониторинга состояния подвески, непосредственно влияющего на безопасность движения и эффективность использования транспортных средств.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Сегодня наиболее полно отвечают требованиям объективной оценки технического состояния подвески автомобиля линии инструментального контроля, содержащие в своем составе: тормозной стенд, стенд проверки ходовой части автомобиля, тестер бокового увода автомобиля [1 – 3] и др. Интересен метод диагностирование подвески по свободным колебаниям, основанный на сравнении эталонной кривой затухающих колебаний кузова с кривой, полученной в процессе испытаний. Эти кривые могут быть получены двумя методами: подъемом и сбрасыванием автомобиля с определенной высоты (обычно 10...15 см [4, 5]).

Наиболее распространены стенды, в которых применяются резонансный метод измерения амплитуды колебаний МАНА/BOGE и метод измерения сцепления с дорогой (EUSAMA). Сравнительная оценка методов диагностики подвески приведена в табл.

Несмотря на различия методов диагностики состояния подвески их объединяет одно – диагностика осуществляется периодически и проводится только в условиях СТО. Отсутствует непрерывный контроль состояния подвески, которое зависит от условий эксплуатации транспортного средства, субъективных факторов и даже заводского качества элементов подвески. Это может влиять на показатели автомобиля и стоимость ремонта.

© Н. Е. Сергиенко, Н. В. Мирошниченко, 2012

Таблица – Сравнение методов диагностики подвески автомобиля

Методы диагностики	Достоинства	Недостатки	Примечание
Резонансный метод измерения амплитуды колебаний МАНА/BOGE	<ul style="list-style-type: none"> <li>•Колебания, после прохождения точки резонанса практически свободны от внешних сил.</li> <li>•Резонансный метод измерений наиболее близко имитирует поведение амортизатора в дорожных условиях.</li> </ul>	Большая стоимость стенда	Только в условиях СТО
Метод измерения сцепления с дорогой (EUSAMA)	Одобрен Европейской ассоциацией производителей амортизаторов	<ul style="list-style-type: none"> <li>•Данные измерений зависят от давления воздуха в шине диагностируемого автомобиля.</li> <li>•Приложение постоянных внешних сил, боковых сил (напряжение) оказывает влияние на боковое перемещение автомобиля, что оказывается на результатах тестирования</li> <li>•При диагностировании обязательно расположение колеса точно посередине площадки амортизаторного стенда.</li> </ul> <p>Высокая стоимость стенда.</p>	Только в условиях СТО
Вибраакустический	Универсальность	Сложный блок генерации тестовых нагрузок. Требуется высокая квалификация оператора.	Продолжител ен во времени
Визуальный	Простота	Субъективная оценка результатов осмотра. Требуется высокая квалификация.	

**Цель и постановка задачи.** Цель настоящей работы обосновать техническую возможность непрерывного мониторинга состояния подвески автомобиля в процессе

эксплуатации, определить параметры диагностики элементов, диагностические признаки и требования к программно-аппаратному комплексу бортового устройства.

**Нестендовый метод непрерывного мониторинга состояния подвески автомобиля.** Из всех элементов подвески наиболее дорогостоящим и важным с точки зрения безопасности движения является амортизатор. Наиболее опасными последствиями использования автомобиля с неисправными амортизаторами могут быть:

- рост тормозного пути автомобиля;
- снижение порога начала аквапланирования;
- избыточные колебания кузова, снижающие курсовую устойчивость автомобиля;
- увеличенные крены кузова, повышающие риск опрокидывания;
- увод в сторону при торможении на средних и высоких скоростях;
- снижение комфорта и повышение утомляемости водителя.

Сравнивая амплитудно - частотную характеристику (АЧХ) заведомо исправного амортизатора с АЧХ эксплуатируемого амортизатора (одной модели), можно не только дефектовать его по определенному критерию, а также прогнозировать динамику изменения анализируемых параметров. Отклонение параметров АЧХ исследуемого амортизатора от нормы можно оценить на стенде при эталонном воздействии на амортизатор или на колесо с учетом его упругих характеристик. В повседневной эксплуатации автомобиля нагрузка на амортизатор создается при взаимодействии колеса с дорожным покрытием. Профиль дорожного покрытия носит случайный характер во времени, что затрудняет нормирование результатов измерений.

Для нормирования результатов измерений необходимо определить характеристики реального воздействия на подвеску автомобиля. С определенной степенью достоверности таким сигналом может быть сигнал с датчиков давления в колесах автомобиля. По изменению давления воздуха в колесе автомобиля в процессе движения можно с достаточным приближением оценить макро-профиль дорожного покрытия, что в свою очередь позволит и объективно оценить воздействие на амортизатор.

Из всего множества случайных воздействий необходимо выбрать те, которые наиболее полно подходят под категорию эталонных – типа «ступенька» или «импульс». Для более точной оценки такого воздействия необходимо учитывать жесткость шины, ее зависимость от давления воздуха, температуры и т.д.

К наиболее информативным параметрам исследуемого процесса следует отнести: время переходного процесса от импульсного воздействия, колебательность, ход амортизатора и др. Анализируя характер изменения в процессе эксплуатации указанных диагностических параметров и изменение диагностических признаков, можно информировать водителя о превышении пороговых значений и прогнозировать срок безопасной эксплуатации.

На рис.1 проиллюстрирован способ непрерывного контроля состояния амортизаторов (измерение АЧХ) непосредственно в процессе движения автомобиля.

На рис. 2 показано структура работы бортового устройства и порядок передачи сигналов измерительного комплекса.

Блок-схема бортового устройства и алгоритм обработки сигналов с измерительных каналов показаны на рис. 3.

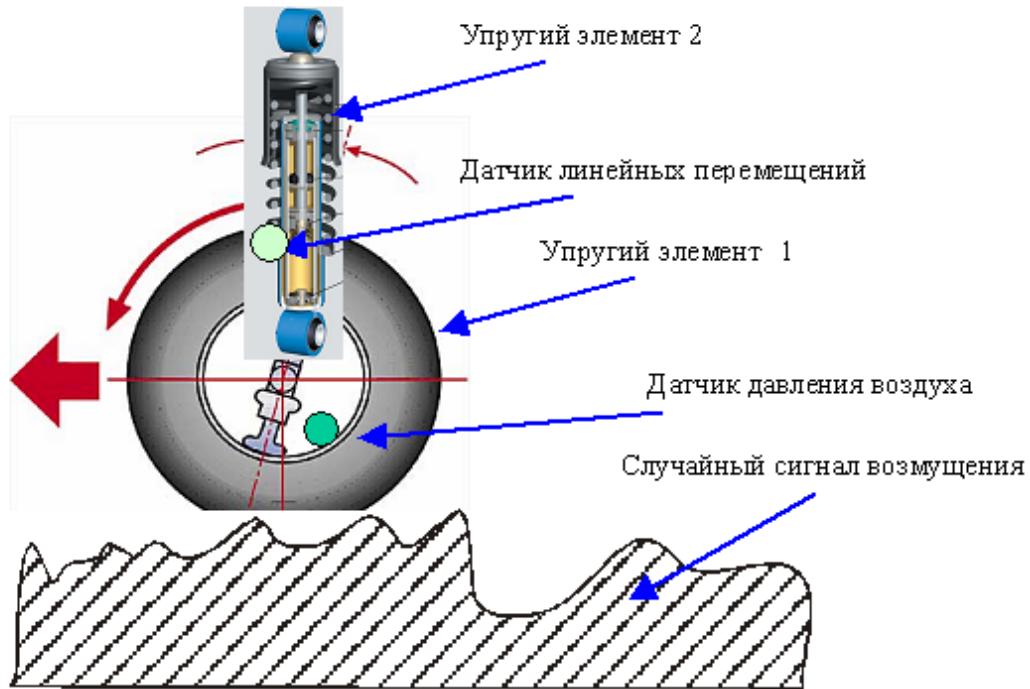


Рисунок 1 – Система «дорожне покриття-колесо-амортизатор» и датчики контролируемых параметров

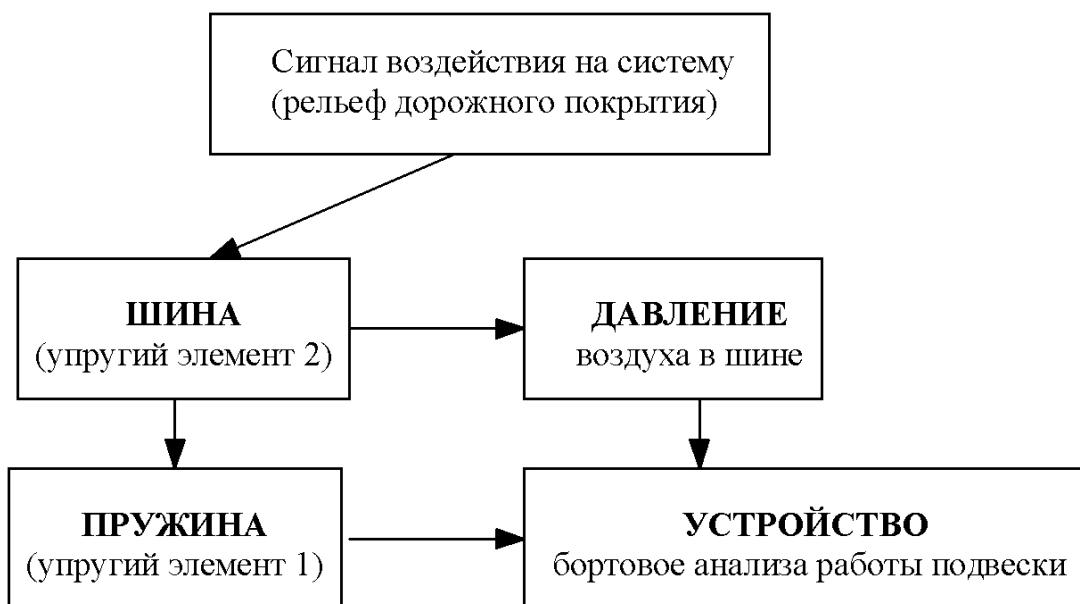


Рисунок 2 – Схема передачи сигналов с датчиков

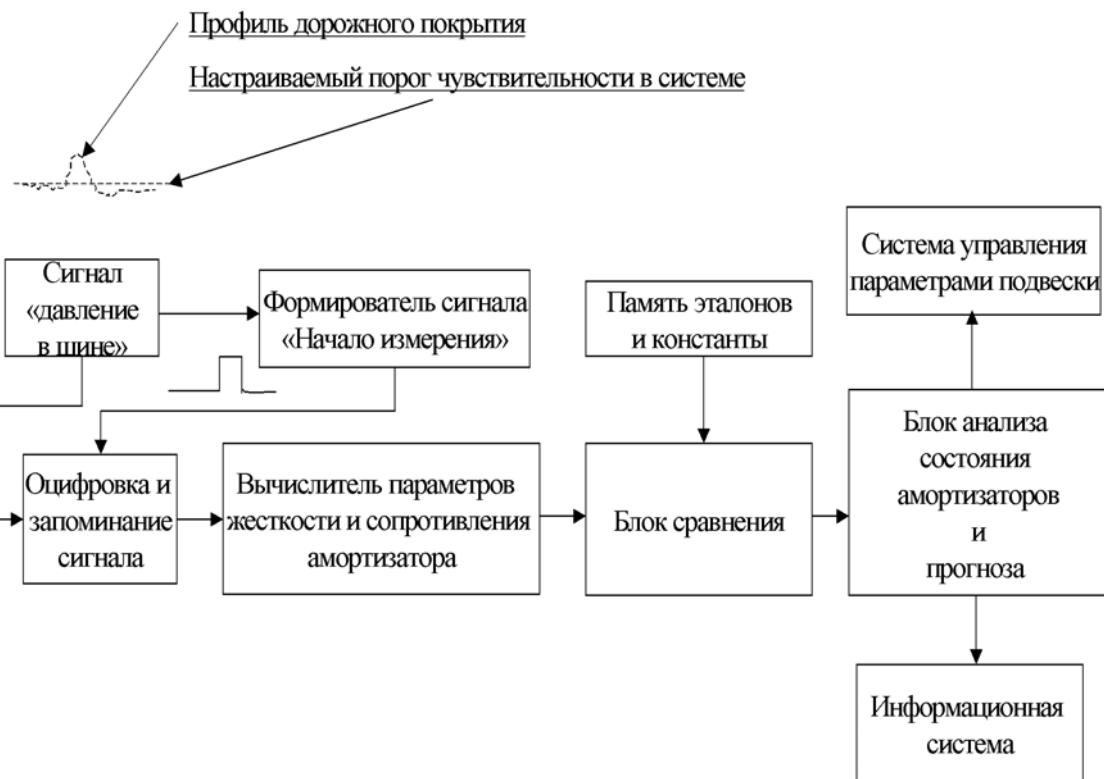


Рисунок 3 – Блок-схема бортового устройства и алгоритм обработки сигнала с одного колеса

Для непрерывного мониторинга амортизаторов автомобиля необходимо стационарное или переносное устройство сбора и обработки информации. Блок-схема предлагаемого бортового устройства приведена на рис. 4.

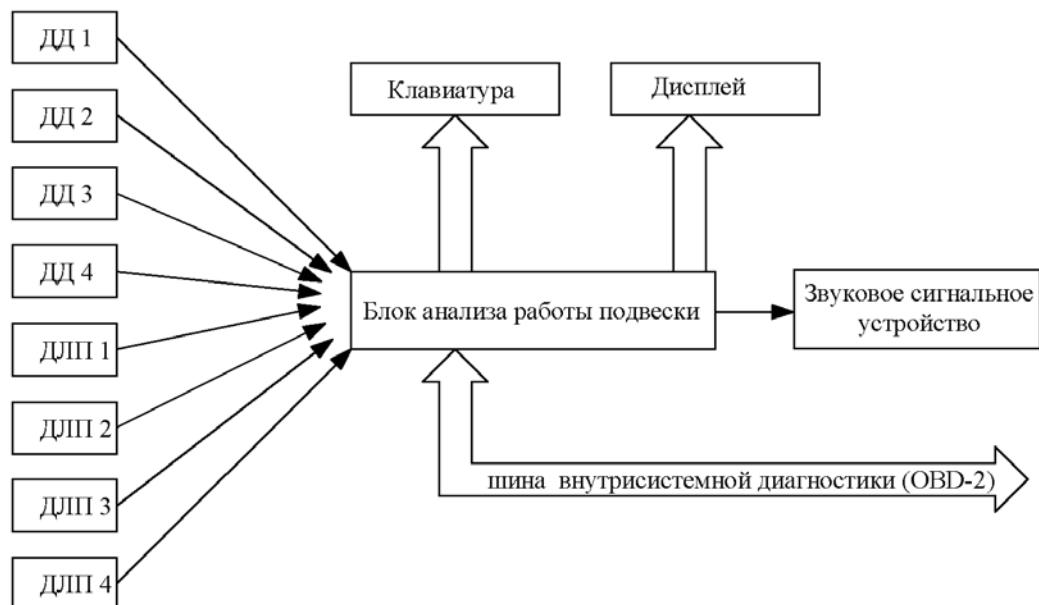


Рисунок 4 – Структурная схема бортового устройства диагностики амортизаторов автомобиля: ДД1...ДД4-датчики давления воздуха в колесах, ДЛП1...ДЛП4-датчики линейных перемещений штоков амортизаторов

Для аналізу состояння підвіски предлається слідуючий склад бортового устроїства: колесні датчики тиску – 4шт; датчики лінійних переміщень штоків амортизаторів – 4шт; устроїство приєма, обробки і аналіза інформації; устроїство ввода (клавіатура) і вивода інформації (дисплей). Требування к датчикам:

- тиску  $\Delta D_1 \dots \Delta D_4$  – робочий діапазон тиску 0-1 МПа, частотний діапазон 0...20 кГц;
- лінійних переміщень  $\Delta L_{P1} \dots \Delta L_{P4}$  – робочий діапазон лінійних переміщень 0...150 мм, частотний діапазон 0...500 Гц.

## Выводы

1. Моніторинг технічного состояння підвіски можна проводити постійно в процесі руху автомобіля.
2. Устроїство може бути стаціонарним або встраїваним на время діагностики підвіски.
3. Необхідність ремонту підвіски обґрунтовується за фактичному состоянню. Отримані діагностичні параметри можуть бути використані при прогнозі роботоспособності підвіски і планированні технічного обслуговування.
4. На основі оцінки состояння підвіски може бути рекомендована безпека руху автомобіля.
5. Діагностичні параметри підвіски целесообразно внести в бортову систему самодіагностики OBD-II.

**Список літератури:** 1. Лінія інструментального контролю фірми BOSCH. Каталог продукції [Електронний ресурс]. 2. Лінія тального контролю фірми Maha. Каталог продукції [Електронний ресурс]. 3. Лінія інструментального контролю фірми SPACE. Каталог продукції [Електронний ресурс]. 4. Юрченко А.Н., Стрельников В.Н., Бельський Ю.А. Проблеми діагностикування підвіски автомобіля. // Вестник ХГАДТУ. – Харків: РІО ХГАДТУ, 2001. – Випуск № 14.– С.61-64. 5. Макарянц Г.М., Прокоф'єв А.Б. Розробка принципової схеми експериментального комплекса дослідження вибороакустических характеристик амортизаторів транспортних засобів // Зб. наук. праць СНЦ РАН. Спец. выпуск «Безпека. Технології. Управління». – Самара: Ізд-во СНЦ РАН, 2007. – Т.2. – С. 135-138.

