

МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЖУРНАЛ

№ 2

2009

Держвидання

Свідоцтво Міністерства Інформації України
КВ №3648 від 27.01.1999р.

Заснований рішенням Президії АН ВШ України 28.11.96.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

Головний редактор:

акад. АН ВШ, д.т.н., проф. Є.Є.Александров

Заступники головного редактора:

акад. АН ВШ, д.т.н., проф. А.І.Грабченко

акад. АН ВШ, д.т.н., проф. А.П.Марченко

Відповідальний секретар:

к.т.н., проф. В.М. Омельченко

Члени редколегії:

акад. АН ВШ, д.т.н., проф. Д.В.Бреславський

акад. АН ВШ, д.т.н., проф. О.К.Марочковський

акад. АН ВШ, д.т.н., проф. Г.І.Львов

акад. АН ВШ, д.т.н., проф. В.С.Гапонов

акад. АН ВШ, д.т.н., проф. В.Б.Самородов

акад. АН ВШ, д.т.н., проф. Ю.С.Воробйов

акад. АН ВШ, д.т.н., проф. Ю.В.Тимофієв

акад. АН ВШ, д.т.н., проф. Ю.М.Внуков

акад. АН ВШ, д.т.н., проф. А.М.Туренко

акад. АН ВШ, д.т.н., проф. М.А.Подригало

акад. АН ВШ, д.т.н., проф. А.Т.Лебедев

АДРЕСА РЕДАКЦІЇ:

61002 Харків-2

вул. Фрунзе, 21,

Національний технічний університет

"Харківський політехнічний інститут"

Тел. 707-63-55

707-63-17

E-mail kgm@kpi.kharkov.ua

Наукові напрямки:

- Теоретична механіка
- Прикладна механіка
- Машинознавство
- Динаміка та міцність машин
- Транспортне машинобудування
- Управління в технічних системах
- Технологія машинобудування
- Історія машинобудування

Друкується за рішенням Вченої ради Національного
технічного університету "ХПІ", протокол №2 від
5.03.2010р.

ЗМІСТ

Транспортне машинобудування

<u>Вакулєнко В.В., Кузьминский В.А., Жменько Р.В., Бобер А.В., Лазурко А.В., Золотуха В.Н.</u> Влияние применяемых видов топлива на мощностные характеристики и дымность силовых установок танков с многотопливными двигателями 5ТДФ, 6ТД-1 и 6ТД-2	4
<u>Веретенников А.И., Мушинский Ю.М., Нефёдов А.В.</u> Особенности расчета сопротивления движению боевой колесной машины на плаву	11
<u>Волонцевич Д.О., Богач В.С.</u> Обзор и классификация существующих систем стабилизации курсовой устойчивости автомобиля	16
<u>Волонцевич Д.О., Веретенников С.О., Антропов Р.Ю.</u> Синтез нової кінематичної схеми бортових планетарних коробок передач основного танку на базі розроблених критеріїв оцінки динамічності машини	20
<u>Глебов В.В., Костин Ю.Н., Лукьянов А.В., Данышин Ю.А.</u> Исследование защитных структур легкой бронированной машины НММВВ	32
<u>Перегон В.А., Карпенко В.А., Коряк А.А., Баранник И.М.</u> Влияние эксплуатационных характеристик шин на вибронегруженность водителя и автомобиля	37
<u>Пидиашов В.В.</u> К вопросу о возможных направлениях развития активных подвесок с системами автоматического регулирования военных гусеничных машин	44
<u>Пісарєв В.П., Горбунов А.П.</u> Можливості по компоновці нових пружних елементів підвіски з прогресивною характеристикою в межах існуючого конструктивного рішення БТР-60	51
<u>Подрицало М.А., Клец Д.М., Мостовая А.Н., Назарько О.А.</u> Динамика разгона и коэффициент полного действия легкового автомобиля	56
<u>Полянский А.С., Задорожная В.В.</u> Определение кинетической энергии секции трактора с шарнирно - сочленённой рамой при опрокидывании	63
<u>Полянский А.С., Назаров А.И.</u> Управление факторами, влияющими на качество ремонта автомобилей	69
<u>Ребров А.Ю.</u> Внешние скоростные характеристики тракторных дизельных двигателей постоянной мощности	79
<u>Решетило В.И., Илларионов А.Н., Заозерский В.В., Веретенников А.И.</u> Актуальность создания современных панорамных прицельных комплексов командира в Украине	87
<u>Толубко В.Б., Васильев Б.Г., Березан А.М.</u> Решение проблемы маневренности увеличением степени подвижности машин с неголономными связями колесного типа	96
<u>Чепурной А.Д., Глинян Г.П., Литвиненко А.В., Ткачук Н.А.</u> Общий подход к обоснованию параметров проектируемых машин на основе гибридных расчетно-экспериментальных моделей	103

Управління в технічних системах

<u>Александрова Т.С., Костяник І.В.</u> Математичке моделювання процесу паливо подавання в енергоблоці міні електростанції ДГУ-200	109
<u>Асютин А.Д., Бреславский Д.В., Резник С.А., Телеусов В.Н., Успенский В.Б., Фролов И.В.</u> Разработка программного комплекса NavCAD для проектирования и верификации математического обеспечения навигационных систем	117
<u>Назарова Н.В., Никонов О.Я.</u> Алгоритм идентификации двойных дефектов датчиков телематических систем транспортных средств	123
<u>Никитина Т.Б.</u> Синтез анизотропного стабилизатора основного вооружения танка в горизонтальной плоскости	135
<u>Ніконов О.Я.</u> Використання геоінформаційних технологій в інтегрованих телематичних системах транспортних засобів спеціального призначення	148
<u>Радиевский А. Е.</u> Формализм Дубовицкого-Милутина и задача динамического синтеза	152

Історія машинобудування

<u>Ларин А.А.</u> Исследование колебаний тепловозных силовых установок в Харьковском политехническом институте в 1960-е годы	158
--	-----

В порядку обговорення

<u>Вакуленко В.В., Зарянов В.А., Горожанин Ю.Г., Жменько Р.В., Кузьминский В.А., Чучмарь И.Д.</u>	
Методы повышения характеристик подвижности танка Т-72 при его модернизации	168
<u>Корытченко К.В., Замана В.М., Кошкарів Ю.Ю.</u>	
Способы облегчения пуска танкового двухтактного дизельного двигателя	174

Механіка та машинобудування // Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. - № 2 – 187 с.

Збірник наукових та науково-практичних статей з питань механіки, машинобудування та сучасних технологій різноманітних галузей промисловості.

© НТУ "ХПІ", 2009

ТРАНСПОРТНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 629.1.032.1

Вакуленко В.В., Кузьминский В.А., Жменько Р.В., Бобер А.В., Лазурко А.В.,
Золотуха В.Н.

ВЛИЯНИЕ ПРИМЕНЯЕМЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА НА МОЩНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ДЫМНОСТЬ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК ТАНКОВ С МНОГОТОПЛИВНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ 5ТДФ, 6ТД-1 И 6ТД-2

Существующая возможность применения различных видов топлива для питания силовых установок танков Т-64, Т-64БМ1, Т-80УД, Т-84, разработанных в КП ХКБМ им. А.А. Морозова, при проведении боевых действий в современных условиях создаёт оперативные преимущества, связанные с использованием случайных источников для заправки при вероятных сбоях в централизованной армейской поставке горюче-смазочных материалов.

По утверждённым нормативам для установленных на данных танках двигателей 5ТДФ, 5ТДФМ, 6ТД-1 и 6ТД-2 кроме основного, дизельного топлива, могут применяться следующие резервные виды топлива [1]:

- топливо для реактивных двигателей Т-1, ТС-1 и РТ;
- бензин автомобильный А-72 и А-76;
- смеси вышеперечисленных видов топлива с дизтопливом в любых пропорциях;
- смеси бензина автомобильного АИ-93 с дизтопливом (не менее 25% дизтоплива по объёму в составе смеси);

а также аналогичные виды топлива зарубежного производства.

Актуальность проблемы

Разное содержание углеродистых соединений и других составляющих в перечисленных видах топлива, несомненно, влияет на мощностные характеристики дизелей и силовых установок танков в целом, что приводит к изменению их тактико-технических характеристик (например, максимальной и средней скоростей движения, возможности преодоления различных препятствий и т.д.), а также сказывается на таком демаскирующем факторе, как дымность выпускных газов. Учёт изменения данных параметров может оказаться полезным при планировании и проведении спецопераций с использованием бронетехники.

Целью статьи является обобщение и анализ полученных в разное время экспериментальных материалов по определению мощностных характеристик и дымности силовых установок танков Т-64Б, Т-80УД и Т-84 при их работе на различных видах топлива в ходе проведения стационарных нагрузочных испытаний на комплексном стенде испытаний моторно-трансмиссионных отделений в КП ХКБМ при плюсовых температурах окружающего воздуха [2].

Основная часть.

Танк т-64Б с двигателем 5ТДФ мощностью 700 л.с.

При проведении работ по определению мощностных характеристик и дымности на данном танке использовались следующие виды топлива: дизтопливо, керосин ТС-1, бензин А-76, смесь 50% бензина А-76 с 50% керосина ТС-1, смесь 75% бензина А-76 с 25% дизтоплива. В ходе исследований при эксплуатации двигателя на бензине А-76 рычаг многотопливности переводился согласно руководству по эксплуатации в положение для работы на бензине, а также, в опытных целях, возвращался в положение, соответствующее использованию дизель-реактивных видов топлива. При переходе на другой вид топлива производилась выработка остатков предыдущего топлива из топливных трасс танка.

В табл. 1 приведены результаты измерений мощности на ведущих колёсах $N_{вк}$ и дымности D_2 на выходе из диффузора эжекторной системы охлаждения при работе двигателя на внешней характеристике при частотах вращения коленвалов $n_{дв}=2000$ и 2600 мин^{-1} и включённой 6-ой передаче трансмиссии с использованием трёх видов топлива и двух видов смесей. Как видно из результатов, в положении рычага многотопливности “дизель-реактивные смеси” наибольшая величина мощности 372...429 л.с. получена при работе двигателя на дизтопливе, при работе на керосине мощность на ведущих колёсах меньше на 61...84 л.с. (в среднем на 18 %), на бензинах и смесях меньше на 98...181 л.с. (в среднем на 35%), чем на дизтопливе.

Таблица 1

Мощностные характеристики и дымность силовой установки танка Т-64Б при работе дизеля 5ТДФ на дизтопливе, керосине ТС-1, бензине А-76 и их смесях

Топливо	$n_{дв}=2600 \text{ мин}^{-1}$		$n_{дв}=2000 \text{ мин}^{-1}$	
	$N_{вк}$	Дымность	$N_{вк}$	Дымность
	л.с	%	л.с	%
Дизельное	429	50	372	50
Керосин ТС-1	345	25	311	24
Бензин А-76	248	20	245	23
Смесь 50% бензин А-76 с 50% керосина ТС-1	273	12	274	16
Смесь 75% бензин А-76 с 25% дизтоплива	257	26	254	22
Бензин А-76”Б”	310	26	307	46

При использовании бензина А-76 перевод рычага многотопливности в положение для работы на бензинах (в таблице 1 и на рис. 1 обозначение – Бензин А-76 “Б”) обеспечил повышение мощности $N_{вк}$ на 62 л.с. (на 20%) по сравнению с работой в положении “Дизель-реактивное топливо”, но при этом уровень дымности при $n_{дв}=2000 \text{ мин}^{-1}$ увеличился вдвое и составил 46%.

Табличное и диаграммное отображение результатов измерений дымности D_2 при работе двигателя с частотой вращения коленвалов 2000 и 2600 мин^{-1} на внешней характеристике, на режимах частичного нагружения и на холостом ходу приведено на рис. 1. При анализе экспериментального материала можно сделать вывод, что в объёме проведенных испытаний двигателя 5ТДФ на разных уровнях нагружений наименьшие величины дымности до 25% и до 16% получены соответственно при работе на керосине ТС-1 и на смеси 50% бензина А-76 с 50% керосина ТС-1, а наибольшая – до 50%, при использовании дизтоплива. Следует отметить, что данные опыты по определению мощности на ведущих колёсах силовой установки танка Т-64Б и оптической плотности дыма на выходе из диффузора производились на двигателе 5ТДФ, имеющем значительный ресурс экс-

плуатации 365 моточасов, что в целом могло сказаться на некотором ухудшении мощностных характеристик и увеличении дымности.

Танк т-80УД с двигателем 6ТД-1 мощностью 1000 л.с.

Испытания силовой установки данного танка по определению мощностных характеристик и дымности производились только с использованием дизельного топлива. Эксплуатационная наработка двигателя была сравнительно с предыдущим случаем небольшой и составляла 103 моточаса.

При функционировании эжекционных систем охлаждения силовых установок танков Т-64Б, Т-80УД и Т-84 в камеру смешения эжектора поступают двумя разными потоками эжектирующие выпускные газы двигателя, обладающие высокой энергией на выходе из соплового аппарата ресивера, и эжектируемый воздух из подрадиаторного пространства (см. рис. 2).

Соотношение расхода воздуха G_2 через радиаторы и расхода газов G_1 через сопловой аппарат определяется величиной коэффициента эжекции

$$q_{\text{эж}} = \frac{G_2}{G_1},$$

оптимальное значение которого подбирается опытным путём с помощью сложного объектового макетирования с применением математических моделей [3]

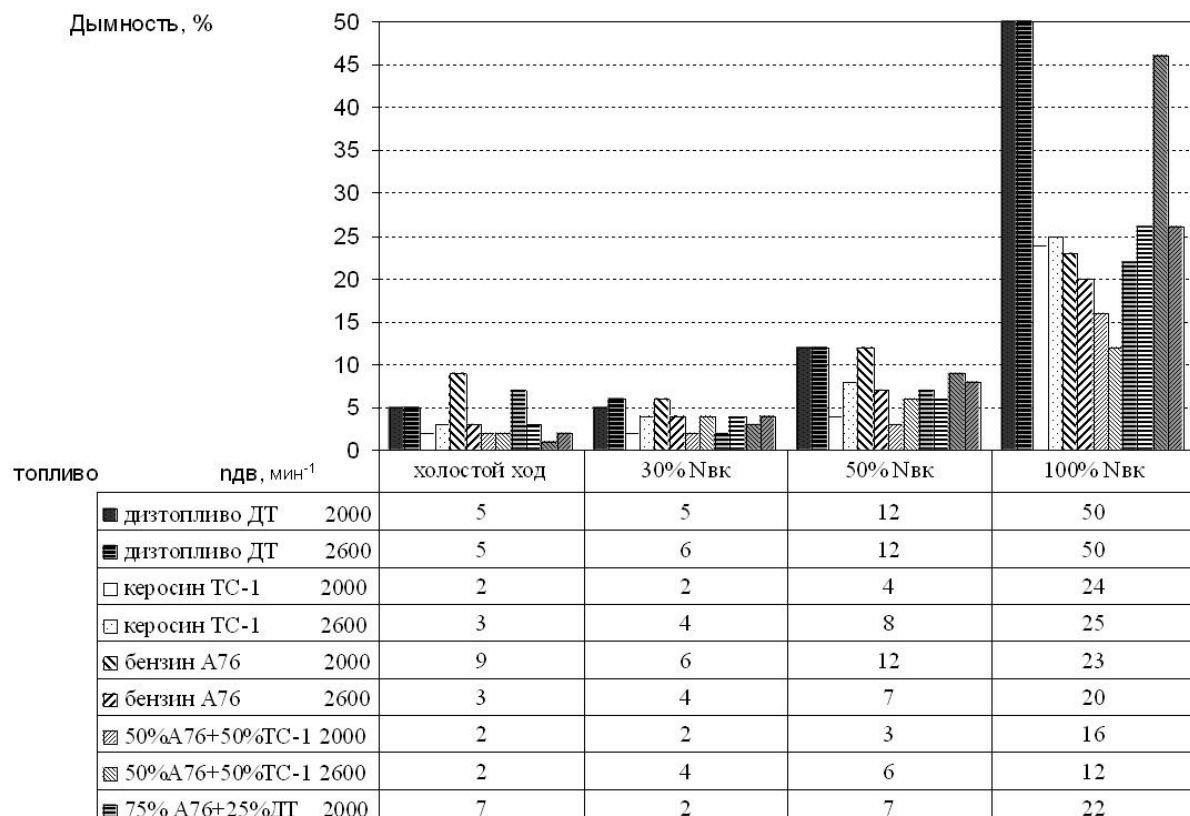


Рисунок 1 - Дымность силовой установки танка Т-64Б при работе дизеля 5ТДФ на разных уровнях нагружения с использованием дизтоплива, керосина ТС-1, бензина А-76 и их смесей

В данных экспериментах для более тщательного изучения процесса смешения в эжекторной системе охлаждения выпускных газов двигателя с потоком чистого возду-

ха, охлаждающего радиаторы, кроме дымности D_2 на выходе из диффузора измерялась также оптическая плотность дыма D_1 в газоходе на выходе из турбины двигателя 6ТД-1.

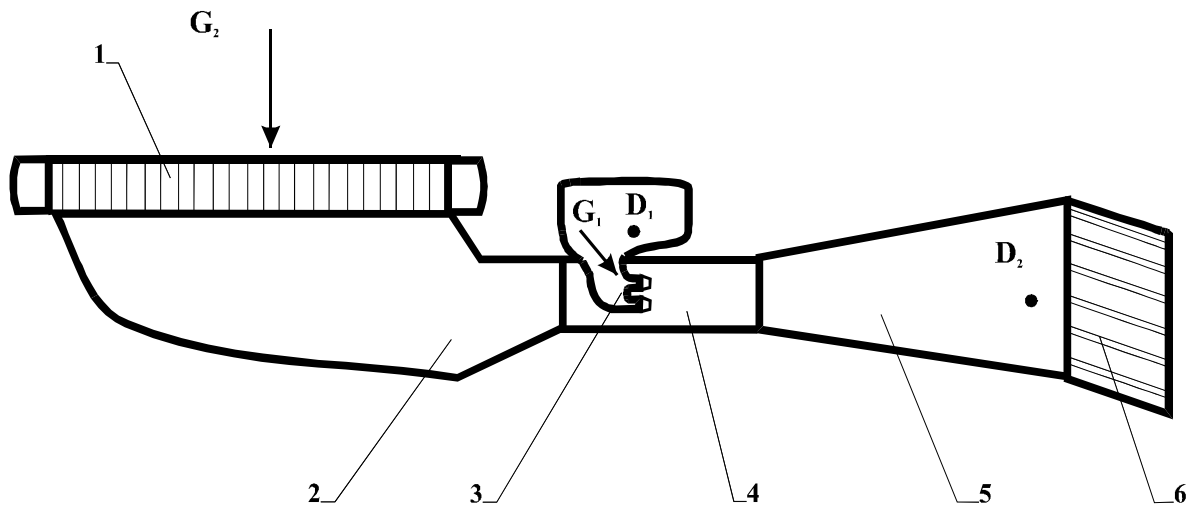


Рисунок 2 - Схема эжекционной системы охлаждения

1- радиаторы системы охлаждения, 2- подрадиаторное пространство, 3- сопловой аппарат ресивера, 4-камера смешения, 5- диффузор, 6-выходные жалюзи, G_1 - расход выпускных газов, G_2 - расход воздуха через радиаторы, D_1 и D_2 -точки замера оптической плотности дыма.

На начальном участке камеры смешения эжектирующий поток газов увлекает эжектируемый воздух, после чего начинается перемешивание двух потоков, отличающихся химическим составом и температурой. Истечение газов при смешении носит турбулентный характер, в конце диффузора происходит постепенное выравнивание энергии двух потоков. Таким образом, на формирование оптической плотности газовой смеси D_2 на выходе из диффузора (на входе в выходные жалюзи), значительное влияние оказывает температура, давление и дымность D_1 потока выпускных газов после турбины двигателя, что было подтверждено последующими опытами.

При включённой 6-ой передаче трансмиссии стендовыми нагружающими устройствами двигатель был выведен на внешнюю характеристику, и в диапазоне частот вращения коленвалов $1800 \dots 2800 \text{ мин}^{-1}$ произведены замеры мощности на ведущих колёсах Нвк, составившей $460 \dots 687 \text{ л.с.}$, дымностей D_1 и D_2 (см. рис.3).

Из приведенных результатов следует, что при максимальной дымности после турбины $D_1 = 72\%$, измеренной на частоте максимального крутящего момента $n_{\text{дв}} = 2050 \text{ мин}^{-1}$, дымность D_2 на выходе из диффузора составила всего 21% за счёт смешивания выпускных газов с эжектируемым через радиаторы чистым воздухом. С повышением частоты вращения коленвалов происходит снижение дымности выпускных газов за счёт качественного улучшения рабочего процесса в цилиндрах двигателя и при $n_{\text{дв}} = 2800 \text{ мин}^{-1}$ D_1 соответствует 52% , дымность D_2 газовой смеси на выходе из диффузора тоже уменьшается и при той же частоте составляет всего 8% . Последнее также свидетельствует об увеличении содержания эжектируемого воздуха в газовой смеси на входе в выходные жалюзи вследствие более эффективного функционирования эжектора при возросшей интенсивности потока газов после турбины.

ТАНК Т-84 С ДВИГАТЕЛЕМ 6ТД-2 МОЩНОСТЬЮ 1200 Л.С.

Испытания силовой установки данного танка производились с использованием

дизтоплива и керосина ТС-1 с присадками 2-ЕНН и Галад-40 при включённой 6-ой передаче трансмиссии на разных режимах нагружения двигателя, эксплуатационная наработка которого составляла 208 моточасов.

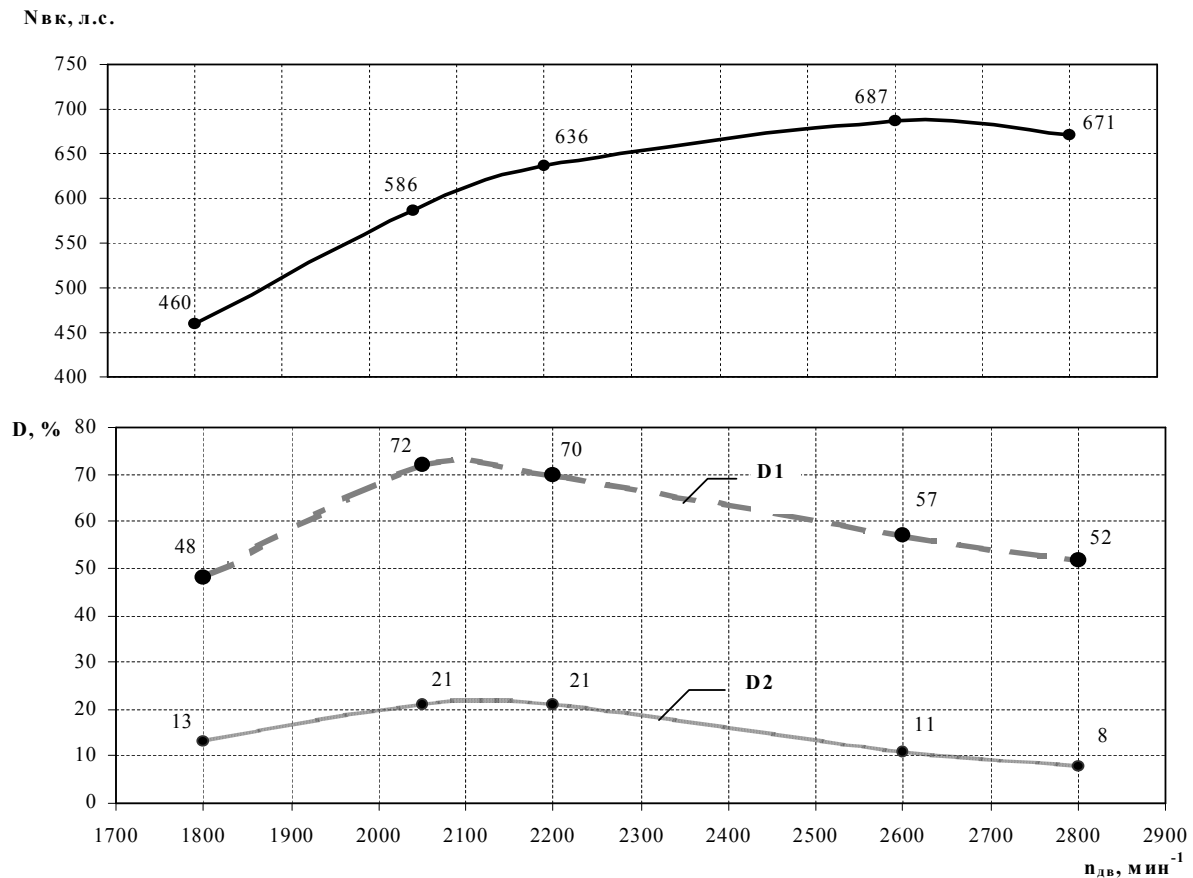


Рисунок 3 - Мощностная характеристика и дымность силовой установки танка Т-80УД при работе дизеля 6ТД-1 на дизтопливе

При работе на дизтопливе во всём диапазоне внешней характеристики (см. рис. 4) мощность на ведущих колёсах составляла 687...807 л.с.; при использовании керосина ТС-1 была на 61...87 л.с. меньше (в среднем на 10%), что согласуется с вышеприведенными аналогичными испытаниями силовой установки танка Т-64Б. Характер изменения оптической плотности дыма оставался таким, как и в предыдущих двух экспериментах – уменьшался с увеличением частоты вращения коленвалов двигателя, однако, при использовании дизтоплива уровень дымности D_2 составлял 20...35%, что в два раза выше, чем для дизеля 6ТД-1, хотя величина дымности после турбины D_1 незначительно превышала значения D_1 для 6ТД-1 и соответствовала 55...85%. Применение в качестве топлива для двигателя 6ТД-2 керосина ТС-1 с присадками примерно наполовину понижает уровень дымности D_1 и D_2 до значений 25...50% и 8...20% соответственно по сравнению с дизтопливом.

Результаты измерений дымности D_2 при работе двигателя на внешней, частичных характеристиках и на холостом ходу при $n_{дв}=2050, 2400$ и 2600 $мин^{-1}$ с использованием дизтоплива и керосина ТС-1 с присадками приведены на рис. 5.

Анализ данного графического и табличного отображения экспериментального материала позволяет сделать вывод, что использование керосина снижает уровень дымности D_2 на выходе из диффузора на треть, либо даже вполнину на определенных режимах по сравнению с работой двигателя 6ТД-2 на дизтопливе.

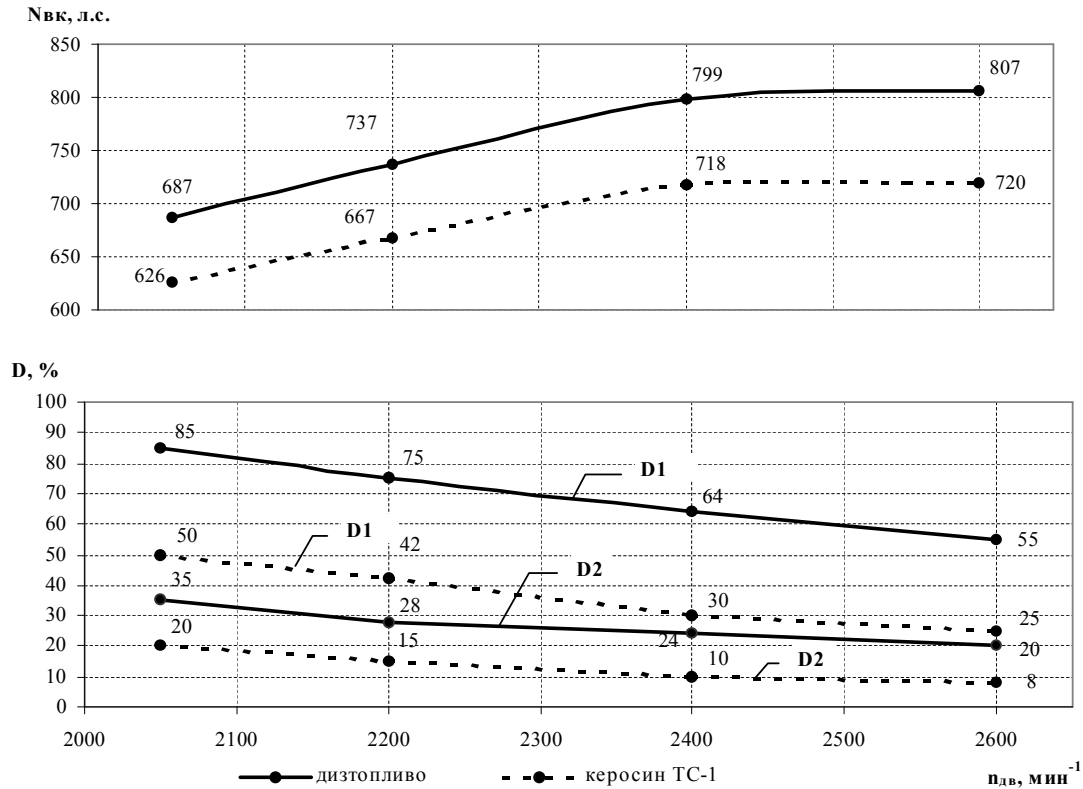


Рисунок 4 - Мощностные характеристики и дымность силовой установки танка Т-84 при работе дизеля 6ТД-2 на дизтопливе и керосине ТС-1 с присадками

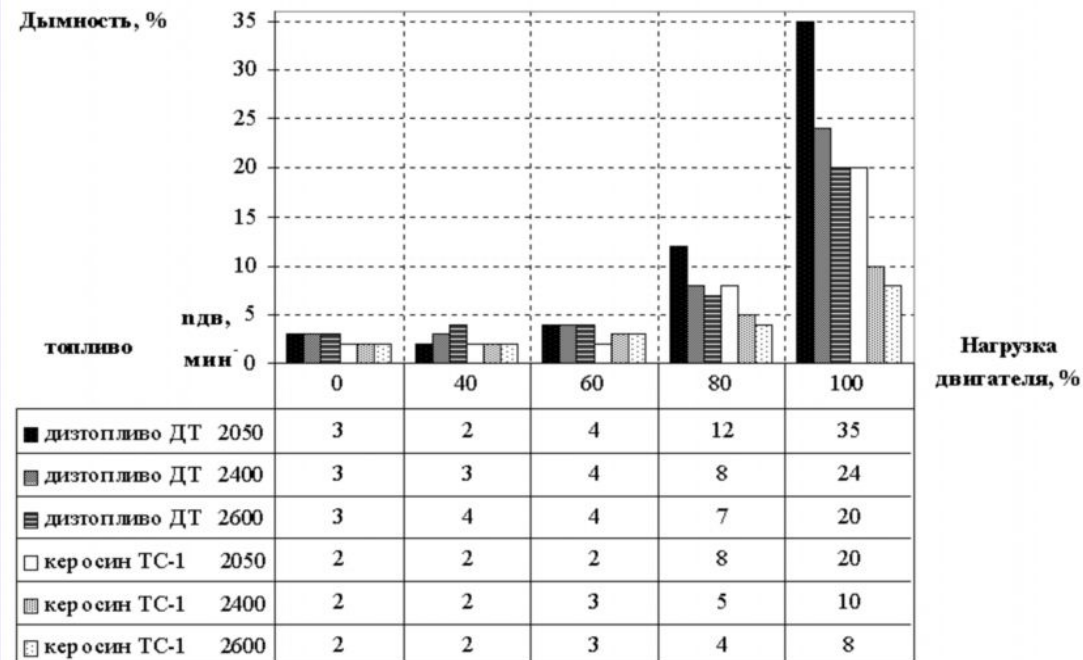


Рисунок 5 – Дымность силовой установки танка Т-84 при работе дизеля 6ТД-2 на разных уровнях нагружения с использованием дизтоплива и керосина ТС-1 с присадками

Выводы

Проведенные стационарные нагрузочные испытания разработанных в КП ХКБМ им. А.А.Морозова силовых установок танков с многотопливными двигателями

підтвердили значительное влияние применяемых видов топлива на изменение мощностных характеристик и дымности изделий. Так, например, при испытаниях танков Т-64Б и Т-84 с дизелями 5ТДФ и 6ТД-2 установлено, что дизтопливо обеспечивает наибольшую мощность на ведущих колёсах изделий, но, тем не менее, оптическая плотность $\square$ азовоз душной смеси на выходе также достигает сравнительно больших величин. При использовании керосина ТС-1 величина мощности на ведущих колёсах уменьшается в среднем на 18% для Т-64Б и на 10% для Т-84, но при этом на треть, а на некоторых режимах работы двигателя и в два раза снижается дымность на выпуске по сравнению с дизтопливом. Использование бензина А-76 для двигателя 5ТДФ на танке Т-64Б оказалось равноценным с керосином ТС-1 по мощностным характеристикам, но менее эффективным в плане уменьшения дымности.

Эжекционная система охлаждения, входящая в состав данных танков, способствует значительному снижению дымности $\square$ азовоз душной смеси на выходных жалюзи, поскольку функционально в эжекторе происходит перемешивание выпускных газов двигателя с потоком чистого воздуха после радиаторов.

Наиболее эффективна для уменьшения дымности смесь 50% бензина А-76 с 50 % керосина ТС-1, которая по сравнению с дизтопливом уменьшает оптическую плотность газоздушной смеси на выпуске в три - четыре раза, но в этих опытах мощность на выходных валах силовой установки танка Т-64Б также существенно снижалась в среднем на 31%.

Приведенные данные по изменению мощностных характеристик и дымности при применении разных видов топлива целесообразно использовать при оперативном планировании перемещения бронетехники с повышенными требованиями к маскировке, а также при проведении таких ответственных мероприятий, как парады и демонстрационные показы.

Литература: 1. Двигатель 6ТД. Техническое описание. - М.: Военное издательство, 1988-144с. 2. Кудров В.М., Кузьминский В.А., Жменько Р.В., Чучмарь И.Д., Зарянов В.А., Золотуха В.Н. Стенд для испытаний силовых установок колёсных и гусеничных машин. Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вып. "Транспортное машиностроение" - Харьков:НТУ "ХПИ", 2007-№33.-с.83-94.7 3. Техническая термодинамика и теплопередача в компактных теплообменниках транспортных машин: Монография / О.Б.Анипко, М.Д.Борисюк, В.Ф.Климов. -Харьков: НТУ "ХПИ", 2006-244с.

Вакуленко В.В., Кузьмінський В.А., Жменько Р.В., Бобер А.В., Лазурко О.В., Золотуха В.М.

ВПЛИВ ВИКОРИСТОВУЄМИХ ВИДІВ ПАЛИВА НА ПОТУЖНІСТНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА ДИМНІСТЬ СИЛОВИХ УСТАНОВОК ТАНКІВ З БАГАТОПАЛИВНИМИ ДВИГУНАМИ 5ТДФ, 6ТД-1 ТА 6ТД-2

В статті наведено аналіз впливу використовуваних видів палива на потужнісні характеристики та димність силових установок танків з багатопаливними двигунами 5ТДФ, 6ТД-1 та 6ТД-2.

Vakulenko V.V., Kuzminsky V.A., Zhmenko R.V., Bober A.V., Lazurko A.V., Zolotukha V.N.

FUEL IMPACT ON POWER CHARACTERISTICS AND SMOKE EMISSION OF TANK POWER PACK UNITS WITH MULTI-FUEL ENGINES 5TDF, 6TD-1 AND 6TD-2

The article presents analysis of fuel impact on power characteristics and smoke emission of tank power pack units with multi-fuel engines 5TDF, 6TD-1 and 6TD-2.

УДК 629.113

Веретенников А.И., Мущинский Ю.М., Нефёдов А.В.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ БОЕВОЙ КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ НА ПЛАВУ

Введение

При проектировании современных боевых колёсных машин очень часто предъявляется требование возможности плавучести машины и, в частности, обеспечения заданной максимальной скорости машины на плаву. При этом расчет максимальной скорости машины на плаву невозможно выполнить без предварительной оценки плавучести и остойчивости машины и определения сопротивления движению машины на плаву. Рассмотрим подробнее последнюю задачу.

Актуальность темы

Так как очень сложно учесть сопротивление воды движению плавающей машины, определение сопротивления машины на плаву осуществляется сейчас либо путём натурных или модельных испытаний, либо расчетом по эмпирическим формулам, полученным в результате обработки данных буксировочных испытаний плавающих машин и отражающих закон изменения сопротивления воды в функции скорости. К таким формулам можно отнести зависимости, предложенные в рассмотренных ниже методиках.

Изложение основного материала

Сопротивление движению машины на плаву можно определить в соответствии с методикой [1]. Данная методика рассматривает результирующее сопротивление как сумму трёх составляющих: сопротивления трения R_t , сопротивления формы R_f и волнового сопротивления R_w . Такой подход позволяет выявить ту составляющую сопротивления, которая для данной машины является наибольшей.

Сопротивление трения обусловлено вязкостью воды:

Сопротивление плоской пластины

$$R_t = 0.5 \cdot \zeta_t \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \Omega, \text{ где}$$

ρ – плотность воды, кг/м³;

v – скорость движения машины, м/с;

Ω – площадь смоченной поверхности, м²;

ζ_t – безразмерный коэффициент сопротивления трения, зависящий от числа Рейнольдса

$\zeta_t = 0.455 \cdot (\lg Re)^{-2.58}$ – по формуле Прандтля-Шлихтинга,

где $Re = \frac{VL}{\nu}$ – число Рейнольдса,

ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с.

Увеличение шероховатости поверхности, обусловленное неравномерностью окраски, местными выступами от сварных швов и стыков листов и другими причинами, условно принимают не зависящим от числа Рейнольдса, оно учитывается коэффициентом

$$\Delta\zeta_T = (0.3 \div 0.7) \cdot 10^{-3}.$$

Верхний предел поправки принимается для сварных корпусов, нижний – для корпусов, имеющих более тщательно выполненную наружную обшивку.

Сопротивление трения машины с учетом шероховатости определяется по выражению

$$R_T = 0.5 \cdot (\zeta_T + \Delta\zeta_T) \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \Omega.$$

Сопротивление формы также обусловлено вязкостью воды и проявляется наиболее резко у плохо обтекаемых тел:

$$R_\Phi = 0.5 \cdot \zeta_\Phi \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \Omega, \text{ где}$$

ζ_Φ – безразмерный коэффициент сопротивления формы, зависящий от числа Рейнольдса. При расчетах сопротивления формы для глубин воды не более 5 м $\zeta_\Phi = 0.025-0.035$ (меньшие значения для колёсных машин, большие – для гусеничных).

Волновое сопротивление

$$R_B = 0.5 \cdot \zeta_B \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \Omega, \text{ где}$$

ζ_B – безразмерный коэффициент волнового сопротивления, зависящий от числа Фруда. При ориентировочных расчетах коэффициент волнового сопротивления следует определять по специальному графику ([1], стр.78, рис.41).

Полное сопротивление воды

$$R = R_T + R_\Phi + R_B$$

Рассмотрим определение буксировочного сопротивления на примере бронетранспортёра БТР-3 [2]. Исходные данные для расчета представлены ниже:

Длина корпуса L , м	7.65
Ширина корпуса B , м	2.9
Диаметр колеса D_K , м	1.12
Ширина колеса B_K , м	0.365
Плотность воды ρ , кг/м ³	1000
Кинематический коэффициент вязкости воды ν при +5°C, м ² /с	$1.57 \cdot 10^{-6}$

Определим площадь смоченной поверхности машины и площадь наибольшего (миделевого) сечения подводной части корпуса и ходовой части. Для решения данной задачи воспользуемся расчетом плавучести бронетранспортёра [2].

$$\text{Площадь ватерлинии } S_{ВЛ} = 16.479 \text{ м}^2 [2]$$

$$\text{Условная высота погруженного объема машины } h_{усл} = 0.887 \text{ м} [2]$$

Ориентировочная площадь смоченной части корпуса и выступающих частей

$$S_{K+ВЧ} = S_{ВЛ} + h_{усл} \cdot (2 \cdot B + 2 \cdot L) = 16.479 + 0.887 \cdot (2 \cdot 2.9 + 2 \cdot 7.65) = 35.195 \text{ м}^2$$

Площадь смоченной поверхности ходовой части

$$S_{\text{ХЧ}} = 8 \cdot \left(2 \cdot \frac{\pi \cdot D_K^2}{4} + B_K \cdot \pi \cdot D_K \right) = 8 \cdot \left(2 \cdot \frac{\pi \cdot 1.12^2}{4} + 0.365 \cdot \pi \cdot 1.12 \right) = 26.038 \text{ м}^2$$

Суммарная ориентировочная площадь смоченной поверхности машины

$$S_{\Sigma} = S_{\text{К+ВЧ}} + S_{\text{ХЧ}} = 61.233 \text{ м}^2$$

Площадь миделевого сечения определяется следующим образом

$$S_M = B h_K k_M + 2 B_K D_K = 3.56 \text{ м}^2,$$

где k_M – коэффициент полноты миделевого сечения (в данном случае из анализа результатов расчета [2] можно определить $k_M = 0.754$)

Результаты расчета буксировочного сопротивления сведены в таблицу 1. Ветровая нагрузка в расчете не учитывается, т.к. данная составляющая пренебрежимо мала по сравнению с другими составляющими сопротивления движению.

Таблица 1

Наименование	Величина					
Скорость машины v , км/ч	6	7	8	9	10	11
Скорость машины v , м/с	1.67	1.94	2.22	2.5	2.78	3.06
Плотность воды ρ , кг/м ³	1000					
Площадь смоченной поверхности Ω , м ²	61.233					
Число Рейнольдса Re	8.1E+6	9.5E+6	1.1E+7	1.2E+7	1.4E+7	1.5E+7
Коэффициент сопротивления трения ζ_r	0.0031	0.0030	0.0030	0.0029	0.0028	0.0028
Коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности $\Delta \zeta_r$	0.0007					
Сопротивление трения машины с учетом шероховатости поверхности R_r , Н	324.5	426.3	558.3	688.9	828.2	1003.4
Коэффициент сопротивления формы (колёсная ХЧ) ζ_{ϕ}	0.0025					
Сопротивление формы (колёсная ХЧ) R_{ϕ} , Н	2135	2881.3	3772.1	4783.8	5915.4	7167
Коэффициент волнового сопротивления $\zeta_{\text{в}}$	0.001	0.002	0.0035	0.004	0.0065	0.0075
Волновое сопротивление $R_{\text{в}}$, Н	85.4	230.5	528.1	765.4	1538	2150.1
Буксировочное сопротивление (колёсная ХЧ) R , кгс	259.42	360.66	495.26	635.89	844.2	1052

Таким образом, поставленная задача решена, буксировочное сопротивление определено, но при этом необходимо отметить достаточную громоздкость применяемой методики. Однако существует другая методика [3], для гусеничных машин. Рассмотрим её подробнее, условно предполагая, что ходовая часть нашего бронетранспортёра является гусеничной с такими же габаритными размерами.

Буксировочное сопротивление:

$$R = (60F_r^2 - 30F_r + 6.35) S_M V^2, \text{ кгс}$$

где $S_m = 3,56 \text{ м}^2$ – площадь наибольшего (миделевого) сечения подводной части корпуса и ходовой части машины;

V – скорость машины, км/ч;

$$F_r = \frac{V}{\sqrt{gL}} - \text{число Фруда (относительная скорость)},$$

где V – скорость движения машины, м/с;

L – характерный линейный размер (длина машины), м;

g – ускорение силы тяжести, м/с^2 .

Результаты расчета буксировочного сопротивления сведены в таблицу 2.

Таблица 2

Наименование	Величина					
Скорость машины v , км/ч	6	7	8	9	10	11
Площадь миделевого сечения $S_m, \text{м}^2$	3,56					
Число Фруда F_r	0.192	0.224	0.257	0.289	0.321	0.353
Буксировочное сопротивление R , кгс	358.85	460.7	593.1	775.4	1032.4	1392.7

Видно, что методика для гусеничных машин является значительно менее громоздкой. Теперь вернёмся к методике для колёсных машин и выполним расчет буксировочного сопротивления, также предполагая ходовую часть гусеничной (таблица 3).

Таблица 3

Наименование	Величина					
Скорость машины v , км/ч	6	7	8	9	10	11
Скорость машины v , м/с	1.67	1.94	2.22	2.5	2.78	3.06
Плотность воды ρ , кг/м^3	1000					
Площадь смоченной поверхности Ω , м^2	61.233					
Число Рейнольдса Re	8.1E+6	9.5E+6	1.1E+7	1.2E+7	1.4E+7	1.5E+7
Коэффициент сопротивления трения ζ_r	0.0031	0.0030	0.0030	0.0029	0.0028	0.0028
Коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности $\Delta\zeta_r$	0.0007					
Сопротивление трения машины с учетом шероховатости поверхности R_r , Н	324.5	426.3	558.3	688.9	828.2	1003.4
Коэффициент сопротивления формы (гусеничная ХЧ) ζ_ϕ	0.0035					
Сопротивление формы (гусеничная ХЧ) R_ϕ , Н	2989	4033.8	5281	6697.3	8281.5	10034
Коэффициент волнового сопротивления ζ_ν	0.001	0.002	0.0035	0.004	0.0065	0.0075
Волновое сопротивление R_ν , Н	85.4	230.5	528.1	765.4	1538	2150.1
Буксировочное сопротивление (гусеничная ХЧ) R , кгс	346.47	478.14	649.07	830.94	1085.4	1344.3

Далее построим графики зависимости буксировочного сопротивления от скорости для различных методик в диапазоне скоростей 6-11 км/ч (рис.1).

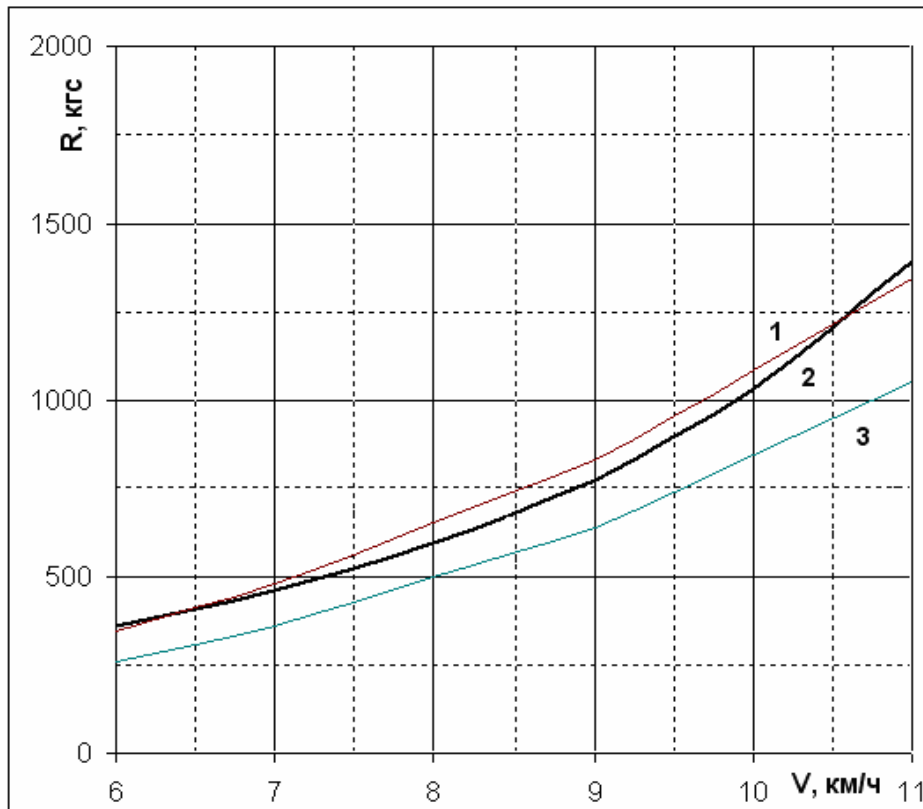


Рисунок 1 - Графічні залежності буксирного опору від швидкості
1 – буксирний опір, визначений за методикою [3];
2 – буксирний опір, визначений за методикою [1], але за умови гусеничної ходової частини;
3 – буксирний опір, визначений за методикою [1] для машини з колісною ходовою частиною.

З рис. 1 видно, що криві 1 та 2, побудовані за двома різними методами близько одна до одної, що говорить про схожість вказаних методик.

Висновки

На основі виконаного аналізу можна зробити наступні висновки:

1. Обидві розглянуті розрахункові методики [1] та [3] дають приблизно рівні значення опору води для гусеничних машин. При цьому методика [3] є менш громоздкою. При використанні методики [3] для колісних машин необхідно ввести поправочний коефіцієнт 0,78...0,80.

2. Перед розрахунком опору руху машини на плаву незалежно від застосованої методики необхідно виконати розрахунок плавучості изделия (визначити положення ватерлінії изделия).

3. Точність розрахунку суттєво залежить від того, наскільки контур изделия відрізняється від базового контура, за яким визначаються розрахункові коефіцієнти.

Література: 1. Степанов А.П. Конструювання та розрахунок плаваючих машин. - М.: Машинобудування, 1983. - 200с. 2. БТР-3УН.03.РР-01. Бронетранспортер БТР-3УН. Розрахунок плавучості та стійкості. Харків 2002. 3. Сергєєв Л.В. Теорія танка. - М.: Вид. Академії БТВ, 1973.