Поступила в редколегію 12.11.2012

УДК 629.3.027

**Діагностика технічного состояння підвіски автомобіля бортовим устроїством / Сергиенко Н.Е., Мирошниченко Н.В. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіль- та тракторобудування, 2012. – № 64 (970). – С. 75–80. – Бібліогр.: 5 назв.**

Проаналізовані стендові засоби діагностики технічного стану елементів підвіски автомобіля та розглянута можливість нестендового методу діагностики. Визначені необхідні параметри, діагностичні признаки, склад апаратно-програмного комплексу для реалізації постійного моніторингу стану підвіски автомобіля.

**Ключові слова:** підвіска, автомобіль, стан, амортизатори, стенд, діагностика, метод, оцінка.

Analysed poster diagnostic tools technical elements of car suspension and consider nestendovoho diagnostic method. The necessary parameters, diagnostic signs, storage hardware and software for implementing continuous Monitoring of car suspension.

**Keywords:** suspension, vehicle condition, shock, stands, diagnosis, method evaluation.

УДК 629.623.437-8

**A. М. ЗАВГОРОДНИЙ**, магістр, НТУ «ХПІ»;  
**В. І. МИРОНЕНКО**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»;  
**Н. Е. СЕРГІЕНКО**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»;

## ОЦЕНКА ОПОРНОЙ ПРОХОДИМОСТИ АВТОМОБІЛЕЙ

Предложен анализ существующих показателей опорной проходимости автомобилей, на основе которых разработана методика оценки проходимости машин с различным приводом ведущих колес. Определены условия движения автомобиля.

**Ключевые слова:** автомобиль, проходимость, оценка, методика

**Введение.** Анализ различных схем приводов автомобилей с учетом тягово-сцепных свойств в условиях бездорожья осуществляется с помощью сравнительных характеристик опорной проходимости. Опорная проходимость автомобилей определяется с применением нормативных и обобщенных оценочных показателей. Анализ показателей оценки опорной проходимости является актуальной задачей, так как их изучение способствует определению потенциальных возможностей автомобилей и специальных транспортных средств.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Нормативные оценочные показатели опорной проходимости установлены ГОСТ 22653–77 [1] и включают в себя следующие показатели:

1. Сцепная масса (сцепной вес) автомобиля  $m_{\text{сц}}$  ( $G_{\text{сц}}$ ) – часть массы (веса) автомобиля, создающая нормальные нагрузки ведущих колес автомобиля:

$$G_{\text{сц}} = m_{\text{сц}} \cdot g = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^m R_{zy}, \quad (1)$$

где  $m$  – число ведущих осей;

$R_{zy}$  – нормальная реакция, действующая на  $i$ -ое колесо  $j$ -ой ведущей оси автомобиля,  $N$ .

2. Коэффициент сцепной массы (сцепного веса) автомобиля  $k_{\text{сц}}$  – отношение сцепной массы (сцепного веса) автомобиля  $m_{\text{сц}}$  ( $G_{\text{сц}}$ ) к полной массе (полному весу)  $m_a$  ( $G_a$ ) автомобиля

$$k_{\text{сц}} = \frac{m_{\text{сц}}}{m_a} = \frac{G_{\text{сц}}}{G_a} = \frac{\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^m R_{zy}}{G_a} \cdot \cos \alpha, \quad (2)$$

где  $\alpha$  – угол продольного наклона дороги.

Условие возможности движения автомобиля по сцеплению ведущих колес с опорной поверхностью  $\varphi_x \cdot G_{\text{сц}} \geq \psi \cdot G_a$ , откуда  $\frac{G_{\text{сц}}}{G_a} k_{\text{сц}} \geq (f + i)\varphi_x$ ,

где  $f$  – коэффициент сопротивления движению автомобиля;

$i$  – коэффициент сопротивления подъему;

$\varphi_x$  – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью.

3. Удельная мощность автомобиля  $p_{y\theta}$  – отношение номинальной мощности двигателя  $N_{e\max}$  к полной массе автомобиля  $m_a$ :

$$p_{y\theta} = \frac{N_{e\max}}{m_a}. \quad (3)$$

где  $m_a$  – полная масса прицепа, кг.

4. Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению автомобиля  $N_f$  – мощность, равная сумме мощностей сопротивления качению колес автомобиля

$$N_f = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^n N_{fij}, \quad (4)$$

где  $n$  – число осей автомобиля;

$N_{fij}$  – мощность сопротивления качению  $i$ -го колеса  $j$ -ой оси, Вт.

5. Мощность сопротивления движению автомобиля  $N_d$  – мощность, равная сумме мощности сопротивления качению автомобиля  $N_f$  и мощностей, затрачиваемых на преодоление трения в трансмиссии  $N_{Tr}$  и сопротивления подъему  $N_i$ , инерции  $N_a$ , воздуха  $N_b$  и прицепа  $N_{pr}$ .

6. Мощность колеебования автомобиля  $N_{fr}$  – часть мощности сопротивления качению автомобиля  $N_f$ , затрачиваемая на деформирование опорной поверхности движителем автомобиля.

7. Полная сила тяги автомобиля  $F_T$  – сила тяги автомобиля, равная сумме сил тяги ведущих колес автомобиля:

$$F_T = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^m F_{Tij}, \quad (5)$$

где  $m$  – число ведущих осей;

$F_{Tij}$  – сила тяги  $i$ -го ведущего колеса  $j$ -ой ведущей оси, Н.

8. Свободная сила тяги автомобиля  $F_{cb}$  – сила тяги автомобиля, равная разности между полной силой тяги автомобиля  $F_T$ , равномерно движущегося по горизонтальной опорной поверхности ( $F_a=0$  и  $F_i=0$ ) и суммой силы сопротивления воздуха  $F_b$  и толкающих сил ведомых колес автомобиля  $F_{fbm}$ .

9. Коэффициент свободной тяги автомобиля  $k_{cb}$  – отношение свободной силы тяги автомобиля  $F_{cb}$  к полному весу автомобиля  $G_a$ :

$$k_{cb} = \frac{F_{cb}}{G_a}. \quad (6)$$

10. Сила тяги на крюке автомобиля – сила, приложенная к автомобилю со стороны прицепа  $F_{kp}=F_{pr}$ .

11. Удельная сила тяги на крюке автомобиля  $k_{kp}$  – сила тяги на крюке автомобиля  $F_{kp}$ , отнесенная к полному весу автомобиля  $G_a$

$$k_{kp} = \frac{F_{kp}}{G_a}. \quad (7)$$

12. Тяговая мощность на крюке автомобиля  $N_{kp}$  – мощность, равная произведению сил тяги на крюке автомобиля  $F_{kp}$  на скорость движения автомобиля  $V$ :

$$N_{kp} = F_{kp} \cdot V. \quad (8)$$

13. Удельная тяговая мощность на крюке автомобиля  $y_{kp}$  – мощность, равная отношению тяговой мощности на крюке автомобиля  $N_{kp}$  к полной массе автомобиля  $m_a$

$$y_{kp} = \frac{N_{kp}}{m_a}. \quad (9)$$

14. Давление колес на дорогу оценивают средним давлением колеса в контакте  $p_k$  и средним давлением колеса по выступам рисунка протектора  $p_{np}$ . Среднее давление колеса в контакте равно отношению нормальной реакции опорной поверхности на колесо  $R_z$  к контурной площади контакта  $A_k$  среднее давление колеса по выступам рисунка протектора – отношению  $R_z$  к площади контакта по выступам рисунка протектора  $A_{np}$

$$p_k = \frac{R_z}{A_k}, \quad (10)$$

$$p_{np} = \frac{R_z}{A_{np}}. \quad (11)$$

Среднее давление  $p_k$  и  $p_{np}$  связаны через коэффициент насыщенности проектора

$$p_{np} = \frac{p_k}{K_n}, \quad (12)$$

где  $K_n$  – отношение площади контакта по выступам к контурной площади контакта.

15. Тягово-скоростная характеристика автомобиля на заданном участке местности представляет зависимость удельной силы тяги на крюке  $k_{kp}$  от скорости автомобиля  $V$  на разных передачах трансмиссии.

16. Зависимость мощности сопротивления качению  $N_f$  от скорости движения  $V$  автомобиля получают графически, путем вычитания из мощности  $N_{fa}$ , подведенной к движителю, тяговой мощности  $N_{kp}$  на крюке автомобиля.

17. Способность преодоления труднопроходимых участков пути – это экспериментально определяемый предельный уровень проходимости при преодолении размокших грунтовых участков (суглинок или чернозем) и заболоченного луга с низкой несущей способностью.

18. Наибольшая глубина преодолеваемой снежной целины  $H_r$  – экспериментально определяемый предельный уровень проходимости при преодолении тяжелого снежного бездорожья.

Следует отметить, что при необходимости разносторонней оценки возможностей автомобиля по проходимости нельзя ограничиваться только нормативными показателями. Рядом исследователей предложены комплексные оценочные зависимости. Их анализ, в совокупности с рассмотренными нормативными показателями, позволит определиться с критериями, по которым будет произведена сравнительная оценка опорной проходимости автомобилей с различной схемой трансмиссии.

**Цель и постановка задачи.** Целью данной работы является анализ показателей проходимости автомобилей и разработка методики оценивания опорной проходимости машин с различными приводами ведущих колес.

**Основной раздел.** Для комплексной оценки проходимости автомобилей по грунтам с низкой несущей способностью используются обобщённые оценочные показатели опорной проходимости.

Агейкин Я.С. [2] для оценки проходимости предложил неравенство:

$$k_{\text{сп}} \cdot \varphi \geq f_r + (1 - k_{\text{сп}}) \cdot f_w + f_k + f_b + tg \alpha, \quad (13)$$

где  $k_{\text{сп}}$  – коэффициент сцепного веса;

$\varphi$  – коэффициент сцепления;

$\alpha$  – угол подъема;

$f_r, f_w$  – коэффициент сопротивления грунта, шины качению;

$f_b$  – коэффициент бульдозерного сопротивления;

$f_k$  – коэффициент сопротивления движению.

Ряд оценочных показателей предложен Бабковым В.Ф. [3]

$$\Pi = \varphi - f, \quad (14)$$

$$\lambda_c = \frac{V}{V_p}, \quad (15)$$

$$\lambda_T = \frac{G_{\Gamma P}}{G_{\Gamma PP}}, \quad (16)$$

$$\lambda_Q = \frac{Q}{Q_p}, \quad (17)$$

$$\lambda_P = \frac{N}{N_p}, \quad (18)$$

где  $\Pi$  – показатель проходимости;

$\varphi$  – коэффициент сцепления;

$f$  – коэффициент сопротивления качению;

$\lambda_{C,T,\vartheta,P}$  – коэффициенты скорости, грузоподъемности, экономичности, работоспособности;

$V, G, Q, N$  – скорость движения машины, грузоподъемность, расход топлива при движении по участку местности, пропускная способность; индекс «р» обозначает движение по дорогам с усовершенствованным покрытием.

Барахтанов Л.В. в работе [4] проходимость машин по снегу предлагает оценивать непосредственно по зависимостям силы тяги  $P_m$  (по сцеплению), силы сопротивления  $P_f$  и запаса силы тяги  $\Delta P$  от высоты снежного покрова

$$P_m = P_m(H), P_f = P_f(H), \Delta P = \Delta P(H). \quad (19)$$

Безбородова Г.Б. [5] рекомендует производить оценку проходимости, используя коэффициент

$$C = \frac{G_{\text{орп}} \cdot V_{\text{орп}}}{G_{\text{рп}} \cdot V_a}, \quad (20)$$

где  $G_{\text{рп}}, V_a, G_{\text{орп}}, V_{\text{орп}}$  – соответственно номинальная грузоподъемность и максимальная скорость движения машины по дорогам с усовершенствованным покрытием, грузоподъемность и скорость в данных дорожных условиях.

В [6] Гмошинский В.Г. проходимость определяет по соотношению давлений

$$\alpha = \frac{p_{\max}}{p}, \quad (21)$$

где  $p_{\max}$  – максимальное давление, Па;

$p$  – среднее давление, Па.

Гребенщиков В.И. и Бронштейн Я.И. [7] предложили оценивать проходимость двумя коэффициентами:

1. Обобщенный эксплуатационный показатель

$$A = \frac{G_{\text{рп}} \cdot S}{t \cdot Q}, \quad (22)$$

где  $G_{\text{рп}}$  – грузоподъемность, Н;

$t$  – время движения, с;

$S$  – пройденный путь, м;

$Q$  – расход топлива за пробег, л.

2. Конструктивный показатель

$$K = \frac{k_T \cdot k}{q_{vc}}, \quad (23)$$

где  $k_T$  – удельное тяговое усилие, Н;

$k$  – коэффициент сцепного веса;

$$q_{vc} = \frac{2 \cdot G_a}{z \cdot D \cdot B},$$

$G_a$  – полный вес машины, Н;

$z$  – число колес;

$D$  – диаметр шины, м;

$B$  – ширина шины, м.

Для оценки проходимости машин Беккер М.Г. [8] вводит три коэффициента

$$I = \frac{P_k}{G}, \quad (24)$$

$$E = \frac{P_k \cdot V_0}{N}, \quad (25)$$

$$M = \frac{W_p \cdot V}{N}, \quad (26)$$

где  $I, E, M$  – коэффициенты удельной силы тяги, тягового к.п.д., грузоподъемности;

$G$  – вес машины, Н;

$V_0$  – скорость машины, м/с;

$N$  – мощность двигателя, Вт;

$W$  – полезная нагрузка, Н;

$V$  – скорость движения, м/с.

Кнороз В.И., Шарикян Ю.Э. ввели общий коэффициент проходимости [9]:

$$\Pi = (M_\varphi - M_f) \cdot M_\varphi, \quad (27)$$

где  $M_\varphi$  – момент сцепления колес с дорогой, Н·м;

$M_f$  – момент сопротивления движению, Н·м.

Крагельский И.В. в [10] предложил следующие безразмерные коэффициенты: проходимость по сцеплению

$$\Pi = 1 - \frac{f}{\varphi}; \quad (28)$$

проходимость по тяге

$$\Pi_T = 1 - \frac{P_n}{P_k}; \quad (29)$$

проходимость по несущей способности грунта

$$\Pi_q = 1 - \frac{q_{cp}}{q_r}, \quad (30)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления дороги;

$\varphi$  – коэффициент сцепления;

$P_n$  – сила сопротивления перекатыванию, Н;

$P_k$  – сила тяги на колесе, Н;

$q_{cp}$  – среднее давление на грунт, Па;

$q_r$  – предел несущей способности грунта.

Кржвицкий А.А. в [11] для оценки проходимости предлагает зависимость для определения высоты снега, по которому может двигаться машина

$$H = \left( \frac{\left( \frac{h_1^n \cdot S_1}{c^n} + (h_1 - \kappa)^n \cdot S_2 \right) \cdot e^{-\frac{1}{n}}}{G} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (31)$$

где  $H$  – максимальная толщина снежного покрова, который может преодолеть машина, м;

$h_1$  – величина погружения гусениц в снег, м;

$S_1$  – площадь гусениц,  $m^2$ ;

$S_2$  – площадь днища машин,  $m^2$ ;

$\kappa$  – клиренс, м;

$c, e, n$  – опытные коэффициенты;

$G$  – вес машины, Н.

В НАМИ предложен обобщенный показатель проходимости [12]:

$$\Pi = \frac{\left( \frac{m_m \cdot S_m}{t_m \cdot Q_m} \right)}{\left( \frac{m_{ш} \cdot S_{ш}}{t_{ш} \cdot Q_{ш}} \right)}, \quad (32)$$

где  $m$  – масса перевозимого груза, кг;

$S$  – длина преодолеваемого участка, м;

$t$  – время движения участку, с;

$Q$  – масса топлива, израсходованного на этом участке, кг;

индексы «м» и «ш» обозначают соответственно движение по участку местности и по эталонной дороге.

Платонов В.Ф., Чистов М.П. и Аксенов А.И. в [13] сравнительную оценку опорной проходимости предлагают проводить в паре с эталонным автомобилем:

$$K_{IP} = \frac{\varphi_{k \max}}{\varphi_{k \max \mathcal{E}}}, \quad (33)$$

где  $\varphi_{k \ max}$  – коэффициент испытуемого автомобиля;

$\varphi_{k \ max \mathcal{E}}$  – коэффициент эталонного автомобиля.

Рукавишников С.В. [14] в качестве оценочного параметра проходимости машин предложил использовать погружение машины

$$K \geq h_{\text{кол}}, \quad (34)$$

где  $K$  – дорожный просвет, м;  
 $h_{\text{кол}}$  – глубина колеи, м.

Указанные показатели по своему физическому смыслу характеризуют: запас удельной силы тяги; неравномерность распределения давления; использование несущей способности грунта и машины.

Скотников В.А. и Тетеркин А.Е. [15] для оценки проходимости машин по торфяной залежи предлагают три коэффициента

$$K_H = \frac{p_{\max}}{p_{\text{ср}}}, \quad (35)$$

$$p_{\text{нес}} = A_0 + \frac{B_0 \cdot \Pi}{S}, \quad (36)$$

$$T = \frac{L}{V}, \quad (37)$$

где  $K_H$  – коэффициент неравномерности распределения давления;  
 $p_{\max}$  – максимальное давление, Па;  
 $p_{\text{ср}}$  – среднее давление, Па;  
 $p_{\text{нес}}$  – несущая способность гусениц;  
 $\Pi, S$  – периметр и площадь гусениц, м,  $\text{м}^2$ ;  
 $A_0, B_0$  – коэффициенты, характеризующие прочность торфяной залежи;  
 $T$  – время движения по участку, с;  
 $L$  – длина преодолеваемого участка, м;  
 $V$  – средняя скорость движения, м/с.