Веретенніков О.І., Мушинський Ю.М., Нефьодов А.В.

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ОПОРУ РУХУ БОЙОВОЇ КОЛІСНОЇ
МАШИНИ НА ПЛАВУ

В статті розглянуте питання спрощення розрахунку опору руху бойової колісної машини на плаву при проектуванні шляхом порівняння результатів визначення опору води за різними методиками для колісних та гусеничних плавальних машин.

Veretennykov A.I., Mushshinskiy Yu.M., Nefyodov A.V.

TRACTIVE RESISTANCE CALCULATION PECULIARITIES OF A COMBAT
WHEELED VEHICLE WHEN AFLOAT

The article describes the method to simplify tractive resistance calculation of a combat wheeled vehicle when afloat at the design stage by comparison of water resistance test results according to various methods for wheeled and tracked amphibious vehicles.

УДК 629.113.001

Волонцевич Д.О., Богач В.С.

ОБЗОР И КЛАССИФИКАЦИЯ СУЩЕСТВУЮЩИХ СИСТЕМ СТАБИЛИЗАЦИИ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Увеличение количества автомобилей, плотности потока движения, а также неопытность среднестатистического водителя приводит к возрастанию количества аварий на дорогах связанных с потерей устойчивости автомобиля. И, если даже не брать в рассмотрение извилистые горные дороги, гололёд и другие отягощающие факторы, аварии происходят даже на ровных автомагистралях, скорость движения на которых довольно высока. Причиной всех подобных аварий является практически неконтролируемое падение сцепления колёсных шин автомобиля с дорожным покрытием, которое ещё более ослабевает при появлении продольного или поперечного скольжения, т.е. юза колёс [1]. При движении юзом автомобиль плохо поддаётся управлению и вывести его из такого состояния может далеко не каждый водитель. Продольный юз или пробуксовка вызывает потерю поперечной устойчивости.

Для помощи водителю в предотвращении потери управляемости автомобиля предназначена система стабилизации курсовой устойчивости (ESP).

ESP – Electronic Stability Programme (у разных производителей данная технология именуется по-разному: VDC, VSC, DSTC, DSC, ATTS) – система электронной динамической стабилизации и поддержания курсовой устойчивости автомобиля [2, 4]. Задача ESP заключается в том, чтобы контролировать поперечную динамику автомобиля и помогать водителю в критических ситуациях – предотвращать срыв автомобиля в занос и боковое скольжение. То есть сохранять курсовую устойчивость, траекторию движения и стабилизировать положение автомобиля в процессе выполнения манёвров, особенно на высокой скорости или на плохом покрытии. Иногда эту систему называют «противозаносной» или «системой поддержания курсовой устойчивости».

Целью данной статьи является анализ современных систем стабилизации курсовой устойчивости автомобиля и разработка классификации для вариантов этих систем.

Программа электронной стабилизации ESP была создана совместными усилиями компаний Bosch и Daimler-Benz в 1995г. и задумывалась как компенсатор недостатков антиблокировочной системы (ABS). ESP впервые была применена в дорогих версиях лимузинов Mercedes S-класса.

В настоящее время большинство ведущих автопроизводителей имеют автомобили, которые снабжаются... либо в базовом, либо в качестве дополнительного оборудования могут оснащаться этой системой. Рассмотрим устройство и принцип действия системы курсовой устойчивости на примере самой распространенной системы ESP.

Система курсовой устойчивости имеет следующее устройство:

- входные датчики;
- блок управления;
- гидравлический блок.

Входные датчики фиксируют конкретные параметры автомобиля и преобразуют их в электрические сигналы. С помощью датчиков система динамической стабилизации оценивает действия водителя и параметры движения автомобиля [3]. Входные датчики можно разделить на две группы: к первой группе относятся датчики, используемые в оценке действия водителя, а ко второй – используемые в оценке фактических параметров движения. Состав датчиковой аппаратуры наиболее распространённой системы ESP представлен на рисунке.

Блок управления системы ESP принимает сигналы от датчиков и формирует управляющие воздействия на исполнительные устройства подконтрольных систем активной безопасности. При необходимости блок использует информацию из блока управления системы управления двигателем и блока управления автоматической коробки передач.



Рисунок 1 - Датчики системы ESP

Для работы системы динамической стабилизации, как правило, используется гидравлический блок системы ABS.

Рассмотрим принцип работы системы курсовой устойчивости. Определение наступления аварийной ситуации осуществляется путем сравнения действий водителя и параметров движения автомобиля. В случае, когда действия водителя (желаемые параметры движения) отличаются от фактических параметров движения автомобиля, включается система ESP. На основании сигналов, поступающих от датчиков, электронная система курсовой устойчивости активирует соответствующие системы безопасности и управляет их работой. Однако при анализе представленной схемы можно выявить ряд недостатков. Так, например, неясно наличие двух датчиков (датчика давления в тормозной системе и выключателя стоп сигнала), использующихся в оценке действий водителя. Фактически степень усилия давления водителем на педаль тормоза можно оценить путём анализа её перемещения, т.е. установив один датчик положения педали тормоза. Более того, датчик давления в тормозной системе, который используется в оценке фактических параметров движения машины, не даст полной ясности в тормозном усилии каждого из колёс. На наш взгляд, необходимо наличие 4-х датчиков давления, соответствующих режиму торможения каждого из колёс.

В зависимости от фирмы автопроизводителя различают следующие системы курсовой устойчивости:

система ESP (Electronic Stability Programme) на большинстве автомобилей в Европе и Америке;

система ESC (Electronic Stability Control) на автомобилях Honda, Kia, Hyundai;

система DSC (Dynamic Stability Control) на автомобилях BMW, Jaguar, Rover;

система DTSC (Dynamic Stability Traction Control) на автомобилях Volvo;

система VSA (Vehicle Stability Assist) на автомобилях Honda, Acura;

система VSC (Vehicle Stability Control) на автомобилях Toyota;

система VDC (Vehicle Dynamic Control) на автомобилях Infiniti, Nissan, Subaru;

система VDIM (Vehicle Dynamics Integrated Management) на автомобилях Toyota [3].

Учитывая тот факт, что родоначальником системы ESP были компании Bosch и Daimler-Benz, а также то, что она задумывалась как дополнение для компенсации недостатков системы ABS, то зачастую используется в работе единый гидравлический блок, который отвечает за развитие давления индивидуально для торможения соответствующего колеса. Однако в проведении классификации мы не будем учитывать это и ниже приведём максимально расширенную классификацию.

1. По взаимосвязи с ABS систему ESP различают:

- Связанную;
- Не связанную.

2. По контролю:

- Контроль тормозных сил;
- Контроль тормозных сил и тяги;
- Контроль тормозных сил, тяги и крена кузова.

3. По воздействию на исполнительные механизмы:

- Воздействие на тормозные механизмы;
- Воздействие на тормозные механизмы и дроссельную заслонку;
- Воздействие на тормозные механизмы, дроссельную заслонку и автоматическую трансмиссию;
- Воздействие на тормозные механизмы, дроссельную заслонку и межколёсный (межосевой) дифференциал;
- Воздействие на тормозные механизмы, дроссельную заслонку, трансмиссию и управляемую подвеску.

4. По возможности отключения:

- Отключаемая;
- Неотключаемая.

Проведя анализ современных систем стабилизации курсовой устойчивости, можно сделать следующие выводы:

1. Приведенная классификация позволяет максимально широко охватить различные типы ESP, начиная от самых простых, применяемых на недорогих автомобилях, и заканчивая самыми совершенными, объединёнными с другими системами.

2. Самая распространённая в настоящее время ESP умеет две вещи. Первое – дозировать усилие торможения для каждого колеса по отдельности таким образом, чтобы результирующая приложенных тормозных сил противодействовала моменту, стремящемуся развернуть автомобиль вокруг вертикальной оси, и удерживала его на оптимальной траектории. Второе – ESP способна контролировать двигатель, чтобы отдаваемая им мощность и обороты коленчатого вала соответствовали требованиям конкретной ситуации. Процессор ESP связан с блоком электронного управления двигателем, что позволяет корректировать мощность и обороты коленчатого вала.

3. Система ESP на современном автомобиле почти всегда отключаемая. Это может помочь в нестандартных ситуациях на дороге, например при раскачивании застрявшего автомобиля или движении с цепями противоскольжения...

4. Многие международные исследования подтвердили эффективность работы таких электронных систем в плане помощи водителю сохранить управление автомобилем, вплоть до спасения жизней и снижения опасности столкновений. Национальная Администрация США по безопасности на дорогах (NHTSA) признала результаты исследования 2006 г., что система курсовой устойчивости снижает численность столкновений на 35% [5].

5. К недостаткам системы стабилизации курсовой устойчивости можно отнести, то что ESP может стать помощником для плохо сконструированных автомобилей, которые механически не в состоянии устойчиво передвигаться, поэтому электронная система будет использоваться для компенсации этой проблемы.

6. Другим важным возражением применения таких систем является тот факт, что они позволяют недисциплинированным водителям устойчиво вести автомобиль на гораздо больших скоростях, так что когда такой водитель всё-таки «преступает черту», то это происходит на ужасающей скорости, что приводит к более опасным последствиям столкновений.

7. Электронная система курсовой устойчивости является базой для новых совершенствований оборудования автомобиля, которые спасут еще больше жизней и обеспечат еще лучшую управляемость. Использование компьютера позволяет объединить активные и пассивные средства безопасности автомобиля в одну сеть, обеспечивая возможность противостоять большему количеству причин аварий.

Литература: 1. Соснин Д.А., Яковлев В.Ф. Новейшие автомобильные электронные системы. – М.: СОЛОН-Пресс. 2005 – 240 с. 2. <http://www.drive.ru>. 3. <http://systemsauto.ru> 4. <http://www.arc.clan.su> 5. <http://auto.mail.ru>.

Волонцевич Д.О., Богач В.С.

ОГЛЯД ТА КЛАСИФІКАЦІЯ ІСНУЮЧИХ СИСТЕМ СТАБІЛІЗАЦІЇ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ

В роботі виконано аналіз існуючих систем стабілізації курсової стійкості автомобіля та розроблена класифікація для варіантів цих систем.

Volontsevich D.O., Bogach V.S.

REVIEW AND CLASSIFICATION OF EXISTENT STABILIZING SYSTEMS
OF CAR COURSE STABILITY

The analysis of the existent stabilizing systems of car course stability is in-process
executed and classification for the variants of these systems is developed.

УДК 629.1.032.001.24

Волонцевич Д.О., Веретенников Є.О., Антропов Р.Ю.

СИНТЕЗ НОВОЇ КІНЕМАТИЧНОЇ СХЕМИ БОРТОВИХ ПЛАНЕТАРНИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ОСНОВНОГО ТАНКУ НА БАЗІ РОЗРОБЛЕНИХ КРИТЕРІЇВ ОЦІНКИ ДИНАМІЧНОСТІ МАШИН

Вступ

Якість сучасних військових гусеничних і колісних машин і особливо бронетанкової техніки оцінюється рівнем їхніх тактико-технічних характеристик. Основними тактико-технічними характеристиками бронетанкової техніки є:

- вогнева міць;
- захищеність екіпажа;
- рухливість на марші і на полі бою.

У свою чергу, рухливість містить у собі, у тому числі, і динаміку розгону машини. Багато в чому параметри динамічності розгону можуть визначати живучість машини на полі бою. Тому для військових гусеничних і колісних машин параметри динамічності мають більш високий пріоритет у порівнянні з параметрами паливної економічності і навіть із вимогами по екології до транспортного засобу. Однак зведення динамічності машини до показника питомої потужності далеко не повністю відображає ситуацію, тому що зовсім не кожна машина, що має досить потужний двигун, здатна через структуру і параметри своєї трансмісії у всьому діапазоні швидкостей реалізовувати всю цю потужність у вигляді сили тяги.

Таким чином, при виборі машини для постановки на озброєння усередині держави, при закупівлі тих або інших машин на зовнішньому ринку, і, безумовно, при проектуванні нової і модернізації існуючої техніки виникає питання узагальненої порівняльної оцінки показників динамічності військових гусеничних і колісних машин.

1. Короткий аналіз існуючих танкових трансмісій і підходів для аналізу динамічності військових гусеничних і колісних машин

Для рішення описаних вище завдань і в теорії автомобіля і в теорії колісних і гусеничних машин звичайно використовуються такі показники як динамічний фактор і питома сила тяги, час і шлях розгону до заданої швидкості або графік досяжних прискорень [1-3]. Однак жоден із цих показників не є досить універсальним і зручним у процесі автоматизованого аналізу показників, наприклад, на етапі оптимізаційних розрахунків.

Це пов'язане з тим, що і динамічний фактор і питома сила тяги можуть порівнюватися тільки при заданій швидкості руху і обраній передачі, час і шлях розгону до заданої швидкості потребують завдання умов руху, а побудова графіка досяжних прискорень вимагає завдання і того і іншого.

Так при визначенні часу і шляху розгону машини до заданої швидкості оціню-

ється для кожної швидкості руху різниця між динамічним фактором D і сумарним коефіцієнтом опору руху f_0 , після чого знаходиться потенційно можливе максимальне прискорення

$$\ddot{x} = \frac{g}{\delta}(D - f_0),$$

де g – прискорення вільного падіння; δ – коефіцієнт приведення обертових мас. І тоді приріст за часом при переході з j -ої точки зі швидкістю $V_{l,j}$ в $(j+1)$ -у зі швидкістю $V_{l,j+1}$ при русі на l -ій передачі складе

$$\Delta t = \frac{(V_{l,j+1} - V_{l,j})(\delta_{l,j+1} + \delta_{l,j})}{g(D_{l,j+1} + D_{l,j} - 2f_0)}.$$

Далі, знаючи в кожній точці швидкість руху машини і час переходу із точки в точку, можна визначити шлях, що проходить машина за час досягнення заданої швидкості. Однак всі ці обчислення можна зробити, тільки задавшись попередньо умовами руху (значення f_0), що не дозволяє або сильно утруднює одержання повної інформації про абсолютну або відносну динамічність машини у всьому спектрі швидкостей і дорожніх умов.

У проектуванні моторно-трансмісійних установок основних танків третього і четвертого покоління склалося два основних підходи:

1) Центральні трансмісії з комплексною гідропередачею (гідротрансформатором), механічною планетарною коробкою передач із гідрокеруванням і двухпоточним гідрооб'ємним механізмом повороту, що працюють разом із чотиритактним дизельним двигуном, встановленим подовжньо осі машини.

2) Бортові механічні планетарні коробки передач із гідрокеруванням, що працюють разом із двотактним дизельним двигуном, встановленим поперек осі машини або чотиритактним дизельним двигуном, встановленим подовжньо осі машини.

Перший підхід, завдяки застосуванню гідротрансформатора, полегшує автоматизацію трансмісії і керування машиною, дозволяє дуже плавно нарощувати силу тяги на рушії, що особливо важливо при русі по слабконесучих ґрунтах. Застосування двухпоточного гідрооб'ємного механізму повороту полегшує керованість машиною, дозволяє легко перейти від традиційних важелів керування до штурвала і реалізовувати всі радіуси повороту як фіксовані. Однак він вимагає порівняно більших об'ємів і висоти, що, у свою чергу, збільшує об'єм заброньованого простору і різко збільшує вагу машини, а так само збільшує силует машини, що полегшує її виявлення на полі бою. Цей підхід характерний для всіх виробників танків, крім України і Росії.

Другий підхід дозволяє зробити машину з найбільш компактним моторно-трансмісійним відділенням і з мінімально можливою вагою і габаритами. Одночасно цей підхід утруднює керованість машиною. Так на танках Т-64, Т-72, Т-80, Т-80УД, де ще не було встановлено автоматичної системи керування поворотом, органами керування залишалися класичні тракторні важелі і кількість фіксованих радіусів повороту відповідала кількості передач. Крім того, передатні відношення, реалізовані в бортових планетарних коробках передач із трьома ступенями свободи на догоду компактності, далекі від ідеальних і для динамічного розгону і для повороту на фіксованих радіусах. Частково ця проблема була реалізована на російському Т-90 шляхом установки двухпоточного гідрооб'ємного механізму повороту і на українській БМ «Оплот» шляхом установки автоматичної системи керування поворотом. Однак передатні відношення без

порушення компактності планетарних бортових коробок передач із трьома ступенями свободи скорегувати поки не вдалося.

2. Мета і постановка задачі

Цілями і задачами даної роботи є:

1) Пропозиція формалізованих показників (критеріїв) для оцінки динамічних якостей будь-якого наземного транспортного засобу, у тому числі і бойових колісних і гусеничних машин, і ступеня досконалості їхніх трансмісій з погляду використання потужності двигуна, які були б зручні при параметричній оптимізації агрегатів трансмісій.

2) Порівняння за допомогою запропонованих критеріїв динамічних характеристик існуючого танка Т-84, оснащеного семиступінчастими бортовими планетарними коробками передач, з динамічними характеристиками того ж танка після установки на ньому пропонованих нами восьмиступінчастих бортових коробок передач відповідно до заявки на винахід [6].

3. Основна частина

3.1. Новий критерій

Для рішення першої з поставлених задач пропонується від графіка класичного динамічного фактора D перейти до графіка інтегрального динамічного фактора D_S :

$$D_S = \int_0^{V_{\max}} D dV ,$$

який фактично є площею під кривою $D = f(V)$ і характеризує динамічні можливості машини при розгоні її з місця до будь-якої поточної швидкості V . При цьому в процесі порівняння динамічних характеристик різних машин може вийти, що на різних ділянках швидкісної характеристики машини можуть мати кращі або гірші порівняльні показники.

За допомогою запропонованого показника можна оцінювати динамічні можливості машини незалежно від умов руху, і, саме головне – в автоматизованому режимі, використовуючи цей параметр у якості однієї із цільових функцій у процесі оптимізації параметрів або структури трансмісії:

- як з повним навантаженням, так і з частковим;
- як на нормальному, так і на вповільненому ряді в роздавальній коробці,
- при розгоні, що починається як з першої, так і з будь-якої іншої передачі.

Для оцінки рівня досконалості за критерієм максимального використання потужності двигуна власне трансмісії, а не машини в цілому, необхідно побудувати графіки класичного і інтегрального динамічного фактора для цієї машини за умови, що замість штатної трансмісії на ній буде встановлений ідеальний трансформатор обертального моменту. Під ідеальним трансформатором обертального моменту розуміємо такий умовний пристрій, що перетворить обертальний момент безступінчасто і без втрат потужності відповідно до рівняння

$$M_i = \frac{N}{\omega} .$$

Для однозначного визначення обертального моменту і динамічного фактора при малих значеннях ω для всіх $D_i > 1$ приймаємо $D_i = 1$.

Після цього будуюмо графік інтегрального динамічного фактора для машини з ідеальною трансмісією.

Тепер у нашому розпорядженні є чисельний матеріал по ступеню наближення розглянутої реальної трансмісії до ідеальної при розгоні машини до будь-якої досяжної швидкості з місця. У цьому випадку ми одержуємо можливість проаналізувати якість

власне трансмісії по кількості передач, за законом розбивки передаточних чисел, по втратах у трансмісії незалежно від показників потужності і вантажопідйомності транспортного засобу або ваги бойової машини.

З метою одержання коефіцієнта якості трансмісії за критерієм використання потужності двигуна в процесі розгону необхідно для машини у всьому діапазоні швидкостей від нуля до $V_{\max}$ розділити поточне значення інтегрального динамічного фактора машини з реальною трансмісією на відповідне значення інтегрального динамічного фактора машини з ідеальною трансмісією:

$$K_{к.тр.i} = \frac{D_{Si}}{D_{Siд.тр.i}}.$$

Для розгляду варіанта використання запропонованого критерію перейдемо до розгляду опису серійної і пропонованої бортових планетарних трансмісій.

3.2. Опис серійної коробки передач

У цей момент на озброєння української армії прийнятий танк Т-84. На ньому встановлений усічений варіант (без вбудованої передачі заднього ходу) планетарної семиступінчастої бортової коробки передач танків Т-64 і Т-72 із трьома ступенями свободи, представленої на рис. 1.

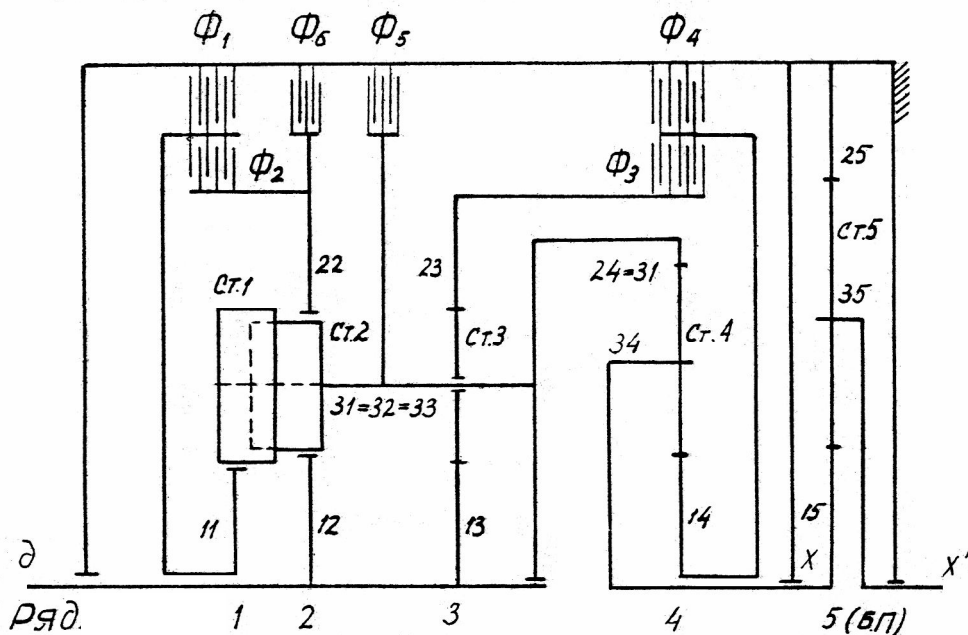


Рисунок 1 - Кінематична схема планетарної коробки передач танків Т-64 і Т-72

На рисунку прийняті наступні позначення:

д – ланка, з'єднана із двигуном (вхідний вал коробки передач);

х – ланка, з'єднана із ведучим валом бортової передачі (вихідний вал коробки передач);

х' – ланка, з'єднана з ведучим колесом гусеничного рушія (вихідний вал бортової передачі);

11, 12, 22 і т.д. – умовні позначки основних (центральных) рухомих ланок коробки передач, осі обертання яких збігаються з віссю коробки. Перша цифра в позначенні ланки вказує положення ланки в планетарному механізмі: 1 – сонячне колесо; 2 – епіциклічне (коронне) колесо; 3 – водило. Друга цифра вказує номер планетарного механізму. Номери механізмів зазначені під зображенням кінематичної схеми;

ст₁, ст₂ і т.д. – позначення сателітів, що належать відповідно до першого, другому і т.д. планетарним механізмам;

Φ₁, Φ₂ і т.д. – порядкові номери фрикціонів, що з'єднують рухомі ланки з корпусом коробки або рухомі ланки одна з одною.

Планетарний механізм 1 не має свого окремого епіциклічного колеса, а сателіти першого і другого механізмів входять у зачеплення один з одним.

Зубчасті колеса планетарної коробки передач мають наступні числа зубців: $z_{11}=27$; $z_{ст1}=18$; $z_{12}=30$; $z_{22}=60$; $z_{ст2}=15$; $z_{13}=14$; $z_{23}=64$; $z_{ст3}=25$; $z_{14}=28$; $z_{24}=60$; $z_{ст4}=16$; $z_{15}=11$; $z_{25}=49$; $z_{ст5}=19$. Кількість сателітів у планетарних механізмах: $n_{w1} = n_{w2} = n_{w3} = n_{w5} = 3$; $n_{w4} = 4$.

Коробка передач є коробкою із трьома ступенями свободи, що змушує в процесі розгону двічі при перемиканні з III на IV і з V на VI передачу включати два нові фрикційні керуючі елементи (табл. 1). При цьому необхідно зливати масло із двох бустерів і накачувати теж у два. Таким чином, виникає необхідність обслуговувати відразу чотири порожнини при цих перемиканнях. При цьому коробка передач танка Т-84 має сім передач для руху вперед і повний реверс у бортовій передачі.

На існуючій коробці передач основні її параметри були отримані виходячи із кращого компонування і зменшення габаритних розмірів, тому вони не дають можливості повністю використати потужність двигуна, що підводиться, при динамічному розгоні. Цей факт наочно ілюструють останні три колонки табл. 1 і рис. 2. У табл. 1 під коефіцієнтом розбивки розуміється співвідношення між сусідніми передатними відношеннями, а значення $q_{cp(7)}$ і $q_{cp(6)}$ це знаменники геометричних прогресій ідеальної розбивки при використанні для розгону семи або шести передач відповідно.