Софиян А.П. при оценке проходимости машин учитывает коэффициент буксования [16]:

$$\Pi = \frac{(1 - \sigma)}{\psi}, \quad (38)$$

$$\psi = \frac{f_\delta}{f_{\text{ср}}}, \quad (39)$$

где  $\sigma$  – коэффициент буксования;  
 $f_\delta, f_{\text{ср}}$  – коэффициенты сопротивления движению по бетону и грунту.  
Яржемский С.И. вводит три показателя [17]:

$$m = \frac{q}{p}, \quad (40)$$

$$n = \frac{H}{h}, \quad (41)$$

$$S = \frac{T_n}{W}, \quad (42)$$

где  $m$  – показатель проходимости;  
 $q$  – несущая способность постели;  
 $p$  – наибольшее нормальное напряжение, Па;  
 $n$  – показатель погружаемости;  
 $H$  – дорожный просвет, м;  
 $h$  – глубина погружения, м;  
 $S$  – показатель сцепляемости;  
 $T_n$  – предельное сцепление с грунтом;  
 $W$  – сопротивление движению.

В [18] приводится подробный анализ существующих критериев и показателей оценки проходимости, в том числе, и представленных выше.

Согласно этой оценке показатели проходимости машин (13), (14), (15), (27), (28), (29), (38), (41) по своему физическому смыслу представляют собой запас удельной силы тяги или удельного момента. Эти показатели позволяют произвести сравнительную оценку проходимости нескольких автомобилей при движении по конкретному участку местности. Вместе с тем, их неудобно использовать при сравнительной оценке проходимости автомобилей в различных грунтовых условиях.

Показатели (21), (35) оценивают проходимость машин по соотношению максимального давления к среднему давлению. Указанные показатели являются весьма важными при исследовании системы «местность – машина». Однако их применение при сравнительной оценке нескольких автомобилей весьма проблематично, так как они являются косвенными и не дают прямой оценки проходимости.

Показатели (31), (34) используют для оценки проходимости коэффициент погружения. Этому оценочному параметру присущи все те же недостатки, что и рассмотренному выше критерию – (21), (35).

**Методика оценивания опорной проходимости автомобилей с различными приводами ведущих колес.** Методика оценивания опорной проходимости составлена с использованием оценочных показателей, приведенных в источниках [1–18]. Методика заключается в расчете следующих оценочных показателей, по результатам которых выполняется оценка опорной проходимости автомобиля.

Коэффициент использования сцепного веса автомобиля:

$$\varphi_{ИСП} = \frac{P_K}{G_{СЦ}}, \quad (43)$$

где  $P_K$  – сила тяги автомобиля по сцеплению (касательная сила тяги);  
 $G_{СЦ}$  – сцепной вес автомобиля.

КПД колесного двигателя

$$\eta_{BK} = \frac{G_{СЦ} \cdot \varphi_{ИСП} - f \cdot G_A}{\varphi_{ИСП} \cdot G_{СЦ}} \cdot (1 - \delta), \quad (44)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  
 $G_A$  – полный вес автомобиля;  
 $\delta$  – коэффициент буксования.

Показатель проходимости по тяговым возможностям автомобиля:

$$\Pi_T = 1 - \frac{P_f}{P_T}, \quad (45)$$

где  $P_f$  – сила сопротивления качению;

$P_T$  – сила тяги автомобиля по двигателю.

Показатель проходимости по сцеплению ведущих колес с опорной поверхностью

$$\Pi_K = 1 - \frac{P_f}{P_K}. \quad (46)$$

Динамический фактор по тяговым возможностям автомобиля

$$D_T = \frac{P_T}{G_A}. \quad (47)$$

Динамический фактор по сцеплению ведущих колес с опорной поверхностью

$$D_K = \frac{P_K}{G_A}. \quad (48)$$

Неравенства, приведенные ниже, показывают возможность движения автомобиля в зависимости от типа привода ведущих колес и дорожных условий:

$P_K > P_T > P_f$  "движение возможно";

$P_K < P_T < P_f$  "движение невозможно";

$P_T < P_K < P_f$  "движение невозможно";

$P_T < P_f < P_K$  "движение невозможно";

$P_T > P_f > P_K$  "движение невозможно";

$P_T > P_K > P_f$  "движение невозможно".

Величины необходимые для расчета оценочных показателей опорной проходимости определяются по известным в теории автомобиля зависимостям.

**Выводы.** Проведенный анализ и рассмотренные методики позволяют оценивать опорную проходимость автомобилей в различных дорожных условиях при использовании различных схем привода ведущих колес.

**Список литературы:** 1. ГОСТ 22653–77 Автомобили. Параметры проходимости. Термины и определения. – Введ. 01.07.1978. 2. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. – М.: Машиностроение, 1981. 3. Бабков В.Ф., Бируля А.К., Сиденко В.М. Проходимость колесных машин по грунту – М.: Автотрансиздат, 1959. 4. Барахтанов Л.В. Повышение проходимости гусеничных машин по снегу. – Горький,

1988. 5. Безбородова Г.Б. О направлениях научных исследований проходимости автомобилей. – М.: Машиностроение, 1965. 6. Гмошинский В.Г. Проходимость зимних дорог автотранспортом. – М.: Изд-во АН СССР, 1950. 7. Гребенщикова В.И. Исследование проходимости автомобиля по мягким грунтам // Автомобильная промышленность, 1956. 8. Беккер М.Г. Введение в теорию систем «местность-машина» – М.: Машиностроение, 1973. 9. Кнороз В.И., Шарикян Ю.Э. Проходимость автомобиля и её оценка // Автомобильная промышленность, 1958. 10. Крагельский И.В. Об оценке проходимости грунтов – М.: Изд-во АН СССР, 1950. 11. Крживицкий А.А. Снегоходные машины – М.: Машгиз, 1949. 12. Кнороз В.И., Петров И.П. Оценка проходимости колесных машин // Труды НАМИ, 1973. 13. Платонов В.Ф., Чистов М.П., Аксенов А.И. Оценка проходимости полноприводных автомобилей // Автомобильная промышленность, 1980. 14. Рукавишников С.В., Барахтанов Л.В., Ериков В.И., Кульяшов А.П. Снегоходные машины. – Горький: «Волго-Вятское кн. изд-во» 1986. 15. Скотников В.А., Пономарев А.В., Климанов А.В. Проходимость машин – Мн.: Наука и техника, 1982. 16. Софиян А.П., Барский И.В. К вопросу взаимодействия гусеничного движителя с почвой – М., 1956. 17. Яржемский С.И. Критерий проходимости гусеничных машин. – М.: Изд-во АН СССР, 1950. 18. Комляренко В.И. Оценка проходимости колёсных машин по деформируемым опорным поверхностям // Ассоциация автомобильной инженеров, 2008.

*Поступила в редколлегию 24.11.2012*

УДК 629.623.437- 8

**Оценка опорной проходимости автомобилей / А. М. Завгородний, В. И. Мироненко, Н. Е. Сергиенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 81–91. – Бібліогр.: 18 назв.**

Запропоновано аналіз існуючих показників опорної прохідності автомобілів на основі яких розроблена методика оцінки прохідності машин з різним приводом ведучих коліс. Визначені умови руху автомобіля.

**Ключові слова:** автомобіль, прохідність, оцінка, методика

Proposed analysis of existing indicators of vehicle flotation, on their basis was developed estimation method of vehicle flotation with different drive unit of driven wheels. Were determined necessary conditions for vehicle move.

**Key words:** vehicle, floatation, estimation, method

УДК 656.11.021.2

**С. Г. Селевич**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»

## МЕТОДИКА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ ДАННЫХ АВТОМОБІЛЬНИХ GPS-НАВИГАТОРОВ ДЛЯ РЕШЕННЯ ЗАДАЧ ПРОГНОЗИРОВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ПОТОКОВ

Предложена методика кластеризации данных автомобильных GPS-навигаторов для последующего построения прогнозных моделей транспортных потоков.

**Ключевые слова:** GPS-навигатор, транспортный поток, прогнозная модель, кластеризация.

**Введение.** В среднем по Украине на июль 2008 года показатель автомобилизации составлял 157 авто на 1000 жителей и несмотря на кризис постепенно увеличивается. При этом на относительно ограниченной территории (2-5%), в основном крупных городов, сосредотачено от 50 до 90% населения и около 45% парка легковых автомобилей [1]. К числу характерных проблем, с которыми сталкивались все мировые мегаполисы при достижении критического уровня автомобилизации, относятся: резкое увеличение уровня загрязнения окружающей среды и шумов, чрезмерный расход топлива вследствие снижения средней скорости движения транспортных потоков до 15-30км/ч в период пиковых нагрузок, высокий уровень аварийности [2]. Так, величина издержек в странах Европейского союза в процентах от ВВП составляет: от перегруженных транспортных инфраструктур – 2,0%, последствий аварий на транспорте – 1,5%, от негативного воздействия транспорта на окружающую среду – 0,6%.

Мировой опыт борьбы с последствиями урбанизации и ростом автомобилизации связан с внедрением совокупности мероприятий, среди которых можно выделить основные направления: искусственное ограничение количества легковых автомобилей на дорогах на законодательно-государственном уровне, реконструкция дорожно-транспортной инфраструктуры и использование интеллектуальных методов организации дорожного движения. Возможности первого и второго подхода в значительной мере исчерпаны, в то время как, эффективность внедрения интеллектуальных систем регулирования дорожного движения во многом обусловлена степенью адекватности математических моделей транспортных потоков заложенных в них.

**Анализ публикаций.** Наиболее полная классификация подходов к построению математических моделей транспортных потоков приведена в [2,3]. При этом базисом для их параметрического синтеза или проверки адекватности являются измерения параметров транспортного потока в реальном режиме времени. Кроме того, непрерывный мониторинг транспортных потоков позволяет оценить эффективность организации системы регулирования дорожного движения на протяжении длительных временных интервалов и в процессе внезапных изменений.

На практике для сбора данных используются преимущественно локальные детекторы [4,5], позволяющие измерять скорости транспортного потока на конкретном участке дорожной сети. Основным ограничением на пути внедрения таких систем, в том числе и в Украине, является их стоимость. Альтернативным подходом является

© С. Г. Селевич, 2012

использование автомобильных GPS навигаторов [6] в том числе встроенных в мобильные телефоны водителей [7], способных посредством существующих каналов GSM/CDMA каналов связи передавать свои координаты (треки) и скорость движения с достаточной степенью точности.

Благодаря достаточно высокой степени проникновения мобильной связи (в Украине по данным GfK Ukraine на конец 2010г составил 82%) такой подход к сбору информации о транспортных потоках представляется наиболее перспективным. При этом помимо задачи привязки треков к местности, остро становится вопрос обработки базы данных скоростей движения.

**Цель и постановка задачи.** Целью данной работы является обоснование методики предварительной обработки массива скоростей, формируемого автомобильными GPS-навигаторами, для их использования при построении прогнозных моделей транспортных потоков мегаполиса. В качестве исходных данных для анализа были использованы материалы [8].

**Особенности данных о скоростях транспортного потока автомобильных GPS-навигаторов.** Одним из основных ограничений в использовании данных автомобильных GPS-навигаторов является их неоднородность, которая заключается в том, что для отдельных участков дорожной сети известно относительно большое число значений скоростей, в то время как для участков с малой концентрацией автомобилей – недостаточное для анализа и формулирования выводов. На рис. 1, в качестве примера, представлено распределение количества данных о скоростях движения транспортных средств по участкам дорожной сети.

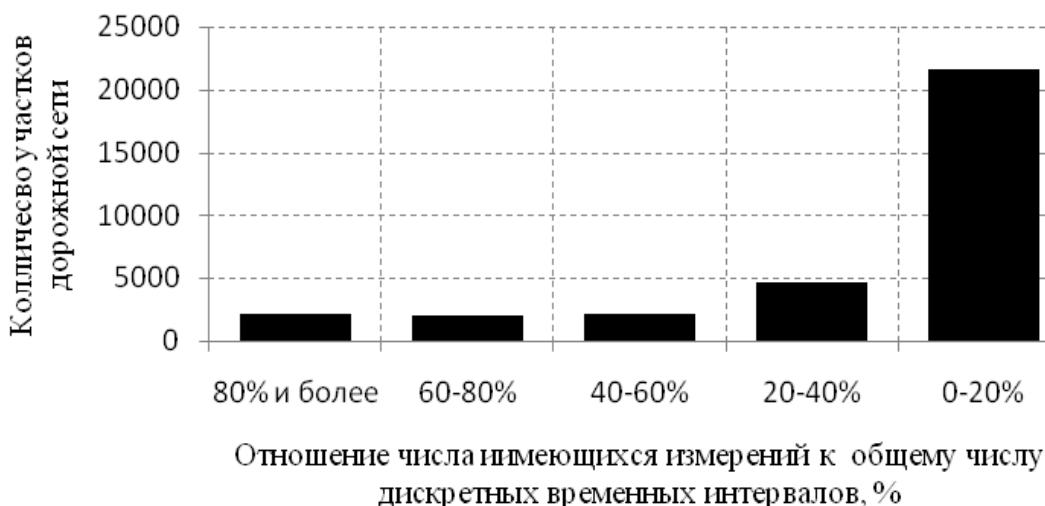


Рисунок 1 – Гистограмма наличия данных по участкам дорожной сети

Наличие малого количества измерений характерно для менее загруженных дорог, как правило, находящихся за пределами «бизнес-части» мегаполиса, для которых задача построения модели и прогнозирования скорости транспортного потока стоит менее остро по отношению к центральным частям. На участках с числом измерений  $n > 300$  доверительный интервал на уровне значимости  $q=0,1$  для математического ожидания скорости транспортного потока составляет [19, 96] км/ч, а

для среднеквадратического изменения - [6, 36] км/ч. Принимая также во внимание вероятно высокий уровень ошибки прогнозирования, в дальнейшем будем рассматривать лишь те участки, для которых известно хотя-бы по одному измерению для более чем 10% временных интервалов.

Неоднородность данных проявляется также и в том, что на отдельных, даже малых, временных интервалах сконцентрировано несколько измерений, а для других – наблюдается их отсутствие, как показано на рис. 2. При этом с точки зрения построения прогнозных моделей наиболее неблагоприятными являются длительные «пропуски» по временной оси, для которых точность интерполяции резко снижается.

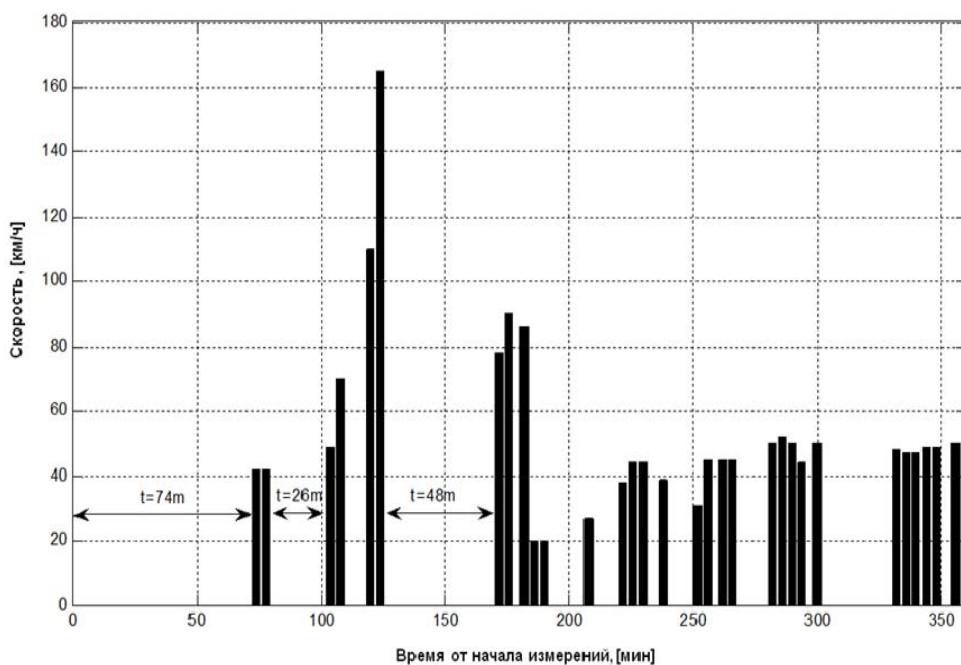


Рисунок 2 – Распределение измерений на одном участке дороги по времени опыта

Одной из общих особенностей, находящей подтверждение при анализе данных автомобильных GPS-приемников является отличие средних скоростей и их среднеквадратических отклонений в зависимости от характера дня недели: выходной или рабочий. При этом случайные колебания скорости не дают оснований для выделения других закономерностей, связанных с учетом дня недели в общем случае.

**Кластеризация массива транспортных потоков.** Представляется целесообразным на этапе предварительной обработки все участки разделить на группы в зависимости от величины среднеквадратического отклонения (СКО) скорости на участке, что позволит раздельно обрабатывать участки с относительно постоянной скоростью и те участки, где отклонение достаточно велико, а также в зависимости от времени суток, что позволит учесть влияние так называемого «часа пик» на среднюю скорость движения.

В ходе кластеризации по величине СКО (табл.) числовые значения границ интервалов получены по критерию минимума внутрикластерной суммы расстояний точек кластера до его центра. Так для будних дней недели получены более широкие (на 1 км/ч) интервалы второго кластера, что говорит о большем разбросе результатов наблюдений относительного среднего по отношению к выходным дням.

Таблица – Результаты кластеризации СКО скорости транспортных потоков

Номер кластера		I	II	III
Середина кластера, км/ч	выходные дни	12	18	25
	будние дни	9	16	28
Границы кластера, км/ч	выходные дни	[0;15)	[15;21)	(21; $\infty$ )
	будние дни	[0;13)	[13;22)	(22; $\infty$ )

Характер изменения средней скорости движения (см. рис. 3) на исследуемом интервале [16:00,22:00] явно свидетельствует о её росте с течением времени вне зависимости от типа дня недели (выходной/будний). Указанная особенность лишь подтверждает ожидаемую тенденцию освобождения автомобильных дорог по мере удаления от «часа пик» и будет учтена в дальнейшем при построении прогнозных моделей. При этом разделение на интервалы с резко отличающимися характеристиками целесообразно проводить лишь для будних дней, для которых в общем случае характерно наличие точки «перелома», где снижение средней скорости с течением времени сменяется ростом.

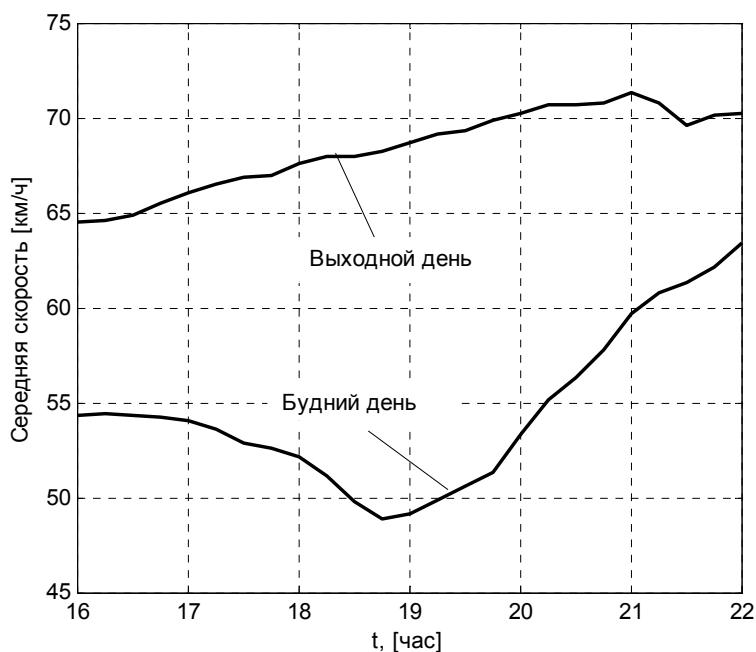


Рисунок 3 – Зависимость средней скорости движения транспортных потоков от времени суток.

Для большинства дорог, вне зависимости от их местоположения, перелом характеристики средней скорости движения находится в окрестности 18:45 и несколько смещен в сторону 19:00. С учетом того, что на этапе построения прогнозных моделей для удобства компьютерной обработки данные планируется приводить к равноотстоящим (15-ти минутным) интервалам, весь исследуемый участок времени для будних дней разделен на интервалы времени: [16:00,18:45] и [18:45, 22:00].

### Выводы

Одним из наиболее эффективных подходов к получению достоверных характеристик транспортных потоков является использование данных автомобильных GPS-навигаторов. При этом выполнять построение прогнозных моделей, основанных на численных характеристиках транспортных потоков, целесообразно лишь для участков с достаточным количеством измерений и раздельно с учетом предложенной кластеризации: для выходных и рабочих дней, для времени суток и групп участков со схожими среднеквадратическими отклонениями скорости.

**Список литературы:** 1. Дубова С.В., Васильєва А.Ю., Сильчук В.А. //Методы ограничения легкового транспорта в городах. – Містобудування та територіальне планування. Науково-технічний збірник КНУБА, випуск №32. – Київ, КНУБА, 2009. 2. Семенов В.В. Математические методы моделирования транспортных потоков // Сборник «Новое в синергетике. Новая реальность, новые проблемы, новое поколение». М: Наука, 2007. С. 102–133. 3. Швецов В.И. Математическое моделирование транспортных потоков // Автоматика и телемеханика. – 2003. – №11. 4. S. Lämmer and D. Helbing (2010) Self-Stabilizing Decentralized Signal Control of Realistic, Saturated Network Traffic. Santa Fe Working Paper Nr. 10-09-019. 5. «Видеопробки» [Электронный ресурс] // <http://videoprobki.ua/>. 6. Богумил В.Н., Ефименко Д.Б. Экспериментальные исследования транспортных потоков с использованием навигационных данных (глонасс/gps) диспетчерских систем // Наука и техника в дорожной отрасли. М. 2011. № 4. с. 3а-7. 7. J. C. Herrera, et al., “Evaluation of Traffic Data Obtained via GPS-Enabled Mobile Phones: The Mobile Century Field Experiment,” Transportation Research Part C, Vol. 18, No. 4, 2010, pp. 568-583. 8. «Интернет-математика - 2010» [Электронный ресурс] // «Яндекс». DOI= <http://imat2010.yandex.ru/>.

Поступила в редакцию 15.11.2012

УДК 656.11.021.2

**Методика редварительной обработки данных автомобильных GPS-навигаторов для решения задач прогнозирования транспортных потоков / С.Г. Селевич //** Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобілє- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 92–96. – Бібліогр.: 8 назв.

Запропонована методика кластерізації даних автомобільних GPS-навігаторів для подальшої побудови прогнозних моделей транспортних потоків.

**Ключові слова:** GPS-навігатор, транспортний потік, прогнозна модель, кластеризація.

The methodology of automobile GPS-navigators data clustering is proposed for the transport flows prediction models construction.

**Keywords:** GPS-navigator, traffic flow, forecasting models, clustering.

УДК 621.3.078: 629.113

**H. E. СЕРГІЕНКО**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»;  
**A. H. МАРЕНИЧ**, асп. НТУ «ХПІ»

## МНОГОФАКТОРНАЯ СИСТЕМА АНАЛИЗА СОСТОЯНИЯ ВОДИТЕЛЯ

Рассмотрен метод оценки изменения состояния здоровья водителя транспортного средства, основанный на использовании многофакторной системы. Использование системы снижает риск возникновения непредвиденных ситуаций при движении автомобиля.

**Ключевые слова:** оценка, фактор, кардиосигнал, спектр, анализ, состояние, водитель

**Введение.** Автомобильный транспорт является самым небезопасным из всех средств передвижения доступных человеку. По всем данным именно дорожно-транспортные происшествия (ДТП) находятся на первом месте по числу погибших и пострадавших. По этим показателям автомобили значительно опережают железнодорожный, авиационный и водный транспорт. ДТП являются основной причиной гибели людей. Они происходят по многим причинам, среди которых основная роль принадлежит «человеческому фактору». Средняя скорость движения автомобилей существенно возросла. Стоимость автомобилей достаточно высока. Во время управления автомобилем водитель утомляется, у него могут возникнуть серьезные «проблемы» со здоровьем. Поэтому сегодня нельзя не учитывать изменения состояния здоровья водителя автотранспортного средства, для этого требуется осуществлять его контроль постоянно.

Водителей можно условно разделить на 2 категории: ответственно относящихся к состоянию своего здоровья, и тех, кто этого не делает, пренебрегая как своей безопасностью, так и безопасностью всех участников дорожного движения. Выявление факторов, приводящих к ДТП по вине водителя при решении задачи повышения безопасности движения на дорогах, должно рассматриваться как приоритетная задача. Это позволит получить исходную информацию для принятия решения, которые действительно смогут если не ликвидировать, то хотя бы уменьшить вероятность возникновения аварий. Выбор факторов оценки состояния водителя и их использование в бортовой системе анализа состояния водителя является актуальной задачей.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Сегодня ведущими автомобильными компаниями ведется активная работа по созданию и внедрению систем, позволяющих контролировать состояние водителя. Пока нельзя назвать их результаты достаточно информативными, т.к. заключение об изменении состояния производиться на основе анализа одного фактора. Так компания Mercedes [1] разработала систему Attention assist, которая оценивает состояние водителя, анализируя изменения манеры его вождения. Во время первой тестовой поездки система создает модель вождения водителя и в дальнейшем сравнивает текущие параметры управления с параметрами, зафиксированными во время первой поездки.

Компания Volvo [1] разработала систему Driver alert, оценивающую состояние водителя по положению головы и век водителя. Система может распознать находиться человек в состоянии бодрствования либо находиться на грани засыпания.

Фирмой Ford [1] создана система MyFord®, которая определяет состояние водителя во время управления транспортным средством и сопоставляет его для текущих дорожных условий. Для этого компания Ford разработала биометрические

сиденья, специальный ремень безопасности и рулевое колесо, которые могут отслеживать состояние водителя. Для контроля манеры вождения водителя используется радар с камерами, которые анализируют текущую дорожную обстановку и фиксируют его манеру нажатия на педали управления автомобилем. Тем самым определяется, как в данной дорожной ситуации ведет себя водитель и каково его состояние здоровья.

Кроме того, компанией NEUROCOM [1] была разработана система поддержания и контроля состояния водителя Vigiton. Данная система поддержания работоспособности водителя предназначена для непрерывного контроля физиологического состояния водителя транспортного средства и предотвращения перехода водителя из активного состояния в состояние психофизиологической релаксации или дремотную стадию сна путем регистрации пульса с помощью браслетов.

**Цель и постановка задачи.** Определить структуру и взаимосвязь сигналов многофакторной системы анализа состояния водителя.

**Модель и алгоритм решения задачи.** При анализе безопасности движения необходимо рассматривать систему «автомобиль – водитель – окружающая среда» в целом. Факторы, воздействующие на водителя, можно условно разделить на прямые и косвенные. К прямым факторам относятся: атмосферные и погодные условия, уровень освещенности дороги, время суток, текущее состояние здоровья, работа сердца, температура тела, артериальное давление. К косвенным параметрам относится: напряженность движения, текущая дорожная обстановка, режим движения, состояние дорожного полотна, выносливость водителя, эмоциональное состояние водителя, условия на рабочем месте. Приведенные параметры по характеру их возникновения могут быть также разделены на внутренние и внешние. К внешним факторам относятся: температура окружающего воздуха, атмосферное давление, уровень освещенности, время суток движения, дорога, дорожная обстановка. К внутренним – работоспособность сердца, температура тела, артериальное давление. Названные выше параметры были выбраны как основные показатели, изменение которых может существенно повлиять на состояния здоровья водителя. Размещение части датчиков на рулевом приведено на рис. 1.

Для регистрации атмосферных показателей – температуры и атмосферного давления можно воспользоваться датчиками и анализаторами системы климат-контроля автомобиля.

Анализ состояния здоровья водителя осуществляется путем регистрации и обработки его кардиограммы. Для этого предлагается в рулевое колесо вмонтировать специальные металлические пластины, через которые регистрируют разность потенциалов на руках водителя.

Для определения уровня физической активности путем отслеживания частоты моргания глаза в зеркало заднего вида вмонтирована специальная видеокамера.

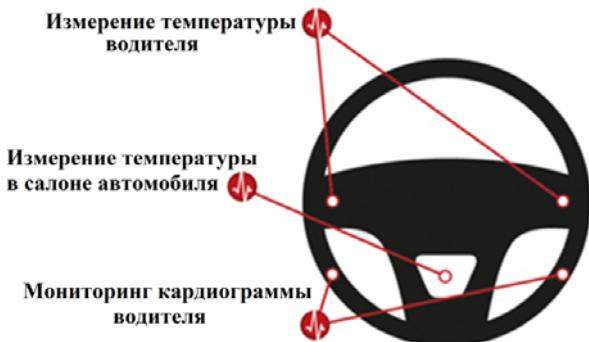


Рисунок 1 – Схема размещения датчиков многофакторной системы на рулевом колесе

Атмосферные показатели – температура  $T$  и давление  $P$  влияют на уровень артериального давления человека. Исследовательским центром ASIRT [1] были изучены все факты несчастных случаев на дорогах. Было определено, что при термической перегрузке более чем на 15%, или при резком изменении давления более чем 15 мм. рт. ст. число дорожных происшествий увеличивается на 20%, при этом смертность в ДТП возрастает при изменении погоды более чем на 10%.

Для определения уровня бодрствования водителя необходимо зарегистрировать частоту моргания глаза  $F$ . Она зависит от текущего времени суток и степени освещенности лобового стекла  $E$  автомобиля. В норме частота моргания глаз составляет один раз каждые 5...8 с. Увеличение частоты моргания глаза свидетельствует о повышенном волнении. В темное время суток возрастание интервала между морганиями свидетельствует о возможном засыпании водителя рис. 2. Оптимальное значение  $F$  должно быть в пределах  $18 \leq F \leq 25$  [2].

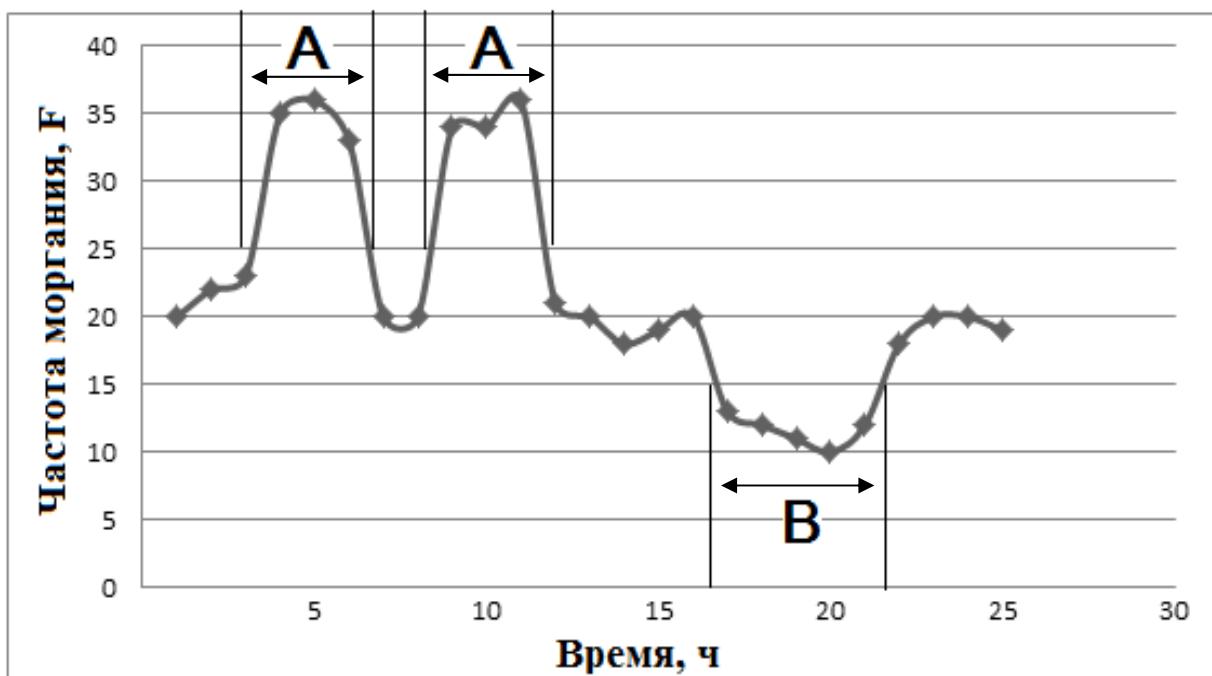


Рисунок 2 – Изменение частоты моргания глаза человека  
А – период волнения; В – период засыпания

Электрический сигнал сердца  $U$  дает информацию о текущем состоянии здоровья водителя, а также содержит информацию о частоте сердечных сокращений  $Pt$ , которая также описывает уровень активности человека.

Зарегистрированный сигнал соответствует сигналу первого отведения кардиограммы. Для его анализа применяется классический метод, основанный на измерении всех пиков сигнала и интервалов между ними. В медицинской практике такому автоматическому анализу не доверяют. Причиной является то, что водитель находится в положении сидя, сопротивление его кожи может изменяться, контакт руки с поверхностью датчика может быть не постоянен, а это может вызвать не постоянство регистрации сигнала, смещение нуля, регистрацию возможных наводок и помех. Для этого предлагается анализировать сигнал в спектральной плоскости [3]. Зависимости изменения амплитудного значения сигнала от частоты определяются выражениями:

$$X_i = \sum_{k=0}^{N-1} x_k e^{-j l \Delta \omega k \Delta t} \Delta t, \quad l = 0, 1, \dots, N-1;$$

$$x_k = \frac{1}{2\pi} \sum_{i=0}^{N-1} X_i e^{-j l \Delta \omega k \Delta t} \Delta \omega, \quad k = 0, 1, \dots, N-1;$$

При частотном анализе сигнал (рис. 3) исследуется на наличие в нем аномальных отклонений. В норме состояние водителя в том случае, если все составляющие спектра сигнала находятся до 10 Гц. В иных случаях имеют место аномальные нарушения здоровья водителя.