Таблиця 1

Порядок включення передач і передатні відношення в планетарній коробці передач танків Т-64 і Т-72

Режим роботи ПКП	Включені фрикціони	Номери працюючих планетарних механізмів	Передатні відношення	Коефіцієнт розбивки	Відхилення від геом. прогресії
Н	Φ ₄	–	–	–	–
I	Φ ₄ , Φ ₃	3, 4	8.170	1,857	30,85%
II	Φ ₆ , Φ ₄	2, 4	4.399	1,262	$\frac{-11,08\%}{-6,16\%}$
III	Φ ₆ , Φ ₃	2, 3, 4	3.486	1,251	$\frac{-11,85\%}{-6,98\%}$
IV	Φ ₁ , Φ ₄	1, 2, 4	2.787	1,218	$\frac{-14,18\%}{-9,43\%}$
V	Φ ₁ , Φ ₃	1, 2, 3, 4	2.288	1,560	$\frac{9,92\%}{16,0\%}$
VI	Φ ₂ , Φ ₄	1, 2, 4	1.467	1,467	$\frac{3,37\%}{9,08\%}$
VII	Φ ₂ , Φ ₃	1, 2, 3, 4	1		
Гальмування	Φ ₅ , Φ ₄	4	–	$q_{cp(7)}=1,4192$ $q_{cp(6)}=1,3448$	–

В останній колонці наведені відхилення в % від ідеалу, які свідчать не тільки

про більші (до 30% при сімох розгінних передачах – у чисельнику і 16% при шести розгінних передачах - у знаменнику) відхиленнях розбивки передаточних чисел від геометричної прогресії, але і про протилежну від необхідної корекцію передаточних чисел на вищих передачах. Таким чином, шоста і сьома передачі, призначені для руху на високих швидкостях, вийшли «відірваними» від основного ряду. Тому при повороті на шостій і сьомій передачах (при цьому в коробці відстаючого борту включаються відповідно п'ята і шоста передачі) з'являється значна різниця між кутовими швидкостями ведучих коліс відстаючого борта і борта, що забігає, не відповідної швидкості руху машини. Це викликає занос практично на будь-яких ґрунтах і робить поведження машини в повороті погано прогнозованим.

Крім того, існуюча коробка передач має ще два істотних недоліки:

- неможливість від'єднання двигуна від коробки передач на вході для полегшення запуску холодного двигуна;
- висока теплонавантаженість і відносно низький ресурс фрикціонів Φ_4 і Φ_5 , за допомогою яких здійснюється гальмування машини.

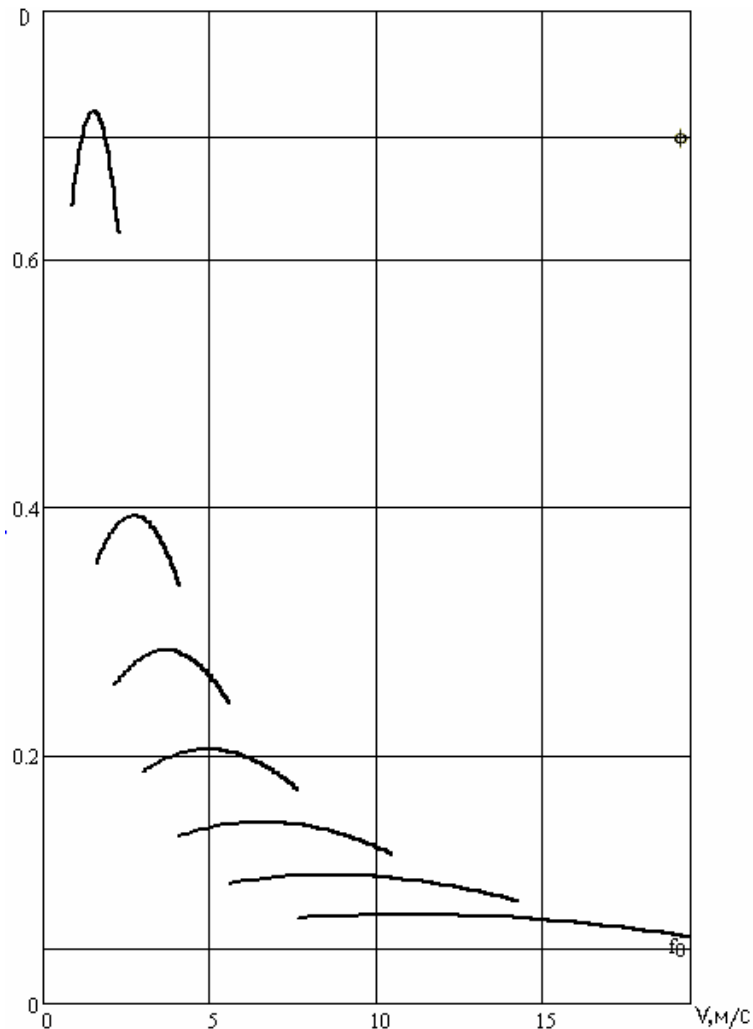


Рисунок 2 - Графік динамічного фактора танка Т-84

3.3 Опис пропонованої коробки передач

На основі аналізу патентної і науково-технічної літератури і, зокрема, завдяки систематизації напрацьованих у світовому транспортному машинобудуванні схем пла-

нетарних коробок передач [4], були згенеровані дві кінематичні схеми [5] і [6], оформлені у вигляді заявок на винаходи.

Перша зі схем орієнтована на легку переважно колісну техніку і має п'ять передач для руху вперед і одну передачу для руху назад.

Друга схема орієнтована на застосування в складі бортових планетарних коробок передач основних танків у сполученні з реверсивними бортовими передачами і має вісім передач для руху вперед.

Далі будемо розглядати тільки танкову восьмиступінчасту бортову планетарну коробку передач. Особливістю даної коробки передач є те, що вона складається із чотирьохступінчастої планетарної коробки передач із двома ступенями свободи, побудованої на основі одного складного планетарного ряду із загальним водилом, і двоступінчастого вхідного планетарного дільника (рис. 3).

Ще однією важливою особливістю пропонованої коробки передач є розбивка передатних відношень за законом геометричної прогресії. Це досягається відповідним автоматизованим підбором чисел зубців всіх шестерень для будь-якого знаменника геометричної прогресії в діапазоні від 1,25 до 1,5 залежно від величини коефіцієнта пристосовності використовуваного двигуна. Один з варіантів параметрів для $q_{cp(8)} = 1,3647$ наведений у табл. 2.

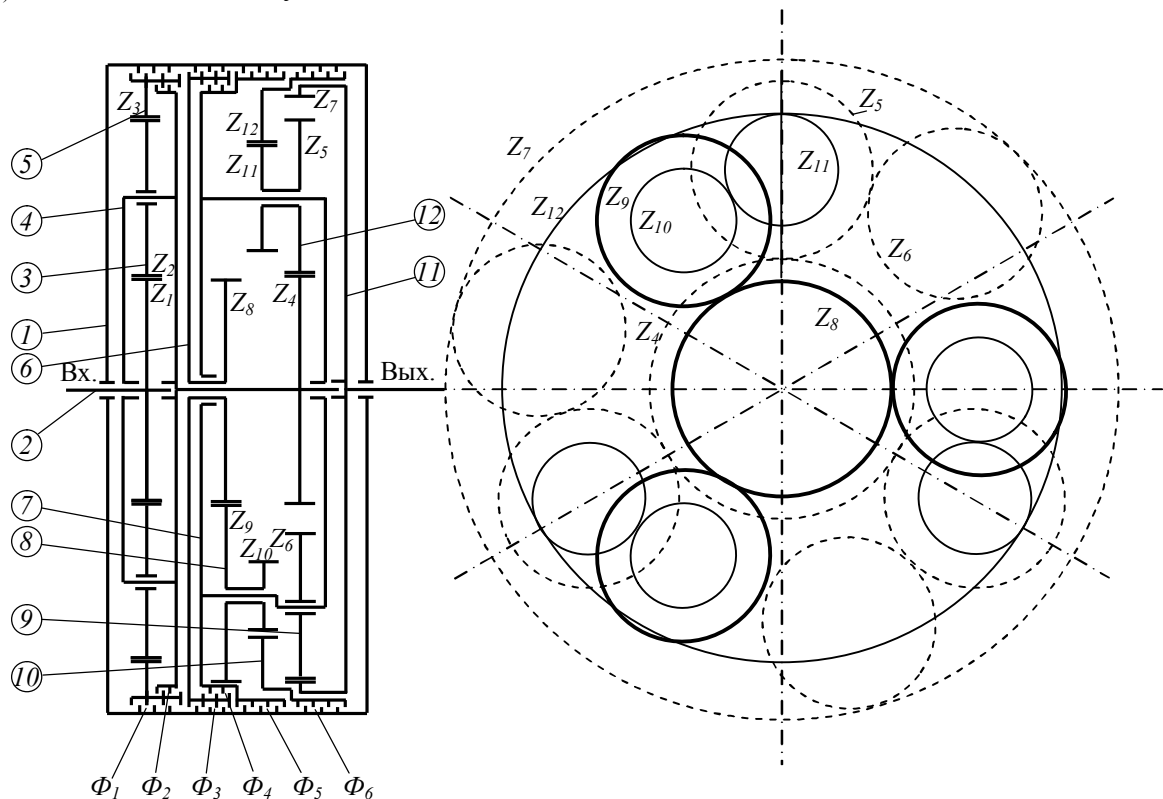


Рисунок 3 - Кінематична схема пропонованої восьмиступінчастої планетарної коробки передач

Для полегшення сприйняття устрою пропонованої коробки передач спочатку розглянемо окремо чотирьохступінчасту планетарну коробку передач без вхідного дільника (рис. 4).

Планетарна коробка передач містить: корпус 1, вхідне центральне зубчасте колесо зовнішнього зачеплення 2 з кількістю зубців Z_1 , вихідне центральне зубчасте колесо внутрішнього зачеплення 3 з кількістю зубців Z_4 , спільне водило 4, на якому розміщені двохвінцевий сателіт 5 з кількістю зубців Z_2 , і Z_8 та зчеплені сателіти двохвін-

цовий 6 з кількістю зубців Z_6 і Z_7 , та одновінцовий 7 з кількістю зубців Z_3 , центральне зубчасте колесо внутрішнього зачеплення 8 з кількістю зубців Z_9 , центральне зубчасте колесо зовнішнього зачеплення 9 з кількістю зубців Z_5 , три фрикційних гальма, з яких 10 пов'язане з центральним колесом внутрішнього зачеплення 8, 11 – з центральним колесом зовнішнього зачеплення 9, 12 – пов'язане з спільним водилом 4, а також блокувальний фрикціон 13, що пов'язує між собою центральне зубчасте колесо зовнішнього зачеплення 9 і спільне водило 4.

Вхідне центральне зубчасте колесо зовнішнього зачеплення 2 своїм вінцем Z_1 входить в зачеплення з вінцем Z_2 двохвінцового сателіту 5, який своїм вінцем Z_2 через зчеплений сателіт 7 з вінцем Z_3 входить в зачеплення з центральним зубчастим колесом внутрішнього зачеплення 3 з вінцем Z_4 , а вінцем Z_8 входить в зачеплення з вінцем Z_9 центрального зубчастого колеса внутрішнього зачеплення 8 і через зчеплений двохвінцевий сателіт 6 з вінцями Z_6 і Z_7 входить в зачеплення з центральним зубчастим колесом зовнішнього зачеплення 9 з вінцем Z_5 .

Коробка працює наступним чином. Коробка передач має два ступеня свободи, тому для вмикання будь-якої передачі потрібно ввімкнути або одне фрикційне гальмо, або блокувальний фрикціон.

Таблиця 2

Параметри пропонованої коробки передач

Числа зубців на колесах											
Z1	Z2	Z3	Z4	Z5	Z6	Z7	Z8	Z9	Z10	Z11	Z12
30	22	74	35	24	14...24...24	89	29	23	14	15	74
Передатні відношення											
i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_6	i_7	i_8				
8,816	6,521	4,756	3,467	2,543	1,881	1,372	1				
Коефіцієнт розбиття сусідніх передач ($q_{cp(8)}=1,3647$)											
q_1	q_2	q_3	q_4	q_5	q_6	q_7					
1,352(-0,93%)	1,3712(0,48%)	1,3717(0,51%)	1,3632(-0,11%)	1,352(-0,93%)	1,3712(0,48%)	1,3717(0,51%)					
Відносні кутові швидкості зубчастих коліс											
	$\omega_{вх}$	ω_5	ω_4	ω_7	ω_{10}	ω_6	$\omega_{вих}$	ω_3	ω_{12}	ω_8	ω_9
I	1	0	0,288	0	-0,085	-0,357	0,113	-0,971	-0,421	0,451	-0,421
II	1	0	0,288	0,066	0	-0,210	0,153	-0,971	-0,325	0,348	-0,325
III	1	0	0,288	0,160	0,121	0	0,210	-0,971	-0,188	0,201	-0,188
IV	1	0	0,288	0,288	0,288	0,288	0,288	-0,971	0	0	0
V	1	1	1	0	-0,296	-1,239	0,393	0	-1,458	1,562	-1,458
VI	1	1	1	0,228	0	-0,728	0,532	0	-1,126	1,206	-1,126
VII	1	1	1	0,553	0,421	0	0,729	0	-0,651	0,698	-0,651
VIII	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
Відносні моменти на вході, виході і фрикціонах											
	$M_{вх}$	$M_{вих}$	ККД	МФ1	МФ2	МФ3	МФ4	МФ5	МФ6		
I	1	8,215	0,932	2,467	0	0	0	5,242	0		
II	1	6,091	0,934	2,467	0	0	0	0	2,993		
III	1	4,430	0,932	2,467	0	1,263	0	0	0		
IV	1	3,397	0,98	2,467	0	0	1,665	0	0		
V	1	2,418	0,951	0	2,467	0	0	1,543	0		
VI	1	1,793	0,953	0	2,467	0	0	0	0,881		
VII	1	1,304	0,951	0	2,467	0,372	0	0	0		
VIII	1	1	1	0	2,467	0	0,49	0	0		
Гальм.	0	1	—	0	0	0,317	0	1,317	0		
Гальм.	0	1	—	0	0	0	0	2,33	1,33		
Гальм.	0	1	—	0	0	1,856	0	0	-6,452		

При включенні будь-якого з фрикційних гальм 10 або 11 потужність від двигуна подається на вхідне центральне зубчасте колесо зовнішнього зачеплення 2, яке входить в зачеплення з двохвінцевим сателітом 5 і через нього пов'язано з сателітами 6 і 7, та примушує блок сателітів обкатуватися біля зупиненого відповідно до ввімкненого гальма центрального колеса 8 або 9. Одночасне обертання двохвінцевого сателіту 5 біля своєї осі та обертання спільного водила 4 примушує обертатись вихідне центральне зубчасте колесо внутрішнього зачеплення 3 із швидкістю $\omega_{вих} = \omega_{вх} \frac{k_1 - k_i}{k_1(1 - k_i)}$, де $k_1 = \frac{Z_4}{Z_1}$,

$$k_i = -\frac{Z_2 Z_9}{Z_1 Z_8} \text{ при ввімкненні гальма 10, } k_i = -\frac{Z_5 Z_7 Z_2}{Z_6 Z_8 Z_1} \text{ при ввімкненні гальма 11.}$$

При включенні фрикційного гальма 12 потужність від двигуна подається на вхідне центральне зубчасте колесо зовнішнього зачеплення 2, яке входить в зачеплення з двохвінцевим сателітом 5 і примушує його обертатись біля зупиненого спільного водила 4, що приводить до обертання вихідного центрального зубчастого колеса внутрішнього зачеплення 3 із швидкістю $\omega_{вих} = \omega_{вх} \frac{Z_1}{Z_4}$.

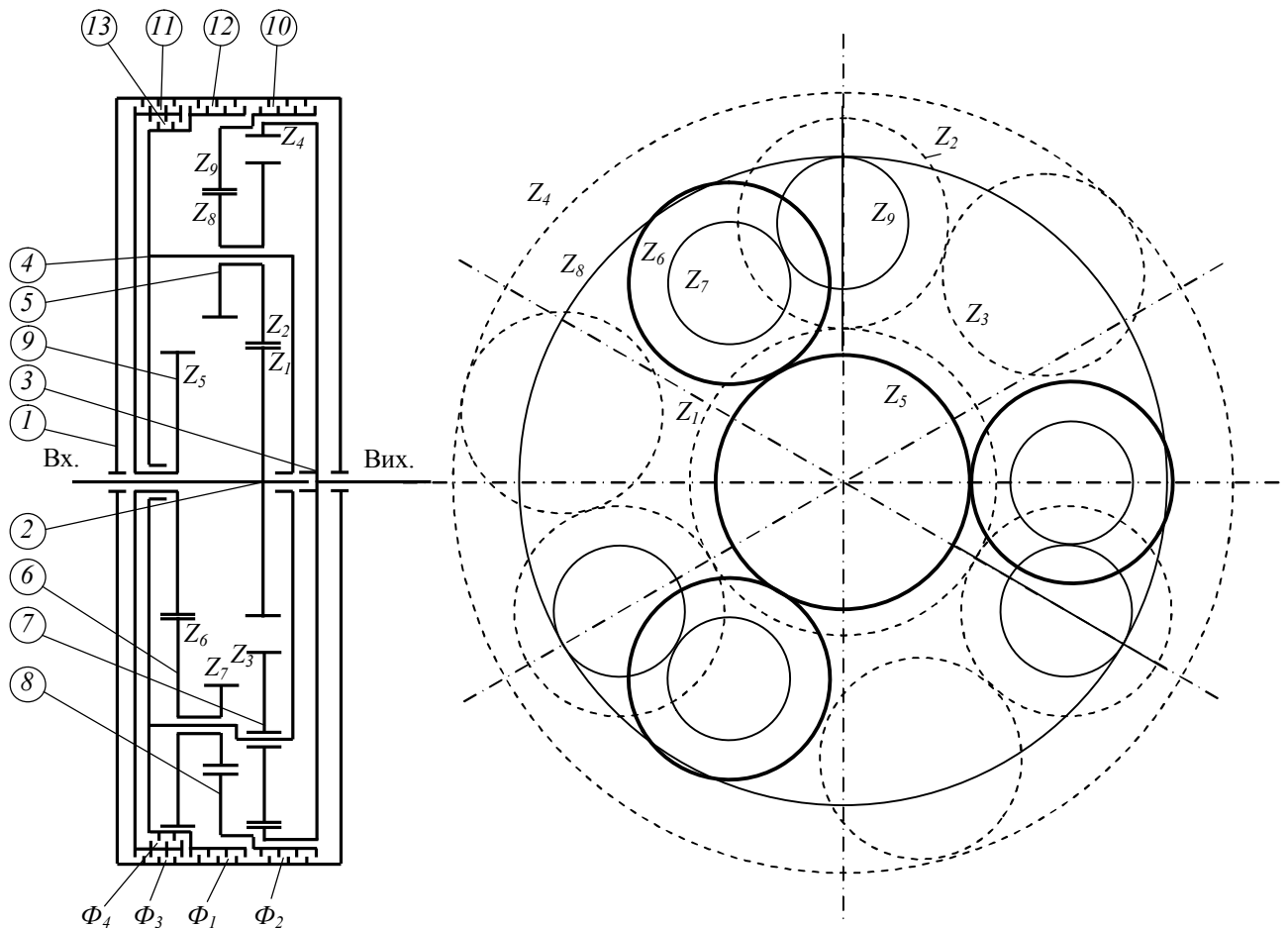


Рисунок 4 - Кінематична схема чотирьохступінчастої планетарної коробки передач

При включенні блокувального фрикціону 13 всі деталі планетарної коробки передач обертаються біля головної осі як одне ціле з швидкістю обертання вхідного центрального зубчастого колеса зовнішнього зачеплення 2 $\omega_{вих} = \omega_{вх}$.

Оскільки основна чотириохступінчаста коробка має два ступеня свободи, то необхідність одночасно при перемиканні передач обслуговувати чотири бустери на відміну від серійної коробки виникає тільки один раз при переході із четвертої передачі на п'яту, коли одночасно відбувається перемикання і в основній коробці і у вхідному дільнику.

Наявність вхідного дільника також дає можливість запускати двигун при відключених коробках передач. Це особливо важливо при холодному пуску взимку. Також дільник дозволяє при гальмуванні використати будь-які чотири фрикціони основної коробки передач без ризику заглушити двигун і тим самим розподілити тепловиділення, що виникає при гальмуванні на більшу кількість фрикційних елементів.

Збільшення кількості розгінних передач і розбивка передатних відношень за законом геометричної прогресії дозволяють більш повно використовувати потужність двигуна при розгоні машини, полегшують автоматизацію трансмісії і сприяють частковому згладжуванню проблеми відповідності радіусів повороту зі швидкістю руху машини навіть без установки автоматизованої системи керування поворотом (рис. 5).

Кутові швидкості всіх обертових ланок, у тому числі і сателітів (табл. 2), на будь-якій передачі не перевищують 1,562 вхідної швидкості. Це значно спрощує підбір підшипників.

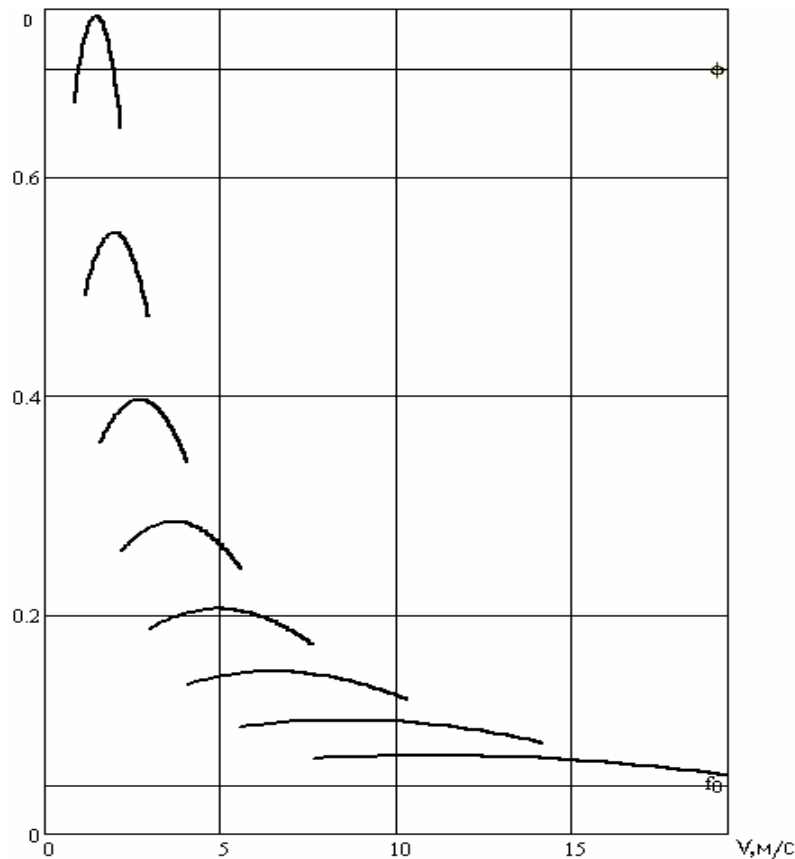


Рисунок 5 - Графік динамічного фактора машини із пропонованою коробкою передач

Слід зазначити, що, незважаючи на зміну схеми компоновання, габаритні розміри коробки передач за попередніми міцнісними розрахунками не були збільшені.

3.4. Порівняльна оцінка серійної і запропонованої коробок передач за розробленим критерієм

Розглянемо графіки інтегрального динамічного фактора для машин із серійною і

пропонованою коробками передач у випадку старту з першої або другої передачі (рис. 6).

На рис. 6 цифрами позначені: 1, 2 - інтегральний динамічний фактор для машини із серійною і пропонованою коробками передач відповідно при рушанні із другої передачі; 3, 4 - те ж при рушанні з першої передачі; 5 - інтегральний динамічний фактор ідеальної трансмісії.

Для оцінки повноти використання потужності двигуна при розгоні машини порівнюємо графіки критерію якості трансмісії, отримані по алгоритму, наведеному в підрозділі 3.1 (рис. 7).

На рис. 7 цифрами позначені: 1, 2 - критерій якості трансмісії для машини із серійною і пропонованою коробками передач відповідно при рушанні із другої передачі; 3, 4 - те ж при рушанні з першої передачі.

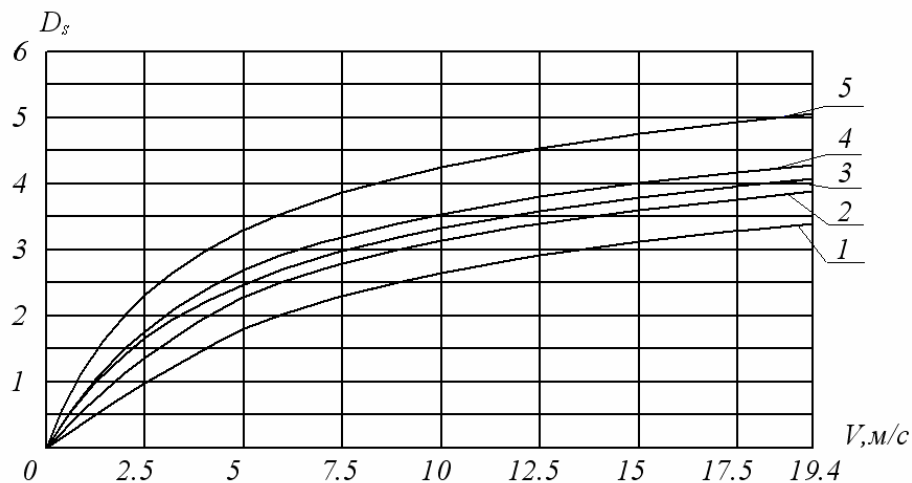


Рисунок 6 - Графіки інтегрального динамічного фактора машин із серійною і пропонованою коробками передач

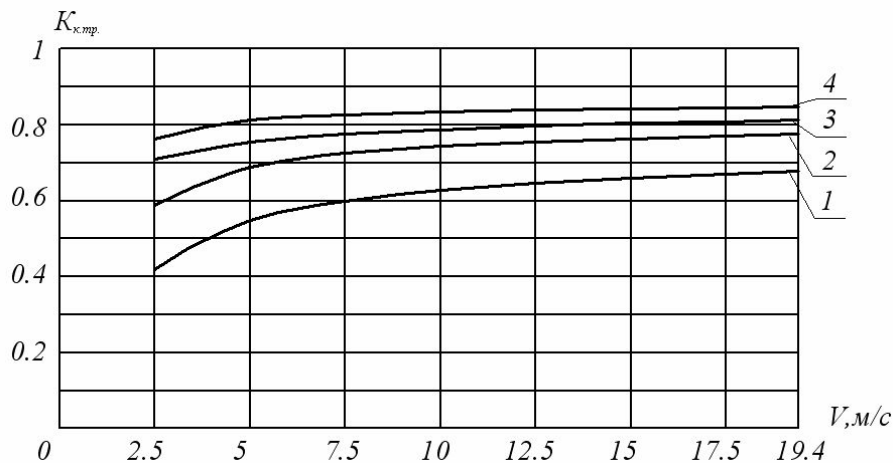


Рисунок 7 - Графіки критерію якості трансмісії для машини із серійною і пропонованою коробками передач

ВИСНОВКИ

Відповідно до поставлених для рішення цілей і завдань за результатами проведеної роботи можна зробити наступні висновки:

1. У даній роботі запропоновані інструменти, що дають можливість дослідникові проводити в автоматизованому режимі порівняльний аналіз динамічних якостей транс-

портного засобу в цілому і якості його трансмісії зокрема.

2. Запропоновані інтегральний динамічний фактор і коефіцієнт якості трансмісії за критерієм використання потужності двигуна в процесі розгону дозволяють однаково легко працювати з будь-якими видами механічних ступінчастих і безступінчастих, гідрооб'ємно-механічних, гідродинамічних і електромеханічних трансмісій у будь-яких сполученнях.

3. Запропоновано нову бортову планетарну коробку передач для основних танків типу Т-64, Т-72, Т-80-УД і Т-84. Нова коробка передач завдяки дільнику на вході полегшує холодний запуск двигуна, забезпечує можливість гальмування будь-якими чотирма фрикціонами в будь-якому сполученні, що знижує їх теплонавантаженість. Завдяки розбивці передатних відносин за законом геометричної прогресії полегшується автоматизація трансмісії і полегшується керування машиною в повороті навіть без установки автоматизованої системи керування поворотом.

4. З порівняльного аналізу серійної і нової трансмісій з використанням запропонованого критерію якості видно, що більш правильно підібрані передаточні числа в новій коробці передач дозволяють більш повно використовувати потужність двигуна при розгоні (на 10% при початку руху із другої передачі і на 4% – з першої). Це дозволяє більш повно використовувати підведену від двигуна потужність, поліпшує динамічні показники машини при розгоні.

Література: 1. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования: Учебное пособие. // Д.Е. Вохминов, В.В. Коновалов, В.В. Московкин и др. – М.: МГТУ «МАМИ», 2000. – 43 с. 2. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с. 3. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с. 4. Анализ планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин / Филичкин Н.В. Учебное пособие. Компьютерная версия исправленная и дополненная. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – 178 с. 5. Волонцевич Д.О., Веретенников Є.О. Планетарна коробка передач. Заявка на винахід МПК⁷ F 16 H 3/44 № u 2009 11879 від 02.11.09. 6. Волонцевич Д.О., Веретенников Є.О. Планетарна коробка передач. Заявка на винахід МПК⁷ F 16 H 3/44 № u 2009 11347 від 09.11.09.

Волонцевич Д.О., Веретенников Е.А., Антропов Р.Ю.

СИНТЕЗ НОВОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ БОРТОВЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ОСНОВНОГО ТАНКА НА БАЗЕ РАЗРАБОТАННЫХ КРИТЕРИЕВ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧНОСТИ МАШИН

Предложен инструментарий, который дает возможность исследователю проводить в автоматизированном режиме сравнительный анализ динамических качеств транспортного средства в целом и качества его трансмиссии в частности; синтезирована новая бортовая планетарная коробка передач для основных танков типа Т-64, Т-72, Т-80-УД и Т-84, которая устраняет недостатки серийной коробки передач и улучшает динамику разгона.

Volontsevich D.O., Veretennikov Ye.A., Antropov R.Yu.

SYNTHESIS OF THE NEW KINEMATICAL SCHEME OF BASIC TANK BOARD EPICYCLICAL GEAR BOXES ON THE BASIS OF DESIGNED CRITERIA OF THE CARS DYNAMISM ESTIMATION

The tooling which gives the chance to the researcher to carry out in the automated regime the comparative analysis of dynamic qualities of transport facilities as a whole and qualities of its transmission in particular is offered; the new board planetary gear box for the

basic tanks of type T-64, T-72, T-80-UD and T-84 is synthesized, which eliminates deficiencies of a serial gear box and improves dispersal dynamics.

УДК 623.437

Глебов В.В., Костин Ю.Н., Лукьянов А.В., Даньшин Ю.А.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАЩИТНЫХ СТРУКТУР ЛЕГКОЙ БРОНИРОВАННОЙ МАШИНЫ HMMWV

Постановка задачи. В настоящий период во всех армиях мира транспортировка пехотных подразделений и их огневая поддержка в бою обеспечивается боевыми бронированными машинами (ББМ) легкой категории по массе – боевыми машинами пехоты и бронетранспортерами. Учитывая развитие средств поражения и широкое применение легких ББМ в локальных конфликтах, во всех ведущих странах проводятся работы по созданию новых образцов такой техники с усиленной броневаой защитой и огневой мощностью или вариантов модернизации существующих [1÷3]. Повышение уровня защиты за счет увеличения толщины брони или установки дополнительного бронирования неизбежно приводит к увеличению массы машины, а это в свою очередь, отрицательно влияет на элементы силовой установки, трансмиссии и ходовой части. В такой ситуации очень важным является проведение исследований защитных структур указанной категории машин, которые уже имеют опыт использования в войсках.

Анализ последних достижений и публикаций. В публикациях, посвященных легкобронированной технике, указываются, как правило, обшемашинные данные [4, 5] или общие характеристики защиты, при этом конструктивные особенности не раскрываются [6÷8]. Разработаны методы определения стойкости специальных материалов и соответствующее оборудование, известны характеристики баллистических стволов и боеприпасов [9], отдельно боеприпасов для стрелкового оружия и автоматических пушек [10], однако конкретных результатов исследования тех или иных защитных структур не приводится.

Большое распространение во многих армиях мира получила легкая бронированная машина американской компании «O'Gara-Hess and Eisen hard + Armoring Co.» HMMWV (High Mobility Multipurpose Wheeled Vehicle – высококомобильная многоцелевая колесная машина). Широко известна ее гражданская версия - HUMMER («Хаммер»). Имеются рекламные сведения производителя об обеспечении круговой защиты экипажа ЛБМ HMMWV от бронебойных пуль калибра 7,62 мм [11]. В тоже время фактические данные по защитным характеристикам, как в иностранной, так и отечественной литературе отсутствуют.

Цель работы. Исследование стойкости защитных структур ЛБМ HMMWV от пуль калибра 7,62 мм для возможного применения их в схемах защиты разрабатываемых ББМ легкой категории.

Результаты. В качестве объекта исследования использовались фрагменты ЛБМ HMMWV:

- лобовые стекла;
- правая задняя дверь;
- перегородка между лобовыми стеклами;

- алюминиевый и стальной листы правой задней двери.

Лобовые стекла ЛБМ НММWV - многослойный стекло пакет. Габаритные размеры - 1280x410 мм. Общая толщина - 16 мм (5 слоев):

- 1-й слой, начиная снаружи - стекло толщиной 6 мм;
- 2-й - мягкий прозрачный пластик толщиной 2 мм;
- 3-й - стекло толщиной 4 мм;
- 4-й - мягкий прозрачный пластик толщиной 1,5 мм;
- 5-й - твердый прозрачный пластик толщиной 2,5 мм.

Правая задняя дверь ЛБМ НММWV - двухслойный пакет толщиной 26 мм с вырезом для вставки стеклопакета. Наружный слой двери - лист из алюминиевого сплава, предположительно индекса 5083 американского производства, толщиной 20 мм. Тыльный слой двери – броневое основание из стального листа, прокатанного из брони типа ННА (high-hard armor - очень твердая броня) или IRНА (improved rolled homogeneous armor - улучшенная катанная однородная броня), толщиной 6 мм. Лист из алюминиевого сплава закреплен на броневом листе болтами с головками, заглубленными заподлицо с поверхностью алюминиевого сплава. С внутренней (тыльной) поверхности двери имеется возможность крепления осколочно- и пулеулавливающего покрытия из тканей типа «Кевлар» и т.п. На исследуемой двери такое покрытие отсутствовало.

Перегородка между лобовыми стеклами ЛБМ НММWV - двухслойный пакет. Наружный слой - 20 мм алюминиевого сплава, внутренний - 5,6 мм броневой стали типа ННА или IRНА.

Исследования проводились путем пулевого обстрела вышеуказанных структур из пулемета ПКТ двумя типами патронов (табл.1).

Таблица 1

Характеристики средств поражения

Характеристика	Индекс патрона	
	7БЗ-3	54-Н-323С
Наименование	7,62 мм винтовочный патрон с бронебойно-зажигательной пулей	7,62 мм винтовочный патрон с пулей со стальным сердечником
Индекс пули	Б-32	ЛПС
Назначение	Для поражения легкобронированных целей и поджигания горючего,	Для поражения живой силы и огневых средств противника.
Калибр, мм	7,62 x 54	7,62 x 54
Масса, г: - патрона - пули	22,6 10,39	21,8 9,6
Начальная скорость, м/с	808	828
Дальность пробития	Бронеплиты толщиной 10 мм – 200 м.	Стального листа Ст3 толщиной 6 мм – 520 м; бронезилета 6Ж85Т.

Каркасная рама с испытываемыми структурами устанавливалась под заданными углами встречи (таблица 2), угол обстрела $g = 0^0$, а изменение дистанции обстрела осуществлялось методом приближения /удаления изделия с пулеметом от объекта испытания.

Перед зачетными опытами производился разогрев канала ствола и пристрелка пулемета незачетными выстрелами по контрольному щиту.

Необходимые измерения и описание поражений осуществлялись в соответствии с разработанной КП ХКБМ методикой [12] внешним визуальным осмотром при естественном освещении. Стойкость броневых преград оценивалась в соответствии с ГОСТ В 21967-90 [13], ОСТ В3-2518-84 [14], стеклопакетов – ДСТУ 78.11003-2000 и ДСТУ 78.11.005-2000 [15, 16].

Результаты исследований обобщены в таблице 2.

Таблица 2

Результаты исследований защитных структур

№ опыта	Объект испытания	Дистанция, м	Угол встречи, α, град.	Индекс пули	Краткое описание поражения		Оценка поражения
					Лицевая поверхность	Тыльная поверхность	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Лобовое стекло	300	0	ЛПС	Сквозное	Сквозное	Зачетное, некондиц.
2	Лобовое стекло	300	0	ЛПС	Сквозное	Сквозное	Зачетное, некондиц.
3	Лобовое стекло	300	0	ЛПС	Сквозное	Сквозное	Зачетное, некондиц.
4	Лобовое стекло	650	0	ЛПС	Не сквозное	Выпучина слоя пластика.	Зачетное, кондиц.
5	Правая задняя дверь	75	0	Б-32	Не сквозное	Без изменений	Зачетное, кондиц.
6	Правая задняя дверь	50	0	Б-32	Не сквозное	Без изменений	Зачетное, кондиц.
7	Правая задняя дверь	25	0	Б-32	Сквозное	Сквозное	Зачетное, некондиц.
8	Стальной лист правой задней двери	75	30	Б-32	Сквозное	Сквозное	Зачетное, некондиц.
9	Стальной лист правой задней двери	75	40	Б-32	Сквозное	Сквозное	Зачетное, некондиц.
10	Стальной лист правой задней двери	75	50	Б-32	Не сквозное	Без изменений	Зачетное, кондиц.
11	Перегородка между лобовыми стеклами	75	0	ЛПС	Сквозное алюм. листа Ст. лист не пробит.	Без изменений	Не зачетное - попадание в край
12	Перегородка между лобовыми стеклами	75	0	ЛПС	Сквозное алюм. листа Ст. лист не пробит.	Без изменений	Не зачетное - попадание в край
13	Перегородка между лобовыми стеклами	75	0	ЛПС	Сквозное алюм. листа Ст. лист не пробит.	Изгиб ст. листа. На тыльной поверхности ст. листа.	Зачетное, кондиц.

						та следов нет.	
1	2	3	4	5	6	7	8
14	Перегородка между лобовыми стеклами	50	0	ЛПС	Сквозное алюм. листа Ст. лист не пробит.	Без изменений	Зачетное, кондиц.
15	Алюминиевый лист правой задней двери	75	0	ЛПС	Сквозное	Сквозное	Зачетное, некондиц.
16	Алюминиевый лист правой задней двери	75	10	ЛПС	Сквозное	Сквозное	Зачетное, некондиц.
17	Алюминиевый лист правой задней двери	75	20	ЛПС	Сквозное	Сквозное	Зачетное, некондиц.
18	Алюминиевый лист правой задней двери	75	30	ЛПС	Сквозное	Сквозное	Зачетное, некондиц.
19	Алюминиевый лист правой задней двери	75	40	ЛПС	Не сквозное	Выпучина	Зачетное, кондиц.
20	Алюминиевый лист правой задней двери	75	50	ЛПС	Не сквозное	Выпучина	Зачетное, кондиц.
21	Сталь марки Ст. 3, S=10 мм	100	0	Б-32	Сквозное	Сквозное	Зачетное, некондиц.
22	Сталь марки Ст. 3, S=25 мм	100	0	Б-32	Сквозное	Сквозное	Зачетное, некондиц.
23	Сталь марки Ст. 3, S=35 мм	100	0	Б-32	Не сквозное, h _{ост.} = 28 мм	Без изменений	Зачетное, кондиц.
24	Сталь марки Ст. 3, S=25 мм	100	0	ЛПС	Не сквозное, h _{ост.} = 7 мм	Без изменений	Зачетное, кондиц.

Для объективной оценки результатов испытаний лобовых стекол изделия НММWV были проведены опыты пулями ЛПС и Б-32 с листами из стали марки Ст.3 разной толщины (табл.2).

Испытания лобовых стекол ЛБМ НММWV пульей со стальным сердечником (ЛПС) калибра 7,62 мм установили их гарантированную пробиваемость с дистанции 300 метров и предельную непробиваемость с дистанции 650 метров. С более дальних дистанций, из-за большого рассеивания зачетных поражений изделия НММWV получено не было, и испытания были прекращены. Сравнение характеристик пуль ЛПС и Б-32 позволяет сделать вывод о гарантированной пробиваемости их с данных дистанций и пульей Б-32.

Дистанция непробития правой задней двери пульей Б-32 калибром 7,62 мм - 50 метров. Учитывая, что структура дверей и перегородки между стеклами практически одинакова, можно говорить и о гарантированном пробитии перегородки той же пульей и с той же дистанции - до 50 метров.

В ходе исследований установлены предельные углы кондиционных поражений ($\alpha_{ПКП}$) элементов правой задней двери ЛБМ НММWV с дальности 75 метров:

- для алюминиевого листа $\alpha_{ПКП} = 40^\circ$;
- для броневого основания $\alpha_{ПКП} = 50^\circ$.

Выводы. Впервые на Украине проведены испытания защитных структур ЛБМ

НММWV пулевым обстрелом. Определены дистанции пробития элементов конструкции и установлены углы кондиционных поражений их составляющих из стеклопакетов, алюминиевых и стальных броневых листов.

Заверения производителя об обеспечении достаточной защиты изделия от пули 7,62 мм несколько преувеличены, что косвенно подтверждается и некоторыми публикациями [17].

Результаты испытаний имеют практическое значение, как для разработчиков техники, так и для военных специалистов. Проведенные исследования подтвердили возможность применения разработанной в КП ХКБМ методики и показали необходимость сотрудничества, кооперации различных организаций при выполнении таких работ в дальнейшем.

Литературы: Галушка С. Военная техника для миротворческих операций. Время обновления парка // Defense Express. - 2003. - № 12. - С. 18 - 24. 2. Суворов С. Легкая бронетехника. Модернизация по... // Техника и вооружение. - 2005. - №2. - С.8 - 16. 3. Модернизация бронемашин – новое качество // Военный парад. - 2003. - №1. - С.52. 4. Александров Е.Е., Епифанов В.В. Быстроходные гусеничные и армейские колесные машины: краткая история развития. Учебно-справочное пособие. - Харьков: НТУ «ХПИ», 2001. - 376 с. 5. Вооружение и техника: Справочник / А.В.Громов, О.Я. Суров, С.В. Владимиров и др.; Под ред. А.В.Громова. - 2-е изд., перераб. доп. - М.: Воениздат, 1984. - 367 с. 6. Гребенюк А.Н., Стукота С.А. Состояние и перспективы повышения защищенности армейских автомобилей многоцелевого назначения // АСВ. - 2005. - №2. - С. 37 - 43. 7. Милованов В. БМП пехоту не подведет // Военный парад. - 2005. - №5. - С.20 - 21. 8. Красиков Ю. Бронетранспортер – надежная защита для солдат // Военный парад. - 2005. - №6. - С.46 - 48. 9. Крыжний А.В., Зиркевич В.Н., Данилюк В.Е. и др. Научно-исследовательская лаборатория испытаний специальных материалов // АСВ. - 2006. - №3. - С. 49 - 52. 10. Боеприпасы к стрелковому оружию и малокалиберным автоматическим пушкам. - ФГУП «ПРОМЭКСПОРТ». - 63с. 11. Российский ежемесячный информационный бюллетень. Серия «Вооруженные силы и военно-промышленный потенциал». - М.: ВИНТИ. - 2001. - № 11. - С. 17 - 30. 12. Методика замера поражений бронеконструкций (преград) от воздействия средств испытаний (боеприпасов) / КП ХКБМ, 2001. - 15с. с. 13.ГОСТ В 21967-90. Листы стальные броневые паротивопульные. Технические условия. Взамен ГОСТ В 21967-76; Введ. 01.07.91.- М.: Изд-во стандартов, 1991. - 20 с. 14. ОСТ В3-2518-84. Детали из стального броневоего противопульного листа. Технические условия. - Взамен ОСТ В3-2518-74; Введ. 18.04.85. - М.: Изд-во стандартов, 1985. - 27 л. 15. ДСТУ 78.11003-2000. Засоби інженерно-технічного укріплення та захисту об'єктів. Захисне скло. Методи випробувань панцерного скла на тривкість до обстрілу. Дійсн. з 01.03.2000. 16. ДСТУ 78.11.005-2000. Засоби інженерно-технічного укріплення та захисту об'єктів. Захисне скло. Методи випробувань на ударотривкість. Дійсн. з 01.01.2001. 17. Нестеркин В. О возможной замене бронированного автомобиля высокой проходимости НММWV // Зарубежное военное обозрение. - 2005. - № 10. - С. 35.

Глебов В.В., Костін Ю.М., Лук'янов О.В., Даньшин Ю.О.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАХИСНИХ СТРУКТУР ЛЕГКОЇ БРОНЬОВАНОЇ МАШИНИ НММWV

У роботі представлені результати дослідження стійкості захисних структур ЛБМ НММWV від куль калібру 7,62 мм.

Glebov V.V., Kostin Yu.M., Luk'yanov F.V., Dan'shin Yu.O.

PROBE OF PROTECTIVE STRUCTURES
EASY ARMoured VEHICLE HMMWV

In work results of probe of firmness of protective structures LBM HMMWV from bullets of calibre of 7,62 mm are presented.

УДК 629.114.026

Пидашов В.В.

**К ВОПРОСУ О ВОЗМОЖНЫХ НАПРАВЛЕНИЯХ РАЗВИТИЯ АКТИВНЫХ
ПОДВЕСОК С СИСТЕМАМИ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ
ВОЕННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН**

Актуальность проблемы. В настоящее время как в зарубежных, так и в отечественных специализированных изданиях, посвященных достижениям современного военно-промышленного комплекса и перспективным видам вооружений, большое внимание уделяется анализу состояния современной бронетанковой техники и путям их развития. Главный вопрос, интересующий военных теоретиков, достаточно прост – каким быть танку третьего тысячелетия? Но ответить на него однозначно довольно сложно, поскольку это требует анализа большого числа взаимосвязанных факторов. Однако какое бы направление развития не рассматривалось, будь-то огневая мощь, защищенность или подвижность, в основе всегда будет лежать вопрос повышения точности ведения огня с ходу, повышение максимально возможной скорости движения, при которой возможно ведение стрельбы и обеспечения нормальных условий функционирования экипажа. Это, в свою очередь, выдвигает на первый план вопросы совершенствова-

ния систем поддресоривания. Нетрудно предположить, что будущее развитие систем поддресоривания будет связано с совершенствованием конструкций независимых подвесок. В современных условиях пассивные методы повышения плавности хода за счет совершенствования характеристик демпфирующих и упругих элементов практически исчерпали себя. На быстроходных гусеничных машинах получают распространение системы поддресоривания с изменяемыми в зависимости от внешних условий характеристиками, а так же системы автоматического регулирования (САР) характеристик подвески.

Постановка задачи. Существующие методы повышения нелинейности характеристик подвесок обладают существенными недостатками – они ведут к повышению сложности их изготовления и эксплуатации, а также снижению надежности, что в боевых условиях является одним из определяющих факторов. Поэтому наиболее перспективными направлениями развития систем поддресоривания являются создание активных подвесок с системами автоматического регулирования (САР). В данной статье рассмотрены возможные способы реализации САР подвесок военных гусеничных машин.

Основные типы САР. По возможному принципу действия САР могут различаться. Первый, наиболее простой вариант САР, заключается в регистрации специальными датчиками колебаний корпуса. По известным параметрам колебаний САР вырабатывает и подает команды на исполнительные механизмы для изменения характеристик подвески таким образом, чтобы гашение колебаний корпуса было наиболее эффективным. Так, например, при незначительных продольных раскачиваниях и высокой тряске система должна максимально снизить жесткость подвески; при значительных раскачиваниях корпуса жесткость повышается, характеристики демпфирования максимально увеличиваются. И так для всех возможных режимов колебаний корпуса в САР должны быть заложены наиболее оптимальные характеристики подвески.

Второй вариант заключается в определении специальными датчиками профиля пути перед гусеничной машиной. При преодолении единичных неровностей, высота которых меньше динамического хода катка, САР должна поочередно уменьшать жесткость узлов подвески таким образом, чтобы со стороны узла подвески катка, проходящего по неровности, на корпус танка передавалось такое же усилие, как с остальных. Таким образом, максимально уменьшается влияние одиночных неровностей на колебания танка. В идеальном случае корпус танка при прохождении по таким неровностям вообще не будет подвержен внешним возмущениям. При прохождении больших неровностей, которые могут вызвать пробой подвески, жесткость узлов подвески наоборот увеличивается. При движении по поверхности с мелкими неровностями, вызывающими высокочастотные вибрации (тряску), снижается жесткость всех узлов подвески – такого решения в данном случае достаточно, а отслеживать прохождение отдельных катков по высокочастотному микропрофилю поверхности проблематично как из-за необходимости реализации высокого быстродействия САР, так и из-за инерционности исполнительных механизмов активной подвески. Вариант такого типа САР с лазерным датчиком профиля местности был разработан в США для танка MBT-70, динамика ходового макета с этой системой улучшена на 30%.