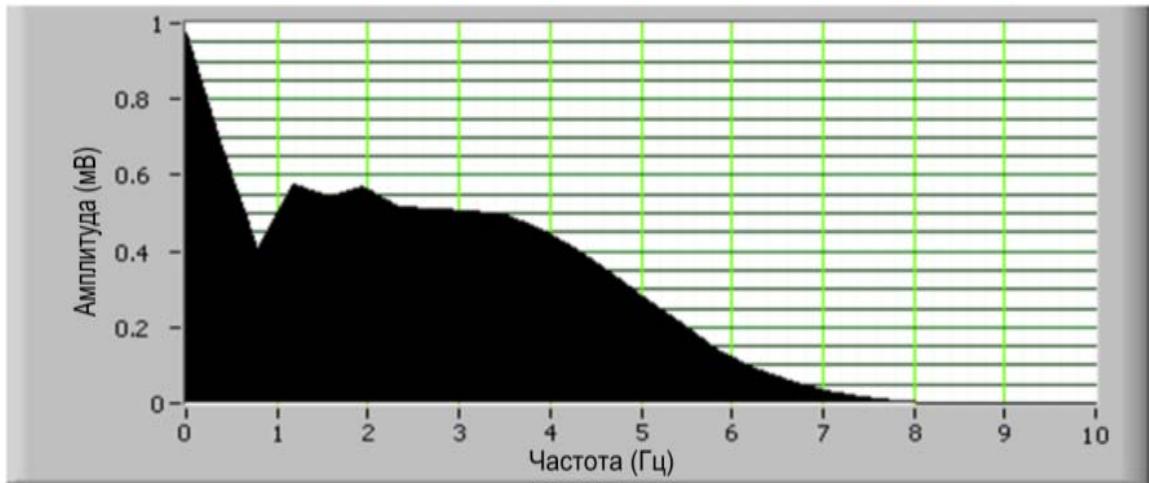


Рисунок 3 – Частотный анализ электрического сигнала сердца для нормального состояния здоровья водителя

Частота сердечных сокращений (ЧСС) связана с физической активностью водителя. Для здорового человека частота должна быть в диапазоне 60 – 80 уд/мин. При превышении имеет место чрезмерное волнение, а при ЧСС меньше 60 можно говорят о чрезмерном спокойствии человека – сне. Тахикардия (увеличение ЧСС более 80) может рассматриваться как нарушение работы сердечной мышцы в результате заболевания или как результат какого-либо кратковременного внешнего воздействия,

вызывавшего волнение, испуг. Bradикардия (уменьшение ЧСС менее 60) расценивается как вариант нормы у спортсменов, как результат приема лекарственных препаратов и нарушения работы сердечной мышцы, в следствии патологии сердечной мышцы [3].

Выбранные факторы, действующие на водителя и регистрируемые в процессе движения, представлены на рис. 4.

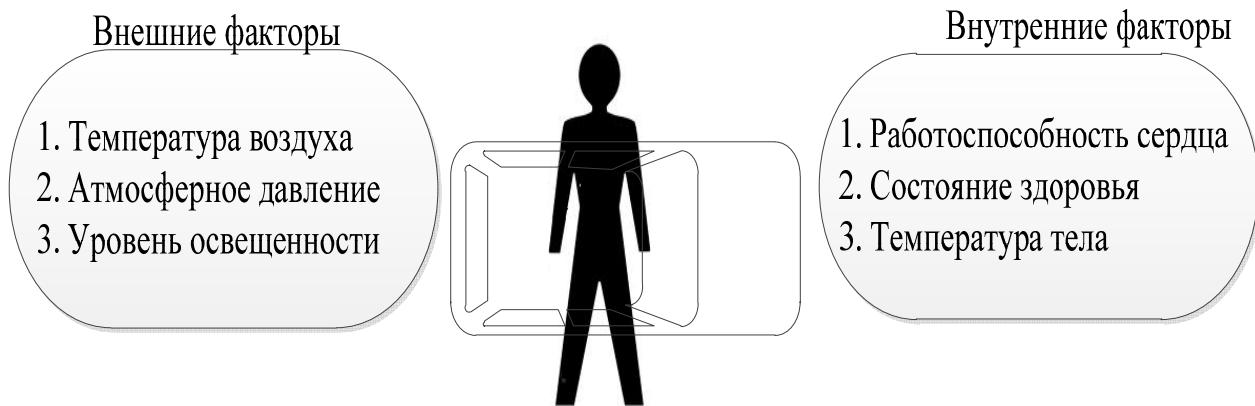


Рисунок 4 – Факторы, действующие на водителя в процессе движения автомобиля

Для многофакторной оценки состояния водителя предлагается использовать функционал  $C$ , который включает внешние и внутренние факторы:

$$C = T(K_T) \cup P(K_P) + E(K_E) \cup F(K_F) + C(K_U) \cup Pl(K_{Pl}),$$

где  $T$  – температура окружающей среды,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$K_T$  – весовой коэффициент температуры окружающей среды;

$P$  – давление окружающей среды, Па;

$K_P$  – весовой коэффициент давления окружающей среды;

$E$  – уровень освещенность лобового стекла, кд;

$F$  – частота моргания глаза, раз/мин;

$K_E$  – весовой коэффициент уровня освещенности

$K_{EF}$  – весовой коэффициент частоты моргания глаза;

$U$  – кардиосигнал водителя, мВ;

$K_U$  – весовой коэффициент кардиосигнала водителя;

$Pl$  – частота пульса водителя, раз/мин;

$K_{Pl}$  – весовой коэффициент частоты пульса.

Для повышения точности оценки необходимо определить весовые коэффициенты каждого фактора. В зависимости от условий работы и состояния водителя они отличаются, поэтому предлагается в функцию  $C$  вводить нормируемые весовые коэффициенты. Они определяются на основании статистической обработки данных водителя, полученных при исследовании на тестовых режимах. Весовые коэффициенты отражают относительную важность показателя в сравнении с другими факторами.

Схема работы многофакторной системы представлена на рис. 5.



Рисунок 5 – Структурна схема роботи системи

**Вывод:**

1. Анализ существующих систем определения изменения состояния водителя показал целесообразность использования комплексной оценки.
2. Выбранное количество датчиков для многофакторной системы оценки повысит точность диагностики состояния водителя.
3. Структуру измерительного комплекса, а также алгоритм обработки параметров системы целесообразно уточнить после проведения натурных испытаний.
4. Учитывая качественные характеристики известных систем регистрации состояния водителя, предложенная многофакторная система анализа является перспективной для внедрения в бортовые системы автомобиля.

**Список литературы:** 1. *Laura Sminkey, Saul Bilingsley Advocating for Road Safety and Road Traffic Injury Victims.* – NY.: WHE, 2012. – Р. 71-108. 2. Козубовский В. М. Общая психология: познавательные процессы. – Мин.: Алмафея, 2008. – С.100-109. 3. Доцицин В.Л. Клинический анализ электрокардиограммы. – М.: Медицина, 1985. – С. 56-82. 4. Сайт - [www.xai-medica.com](http://www.xai-medica.com). 5. Сайт - [www.ecg-3iko.ru](http://www.ecg-3iko.ru).

Поступила в редакцию 12.07.2012

УДК 621.3.078: 629.113

**Многофакторная система анализа состояния водителя / Н. Е. Сергиенко, А. Н. Маренич //** Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 97–102. – Бібліogr.: 5 назв.

Розглянуто метод оцінки зміни стану здоров'я водія транспортного засобу, заснований на використанні багатофакторної системи. Використання системи знижує ризик виникнення непередбачених ситуацій при русі автомобіля.

**Ключові слова:** оцінка, фактор, кардіосігнал, спектр, аналіз, стан, водій.

Presented method of driver's health condition estimation with multivariant health condition estimation system. This system allows to reduce the risk of possible emergency cases which can be caused by the unsatisfactory driver's health condition.

**Key words:** estimation, multivariant, cardiosignal, spectrum, analysis, driver.

УДК 621.436

**I. Г. ПОЖИДАЄВ**, асп. НТУ «ХПІ»;  
**A. О. ПРОХОРЕНКО**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»

## **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ АКУМУЛЯТОРНОЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДИЗЕЛЯ З РЕГУЛЬОВАНОЮ ПОДАЧЕЮ ПНВТ**

Представлена математична модель експериментальної акумуляторної паливної системи дизеля з регульованою подачею ПНВТ. Проілюстровані процеси у деяких вузлах ПНВТ дизеля. Приведені результати ідентифікації математичної моделі ПНВТ дизеля з паливною апаратурою акумуляторного типу.

**Ключові слова:** паливний насос високого тиску, математична модель, дизель, плунжер, акумуляторна паливна система.

**Вступ.** Сьогодні дуже поширене використання виробниками дизелів систем паливоподачі акумуляторного типу з високим рівнем тиску впорскування палива 130...200 МПа. Оскільки паливний насос високого тиску (ПНВТ) проєктується для забезпечення великої подачі палива, то на режимах холостого ходу і часткових навантажень подача палива під високим тиском буде надмірною. У цих випадках надлишкове паливо повертається в паливний бак, а отже витрачається потужність на стиснення цього об'єму палива.

Втрати на привід допоміжних агрегатів систем двигуна найменш значні, але враховуючи те, що вдосконалення енергетичних, економічних і екологічних показників сучасних дизелів пов'язують з інтенсифікацією паливоподачі, то представляють інтерес дані про зміну втрат на привід ПНВТ від збільшення тиску впорскування палива.

Значення втрат на привід паливного насоса значною мірою впливає на механічний ККД двигуна, що в свою чергу вимагає глибокого дослідження питань пов'язаних з заходами по зменшенню цих втрат. Одним з таких шляхів є обмеження нагнітання палива у акумулятор на режимах холостого ходу і часткових навантажень двигуна, що здійснюється керуванням подачею ПНВТ.

У даній статті представлено опис математичної моделі для попереднього розрахунку експериментальної акумуляторної системи паливоподачі з керованим ПНВТ.

**Постановка проблеми дослідження.** Визначальне місце у створенні сучасного дизеля займають нові покоління паливних систем акумуляторного типу, які за рахунок високого тиску впорскування (до 200 МПа) і мікропроцесорного управління параметрами системи та законом впорскування забезпечують економію палива і зменшують викиди шкідливих речовин в атмосферу. Але разом з цим необхідно приділяти увагу зменшенню долі механічних втрат на привід ПНВТ систем такого типу. Виходячи з цього поставлено задачу розробити конструкцію та принцип керування подачею ПНВТ акумуляторної паливної апаратури малолітражного дизеля.

Враховуючи актуальність поставленої проблеми зазначимо, доцільність проведення робіт в цьому напрямку і почати їх потрібно з розрахунково-експериментальних досліджень.

Для проведення розрахунково-експериментальних досліджень акумуляторної паливної апаратури була створена математична модель ПНВТ. Математична модель

включає систему диференціальних рівнянь граничних умов, що вирішуються спільно з «телеграфним» рівнянням, що описує рух палива в паливному каналі, який з'єднує насос і гідроакумулятор. Диференціальні рівняння граничних умов є математичним описом фізичних процесів, що відбуваються в ПНВТ - перетікання палива між порожнинами з урахуванням дроселювання, рух елементів та ін.

### **Методичні основи розрахунку.**

Розрахунок гіромеханічних параметрів в порожнинах насоса. Процес зміни тиску палива в надплунжерній порожнині описується рівнянням:

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{1}{\alpha_{cж} V_n} \left[ \frac{dV_n}{dt} + \frac{dV_{op-n}}{dt} - \frac{dV_{n-кл}}{dt} - \frac{dV_{кл}}{dt} - \frac{dV_{ym}}{dt} \right] \cdot \theta(V_{ocm} + V_{op-n} - V_n), \quad (1)$$

де  $p_n$  – тиск у надплунжерній порожнині;

$\alpha_{cж}$  – коефіцієнт стисливості палива;

$V_n$  – поточний об'єм надплунжерної порожнини;

$dV_n/dt$  – швидкість зміни об'єму палива внаслідок руху плунжера;

$dV_{op-n}/dt$  – швидкість зміни об'єму палива внаслідок втікання палива в надплунжерну порожнину;

$dV_{n-кл}/dt$  – об'ємна швидкість нагнітання палива секцією ПНВТ;

$dV_{кл}/dt$  – зміна об'єму порожнини внаслідок руху нагнітального клапана;

$dV_{ym}/dt$  – зміна об'єму внаслідок витоку палива через зазор у плунжерній парі.

В рівняння (1) введено функцію Хевісайда, яка враховує наповнення надплунжерної порожнини при дроселюванні палива на впуску:

$$\theta(V_{ocm} + V_{op-n} - V_n) = \begin{cases} 0, & (V_{ocm} + V_{op-n} - V_n) < 0 \\ 1, & (V_{ocm} + V_{op-n} - V_n) \geq 0 \end{cases}, \quad (2)$$

де  $V_{ocm}$  – об'єм палива в надплунжерній порожнині, що залишився від попереднього циклу;

$V_{op-n}$  – об'єм палива, що надійшов в надплунжерну порожнину.

Визначення цих величин здійснюється таким чином.

При побудові моделі прийнято припущення, що паливо в надплунжерній порожнині знаходиться в одній фазі - рідкій. Тому, якщо в результаті дроселювання наповнення надплунжерної порожнини буде неповним, тобто об'єм палива яке там знаходиться буде меншим, ніж поточний об'єм самої порожнини, вважаємо, що нагнітання палива під дією руху плунжера не почнеться до досягнення умови рівності перерахованих об'ємів. Цей процес схематично зображене на рис. 1.

Об'єм палива в надплунжерній порожнині, що залишився від попереднього циклу:

$$V_{ocm} = x_0 \cdot F_n (1 + (p_a - p_0) \alpha_{cж}), \quad (3)$$

де  $p_a$  – тиск в акумуляторі;

$p_0$  – тиск підкачування палива;

$x_0$  – зазор між плунжером та клапаном у верхньому положенні плунжера.

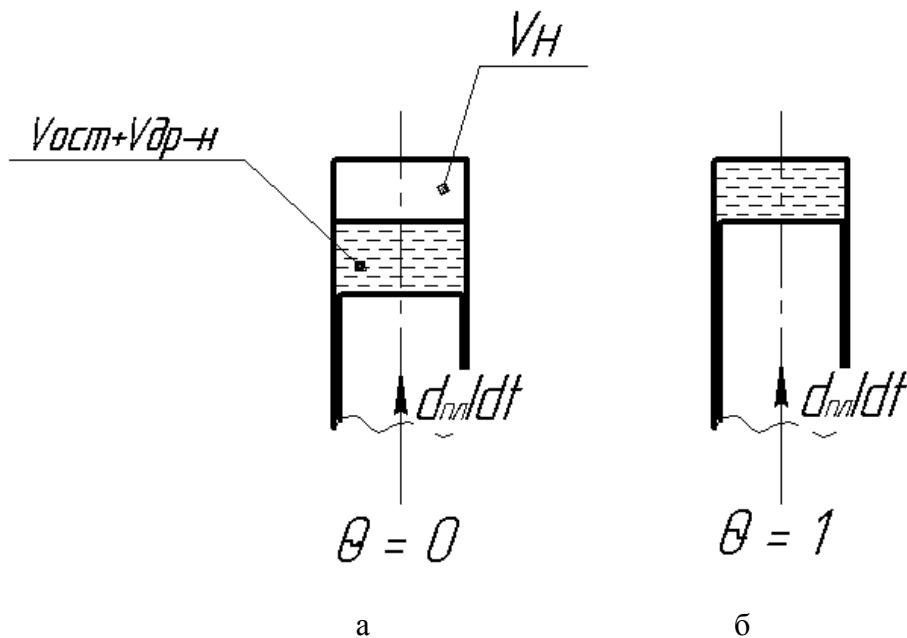


Рисунок 1 – Процес заповнення об’єму надплунжерної порожнини:  
 а – до початку нагнітання палива;  
 б – у момент початку нагнітання палива

Крім того, методика розрахунку на якій базується математична модель ПНВТ має такі складові:

- визначення поточного об’єму надплунжерної порожнини з кінематики плунжера на основі геометрії ексцентрикового механізму;
- об’єм палива, що надійшов в надплунжерну порожнину при впуску, швидкість зміни об’єму палива внаслідок втікання палива у надплунжерну порожнину при впуску та швидкість зміни об’єму палива внаслідок руху плунжера, а також зміна об’єму внаслідок руху нагнітального клапана визначаються за допомогою рівняння Бернулі;
- визначення об’ємної швидкості нагнітання палива секцією ПНВТ;
- визначення об’ємної швидкості втікання палива у порожнину дросセルюючого клапана;
- визначення прискорення руху впускного та нагнітального клапанів для отримання їх поточного переміщення, з балансу сил, що діють на клапан;
- витік палива через зазор у плунжерній парі враховано за методикою [3];
- тиск у порожнині дросセルюючого та нагнітального клапанів, а також зміна тиску палива в акумуляторі визначається з рівняння балансу витрат;
- система з розподіленими параметрами (трубопровід) розраховується за «телеграфним» рівнянням з аналітичним рішенням методом Д'Аламбера.

Для зміни прохідного перерізу дросセルюючого отвору можна застосувати різні типи приводів. Найбільш раціональним з них, на наш погляд, є електромагнітний привід з управлінням по широтно-імпульсній модуляції (ШІМ) сигналу. Такий привід має мінімальну інерційність при помірному енергоспоживанні і відносно простій конструкції. В такому випадку, переміщення якоря електромагніту, жорстко пов’язаного з клапаном, описується передавальною функцією виду:

$$S_{\text{як} \cdot \text{м}} = \frac{F_{np}}{m \frac{d^2}{dt^2} + C \frac{d}{dt} + K}, \quad (4)$$

де  $F_{np}$  - приведена (сумарна) сила, прикладена до системи (електромагніта, попереднього затягування пружини, диференціального тиску палива);

$m$ ,  $C$ ,  $K$  - фізичні параметри системи (маса, коефіцієнт дисипації, жорсткість відповідно).

**Результати отримані за допомогою математичного моделювання.**

Математична модель реалізована засобами пакету MATLAB / Simulink. Отримана програма дозволяє розраховувати основні параметри роботи ПНВТ, включаючи секундну об'ємну подачу, втрати потужності на привід в залежності від частоти обертання вала насоса і тиску у гідроакумуляторі  $p_{ak}$ .

Результати ідентифікації моделі за експериментальними даними [1], отриманими при випробуваннях насоса на безмоторному стенді в ХКБД (м.Харків) представлені на рис. 2.

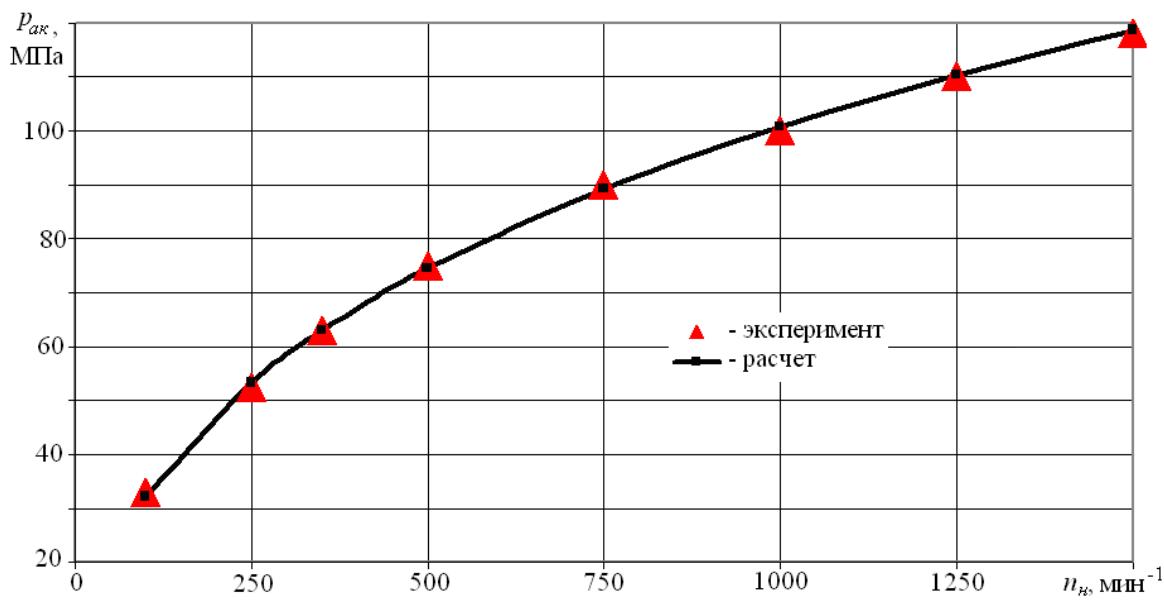


Рисунок 2 – Результати ідентифікації математичної моделі ПНВТ

За даними рисунка, відносна різниця між розрахунковими та експериментальними даними не перевищує 3%, а значить модель можна вважати адекватною.

У підсумку розробки математичної моделі отримані графіки, що відображають характер перебігу процесів, які відбуваються у паливній системі високого тиску.

На рис. 3 наведено графіки зміни об'єму надплунжерної порожнини та об'єму палива в надплунжерній порожнині, що залишилася від попереднього циклу.

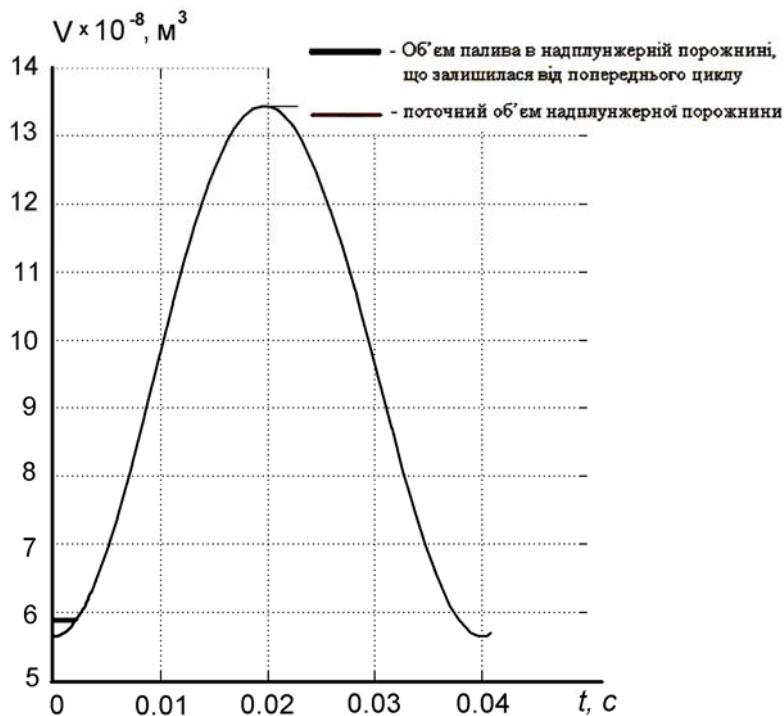


Рисунок 3 – Об’єм надплунжерної порожнини та об’єм палива в надплунжерній порожнині, що залишилася від попереднього циклу

За даними рис. 3 можна зробити висновок, що об’єм палива в надплунжерній порожнині, який залишився від попереднього циклу дуже незначний. Цей об’єм палива утворюється внаслідок зазору між плунжером і клапаном у верхньому положенні.

На рис. 4 представлена зміна тиску палива в надплунжерній порожнині та тиск в акумуляторі.



Рисунок 4 – Зміна тиску палива в надплунжерній порожнині та тиску в акумуляторі

Як видно з рис. 4 тиск в надплунжерній порожнині дещо більший ніж в акумуляторі. Це зумовлено тим, що тиск у надплунжерній порожнині витрачається на відкриття нагнітаючого клапана, а також на створення потоку від надплунжерної порожнини до акумулятора.

На рис. 5 наведено графік переміщення якоря електромагніта, жорстко пов'язаного із клапаном.

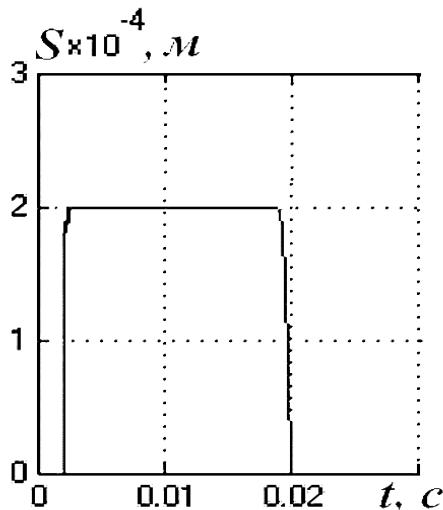


Рисунок 5 – Переміщення якоря електромагніта

Як видно з рис. 5, при відкритті електромагніта якорь стає на упор. Переміщення якоря при цьому складає 0,2 мм.

На рис. 6 наведено графік площини прохідного перетину дросельюючого клапана.

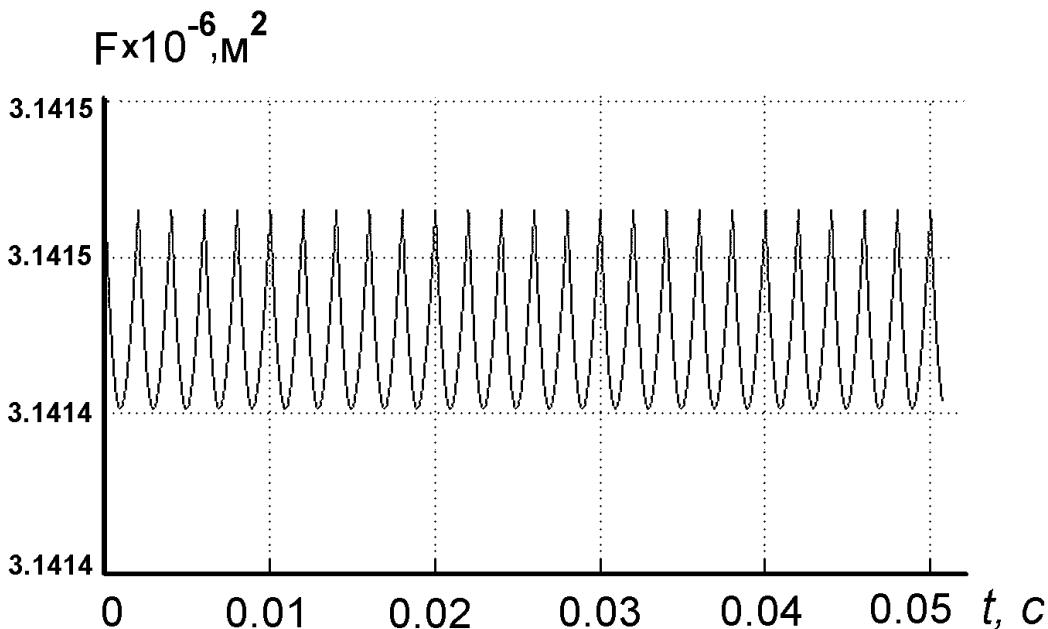


Рисунок 6 – Площа прохідного перетину дросельюючого клапана

На рис. 7 наведено графік переміщення нагнітального клапана.

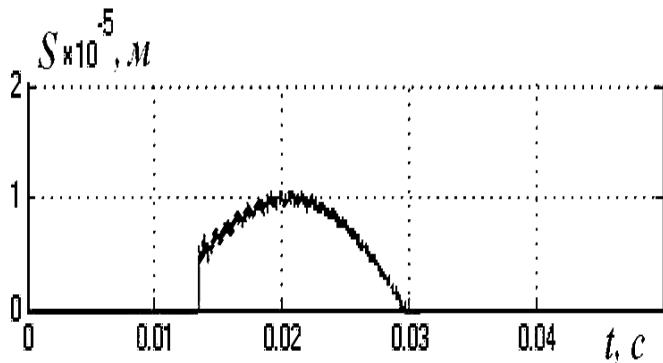


Рисунок 7 – Переміщення нагнітального клапана

**Висновки**

1. Розроблена математична модель, яка реалізована за допомогою засобів пакету MATLAB / Simulink є працездатною та дозволяє з великою точністю відобразити перебіг процесів у паливній системі високого тиску.

2. Розрахунки проведені за допомогою цієї математичної моделі дозволяють досліджувати процеси у окремих вузлах системи ПНВТ.

3. Розроблена математична може бути використана для проведення подальших досліджень щодо зменшення механічних втрат малолітражного дизеля з акумуляторною паливною апаратурою шляхом керування подачею ПНВТ.

**Список літератури:** 1. A.A. Прохоренко, A.H. Врублевский, A.B. Грицюк, Г.А. Щербаков Основы подхода к разработке конструкции и принципа управления ТНВД аккумуляторной топливной системы дизеля / A. A. Прохоренко, A.H. Врублевский, A.B. Грицюк, Г.А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 12 – 17. 2. Грехов Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М.: Легион-Автodata, 2004. – 344 с. 3. Фомин Ю.Я. Гидродинамический расчет топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ. – М.: Машиностроение, 1973. – 75 с. 2. 4. Грицюк А. В. Новые возможности разделенной топливной системы непосредственного действия для улучшения показателей малолитражного дизеля / А. В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С. 32 – 35.

Подана до редколегії 16.11.2012

УДК 621.436

Математична модель експериментальної акумуляторної паливної системи дизеля з регульованою подачею ПНВТ / І. Г. Пожидаєв, А. О. Прохоренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 103–109. – Бібліогр.: 4 назв.

Представлена математическая модель экспериментальной акумуляторной топливной системы дизеля с регулируемой подачей ТНВД. Опубликованы некоторые данные, полученные с помощью разработанной математической модели. Приведены результаты идентификации математической модели ТНВД дизеля с топливной аппаратурой акумуляторного типа.

**Ключевые слова:** топливный насос высокого давления, математическая модель, дизель, плунжер, акумуляторная топливная система.

A mathematical model of the experimental system common rail diesel engine with variable feed pump. Published some of the data obtained with the developed model. The results of the identification of a mathematical model of diesel fuel injection pump with fuel equipment accumulator type.

**Key words:** high pressure fuel pump, the mathematical model, diesel, plug, battery fuel system.

УДК 629.114-592

**I. В. РОГОЗІН**, канд. техн. наук ХУПС

## ДОСЛІДЖЕННЯ БЕЗВІДМОВНОСТІ ПНЕВМАТИЧНОГО ПРИВОДУ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ЗАСОБУ РУХОМОСТІ

Запропонована методика визначення імовірності безвідмовної роботи пневматичного приводу гальмівної системи засобу рухомості (ЗР) озброєння та військової техніки (ОВТ) з врахуванням результатів математичного моделювання робочих процесів в ньому. Встановлені залежності між тиском повітря в пневматичному приводі та площею прохідного перерізу пошкодження його ділянці, а також імовірністю безвідмовної роботи гальмівної системи ЗР.

**Ключові слова:** імовірність безвідмовної роботи, пневматичний привід, гальмівна система, площа прохідного перерізу пошкодження, засіб рухомості.

**Вступ.** Відомо [1 – 3], що гальмівна система, зокрема її привод, виключно важлива для забезпечення безпеки руху ЗР. Вихід з ладу пневматичного приводу гальмівної системи ЗР (автомобілю типу ЗІЛ-131) засобу наземного забезпечення дій авіації, а саме порушення його герметичності, може привести до відмови гальмівної системи у цілому, втрати управління ЗР та більшої імовірності виникнення ДТП або авіаційного інциденту [2, 3]. Тому дослідження впливу негерметичності у пневматичному приводі на безвідмовність гальмівної системи ЗР є актуальним.

**Аналіз останніх досягнень та публікацій.** Дослідженню процесів, що відбуваються в пневматичному приводі гальмівної системи ЗР при виникненні його пошкодження, завжди приділялася велика увага [1 – 3]. У роботі [1] проведений аналіз приписів, що стосуються джерел і резервуарів енергії автотранспортних засобів з пневматичною гальмівною системою та виконані розрахунки живлячої частини приводу з антиблокувальною системи. У роботах [2, 3], на основі математичного моделювання, досліджується пневматичний привод гальмівної системи ЗР у випадку порушення герметичності його ділянки. Наведено порядок визначення основних діагностичних параметрів пневматичного приводу гальмівної системи ЗР у різних випадках негерметичності. Проте, проблема визначення залежності безвідмовності гальмівної системи ЗР від витрати (витоку) стислого повітря з пошкодженої ділянки пневматичного приводу залишається не вирішеною.

**Мета та постановка завдання.** Метою роботи є дослідження впливу негерметичності у пневматичному приводі на безвідмовність гальмівної системи засобу рухомості. Для досягнення мети необхідно визначити: діагностичні параметри ( $t_r$ ,  $p_p$ ,  $p_{ГКр}$ ,  $p_{ГК}$ ,  $p_{нep}$ ) пневматичного приводу та їх залежності від площині прохідного перерізу пошкодження; встановити залежності тисків в ділянках пневматичного приводу гальмівної системи ЗР від площині перерізу пошкодження; встановити граничні діагностичні параметри ( $f'_n$ ,  $p'_p$ ,  $p'_{ГКр}$ ,  $p'_{ГК}$ ,  $p'_{нep}$ ) при досягненні яких відбувається відмова пневматичного приводу гальмівної системи.

**Алгоритм рішення завдання.** Розрахунок діагностичних параметрів пневматичного приводу потребує визначення часу гальмування ЗР гальмівною системою. Користуючись отриманим в [4] виразом для розрахунку максимально допустимого значення гальмівного шляху справного ЗР й прийнявши, що гальмування

@ I. В. Рогозін, 2012

здійснюється на сухому рівному асфальтобетоні максимально можливий час гальмування ЗР визначимо як

$$t_r = 3,6 \cdot (0,15 + V_{3P0}/130), \quad (1)$$

де  $V_{3P0}$  – початкова швидкість гальмування ЗР.

За умовою  $V_{3P0} = 35 \div 45$  км/год час гальмування ЗР справною гальмівною системою знаходитиметься в межах 1,51 – 1,79 с (режим екстреного повного гальмування за умови одноразового впливу на орган керування) [4]. Тому для аналізу роботи ділянки пневматичного приводу гальмівної системи приймаємо час 2 с, як максимально можливий час екстреного одноразового гальмування справного ЗР на сухій рівній асфальтобетонній дорозі. З урахуванням отриманих в [3] результатів (табл. та рис. 1) по точках перетину лінії 9 будуються залежності тиску повітря в ділянці пневматичного приводу гальмівної системи ЗР від площині прохідного перерізу пошкодження (рис. 2).

Таблиця – Результати моделювання роботи пневматичного приводу гальмівної системи ЗР для випадку виникнення негерметичності

№ з/п	Параметри				
	$f_n, \times 10^{-5} \text{ м}^2$	$p_{\text{пер}}, \text{МПа}$	$p_{\Gamma K}, \text{МПа}$	$p_{\Gamma K_p}, \text{МПа}$	$p_p, \text{МПа}$
1.	0	0	0,7573	0,7561	0,7503
2.	1,5904	0,888	0,643	0,6519	0,6852
3.	1,9635	0,134	0,6116	0,6250	0,6729
4.	2,3758	0,1936	0,5748	0,5942	0,6607
5.	2,8274	0,2704	0,532	0,5591	0,6489
6.	3,3183	0,3675	0,4826	0,5193	0,638
7.	3,8485	0,4884	0,4258	0,4746	0,6284
8.	5,0265	0,8164	0,2868	0,3684	0,6154

На рисунку 2 по осі абсцис розташовані значення площині прохідного перерізу пошкодження  $f_n$ , а на осі ординат – значення тисків  $p$ : в ресивері 1, на виході з гальмівного крану 2, в гальмівній камері 3, а також різниці (перепаду) тисків на виході з гальмівного крану і в гальмівній камері 4 при відповідних пошкодженнях.