Третий вариант совмещает в себе два предыдущих. САР в этом случае отслеживает и профиль пути, и колебания корпуса.

Более подробно остановимся на 2 варианте.

LIDAR как возможная основа систем автоматического регулирования. В качестве устройства для сбора данных о характере местности перед машиной, на осно-

ве анализх которых САР будет отрабатывать соответствующие команды исполнительным механизмам подвески, могут использоваться так называемые лидаровские системы.

Лидар (транслитерация LIDAR англ. Light Identification, Detection and Ranging) - технология получения и обработки информации об удалённых объектах с помощью активных оптических систем, использующих явления отражения света и его рассеивания в прозрачных и полупрозрачных средах.

Лидар как прибор представляет собой активный дальномер оптического диапазона. Сканирующие лидары в системах машинного зрения формируют двумерную или трёхмерную картину окружающего пространства. «Атмосферные» лидары способны не только определять расстояния до непрозрачных отражающих целей, но и анализировать свойства прозрачной среды, рассеивающей свет. Разновидностью атмосферных лидаров являются доплеровские лидары, определяющие направление и скорость перемещения воздушных потоков в различных слоях атмосферы.

Устоявшийся перевод LIDAR как «лазерный радар» не вполне корректен, так как в системах ближнего радиуса действия (например, предназначенных для работы в помещениях), главные свойства лазера: когерентность, высокая плотность и мгновенная мощность излучения — не востребованы, излучателями света в таких системах могут служить обычные светодиоды. Однако, в основных сферах применения технологии (исследование атмосферы, геодезия и картография) с радиусами действия от сотен метров до сотен километров, применение лазеров неизбежно.

Аббревиатура LIDAR впервые появилась в работе Миддлтона и Спилхауса «Метеорологические инструменты» 1953 года, задолго до изобретения лазеров. Первые лидары использовали в качестве источников света обычные или импульсные лампы со скоростными затворами, формировавшими короткий импульс.

В 1963 году в США начались полевые испытания носимого лазерного дальномера ХМ-23 с мощностью излучения 2.5 Вт и диапазоном измеряемых расстояний 200-9995 м. ХМ-23 был изначально несекретным образцом и стал базовым прибором для гражданских исследователей 1960-х годов. К концу 1960-х годов лазерные дальномеры стали стандартным оборудованием новых танков США (первым образцом, спроектированным с учётом лазерных дальномеров стал М551 Шеридан, запущенный в серию в 1967). Гражданские применения лазерных дальномеров были ограничены лишь высокой стоимостью интегральных схем того времени.

Тогда же, в первой половине 1960-х годов, начались опыты по применению лидара с лазерным излучателями для исследования атмосферы.

Принцип действия. Принцип действия лидара не имеет больших отличий от радара: направленный луч источника излучения отражается от целей, возвращается к источнику и улавливается высокочувствительным приёмником (в случае лидара — светочувствительным полупроводниковым прибором); время отклика прямо пропорционально расстоянию до цели.

В отличие от радиоволн, эффективно отражающихся только от достаточно крупных металлических целей, световые волны подвержены рассеиванию в любых средах, в том числе в воздухе, поэтому возможно не только определять расстояние до непрозрачных (отражающих свет) дискретных целей, но и фиксировать интенсивность рассеивания света в прозрачных средах. Возвращающийся отражённый сигнал проходит через ту же рассеивающую среду, что и луч от источника, подвергается вторичному рассеиванию, поэтому восстановление действительных параметров распределённой оптической среды — достаточно сложная задача, решаемая как аналитическими, так и эвристическими методами.

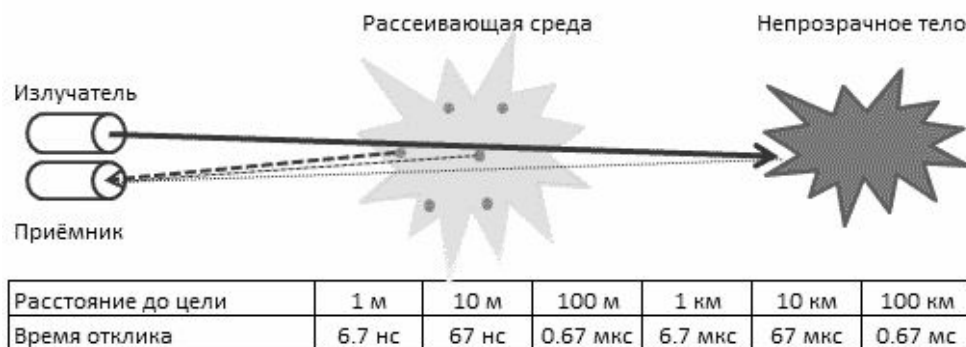


Рисунок 1 – Принцип действия LIDAR

Общее устройство.

1) Излучатель.

В абсолютном большинстве конструкций излучателем служит лазер, формирующий короткие импульсы света высокой мгновенной мощности. Периодичность следования импульсов или модулирующая частота выбираются так, чтобы пауза между двумя последовательными импульсами была не меньше, чем время отклика от найденных целей (которые могут физически находиться дальше, чем расчётный радиус действия прибора).

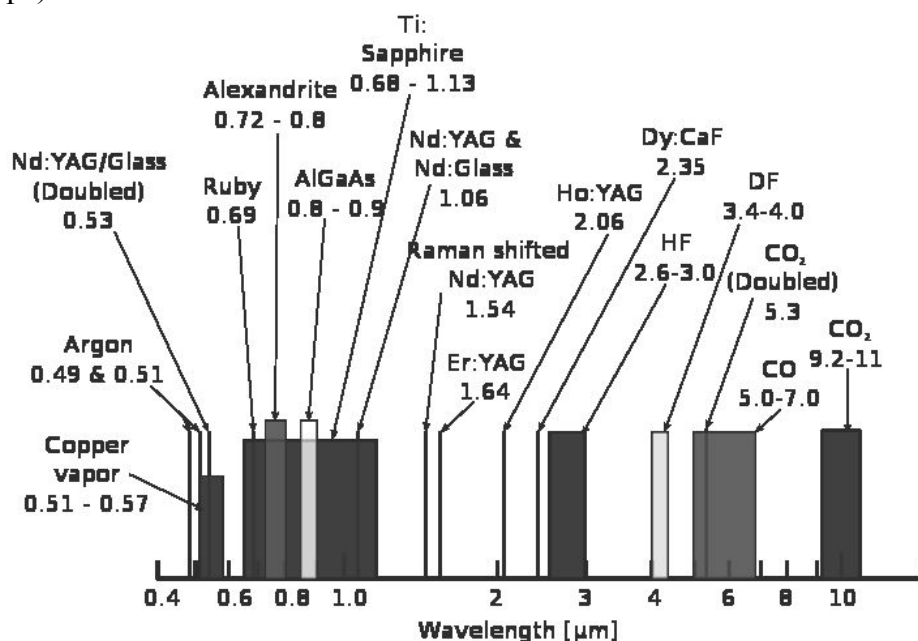


Рисунок 2 - Длины волн, излучаемые наиболее распространёнными лазерами (шкала в микрометрах)

Выбор длины волны зависит от функции лазера и требований к безопасности и скрытности прибора; наиболее часто применяются Nd:YAG-лазеры и длины волн (в нанометрах):

1550 нм — инфракрасное излучение, невидимое ни глазу человека, ни типичным приборам ночного видения. Глаз не способен сфокусировать эти волны на поверхности сетчатки, поэтому травматический порог для волны 1550 существенно выше, чем для более коротких волн. Однако риск повреждения глаз на деле выше, чем у излучателей

видимого света — так как глаз не реагирует на ИК излучение, то не срабатывает и естественный защитный рефлекс человека

1064 нм — ближнее инфракрасное излучение неодимовых и иттербиевых лазеров, невидимое глазу, но обнаружимое приборами ночного видения

532 нм — зелёное излучение неодимового лазера, эффективно «пробивающее» массы воды

355 нм — ближнее ультрафиолетовое излучение

В устройствах ближнего радиуса действия вместо коротких импульсов может использоваться непрерывная амплитудная модуляция излучения переменным напряжением с частотой в единицы мегагерц.

2) Сканирующая оптика.



Рисунок 3 - Два чёрных цилиндра, вынесенные перед бампером - сканирующие лидары беспилотного автомобиля

Простейшие атмосферные лидарные системы не имеют средств наведения и направлены вертикально в зенит. Для сканирования горизонта в одной плоскости применяются простые сканирующие головки. В них неподвижные излучатель и приёмник также направлены в зенит; под углом 45° к горизонту и линии излучения установлено зеркало, вращающееся вокруг оси излучения. Для синхронизации мотора, вращающего зеркало, и средств обработки принимаемого сигнала используются точные датчики положения ротора, а также неподвижные реперные риски, наносимые на прозрачный кожух сканирующей головки.

Сканирование в двух плоскостях добавляет к этой схеме механизм, поворачивающий зеркало на фиксированный угол с каждым оборотом головки — так формируется цилиндрическая развёртка окружающего мира. При наличии достаточной вычислительной мощности можно использовать жёстко закреплённое зеркало и пучок расходящихся лучей — в такой конструкции один «кадр» формируется за один оборот головки.

Приём и обработка сигнала. Важную роль играет динамический диапазон приёмного тракта. Например, приёмный тракт новейшей (2006 год) подсистемы машинно-

го зрения MuCAR-3 с динамическим диапазоном 1:106 обеспечивает эффективный радиус действия от 2 до 120 м (всего 1:60). Чтобы избежать перегрузки приёмника интенсивной засветкой от рассеивания в «ближней зоне», в системах дальнего радиуса действия можно применяют высокоскоростные механические затворы, физически блокирующие приёмный оптический канал. В устройствах ближнего радиуса со временем отклика менее микросекунды такой возможности нет.

Перспективы применения. Лидаровские системы нашли широкое применение в самых различных областях науки и техники.

Исследование атмосферы - измерение скорости и направления воздушных потоков.

Исследования поверхности земли

Строительство и горное дело - обмеры зданий, контроль отклонения плоскостей стен и несущих колонн от вертикали (в том числе в динамике), анализ вибраций стен и остекления; обмеры котлованов, создание трёхмерных моделей стройплощадок для оценки объёмов земляных работ; обмеры открытых горных выработок, построение трёхмерных моделей подземных горных пластов (в том числе в связке с сейсмографическими инструментами).



Рисунок 4 - Лидар, предназначенный для дистанционных трёхмерных обмеров зданий

Лидары, сканирующие неподвижные объекты (здания, городской ландшафт, открытые горные выработки), относительно дешёвы: так как объект неподвижен, то особого быстродействия от системы обработки сигнала не требуется, а сам цикл обмера может занимать достаточно долгое время (минуты). Так же, как в своё время падала стоимость лазерных дальнометров и уровней, применяемых в строительстве, следует ожидать дальнейшего снижения цен на строительные и горные лидары, — падение цен ограничено лишь стоимостью прецизионной сканирующей оптики. Типичные отрасли применения:

Архитектура — построение трёхмерных моделей городской среды для оценки влияния предлагаемых новостроек на облик города.

Морские технологии - измерение глубины моря (для этой задачи используется дифференциальный лидар авиационного базирования); системы подводного зрения.

Разминирование в воде - обнаружение мин возможно с помощью лидаров, непосредственно погруженных в воду (например, с бую, буксируемого катером или вертолетом), однако не имеет особых преимуществ по сравнению с активными акустическими системами (сонарами). Запатентованы средства обнаружения мин в приповерхностных слоях воды с помощью бортовых авиационных лидаров.

На транспорте и в машиностроении - определение скорости транспортных средств (в ряде стран простейшие лидары используются для определения скорости автомобилей — так же, как и полицейские радары); создание беспилотных транспортных средств и промышленные и сервисные роботы.

Но особый интерес представляет использование на основе лидарных устройств систем автоматического регулирования подвесок. Быстродействие таких устройств позволяет использовать их в качестве основы САР. Однако встает другая проблема — инерционность и быстродействие исполнительных механизмов и элементов самой подвески, без решения которой невозможно и внедрение САР в подвесках военных гусеничных машин.

Выводы. Наиболее подходящими из существующих подвесок для работы с САР на основе систем LIDAR можно считать гидропневматические подвески с изменяемым клиренсом. В таких подвесках использование САР для изменения характеристик как рессоры, так и амортизатора возможно с минимальными доработками конструкции. Исследования в этом направлении должны проводиться параллельно с созданием САР.

Литература: 1. Middleton, W. E. K, and Spilhaus, A. F., Meteorological instruments, University of Toronto, 3rd ed. 1953. 2. Lunar Geophysics, Geodesy, and Dynamics by James Williams Jean Dickey in 13th International Workshop on Laser Ranging, October 7-11, 2002, Washington, D. C. 3. Lidar: range-resolved optical remote sensing of the atmosphere series, Springer series in optical sciences, vol. 102 / C. Weitkamp (Ed.). — New York: Springer, 2005. — 460 p. 4. Зуев В. Е. Дистанционное оптическое зондирование атмосферы / В. Е. Зуев, В. В. Зуев. - С-Пб.: Гидрометеиздат, 1992. — 232 с. 5. <http://ru.wikipedia.org/wiki/Лидар>. 6. http://www.spacestudy.ru/?a=page&item=dzz_methods

Підашов В.В.

ДО ПИТАННЯ ПРО МОЖЛИВІ НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ СИСТЕМ
АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПІДВІСОК ВІЙСЬКОВИХ ГУСЕНИЧНИХ
МАШИН

Розглянуті можливі напрямки розвитку активних підвісок військових гусеничних машин з системами активного регулювання на основі лідаровських систем сканування поверхні.

Pidashov V.V.

TO THE QUESTION ON POSSIBLE DIRECTIONS OF DEVELOPMENT OF SYSTEMS
OF AUTOMATIC REGULATION OF SUSPENSIONS OF MILITARY TRACK
VEHICLES

Possible directions of development of active suspensions of military track vehicles with the systems of the active adjusting on the basis of the LIDAR systems of scan-out of surface are considered.

УДК 623.4.012

Пісарєв В.П., Горбунов А.П.

МОЖЛИВОСТІ ПО КОМПОНОВЦІ НОВИХ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ, З ПРОГРЕСИВНОЮ ХАРАКТЕРИСТИКОЮ, В МЕЖАХ ІСНУЮЧОГО КОНСТРУКТИВНОГО РІШЕННЯ БТР-60

Постановка проблеми. Світовий досвід застосування броньованої техніки обумовлює необхідність використання легких колісних броньованих машин (ЛБКМ) в якості так званого “броньованого носія персоналу”. Для даних машин важливим показником є рухливість та висока плавність ходу. Однією з систем, що має вплив на рухливість бронетранспортера є система підресорювання (СП). Ефективний та дієвий спосіб удосконалення СП, а як слідство покращення показників плавності ходу, полягає в застосуванні незалежної підвіски з прогресивною характеристикою [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій в яких започатковано розв’язування даної проблеми. Ходові частини ЛБКМ є найбільш консервативними стосовно модернізації. В більшості випадків при проектуванні та виробництві бронетранспортерів застосовують індивідуальні торсіонні, пружинні або ресорні підвіски з гідравлічними амортизаторами. Це є слідством використання для виготовлення спецтехніки базового шасі зразків автомобільної техніки, які добре себе проявили. У випадку використання ЛБКМ як експедиційної машини, або при створенні будь якого нового зразка броньованої машини, ведучі виробники все частіше застосовують гідропневматичну (пневматичну) підвіску, яка на відміну від звичайної має прогресивні пружні характеристики (експедиційний танк компанії TCM; французький основний бойовий танк AMX-56 “Леклерк”; основний бойовий танк Японії “Тип-90”; сучасні легкоброньовані колісні машини такі, як AMX-10RC та VEXTRA (Франція), PIRANHA (Швейцарія); експериментальні зразки були розроблені в США, ФРГ, СРСР, Україні) [2].

Постановка завдання. Ціллю статті є розгляд варіанту модернізації ходової частини БТР-60 шляхом застосування гідропневматичної ресори (ГПР), нової конструкції, з кульково-гвинтовим передаточним механізмом.

Виклад основного матеріалу. Встановлення відомих на даний час гідропневматичних пружних елементів в місце, яке звільняється після видалення амортизаторів в БТР-60, потребує змін в конструкції броньованого корпусу, що тягне за собою втручання в десантний відсік, проблеми з герметизацією та зміну геометрії направляючих пристроїв СП. Виходом є застосування горизонтально розміщеної ГПР з кульково-гвинтовим передаточним механізмом (КГМ) [3].

Схема запропонованої конструкції наведена на рис. 3. Принцип дії ГПР полягає у зворотньо-поступальному переміщенні поршня-гвинта 6 у циліндрі-гайці 5 завдяки КГМ при повороті важеля 1 підвіски, при цьому відбувається стиснення газу 13 у балоні 11 через гідравлічну рідину 9, яка тисне на діафрагму 12. На шляху перетікання гідравлічної рідини з циліндра-гайки в балон встановлено пропускні клапани 10, котрі забезпечують непружний гідравлічний опір.

При повороті важеля 1 у гору повертається шліцьований вал 4, який повертає поршень-гвинт 6 у циліндрі-гайці 5. У цьому випадку поршень-гвинт 6 рухається по осі в напрямку газового балона 11, примушуючи рідину 9 тиснути на діафрагму 12 і через неї на робочий газ 13. Робочий газ виконує функції пружного елемента підвіски, а кла-

пани 10 з дроселюючими отворами забезпечують гасіння коливань машини. Гасіння коливань додатково забезпечується силами тертя у шліцьовому з'єднанні.

Для реалізації розглянутої схеми гідропневматичної ресори на серійному зразку БТР-60 є вільний об'єм $750 \times 140 \times 140$ мм. 750 мм мінімальна відстань між кронштейнами кріплення нижнього балансира 1-го – 2-го та 3-го – 4-го коліс, та 140×140 мм розміри ніш в нижній частині корпусу машини (рис. 1.) Бажано мати такі розміри гідропневматичної ресори при яких би вона помістилася в зазначеному об'ємі.

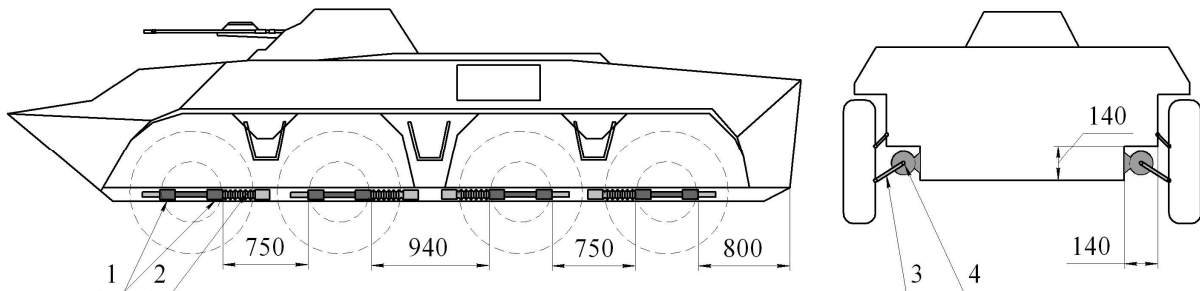


Рисунок 1 - Підвіска серійного БТР 60:

1 – кронштейни кріплення нижнього важеля; 2 – торсіон; 3 – нижній важіль; 4 – вісь торсіонів.

Для визначення чисельних значень параметрів ГПР приймемо за основу алгоритм проектування викладений в роботі [4], та розрахункові схеми на рис. 2, рис.3.

Приймемо: $K_d = 3$ – коефіцієнт динамічності (вибрано з рекомендованого діапазону $K_d = 1 \dots 3$, якому відповідає максимально допустимий тиск газу в пневмокамері $p_m = 30 \dots 45$ МПа); $\chi = 1,25$ – показник політропи стискання газу; $R_b = 39$ см – довжина нижнього важеля; $h_{kl} = 47,5$ см – дорожній просвіт (кліренс); $P_{kc} = 9720$ Н – статичне навантаження на колесах;

Виходячи з запропонованої конструкції гідропневматичної ресори з кулько-гвинтовим передаточним механізмом діаметр контакту кульок проходить по внутрішньому діаметру гідроциліндра-гайки.

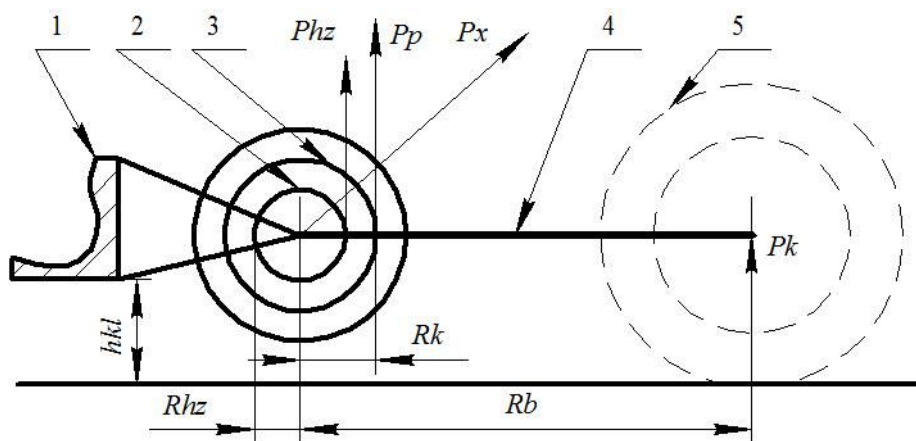


Рисунок 2 - Розрахункова схема підвіски з гідропневматичною ресорою:

1. Корпус машини; 2 – шліцьове з'єднання; 3 – кулько-гвинтове з'єднання; 4 – нижній важіль; 5 – колесо.

P_x – осьова сила у кулько-гвинтовому з'єднанні; P_{hz} – колове зусилля, що діє у шліцьовому з'єднанні; P_p – колова сила у кулько-гвинтовому з'єднанні; P_k – наванта-

ження на колесо; R_{hz} – радіус шліцьового з’єднання; R_b – радіус важеля; R_k – радіус поверхні контакту кульок в кулько-гвинтовому з’єднанні; h_{kl} – кліренс.

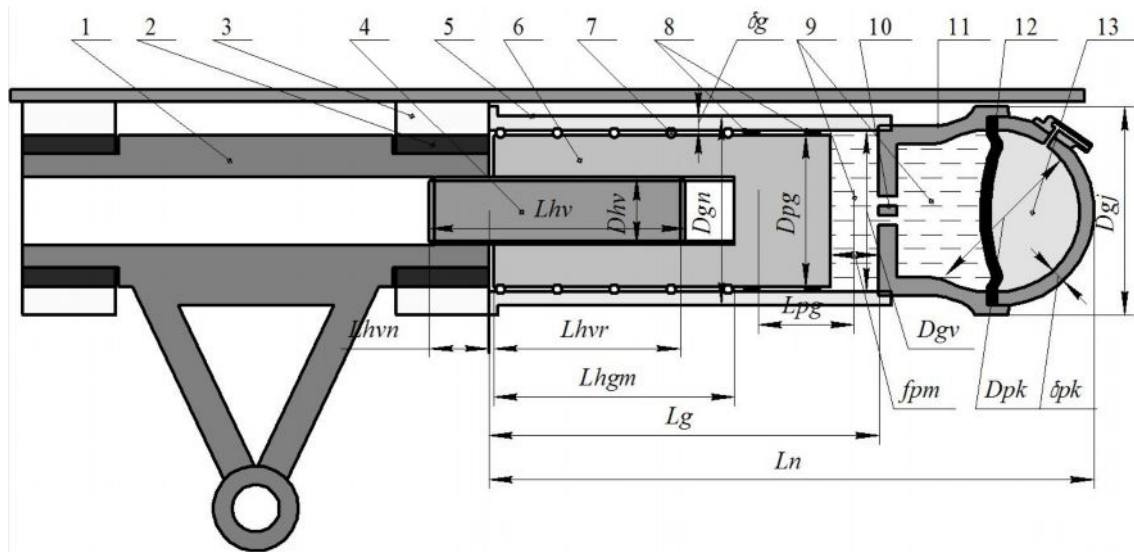


Рисунок 3 - Розрахункова схема гідропневматичної ресори:

1. Нижній важіль підвіски; 2. Підшипник ковзання; 3. Кронштейн кріплення нижнього важеля та ГПР; 4. Шліцьований вал; 5. Гідроциліндр-гайка кулько-гвинтового механізму; 6. Поршень-гвинт кулько-гвинтового механізму; 7. Кулька; 8. Ущільнення; 9. Рідина; 10. Дроселюючі отвори; 11. Пневмобалон; 12. Діафрагма; 13 Газ.