По отриманим значенням (рис. 2, а та табл. 1), з урахуванням досліджень [1 – 3] отримуємо аналітичні залежності (2) – (5)

$$p_p(f_n) = 411,23 \cdot f_n^2 - 4749,8 \cdot f_n + 75030; \quad (2)$$

$$p_{\Gamma K_p}(f_n) = -338,13 \cdot f_n^2 - 6013,3 \cdot f_n + 75612; \quad (3)$$

$$p_{\Gamma K}(f_n) = -633,5 \cdot f_n^2 - 6176,3 \cdot f_n + 75731; \quad (4)$$

$$p_{\text{пер}}(f_n) = 295,37 \cdot f_n^2 + 163,23 \cdot f_n - 118,74. \quad (5)$$

За отриманими залежностями будується графіки, які наведені на рисунку 2, б.

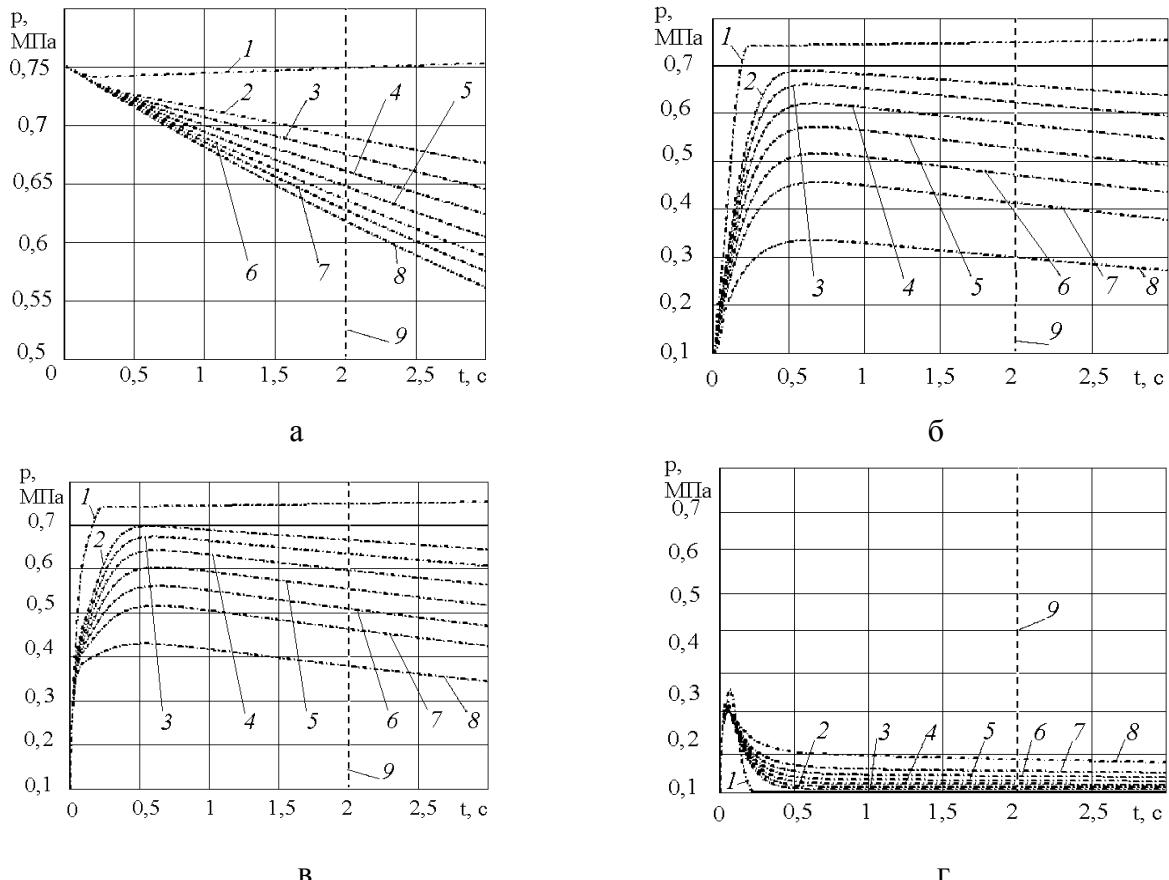


Рисунок 1 – Залежності тиску повітря в ділянці пневматичного приводу гальмівної системи ЗР від часу: а – в ресивері; б – на виході з гальмівного крану; в – в гальмівній камері; г – перепаду тиску на виході з гальмівного крану та в гальмівній камері; 1 – при справному пневматичному приводі; 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 – при несправному пневматичному приводі (площа прохідного перерізу пошкодження трубопроводу  $1,59 \times 10^{-5} \text{ м}^2$ ,  $1,96 \times 10^{-5} \text{ м}^2$ ,  $2,38 \times 10^{-5} \text{ м}^2$ ,  $2,83 \times 10^{-5} \text{ м}^2$ ,  $3,32 \times 10^{-5} \text{ м}^2$ ,  $3,85 \times 10^{-5} \text{ м}^2$ ,  $5,03 \times 10^{-5} \text{ м}^2$ ); 9 – час 2 с

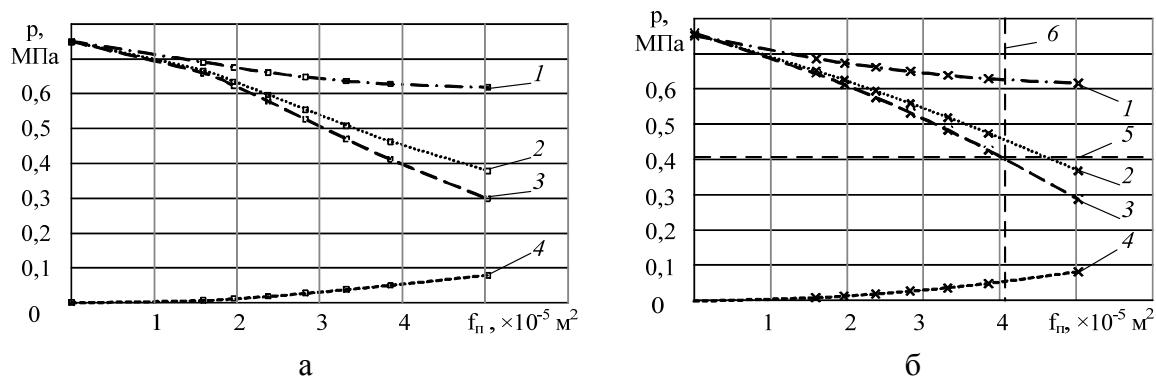


Рисунок 2 – Залежності тисків в ділянці пневматичного привода гальмівної системи ЗР від площин пошкодження  $f_l$  ( $t_r=2$  с): а – за даними рис. 1; б – апроксимовані поліноміальні залежності другого ступеня; 1 – в ресивері; 2 – на виході з гальмівного крану; 3 – в гальмівній камері; 4 – перепад тиску; 5 – нормований тиск аварійного гальмування (0,4 МПа); 6 – лінія площин прохідного перерізу пошкодження  $f_l = 4,09 \times 10^{-5} \text{ м}^2$

Для встановлення граничних значень діагностичних параметрів (критичних значень  $p'_{\text{ГК}}$ ,  $f'_{\text{n}}$ ,  $p'_{\text{p}}$ ,  $p'_{\text{ГКp}}$ ,  $p'_{\text{пер}}$ ) при досягненні яких відбувається відмова пневматичного привода гальмівної системи ЗР необхідно визначити залишковий тиск в повітряному ресивері під час гальмування. Розглянемо можливі способи їх встановлення.

Графічний спосіб. Накреслимо на рисунку 2, б лінію 5, яка відповідає тиску повітря, що забезпечує ефективність гальмування ЗР встановлену для аварійного гальмування. Згідно вимог ДСТУ UN/ECE R 13-09: 2002, ОСТ 37.001.067-86 та досліджень [1] для автомобілів з пневматичним приводом гальмівної системи залишковий тиск в повітряному ресивері має бути не менше тиску, встановленого для аварійного гальмування (0,4 МПа). По місцю перетинання лінії 5 з кривою 3 визначимо площину перерізу пошкодження (лінія 6). Надалі, по перетинанню кривої 1 з лінією 6 визначається критичний тиск стиснутого повітря в ресивері при визначеному розмірі пошкодження, а по кривої 4 – критичне значення динамічного перепаду тиску.

Аналітичний спосіб отримання діагностичних параметрів. Перетворивши вираз (4) отримаємо

$$f'_{\text{n}} = \left( \sqrt{\frac{p'_{\text{ГК}}}{-635,5} + 143,31} \right) - 4,875 \quad (6)$$

та задав тиску повітря у гальмівної камері  $p'_{\text{ГК}} = 0,4$  МПа визначимо площину перерізу пошкодження ( $f'_{\text{n}} = 4,09 \times 10^{-5}$  м<sup>2</sup>) при перевищенні якої відбувається відмова пневматичного привода гальмівної системи ЗР.

У подальшому за виразом (2) визначається тиск повітря у ресивері ( $p'_{\text{p}} = 0,625$  МПа), а за виразом (4) – перепад тиску між виходом з гальмівного крану та в гальмівній камері –  $p'_{\text{пер}} = 0,055$  МПа.

Вплив тиску повітря в пневматичному приводі гальмівної системи ЗР на вірогідність її безвідмовної роботи можливо визначити з урахуванням рівнянь (2) – (5) та таблиці 1 за виразом

$$P(f_{\text{n}}) = 1,225 \cdot f_{\text{n}}^{-0,355}, \quad (7)$$

який отриманий в [3].

Будемо вважати, що несправність виникає лише у одному з елементів пневматичного привода гальмівної системи ЗР. Тоді імовірність безвідмовної роботи гальмівної системи буде визначатися імовірністю безвідмовної роботи ділянки пневматичного приводу. Залежності імовірності безвідмовної роботи ділянок

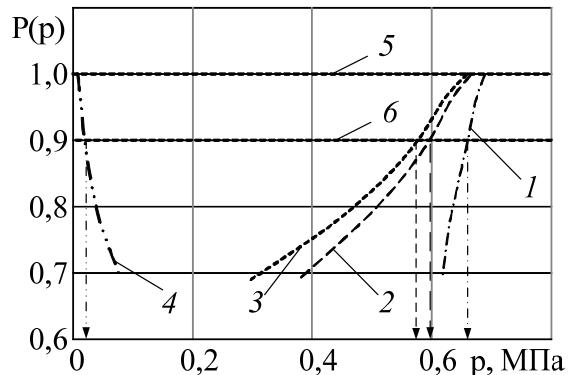


Рисунок 3 – Залежності вірогідності безвідмовної роботи від тиску повітря: 1 – в ресивері; 2 – на виході з гальмівного крану; 3 – в гальмівній камері; 4 – між виходом з гальмівного крану та в гальмівній камері; 5 – лінія  $P(p) = 1$ ; 6 – лінія  $P(p) = 0,9$

пневматичного приводу гальмівної системи ЗР (ресивер, гальмівний кран, гальмівна камера) від тиску повітря у них надані на рисунку 3. З рисунку 3 бачимо, що для забезпечення імовірності безвідмовної роботи пневматичного приводу гальмівної системи ЗР, наприклад  $P_c = 0,9$  (лінія 6) тиск повітря в ресивері повинен бути не нижче  $p_p = 0,67$  МПа, в гальмівному крані  $p_{ГКp} = 0,6$  МПа, в гальмівної камері  $p_{ГК} = 0,57$  МПа, перепад тиску між виходом з гальмівного крану та в гальмівної камері  $p_{пер} = 0,045$  МПа.

## Висновки

1. Встановлені залежності тисків в ділянках пневматичного привода гальмівної системи ЗР від площини перерізу пошкодження.
2. Визначені діагностичні параметри пневматичного приводу ( $p'_{ГК}$ ,  $f_n'$ ,  $p'_p$ ,  $p'_{ГКp}$ ,  $p'_{пер}$ ) при досягненні яких відбувається відмова гальмівної системи ЗР та потрібне відключення негерметичної ділянки.
3. Встановлена залежність між впливом тиску повітря в ділянках пневматичного приводу та вірогідністю безвідмовної роботи гальмівної системи ЗР.

**Список літератури:** 1. Расчет питающей части пневматического тормозного привода автотранспортного средства с антиблокировочной системой / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. // Вестник ХНАДУ: сб. научн. трудов. – 2008. – № 41. – С. 51 – 54. 2. Гецович Е.М. Математична модель пневматичного приводу робочої гальмівної системи з захисним пристроєм / Е.М. Гецович, І.В. Рогозін // Системи озброєння та військова техніка. – 2009. – № 2 (18). – С. 59 – 64. 3. Рогозін І.В. Моделювання впливу негерметичності в пневматичному приводі гальмівної системи засобу рухомості / І.В. Рогозін // Наука техніка ПС ЗС України – 2012. – № 3(9). – С. 58 – 60. 4. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю. ДСТУ 3649-97. – [Чинний від 1999-01-01]. – К. : Держстандарт України. – 1998. – 20 с.

Поступила в редколегію 27.11.2012

УДК 629.114-592

**Исследование безотказности пневматического привода тормозной системы средства подвижности / И. В. Рогозин //** Вісник НТУ «ХПІ» Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 110–114. – Бібліогр.: 4 назв.

Предложена методика определения вероятности безотказной работы пневматического привода тормозной системы средства подвижности вооружения и военной техники с учетом результатов математического моделирования рабочих процессов в нем. Установлены зависимости между давлением воздуха в пневматическом приводе и площадью проходного сечения повреждения его участка, а также вероятностью безотказной работы тормозной системы средства подвижности.

**Ключевые слова:** вероятность безотказной работы, пневматический привод, тормозная система, площадь проходного сечения повреждения, средство подвижности.

**The research of pneumatic drive no-failure operation of braking system of vehicle.** The determination methodic of probability of failure-free operation of the pneumatic drive of braking system of vehicle in the armament and military equipment with regard to some results of mathematical simulation of working processes in it was proposed in this article. The dependences between air pressure in pneumatic drive and passage area of damage of its segment, and also probability of failure-free operation of braking system of vehicle, were defined.

**Key words:** probability of failure-free operation, pneumatic drive, braking system, passage area of damage, vehicle.

УДК 621.625.032

**A. Н. БОРИСЕНКО**, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;  
**А. Б. БОГАЕВСКИЙ**, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, Харьков;  
**Е. А. СЕРИКОВА**, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;  
**Б. И. КУБРИК**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;  
**Е. В. СОСИНА**, асс. НТУ «ХПИ»;

## МОДЕЛИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЕ И ПОСТРОЕНИЕ СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ДВС С ПОВЫШЕННЫМ БЫСТРОДЕЙСТВИЕМ

В статье приводятся блок-схема, динамические характеристики и аналитические выражения, которые описывают работу стенда для испытания двигателя внутреннего згорания, который имеет повышенное быстродействие благодаря наличию в нем интегратора и сумматора.

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, динамические характеристики, испытательный стенд, быстродействие.

**Постановка проблемы.** На практике перед установкой на транспортное средство, землеройную машину и т.д. нового или отремонтированного ДВС необходимо выполнить его испытания по определенной программе, охватывающей достаточно широкую номенклатуру режимов работы двигателя, оснащенного или неоснащенного стадствами электронной техники. Как правило, такая программа предусматривает вывод ДВС на заданный скоростной и нагрузочный режимы за определенное время и технические возможности испытательного стенда должны позволять это реализовать, то есть стенд должен обладать быстродействием, не хуже некоторого значения.

**Анализ литературы** показывает, что например, в [1] синтезируется устройство, позволяющее вывести ДВС на заданный нагрузочный режим при условии, что изначально двигатель работает в близком к номинальному скоростному режиме. В работе [2] рассматриваются технические средства, в том числе испытательные стенды для судовых установок, обеспечивающие работу дизеля по винтовой характеристике при нескольких фиксированных частотах вращения. Работа [3] посвящена достаточно сложным компьютерным системам управления и испытаниям ДВС, которые предполагают наличие у двигателей электронных регуляторов скорости вращения и т.д. Такие системы и построенные на их базе испытательные стенды крайне сложно применять на большинстве серийных отечественных ДВС, которые мало оснащены электроникой. Технические средства, рассмотренные в [4], также в большей степени подходят в ДВС, оснащенным средствами электроники, а не к серийным отечественным двигательным установкам. В работе [5] описана бортовая система диагностики тепловозной энергоустановки, в состав которой входит стенд для испытания дизель-генератора. Такой базовый стенд может быть использован для испытания любого серийного ДВС, вал которого имеет механическую связь с валом электродвигателя или генератора, и работающего на скоростной, нагрузочной, тепловозной или винтовой характеристике.

**Цель статьи** - на основе базового устройства построить испытательный стенд с повышенным быстродействием, составить его математическую модель и исследовать его динамические характеристики.

© А. Н. Борисенко, А. Б. Богаевский, Е. А. Серикова, Б. И. Кубрик, Е. В. Сосина, 2012

**Основная часть.** На рис. 1 представлена блок-схема разработанного стенда; на рис. 2 – временные диаграммы входных и выходных сигналов элементов стенда.

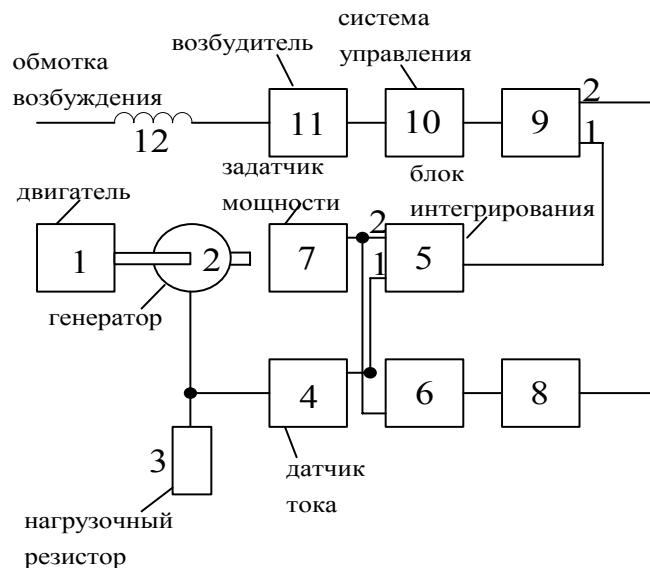


Рисунок 1 – Блок-схема стенда с ускоренным выходом в заданный режим

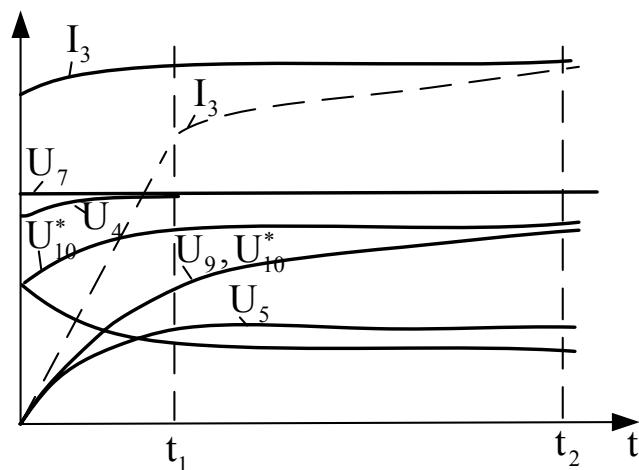


Рисунок 2 – Временные диаграммы, иллюстрирующие работу стенда с ускоренным выходом в заданный режим

Описываемый стенд отличается от базового наличием интегратора и сумматора и работает следующим образом.

При заданной частоте вращения двигателя 1 появление сигнала на выходе задатчика 7 мощности влечет за собой мгновенное появление напряжения  $U_8$  на выходе усилителя 8 (см. рис. 1), которое проходит через сумматор 9 на вход системы возбуждения 10. В этот начальный момент времени выходное напряжение блока 5 интегрирования сохраняет начальное нулевое значение. Появление входного сигнала системы 10 управления возбудителем приводит к возникновению электрического тока в обмотке 12 возбуждения и появлению ЭДС на обмотке якоря генератора. Под действием последней через нагрузочный резистор 3 протекает ток, в результате чего на выходе 4 датчика тока формируется сигнал, пропорциональный току нагрузки и

поступающий на вычитающий вход элемента 6 сравнения. Следовательно, выходной сигнал элемента 6 сравнения равен разности сигналов, пропорциональных заданию мощности и фактическому значению мощности, поскольку сопротивление резистора 3 постоянно. Так как элементы схемы работоспособны лишь при положительных сигналах на их входах и для устойчивой работы системы регулирования мощности генератора в этом случае сигнал датчика обратной связи должен быть меньше уставки, то  $U_7 - U_4 > 0$ . Именно эта разность в момент  $t = 0$  после усиления и соответствующих преобразований определяет ток, протекающий по нагрузочному резистору 3 и, следовательно, мощность генератора 2.

Указанная разность напряжений приложена к входам блока 5 интегрирования, на выходе которого при  $t > 0$  действует сигнал, равный интегралу разности по времени

$$U_5(t) = K_5 \int_0^t [U_1 - U_4(t)] dt,$$

где  $K_5$  - коэффициент передачи блока 5 интегрирования.

Указанный сигнал растет с течением времени, вызывая увеличение сигнала  $U'_{10}$  на входе системы 10 управления возбудителем, тока возбуждения в обмотке 12 возбуждения, ЭДС генератора 2 и, следовательно, тока в нагрузочном резисторе 3. В результате этого выходное напряжение датчика 4 тока генератора увеличивается, разность  $U_7 - U_4$  уменьшается, вызывая уменьшение выходного сигнала усилителя (см. рис. 1), а также снижение скорости нарастания сигнала блока 5 интегрирования

$$U_8 = K_8 [U_2 - U_4(t)],$$

где  $K_8$  - коэффициент передачи усилителя 8.

Последнее приводит к уменьшению скорости возрастания сигналов на входах системы 10 управления возбудителем и возбудителя 11, снижению скорости нарастания тока возбуждения в обмотке 12, ЭДС генератора 2 и тока нагрузочного резистора 3. Вследствие этого сигнал на инвертирующем входе блока 5 интегрирования с течением времени все медленнее растет, приближаясь к сигналу задатчика 7 мощности. В момент наступления равенства  $U_7 = U_4$  электрическая мощность генератора, равная  $I_3^2 r_3$  ( $I_3$  - ток нагрузочного резистора 3,  $r_3$  - сопротивление резистора 3), совпадает с заданным с помощью задатчика 7 значением, сигналы на выходах элемента 6 сравнения усилителя 8 становятся равными нулю, а выходной сигнал блока 5 интегрирования становится неизменным. На рис. 2 этому соответствует момент  $t = t_1$ . При постоянстве частоты вращения вала двигателя внутреннего сгорания, испытываемого на стенде, установление такого равновесного режима означает, что мощность ДВС равна установленному с помощью задатчика 7 значению.

Для получения математического выражения, позволяющего определить время установления заданного значения мощности на валу испытываемого двигателя в вышеописанном случае, запишем передаточные функции звеньев, входящих в блок-схему. При этом в качестве индекса передаточной функции примем номер элемента на схеме. Передаточную функцию элемента 6 сравнения примем равной единице, т.е.  $K_6(P) = 1$ , а остальные элементы имеют следующие передаточные функции:

$$K_5(P) = \frac{K_5}{P}; \quad K_8(P) = K_8; \quad K_9(P) = K_9; \quad K_{10}(P) = K_{10}; \quad K_{11}(P) = K_{11}; \\ K_1(P) = K_2; \quad K_4(P) = K_4; \quad K_3(P) = K_3,$$

где  $P$  – оператор Лапласа.

В соответствии с этим передаточная функция системы, в которой входным сигналом является сигнал задатчика 7 мощности, а выходным – ток в нагрузочном резисторе 3, представлена

$$K(P) = \frac{K_8 K_{\Delta} + K_5 K_{\Delta}}{P + K_4 K_8 K_{\Delta} P + K_4 K_5 K_{\Delta}} \quad (1)$$

где  $K_{\Delta} = K_2 K_3 K_{10} K_{11}$ .

Характеристикой, которая наиболее ярко отражает продолжительность переходного процесса, а в данном случае - время установления заданного значения мощности генератора, является переходная функция. Последняя в данном случае представляет собой зависимость тока нагрузочного резистора от времени при скачкообразном изменении сигнала задатчика 7 мощности от нулевого значения до единичного. Как известно, изображение по Лапласу переходной функции определяется по формуле

$$h(P) = \frac{K(P)}{P}. \quad (2)$$

С учетом (1) выражение (2) примет вид

$$h(P) = \frac{K_8 K_{\Delta} P + K_5 K_{\Delta}}{P(K_4 K_8 K_{\Delta} P + P + K_4 K_5 K_{\Delta})}.$$

В соответствии с теорией операционного исчисления последнее выражение имеет во временной области следующий оригинал:

$$h(t) = \frac{K_8 K_{\Delta}}{1 + K_4 K_5 K_{\Delta}} e^{\frac{K_4 K_5 K_{\Delta}}{1 + K_4 K_5 K_{\Delta}} t} - \frac{1}{K_4} e^{\frac{K_4 K_5 K_{\Delta}}{1 + K_4 K_5 K_{\Delta}} t} + \frac{1}{K_4}. \quad (3)$$

Если величина указанного скачка сигнала задатчика 7 мощности составляет  $U_7$ , то ток нагрузочного резистора 3 определяется

$$i_3(t) = U_7 \left[ \frac{K_8 K_{\Delta}}{1 + K_4 K_5 K_{\Delta}} e^{\frac{K_4 K_5 K_{\Delta}}{1 + K_4 K_5 K_{\Delta}} t} - \frac{1}{K_4} e^{\frac{K_4 K_5 K_{\Delta}}{1 + K_4 K_5 K_{\Delta}} t} + \frac{1}{K_4} \right]. \quad (4)$$

Из полученного выражения следует, что сразу же после появления напряжения задатчика 7, т.е. при  $t = 0$  ток резистора 3 равен

$$i_3(0) = \frac{K_7 K_8 K_{\Delta}}{1 + K_4 K_8 K_{\Delta}} = \frac{U_7}{1/K_8 K_{\Delta} + K_4}. \quad (5)$$

Заканчивается же переходной процесс при  $t \rightarrow \infty$  и величина тока нагрузки определяется выражением

$$i_3(\infty) = \frac{U_7}{K_4}. \quad (6)$$

Во всех случаях, когда мощность двигателя отличается от заданного значения,  $U_4 \neq U_7$ , разность этих напряжений через элемент 6, усилитель 8 и сумматор 9 мгновенно воздействует на систему 10 управления возбудителем, минуя блок 5 интегрирования, сигнал на выходе которого, изменяется медленно, вызывая практически мгновенное изменение мощности генератора 2 и, следовательно, мощности двигателя 1, приближая ее к заданному с помощью задатчика 7 значению. Далее вступает в работу блок 5 интегрирования, выходной сигнал которого изменяется до тех пор, пока  $U_4 \neq U_7$ . Как только фактическая мощность двигателя совпадает с заданной,  $U_4 - U_7 = 0$ , процесс интегрирования прекращается. При этом выходные напряжения сумматора 9 и всех остальных элементов стенда становятся неизменными и переходной процесс заканчивается. В этом случае время переходного процесса (время от перехода стенда от одного установившегося значения мощности двигателя до другого установившегося значения мощности двигателя) равно времени, в течение которого выходной сигнал блока 5 интегрирования изменяется от значения  $U_5 = U_8$  до значения, при котором мощность генератора (и двигателя) равна заданной величине, причем сигнал усилителя  $U_8$  однозначно связан с заданием мощности.

В случае же использования штатного стенда тепловозных ДВС время переходного процесса равно времени, в течение которого выходное напряжение блока интегрирования изменяется от некоторого начального значения, которое не связано с новым значением задания мощности, до значения, соответствующего окончанию переходного процесса. Для случая, когда указанное начальное значение нулевое, на рис. 2 приведена штрихпунктирная кривая  $U_5(U'_{10})$ . Как видно из рисунка  $t_1 < t_2$ , т.е. время установления требуемой мощности двигателя уменьшается.

Экспериментальные исследования рассмотренного стенда при испытании ДВС с газотурбинным наддувом мощностью 1000 и 2000 л.с. показали, что его быстродействие достаточно высокое, а время выхода двигателя на заданный

мощностный режим определяется продолжительностью разгона турбокомпрессора до оборотов, при которых обеспечивается требуемое давление наддува.

## Вывод

Исследования показали, что введение в схему базового стенда интегратора и сумматора существенно повысило быстродействие испытательного стенда.

**Список литературы:** 1. Борисенко А.Н., Чемоданов О.И. Анализ показателей качества систем автоматического регулирования скорости дизеля с учетом нелинейности сервопривода// Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков, 2003. – №21. – 203с. – С.7–12. 2. Ле Ван Дием. Модели и алгоритмы технического диагностирования судовых дизельных установок в процессе эксплуатации: Автореф. дис. на соискание ученой степени кандидата технических наук/Санкт-Петербургский государственный университет водных коммуникаций. – Санкт – Петербург, 2006. – 24с. 3. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.3. Комп'ютерні системи керування. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. – Харків: Пропор, 2004. – 314с. 4. Борисенко А.Н., Обод П.С., Лавриненко О.В. Современные системы и средства контроля технического состояния дизельных двигателей// Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – №56. – 165 с. – С. 26 –34. 5. Борисенко А.Н., Невяжский Г.Я., Соболь В.Н. Встроенная (бортовая) система диагностирования ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: ХГПУ, 1995, вып. 55. – с.251. – С. 48–54.

*Поступила в редакцию 06.12.2012*

УДК 621.625.032

**Моделирование, исследование и построение стенда для испытаний двс с повышенным быстродействием / А.Н. Борисенко, А.Б. Богаевский, Е.А. Серикова, Б.И. Кубрик, Е.В. Сосина // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 115–120 – Бібліогр.: 5 назв.**

У статті приводяться блок-схема, динамічні характеристики і аналітичні вирази, що описують роботу стенду для випробування двигуна внутрішнього згоряння, який має підвищено швидкодію завдяки наявності в ньому інтегратора і суматора.

**Ключові слова:** двигун внутрішнього згоряння, динамічні характеристики, випробувальний стенд, швидкодія.

In the article are presented flow-chart, dynamic descriptions and analytical expressions, describing work of stand for the test of combustion engine which possesses the promoted fast-acting due to a presence in it the integrator and summarization.

**Keywords:** combustion engine, dynamic descriptions, tent-bed test, fast-acting.

---

## ЗМІСТ

### ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

<i>Самородов В. Б., Агапов О. Н.</i> Гидрообъемно-механическая трансмиссия гусеничной машины с автономным бесступенчатым управлением в прямолинейном движении и в повороте .....	3
<i>Самородов В. Б., Бондаренко А. І.</i> Вплив об'єму гідромотора на кінематичні, силові та енергетичні параметри гідрооб'ємно-механічних трансмісій .....	9
<i>Ребров А. Ю., Кучков В. В.</i> Анализ аналитических зависимостей для определения коэффициента буксования тракторных шин .....	22
<i>Антощенков Р. В.</i> До питання дослідження комбінованих сільськогосподарських агрегатів довільних структур .....	26

### АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

<i>Самородов В. Б., Деркач О. И., Яловол И. В., Мормило Я. М., Воловик Н. В., Решетило В. И., Павлов А. Е.</i> Обзор современных трансмиссий многоосных транспортных средств .....	31
<i>Волков В. П., Зыбцев Ю. В., Ярмак В. И.</i> Уточнение методики диагностирования автомобиля по выбегу .....	36
<i>Волков В. П., Рабинович Э. Х., Зуев В. А., Шалина Д. А.</i> Расчет нормативов разгона автомобиля на роликовом стенде .....	43
<i>Мастепан С. М.</i> Створення системи нормативного забезпечення процесів технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів .....	50
<i>Кривошапов С. И., Горбик Ю. В.</i> Влияние нагрузочного режима движения на расход топлива автомобиля .....	57
<i>Павленко В. М.</i> Стан розвитку методів діагностування підвіски автомобіля .....	63
<i>Полянский А. С., Клец Д. М., Дубинин Е. А., Сальников Р. Ю., Задорожная В. В.</i> Градуировка датчиков при использовании метода парциальных ускорений .....	70
<i>Сергиенко Н. Е., Мирошниченко Н. В.</i> Диагностика технического состояния подвески автомобиля бортовым устройством .....	75
<i>Завгородний А. М., Мироненко В. И., Сергиенко Н. Е.</i> Оценка опорной проходимости автомобилей .....	81
<i>Селевич С. Г.</i> Методика предварительной обработки данных автомобильных GPS-навигаторов для решения задач прогнозирования транспортных потоков .....	92
<i>Сергиенко Н. Е., Маренич А. Н.</i> Многофакторная система анализа состояния водителя .....	97
<i>Пожидаев I. Г., Прохоренко A. O.</i> Математична модель експериментальної акумуляторної паливної системи дизеля з регульованою подачею ПНВТ .....	103
<i>Рогозін I. В.</i> Дослідження безвідмовності пневматичного приводу гальмівної системи засобу рухомості .....	110
<i>Борисенко А. Н., Богаевский А. Б., Серикова Е. А., Кубрик Б. И., Сосина Е. В.</i> Моделирование, исследование и построение стенда для испытаний ДВС с повышенным быстродействием .....	115

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК  
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ  
«ХПІ»**

**Збірник наукових праць**

Серія:  
Автомобіле- та тракторобудування

№ 64 (970)

Науковий редактор В.Б. Самородов  
Технічний редактор ст. викл. С.О. Шуба

Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

**АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЙ:** Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ».  
Кафедра «Автомобіле- та тракторобудування».  
Тел.: (057) 707-64-64; e-mail: shubaserg@mail.ru

Обл.-вид № 89–12.

Підп. до друку 16.12.2012 р.

Підп. до друку 22.06.2012 р. Формат 60×90 1/8. Папір офсетний.  
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 12,78. Облік.-вид. арк. 8,625.  
Тираж 100 пр. Зам. № 23. Ціна договірна.

---

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта видавничої  
справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.  
61002, Харків, віл Фрунзе, 21

---

Друкарня «ФОП Стеценко І. І.»  
Свідоцтво про державну реєстрацію ХК № 82 від 22.04.2003 р.  
61019, Харків, пр. Ілліча, 103а, кв. 21, тел. (057) 758-17-35