L_{hv} – довжина шліцьованого валу; δ_g – товщина стінки гідроциліндра-гайки; D_{hv} – діаметр шліцьованого вала; D_{gn} – зовнішній діаметр гідроциліндра-гайки; D_{gv} – внутрішній діаметр гідроциліндра-гайки; D_{gj} – діаметр ГПР максимальний; D_{pg} – діаметр поршня-гвинта; L_{pg} – довжина зони поршня гвинта з ущільненням; L_{hgm} – довжина кулько-гвинтового з’єднання; L_g – довжина гідроциліндра-гайки; L_n – довжина ГПР максимальна; δ_{pk} – товщина стінки пневмобалона; D_{pk} – діаметр пневмобалона; f_{pm} – максимальний хід поршня-гвинта; L_{hvr} – довжина рухомого шліцьового з’єднання; L_{hvn} – довжина нерухомого шліцьового з’єднання.

Згідно з “ГОСТ 25329-82” [5] приймаємо найближчий типорозмір КГМ з номінальним діаметром $D_k = 10$ см (радіус поверхні контакту кульок становитиме $R_k = 5$ см); діаметр кульки $d_h = 1$ см; кут підйому гвинтової лінії $\alpha = 45^\circ$ (0,785рад); кут передачі контактної сили $\beta = 45^\circ$ (0,785рад); діаметр поршня-гвинта D_{pg} та внутрішній діаметр циліндра-гайки D_{gv} також приймаємо рівним 10 см.

Шліцьове з’єднання приймаємо за “ГОСТ 1139-80” [5], з середнім радіусом $R_{hz} = 7,7$ см, висотою зубця $h = 0,5$ см та числом зубців $z = 16$.

Величини динамічного f_{kd} , статичного f_{kc} та максимального f_{km} ходів колеса знаходимо за формулами: $f_{kd} = 0,6 \cdot h_{kl} = 28,5$ см; $f_{kc} = 0,25 \cdot f_{kd} = 7,1$ см; $f_{km} = f_{kd} + f_{kc} = 35,6$ см. Передаточне число від колеса до кулько-гвинтового з’єднання $U_{kp} = R_b / R_k = 7,8$. Передаточне число кулько-гвинтового з’єднання $U_z = \tan(\alpha \pm \rho) = 1 \pm 0,005$; де: ρ – приведений кут тертя $\rho = \alpha \tan(f_k / 0,5 \cdot d_h \cdot \sin \beta) = 0,003$ рад, $f_k = 0,01$ – коефіцієнт тертя качання [5].

Максимальне зусилля на опорному колесі $P_{km} = P_{kc} \cdot K_d = 29160$ Н. Динамічний

хід поршня-гвинта $f_{pd} = f_{kd} / U_{kp} \cdot U_z = 3,68 \text{ см}$. Максимальний хід поршня-гвинта $f_{pm} = f_{km} / U_{kp} = 4,6 \text{ см}$. Максимальний тиск газу за умови прийнятого діаметра поршня-гвинта $D_{pg} = 10 \text{ см}$, $p_m = 0,01 \cdot P_{km} \cdot U_{kp} / F_{pg} = 28,94 \text{ МПа}$. Мінімальний об'єм газу в пневмокамері з умови вибраного $K_d = 3$, $V_{\min} = f_{pd} \cdot F_{pg} / \sqrt[3]{K_d} - 1 = 193 \text{ см}^3$. Повний об'єм газу в пневмокамері $V_m = V_{\min} + f_{pm} \cdot F_{pg} = 551 \text{ см}^3$. Діаметр кулі пневмобалона необхідний для заповнення максимальним об'ємом газу $D_{pk} = \sqrt[3]{6 \cdot V_m / \pi} = 10 \text{ см}$.

$$\text{Товщина стінки гідроциліндра-гайки } \delta_g = \frac{D_{gv} \cdot (\sqrt{\sigma_s / \sigma_s - 1,73 \cdot \gamma \cdot p_m})}{2} = 0,66 \text{ см},$$

пневмокамери $\delta_{pk} = \frac{p_m \cdot R_{pk} \cdot \gamma}{2 \cdot \sigma_s} = 0,32 \text{ см}$, (матеріал сталь 40, для якої $\sigma_s = 340 \text{ МПа}$, а коефіцієнт запасу $\gamma = 1,5$) [6]. По "ГОСТ 9941 – 81" [5] для сталевих безшовних труб вибираємо трубу з зовнішнім діаметром 120 мм та товщиною стінки 12 мм. Після шліфування внутрішнього діаметру під поршень-гвинт товщина стінок, для гідроциліндра-гайки складатиме $\delta_g = 10 \text{ мм}$, товщину стінок пневмобалона приймаємо рівною $\delta_{pk} = 0,5 \text{ см}$.

Зовнішні діаметри гідроциліндра-гайки $D_{gn} = D_{gv} + 2 \cdot \delta_g = 12 \text{ см}$ та пневмокамери $D_{pk} = D_{pd} + 2 \cdot \delta_{pk} = 11 \text{ см}$.

Довжина кулько-гвинтового механізму L_{hgm} , за умови прийняття одного витка різьби становитиме $L_{hgm} = \tan \alpha \cdot \pi \cdot D_k = 31,4 \text{ см}$. З урахуванням того, що хід гвинта КГП малий (44 мм) та його робота полягає в коротких переміщеннях в протилежних напрямках (рух колеса по нерівності) застосовуємо передачу з малим ходом гвинта без обвідних каналів. Для чого необхідно збільшити гайку та гвинт на стільки, щоб в крайніх положеннях гвинта кульки не випадали з гайки. Даній конструкції притаманні властивості високої плавності ходу [7]. З урахуванням зазначеного довжина кулько-гвинтового механізму становитиме $L_{hgm} = L_{hgm} + f_{pm} = 36 \text{ см}$, довжина гідроциліндра-гайки L_g , яка забезпечить повний хід поршня $L_g = L_{pg} + f_{pm} + L_{hgm} + l_k + l_p + l_f = 58 \text{ см}$, де L_{pg} – довжина поршня (приймаємо рівною його діаметру $L_{pg} = D_{pg}$); $l_k = 2,4 \text{ см}$ – різьбова частина під гайку для утримання гвинта КГМ; $l_p = 2,6 \text{ см}$ – різьбова частина для кріплення пневмобалона; $l_f = 2,4 \text{ см}$ – проточка для виходу різця, при нарізанні канавок під кульки КГМ. Номінальний розмір L_n гідропневматичної ресори, враховуючи товщину мембрани $l_m = 0,5 \text{ см}$, становитиме $L_n = L_g + D_{pb} + \delta_{pk} + l_m + l_k = 69 \text{ см}$.

Граничне навантаження на одну кульку $|p_d|$ за допустимого рівня пластичної деформації при контактних напруженнях $\sigma = 2450 - 2950 \text{ МПа}$ [8], $|p_d| = 20 \cdot d_h^2 = 2000 \text{ Н}$ (діаметр кульки в мм).

Колова P_p сила, що діє по діаметру контакту кульок $P_p = P_{km} \cdot U_{kp} = 227448 \text{ Н}$,

$$\text{осьова сила } P_x = \frac{P_p}{\tan(\alpha \pm a \tan(f_k / \cos \beta))} = 221283 \dots 234157 \text{ Н} \text{ (у формулі для } P_x \text{ знак "+"}$$

відноситься до прямого ходу поршня-гвинта, коли відносні положення колеса і корпусу машини зменшуються, а знак "–" до зворотного ходу поршня-гвинта). Для подальших розрахунків беремо більшу величину P_x .

Кількість робочих кульок в одному витку різьби КГЗ

$$Z_h = \frac{\pi}{a \sin[(d_h/D_k) \cdot \cos \alpha]} = 44 \text{ мм. [9]}$$

Зусилля p , що сприймає кожна кулька становитиме $p = \frac{P_x \cdot \zeta}{Z_h \cdot \cos \beta} = 8459 \text{ Н}$ де $\zeta =$

1,2 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на кульку. Кількість заходів n_r різьби необхідна для забезпечення міцності КГЗ за умови допустимого навантаження на кульку $n_r = \frac{P}{|p_d|} = 4,23$. Приймаємо 6 заходів.

Максимальне зусилля P_{hz} , що діє по середньому діаметру шліцьового з'єднання $P_{hz} = \frac{P_{dm} \cdot R_b}{R_{hz}} = 295387 \text{ Н}$. Мінімальні довжини шліцьових з'єднань, які забезпечать їх

працездатність $L_{hvr} = \frac{0,01 \cdot P_{hz}}{G_{rz} \cdot h_z \cdot z \cdot \xi} = 25 \text{ см}$, $L_{hvn} = \frac{0,01 \cdot P_{hz}}{G_{rz} \cdot h_z \cdot z \cdot \xi} = 5 \text{ см}$ (допустимі зусилля

зминання для рухомого з'єднання $|G_{rz}| = 20 \text{ МПа}$, а для нерухомого $|G_{nz}| = 100 \text{ МПа}$; $\xi = 0,75$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за зубці [10]).

Загальна довжина шліцьового валу $L_{hv} = L_{hgm} + (L_{hvr} + f_{pm}) = 35 \text{ см}$.

За отриманими геометричними параметрами можна зробити висновок, що в першому приближенні розмістити ресору в межах вільного простору вдається. Сконструйована таким чином ГПР має довжину 700 мм в зборі з пневмобалоном та 120 мм в діаметрі (максимальна величина по циліндру-гайці) і вписується в вільний об'єм.

Висновки і перспективи подальших розробок у даному напрямку. Запропонований варіант модернізації легких броньованих колісних машин, аналогічних за параметрами з БТР-60, способом встановлення горизонтально розміщеної гідропневматичної ресори з кулько-гвинтовим передаточним механізмом, дозволяє здійснити перехід до підвісок з прогресивними характеристиками в межах існуючого (традиційного) конструктивного рішення з торсійною підвіскою.

Література: 1. Медведков В.И. и др. Теория, конструкция и расчет боевых колесных машин: Учебник. – М.: Издание академии БТВ, 1976. – С. 336 – 344. 2. Рябинкин Н.И. Современная бронетанковая техника. Справочное пособие. Минск “Элайда”, 1998. 222с. 3. Писарев В.П. (SU), Станчев С.Д. (BG). Гидропневматическая подвеска. Авторское свидетельство СССР № 921891, кл. В 60 G 15/06, 23.04.82. 4. Писарев В.П. Проектирование ходовых систем быстроходных гусеничных машин. Харьков, НТУ “ХПИ”, 2002, 217с. 5. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н.Жестковой. - М.: Машиностроение, 2001. 6. Писаренко Г.С. и др. Соппротивление материалов. Издание 5 – е переработанное. Киев “Вища школа” 1986. 775с. 7. Левит Г.А. Передачи винт-гайка качения (шариковые). Станки и инструмент №4, 1963 С.3–7. 8. Левит Г.А. Расчет передач винт-гайка качения (шариковых). Станки и инструмент №5, 1963 С.8–15. 9. Цимбалін В.Б. Шасі автомобіля. Атлас конструкцій М. Машиностроение, 1977. С.40-41. 10. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. Львів Афша 2003 С.141–148.

Писарев В.П., Горбунов А.П.

ВОЗМОЖНОСТИ ПО КОМПОНОВКЕ НОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ, С ПРОГРЕССИВНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ, В РАМКАХ СУЩЕСТВУЮЩЕГО КОНСТРУКТИВНОГО РЕШЕНИЯ БТР – 60.

Рассматриваются возможности модернизации ходовой части БТР – 60 мето-

дом замены торсионного упругого элемента новым, гидропневматическим.

Pisarev V.P., Gorbunov A.P.

POSSIBILITIES ON CONFIGURATION OF NEW CONSTRUCTIONAL ELEMENTS OF
A SUSPENSION WITHIN THE LIMITS OF THE EXISTING CONSTRUCTIVE DECISION
AN ARMORED TROOP-CARRIER BTR-60.

Possibilities of modernisation the a running gear an armoured troop-carrier BTR-60
by use of a new hydropneumatic springy element are considered.

УДК 629.017

Подригало М.А., Клец Д.М., Мостовая А.Н., Назарько О.А.

ДИНАМИКА РАЗГОНА И КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Введение

Определению коэффициента полезного действия (КПД) автомобиля посвящено значительное количество научных исследований. Проблема его определения связана с понятием полезной работы, но затраченная энергия на движение автомобиля известна. Понятие полезной работы относительно и определяется целью, поставленной при решении той или иной задачи, оценкой эффективности работы автомобиля или его квалитетом.

Квалитетными показателями легковых автомобилей являются показатели, характеризующие их динамические свойства. В настоящей статье предложены определения полезной работы и КПД легкового автомобиля на основе оценки его динамичности.

Анализ последних достижений и публикаций

Определению КПД автомобиля посвящено значительное количество публикаций [1] – [7] и [10] – [19]. Споры, вызванные этой проблемой, связаны с определением полезной работы, поскольку цикловой КПД машины или механизма [20] определяется как

$$\eta = \frac{A_{\text{пол}}}{W_{\text{затр}}}, \quad (1)$$

где: $A_{\text{пол}}$ - полезная работа, выполняемая машиной или механизмом за цикл;

$W_{\text{затр}}$ - затраченная за цикл энергия.

Если для технологических машин полезная работа очевидна, то для автомобиля однозначного решения нет. В работах [3], [12], [19] под полезной работой понимается работа преодоления сил сопротивления движению при перемещении только груза (или пассажиров) автомобиля на требуемое расстояние. Такой подход стимулирует снижение аэродинамического сопротивления движению и собственного веса автомобиля (коэффициента тары). В работах [12], [19] предлагается определить КПД через коэффициент потерь энергии

$$\xi = 1 - \eta = \frac{W_{\text{затр}} - A_{\text{пол}}}{W_{\text{затр}}} = \frac{W_{\text{пот}}}{W_{\text{затр}}}, \quad (2)$$

где: $W_{\text{затр}}$ - потери энергии, вызванные непроизводительными (с точки зрения исследователя) затратами мощности двигателя за цикл работы машины.

С точки зрения улучшения конструкции и решения задач, которые ставят перед собой исследователи и конструкторы автомобилей, коэффициент потерь ξ характеризует потери энергии, которых можно избежать или которые можно уменьшить [12], [19]. Таким образом, КПД является квалитетическим показателем автомобиля и является инструментом для улучшения его эксплуатационных свойств.

Для легковых автомобилей (в том числе гоночных и спортивных) транспортная работа по перемещению пассажиров не является показателем их эффективности.

Динамические свойства относятся к наиболее важной группе свойств, определяющих технический уровень легковых автомобилей.

Цель и постановка задач исследования

Целью исследования является определение понятий полезной работы и КПД легкового автомобиля с позиций оценки его динамичности. Для достижения указанной цели нужно определить понятия полезных мощности и работы автомобиля при разгоне, а затем – мгновенный и цикловой КПД.

Определение понятий полезных мощности и работы легкового автомобиля при разгоне

В работе [21] определена величина запаса удельной мощности двигателя, идущая на разгон

$$\eta_{tr}^{общ} \Delta N_{y\partial} = V_a \cdot \dot{V}_a, \quad (3)$$

где: $\eta_{tr}^{общ}$ - общий КПД трансмиссии автомобиля при разгоне [12], [19]

$$\eta_{tr}^{общ} = \eta_{tr}^{стат} \cdot \eta_{tr}^{дин} \cdot \eta_{tr}^{кин}, \quad (4)$$

$\eta_{tr}^{ст}$ – статический КПД трансмиссии автомобиля, учитывающий потери на трение;

$\eta_{tr}^{кин}$ – кинематический КПД трансмиссии, учитывающий потери мощности на перемешивание масла в картерах агрегатов;

$\eta_{tr}^{дин}$ – динамический КПД трансмиссии, учитывающий потери мощности на разгон вращающихся масс двигателя и трансмиссии [12], [19]

$$\eta_{tr}^{дин} = \frac{1}{\delta}, \quad (5)$$

δ – коэффициент учета вращающихся масс двигателя и трансмиссии;

$\Delta N_{y\partial}$ – запас удельной мощности двигателя, расходуемый на разгон автомобиля;

$$\Delta N_{y\partial} = \frac{\Delta N_e}{m_a}, \quad (6)$$

ΔN_e – запас мощности двигателя, идущий на разгон;

m_a – общая масса автомобиля;

$V_a; \dot{V}_a$ – текущие значения скорости и ускорения автомобиля.

Поскольку запас мощности двигателя расходуется только на разгон автомобиля, то мощность ΔN_e следует считать полезной мощностью

$$N_{пол} = m_a \cdot V_a \cdot \dot{V}_a. \quad (7)$$

Если реальный автомобиль разгоняется до максимальной скорости V_{max} за время t_p , то полезная работа может быть определена как

$$A_{пол} = \int_0^{t_p} N_{пол} dt = m_a \int_0^{t_p} V_a \cdot \dot{V}_a dt = m_a \int_0^{V_{max}} V_a dV_a = m_a \cdot (V_{max})^2, \quad (8)$$

т.е. она равна накопленной автомобилем кинетической энергии.

Определение мгновенного КПД автомобиля

Мгновенный КПД равен отношению полезной мощности к мощности двигателя, затраченной на разгон [20]

$$\eta_{авт}^{мгн} = \frac{N_{пол}}{N_{затр}}, \quad (9)$$

где: $N_{затр}$ – мощность двигателя, затрачиваемая на разгон.

Учитывается, что $N_{затр}$ равна мощности N_e , развиваемой двигателем и, подставляя (7) в (9), получим

$$\eta_{авт}^{мгн} = \frac{m_a \cdot V_a \cdot \dot{V}_a}{N_e} = \frac{V_a \cdot \dot{V}_a}{N_{ydt}}, \quad (10)$$

где: N_{ydt} – удельная мощность двигателя, развиваемая в рассматриваемый момент времени, $N_{ydt} = \frac{N_e}{m_a}$

Если правую часть (10) умножить и разделить на максимальную мощность двигателя $N_{e max}$, то получим

$$\eta_{авт}^{мгн} = \frac{m_a \cdot V_a \cdot \dot{V}_a}{N_e} \cdot \frac{N_{e max}}{N_{e max}} = \frac{m \cdot V_a \cdot \dot{V}_a}{N_{e max}} \cdot \frac{N_{e max}}{N_e} = \frac{V_a \cdot \dot{V}_a}{N_{ydt} \cdot K_N}, \quad (11)$$

где: K_N – коэффициент использования мощности двигателя, $K_N = \frac{N_e}{N_{e max}}$.

Из выражения (11) видно, что чем выше удельная мощность двигателя и величина K_N , тем ниже значение мгновенного КПД автомобиля при прочих равных усло-

виях.

Умножив левую и правую часть (11) на произведение $\eta_{mp}^{общ} \cdot K_N$, получим в левой части коэффициент K_{η} , характеризующий не только КПД, но и использование мощности двигателя.

$$K_{\eta} = \eta_{авт}^{мгн} \cdot K_N = \frac{V_a \cdot \dot{V}_a}{N_{y\partial}}. \quad (12)$$

Величина K_{η} является случайной, определяемой произведением двух случайных величин $V_a \cdot \dot{V}_a$. Ранее экспериментально нами был установлен усеченный нормальный закон распределения указанных величин $V_a \cdot \dot{V}_a$

$$f[(V_a \cdot \dot{V}_a)] = \frac{490}{8,98\sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{[(V_a \cdot \dot{V}_a) - 6,84]^2}{2 \cdot 8,98^2} \right\}. \quad (13)$$

Математическое ожидание величины $V_a \cdot \dot{V}_a$ составляет $6,84 \text{ м}^2/\text{с}^3$, а среднее квадратическое отклонение $8,98 \text{ м}^2/\text{с}^3$. Размах значений величины – от $25 \text{ м}^2/\text{с}^3$ до $30 \text{ м}^2/\text{с}^3$.

Для определения закона распределения величины K_{η} достаточно в выражении (13) значения $V_a \cdot \dot{V}_a$ математического ожидания этой величины и среднего квадратического отклонения разделить на $N_{y\partial}$. В этом случае получим

$$f(K_{\eta}) = \frac{490}{8,98 \cdot N_{y\partial} \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \exp \left\{ -\frac{[(V_a \dot{V}_a) - 6,84]^2}{2 \cdot 8,98^2} \right\}. \quad (14)$$

График функции (14) будет иметь такой же вид, как и график функции (13), но будет иметь другой масштаб, т.е.

$$f(K_{\eta}) = N_{y\partial} \cdot f[(V_a \dot{V}_a)]. \quad (15)$$

На рис. 1 представлен график функции (14).

Определение циклового КПД автомобиля

Затраченная двигателем энергия может быть определена как

$$W_{затр} = \int_0^{tp} N_e dt. \quad (16)$$

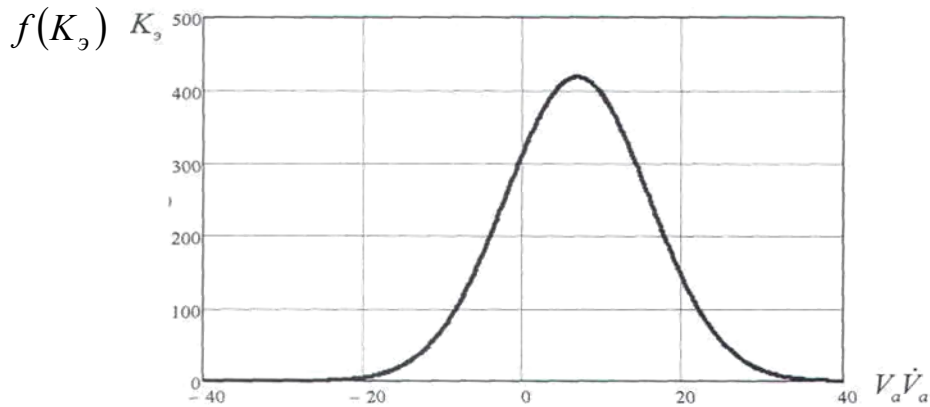


Рисунок 1 - График зависимости $f(K_3)$ от произведения $V_a \cdot \dot{V}_a$

Заменяем уравнение баланса мощностей

$$N_e \cdot \eta_{mp}^{кин} \eta_{mp}^{стат} = m_a g \psi \cdot V_a + kF \cdot V_a^3 + \delta \cdot m_a V_a \dot{V}_a. \quad (17)$$

где: g – ускорение свободного падения, $g = 9.81 \frac{м}{с^2}$;

ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления;

kF – фактор сопротивления воздуха (k – коэффициент сопротивления воздуха, а величина « F » – мидель).

Из выражения (17) определим

$$N_e = \frac{1}{\eta_{mp}^{стат} \eta_{mp}^{кин}} (m_a g \psi V_a + kF V_a^3) + \frac{m_a V_a \dot{V}_a}{\eta_{mp}^{общ}}. \quad (18)$$

Подставляя (18) в (16) получим

$$W_{затр} = \frac{1}{\eta_{mp}^{стат} \eta_{mp}^{кин}} \left(m_a g \psi \int_0^{t_p} V_a dt + kF \int_0^{t_p} V_a^3 dt \right) + \frac{m_a}{\eta_{mp}^{общ}} \int_0^{t_p} V_a \dot{V}_a dt, \quad (19)$$

где: t_p – время разгона автомобиля до максимальной скорости V_{max} .

В выражении (19) определим интеграл

$$\int_0^{t_p} V_a \cdot dt = S_p. \quad (20)$$

где: S_p – путь разгона автомобиля до максимальной скорости.

В выражении (19) также

$$\int_0^{t_p} \dot{V}_a V_a dt = \int_0^{t_p} \frac{\dot{V}_a V_a}{dV_a / dt} dV_a = \int_0^{V_{max}} V_a dV_a = \frac{V_{max}^2}{2}. \quad (21)$$

Таким образом, получим

$$W_{затр} = \frac{m_a g \psi S_p}{\eta_{тр}^{стат} \eta_{тр}^{кин}} + \frac{m_a V_{\max}^2}{\partial \cdot \eta_{тр}^{общ}} + \frac{kF}{\eta_{тр}^{стат} \eta_{тр}^{кин}} \int_0^{tp} V_a^3 dt, \quad (22)$$

Интеграл в правой части уравнения (22) подлежит численному решению, поскольку аналитическое решение затруднено

Подставляя (22) и (8) в (1), получим после преобразования

$$\eta_{авт}^{цикл} = \frac{1}{\frac{2\eta_{тр}^{дин}}{V_{\max}^2} (g\psi S_p + \frac{kF}{m_a} \int_0^{tp} V_a^3 dt) + 1}. \quad (23)$$

Интегральное выражение в знаменателе (23) можно выразить следующим образом

$$\int_0^{tp} V_a^3 dt = \int_0^{V_{\max}} \frac{V_a^3 dV_a}{dV_a/dt} = \int_0^{V_{\max}} \frac{V_a^3}{\dot{V}_a} dV_a. \quad (24)$$

Из уравнения (17) определим $\dot{V}_a$

$$\dot{V}_a = \frac{N_{y\partial} \eta_{тр}^{общ}}{V_a} - g\psi \cdot \eta_{тр}^{дин} - \frac{kF}{m_a} \eta_{тр}^{дин} \cdot V_a^2. \quad (25)$$

Подставляя (24) в (23) с учетом (25), получим

$$\eta_{авт}^{цикл} = \left[\frac{2\eta_{тр}^{дин}}{V_{\max}^2} (g\psi S_p + \frac{kF}{m_a} \int_0^{V_{\max}} \frac{V_a^4 dV_a}{N_{y\partial} \cdot \eta_{тр}^{общ} - g\psi \eta_{тр}^{дин} V_a - \frac{kF}{m_a} \eta_{тр}^{дин} V_a^3}) + 1 \right]^{-1}. \quad (26)$$

На рис.2 приведены графики зависимости (26) для исследуемого автомобиля Ford Explorer.

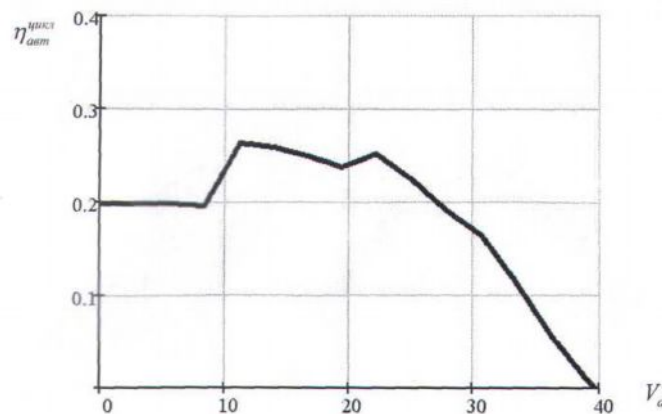


Рисунок 2 - Зависимость циклового КПД автомобиля от скорости его движения

Выводы

1. Полезной работой при движении легкового автомобиля в динамическом режиме (режиме движения с ускорением) следует считать работу двигателя, затраченную на его разгон.

2. Полученные аналитические выражения позволяют производить оценку динамических свойств легковых автомобилей по полезной работе, затраченной энергии, мгновенному и цикловому КПД. Эти выражения могут быть использованы при моделировании движения легковых автомобилей в городском цикле движения.

Литература: 1. Говорущенко Н. Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. – М. Транспорт, 1990. – 135 с. 2. Евсеев П.П. Энергетические показатели функционирования автомобиля на маршруте. Термины и "тернии". // Автомобильная промышленность. – 1999. – №2. – С. 15-17. 3. Евсеев П.П. И еще раз о КПД автомобиля. // Автомобильная промышленность. – 1999. – №3. – С. 20-21. 4. Евсеев П.П. Работа, производительность и КПД автомобиля с позиций физики, стандартизации и метрологии // Автомобильная промышленность. – 2003. – №4. – С. 7-10. 5. Евсеев П.П. Некоторые вопросы энергетики автомобиля. Сборник научно-технических разработок. – К.: ЗАТ «Випол», 2006. – 236 с. 6. Евсеев П.П. Эффективный КПД двигателя автомобиля. // Автомобильная промышленность. – 2006. – №4. – С. 12-14. 7. Евсеев П.П. Возможности аппаратного метода оценки работы автомобиля / П.П.Евсеев // Автомобильная промышленность. – 2007. – №1. – С. 27 – 30. 8. Карпенко В.А. Оценка потенциальных динамических характеристик автомобиля / В.А.Карпенко // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов ХГАДТУ. – 1998. – Вып.1. — С. 64-67. 9. Кривошапов С.И. Оценка автомобиля по коэффициенту полезного действия / С.И. Кривошапов // Вестник ХГАДТУ. – 1996. – Вып.4. – С. 12–15. 10. Лефаров А.Х. К вопросу о КПД колесного двигателя многоприводного автомобиля / А.Х. Лефаров, В.И. Кабанов // Автомобильная промышленность. – 1976. – №12. – С. 21-23. 11. Наркевич Э.И. К оценке эффективности использования энергии автомобилем / Э.И. Наркевич, А.А. Токарев // Автомобильная промышленность. – 1978 – №5. – С. 16-17. 12. Подригало М.А. Полезная работа и КПД автомобиля / М.А. Подригало, Н.М. Подригало // Автомобильная промышленность. – 2007. – №8. – С. 19-21. 13. Токарев А.А. Приемистость автомобиля / А.А. Токарев // Автомобильная промышленность. – 1979. – №5. – С. 11-15. 14. Токарев А.А. Выбор неадекватных конструктивных параметров автомобиля и его агрегатов с помощью КПД / А.А. Токарев // Автомобильная промышленность. – 2001. – №1. – С. 9-11. 15. Шмидт А.Г. Мощностные показатели двигателя на режиме разгона автомобиля / А.Г. Шмидт, П.Н. Новохатный, К.Ю. Сытин // Автомобильная промышленность. – 1977. – №7. – С. 8-10. 16. Подригало М.А. Мощность двигателя и КПД автомобиля при разгоне / М.А. Подригало, Н.М. Подригало, В.Л. Файст // Автомобильная промышленность. – 2008. – №8. – С. 12-16. 17. Файст В.Л. Мощность и КПД при разгоне автомобиля на уклоне / В.Л. Файст // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. Науковий журнал. – 2008. – №7 (25). Частина 2. – С. 8-10. 18. Динамика автомобиля / [Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с. 19. Квалиметрия, стандартизация и унификация тормозного управления колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Абрамов Д.В. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2007. – 446 с. 20. Крайнев А.Ф. Словарь – справочник по механизмам / А.Ф.Крайнев – [2-е изд.]. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с. 21. Подригало М.А. Новый подход к оценке тягового баланса автомобиля /М.А. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – 2009. – Вып. 18. – С. 50-54.

Подригало М.А., Клец Д.М., Мостова А.М., Назарько О.А.

ДИНАМІКА РОЗГОНУ ТА КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ ЛЕГКОВОГО
АВТОМОБІЛЯ

Аналітичні вирази, що були отримані, дозволяють проводити оцінку динамічних властивостей легкових автомобілів за корисною роботою, затрачуваною енергією, миттєвому та цикловому ККД. Ці вирази можуть бути досліджені при моделюванні руху легкових автомобілів в міському циклі руху.

Podrigalo M., Klets D., Mostovaya A, Nazarko O.

TRACK DYNAMIC OF THE RUNAWAY AND COEFFICIENT OF EFFICIENCY CAR

Got analytical expressions allow to produce the estimation dynamic characteristic cars on useful work, spent to energy, instant and cyclic coefficient of efficiency. These expressions can be explored at modeling of the moving the cars in town cycle of the motion.

УДК 629.017

Полянский А.С., Задорожная В.В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ СЕКЦИИ ТРАКТОРА С ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОЙ РАМОЙ ПРИ ОПРОКИДЫВАНИИ

Постановка проблемы. Основные эксплуатационные характеристики устойчивости движения и связанные с ними дорожно-транспортные происшествия определяют эффективность использования техники [1]. На устойчивость движения, как эксплуатационное свойство транспортного средства, влияют различные эксплуатационные факторы: скорость движения, состояние дорожного покрытия, продольные и поперечные уклоны полотна дороги, продольная база, колея колёс, координаты центра масс и другие.

В сельскохозяйственном производстве широко используются тракторы с шарнирно-сочлененной рамой (Т-150К и К-700) для выполнения технологических операций на полях, которые требуют от этих машин продольной, курсовой и поперечной устойчивости [2,3]. На примере трактора Т-150К с шарнирно-сочлененной рамой установлено, что более половины зарегистрированных дорожно-транспортных происшествий приводят к опрокидыванию трактора или машинно-тракторного агрегата [4]. Поэтому исследования устойчивости этих машин на поперечном уклоне с прицепными и навесными орудиями актуальны.

Анализ основных достижений и публикаций. Исследования [1] показывают, что травматизм в сельском хозяйстве и, в частности, количество случаев опрокидывания увеличивается при освоении новых моделей тракторов и внедрении их в эксплуатацию. Например, по тракторам типа Т-150К и К-700 количество зарегистрированных смертельных случаев, связанных с опрокидыванием тракторов, увеличилось почти в два раза при росте парка этих машин всего на 25%.

Вопросам опрокидывания посвящены работы [2,3,5]. Ряд авторов отмечают влияние на процесс опрокидывания критической скорости движения машины, конструктивных параметров трактора, почвенно-дорожных условий и др., но предложенное многообразие критериев и показателей для их оценки имеют низкую точность, усложняет решение практических задач, связанных с обеспечением безопасности движения колёсных машин.

В работе [6] показано, что потеря поперечной устойчивости и опрокидывание трактора характеризуется не только взаимодействием колёс с опорной поверхностью, но и взаимным расположением секций, энергетическим состоянием движущихся секций одной относительно другой, связанных вертикальным шарниром.

Разработанные методики оценки устойчивости [7] позволяют оценить влияние моментов лишь отдельных сил на опрокидывание, но судить о величине критического угла или о безопасном режиме движения трактора можно с большим приближением.

Формулировка целей статьи. Целью данной работы является разработка методики определения кинетической энергии движения секции до ограничительных упоров второй секции трактора с шарнирно-сочлененной рамой при опрокидывании.

Обзор существующих методов исследования движения трактора позволил сформулировать и решить следующие задачи исследований:

1. Определить силы, действующие на секции рамы при движении трактора на уклоне и описать процесс движения секции обладающей меньшей устойчивостью против опрокидывания в поперечной плоскости.

2. Разработать математическую модель для определения кинетической энергии движения секции до ограничительных упоров второй секции трактора с шарнирно-сочлененной рамой при опрокидывании.

Основной материал. Для машин с жесткой рамой параметрами устойчивости являются предельные углы статической устойчивости, при которых обеспечивается устойчивость как в продольном так и поперечном направлениях. Статическая устойчивость трактора с шарнирно-сочлененной рамой определяется минимальным углом склона β , на котором трактор теряет устойчивость при некотором угле складывания δ и угле поворота γ одной секции рамы относительно другой (рис. 1). Потеря устойчивости трактора с шарнирно-сочлененной рамой это сложный процесс движения, наиболее опасный для жизни оператора и требует дальнейших исследований.

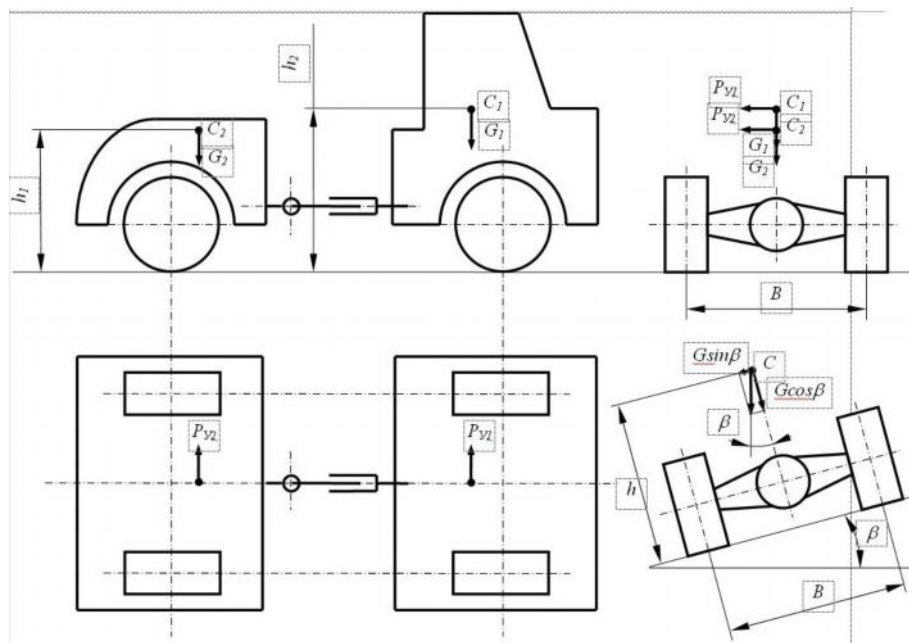


Рисунок 1 - Силы, действующие на трактор на поперечном уклоне

Критическим углом устойчивости следует считать угол уклона, соответствующий первому этапу потери устойчивости, т.е. отрыву одного из колёс трактора, поскольку при отрыве одного колёса ухудшается управляемость и работа на склоне становится невозможной. Ограничение статической устойчивости отрывом одного из ко-

лес снижает значение минимального угла склона β для трактора с шарнирно-сочлененной рамой по сравнению с машиной, имеющей жесткую раму, но при этом закладывается запас по опрокидыванию, который отсутствует при расчете параметров устойчивости машин с жесткой рамой.

С изменением угла складывания δ резко изменяется положение центра масс и нагрузка на колеса. Поэтому критическим углом устойчивости следует считать такой максимальный угол склона, на котором при любом маневрировании трактора, т.е. при любых углах складывания, сохраняется контакт всех его колес с грунтом.

Для получения зависимости, связывающей угол уклона β с углом поворота секции рамы в поперечной плоскости γ_{x1} , получено уравнение движения для секции, обладающей меньшей устойчивостью против опрокидывания в поперечной плоскости:

$$I_{x1} \frac{dw_{x1}}{dt} = m_1 \cdot g \cdot \sin(\beta_i + \gamma_{x1}) h_1 - m_1 \cdot g \cdot \cos(\beta_i + \gamma_{x1}) \cdot \frac{B}{2}, \quad (1)$$

где I_{x1} - момент инерции секции относительно продольной оси, проходящей через центр масс;

w_{x1} - угловая скорость секции в поперечной плоскости;

m_1 - масса секции;

g - ускорение свободного падения $g=9,81$ м/с²;

β_i - угол поперечного уклона пути;

γ_{x1} - угол поворота секции в поперечной плоскости;

h_1 - высота центра масс секции;

B - колея оси.

Преобразуем выражение (1) таким образом, чтобы выделить угол поворота секции γ_{x1} , получим:

$$\frac{d^2 \gamma_{x1}}{dt^2} = g \frac{h_1}{i_{x1}^2} \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \sin(\alpha - \beta - \gamma_{x1}),$$

$$\text{где } \alpha = \arcsin\left(\frac{\frac{gB}{2i_x^2}}{g \frac{h_1}{i_{x1}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}}}\right) = \arcsin \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4h_1^2}{B^2}}} = \arctg \cdot \frac{2h}{B}$$

$$\frac{d^2 \gamma_{x1}}{dt^2} = g \cdot \frac{h_1}{i_{[11]}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} [\cos \gamma_{x1} \cdot \sin(\alpha - \beta) - \sin \gamma_{x1} \cdot \cos(\alpha - \beta)]$$

$$\frac{d^2 \gamma_{x1}}{dt^2} = g \cdot \frac{h_1}{i_{[11]}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cos \gamma_{x1} \cdot \sin(\alpha - \beta) [1 - \tg \gamma_{x1} \cdot \ctg(\alpha - \beta)]$$

При малых углах поворотах секции $\tg \gamma_{x1} = \gamma_{x1}$

$$\frac{d^2 \gamma_{x1}}{dt^2} = g \cdot \frac{h_1}{i_{11}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \sin(\alpha - \beta) [1 - \gamma_x \cdot \operatorname{ctg}(\alpha - \beta)]$$

$$\frac{d^2 \gamma_{x1}}{dt^2} + g \cdot \frac{h_1}{i_{11}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cos(\alpha - \beta) \cdot \gamma_{x1} = g \cdot \frac{h_1}{i_{x1}^2} \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \sin(\alpha - \beta)$$

Получено неоднородное дифференциальное уравнение 2-го порядка, левая часть которого в общем виде описывает движение секции, а правая часть, частный случай – т.е. учитывает определенные параметры рассматриваемой секции. Совместное общее и частное решения этого уравнения позволяют определить время движения секции до ограничительных упоров второй.

Характеристическое уравнение будет иметь вид:

$$K^2 + g \frac{h_1}{i_{x1}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \cos(\alpha - \beta) = 0$$

$$K_{1,2} = \pm i \cdot g \frac{h_1}{i_{x1}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \cos(\alpha - \beta)$$

$$\ddot{\gamma}_{x1} = A \cdot \cos\left\{ \left[g \frac{h_1}{i_{x1}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \cos(\alpha - \beta) \right] \cdot t \right\} + B \cdot \sin\left\{ \left[g \frac{h_1}{i_{x1}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \cos(\alpha - \beta) \right] \cdot t \right\}$$

$$\gamma_{x10} = at^2 + bt + c$$

$$\gamma'_{x10} = 2at + b$$

$$\gamma''_{x10} = 2a$$

$$2a + g \frac{h_1}{i_{x1}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \cos(\alpha - \beta) \cdot (at^2 + bt + c) = g \frac{h_1}{i_{x1}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \sin(\alpha - \beta)$$

Решаем уравнение при условии: $2a = 0; a = 0; b = 0$.

$$2a + g \cdot c \frac{h_1}{i_{x1}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \cos(\alpha - \beta) = g \cdot \frac{h_1}{i_{x1}^2} \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \sin(\alpha - \beta)$$

$$c = \operatorname{tg}(\alpha - \beta)$$

$$\gamma_{x1} = A \cos\left\{ \left[g \frac{h_1}{i_{x1}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \cos(\alpha - \beta) \right] \cdot t \right\} + B \cdot \sin\left\{ \left[g \frac{h_1}{i_{x1}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \cos(\alpha - \beta) \right] \cdot t \right\} + \operatorname{tg}(\alpha - \beta)$$

Определяем значения коэффициентов А и В, при условии $t=0; \gamma_{x1}=0$, получим:

$$\gamma_{x1} = A + \operatorname{tg}(\alpha - \beta) = 0$$

$$A = -\operatorname{tg}(\alpha - \beta)$$

$$w_{x1} = \frac{d\gamma_{x1}}{dt} = A \cdot g \cdot \frac{h_1}{i_{x1}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cos(\alpha - \beta) \cdot \sin \left\{ g \frac{h_1}{i_{x1}^2} \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cos(\alpha - \beta) \right\} \\ + B \cdot g \frac{h_1}{i_1^2} \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cos(\alpha - \beta) \cdot \cos \left\{ g \frac{h_1}{i_1^2} \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cos(\alpha - \beta) \right\} \cdot t$$

При условии $t=0$ и $w_{x1}=0$ из уравнения

$$0 = B \cdot g \cdot \frac{h_1}{i_{x1}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cos(\alpha - \beta)$$

Коэффициент $B=0$.

Подставляя полученные A и B , получим значения коэффициентов:

$$\gamma_{x1} = tg(\beta - \alpha) \cdot \cos \left[g \cdot \frac{h_1}{i_{x1}^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cos(\beta - \alpha) \right]$$

очевидно, что при $\gamma_{x1} = \gamma_{чдnped}$ $t=t_1$, тогда

$$t_1 = \frac{i_{x1}^2}{gh_1} \left[\frac{\sec(\beta - \alpha)}{\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}}} \right] \cdot \arccos \left[\frac{\gamma_{x1}nped}{tg(\beta - \alpha)} \right]$$

$$t_1 = \frac{i_{x1}^2}{gh_1} \cdot \frac{\sec(\beta - \alpha)}{\sec \alpha} \cdot \arccos \left[\frac{\gamma_{x1}nped}{tg(\beta - \alpha)} \right]$$

Зная время движения первой секции до ограничительных упоров, можно определить угловую скорость секции

$$w_{x1}nped = g \cdot \frac{h_1}{i_{x1}^2} \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \sin(\alpha - \beta) \cdot \sin \left[g \frac{h_1}{i_{x1}^2} \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cos(\alpha - \beta) \right] t$$

$$w_{x1}nped = g \cdot \frac{h_1}{i_{x1}^2} \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \sin(\alpha - \beta) \cdot \sin \left[frc \cos \left[\frac{\gamma_{x1}nped}{tg(\beta - \alpha)} \right] \right]$$

$$w_{x1}nped = g \cdot \frac{h_1}{i_{x1}^2} \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \sin(\alpha - \beta) \cdot \sqrt{1 - \frac{\gamma_1^1 nped}{tg^2(\beta - \alpha)}}$$

$$w_{x1}nped = g \cdot \frac{h_1}{i_{x1}^2} \sqrt{1 + \frac{B^2}{4h_1^2}} \cdot \sqrt{1 - \frac{\gamma_1^1 nped}{tg^2(\beta - \alpha)}} \cdot \sin(\beta - \alpha)$$

Полученная зависимость для определения угловой скорости секции позволяет определить кинетическую энергию её вращения в поперечной плоскости:

$$W_{кин} = \frac{I_{l1} \cdot \omega_{x1}^2}{2} = \frac{m_1 \cdot g^2 \cdot h_1^2}{i_{x1}^2} \cdot \left(1 + \frac{B^2}{4h_1^2}\right) \cdot \left(1 - \frac{\gamma_{x1}^2 n_{пред}}{tg^2(\beta - \alpha)}\right) \cdot \sin^2(\beta - \alpha)$$

Далее, определяя величину подъёма центра масс трактора движущегося по уклону, энергетическим методом определим его динамическую устойчивость.

Выводы.

По результатам исследования сделаны следующие выводы:

1. Установлена связь дополнительного угла поворота горизонтального шарнира между секциями трактора с шарнирно-сочлененной рамой при движении на поперечном уклоне с параметрами его динамической устойчивости.
2. Полученные зависимости позволяют определить кинетическую энергию секции тракторов при опрокидывании.

Литература: 1. Дорошенко Н.А. Обоснование и разработка выбора методов параметров трактора типа Т-150К по показателям плавности хода и устойчивости на транспортных работах. Автореферат дис. канд. техн. наук: 05.05.03.- Харьков, 1990.- 24с. 2. Кірієнко М.М., Полянський О.С., Задорожня В.В., Климчук О.В. Вимоги до статистичних даних про дорожньо-транспортні випадки з тракторами // Вісник ХНТУСГ. Тракторна енергетика в рослинництві. Вип 60. 2007.- С. 101-105. 3. Теория и расчет трактора „Кировец” /Е.А. Шувалов, А.В.Бойков, Б.А. Добряков, М.Г. Пантюхин. Под общей редакцией А.В. Бойкова. – Л., Машиностроение, 1980.-208 с. 4. Методика сбора информации о дорожно-транспортных происшествиях, сопровождающихся опрокидыванием тракторов. –М.: 1982, с. 12. 5. Амельченко П.А., Ксенович И.П., Гуськов В.В., Якубович А.И. Колёсные тракторы для работы на склонах. – М.: Машиностроение, 1978. – 248 с. 6. Боклаг В.М. Анализ общей устойчивости шарнирно-сочленённых машин.: Автореф. дисс. канд. техн. наук. – Харьков, 1964, 22 с. 7. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.

Полянський О.С., Задорожня В.В.

ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ СЕКЦІЇ ТРАКТОРА С ШАРНІРНО-ЗЧЕПЛЕНОЮ РАМОЮ ПІД ЧАС ПЕРЕКИДАННЯ

Встановлений зв'язок додаткового кута повороту горизонтального шарніру між секціями трактора с шарнірно-зчепленою рамою під час руху на поперечному схилі з параметрами його динамічної стійкості. Одержані залежності дозволяють визначити кінетичну енергію секції тракторів під час перекидання

Polyansky A.S., Zadorozhna W.V.

DEFINING KINETIC ENERGY OF TRACTORS WITH ARTICULATED FRAME SECTIONS DURING OVERTURNING

Have been restored dependencies of dynamic stability effects of horizontal joint turn angle between sections of tractor with articulated frame working on cross slope. Findings allow defining of kinetic energy of tractors sections during overturning.

УДК 629.083

Полянский А.С., Назаров А.И.

УПРАВЛЕНИЕ ФАКТОРАМИ, ВЛИЯЮЩИМИ НА КАЧЕСТВО РЕМОНТА АВТОМОБИЛЕЙ

Введение

Под управлением качества понимается установление, обеспечение и поддержание необходимого уровня качества изделий при разработке, производстве и эксплуатации, осуществляемые путем систематического контроля качества и воздействия на условия и факторы, влияющие на их качество [1].

Таким образом, управление качеством осуществляется на всех стадиях создания и эксплуатации и на всех уровнях управления производством.

Отсюда следует, что для повышения качества капитально отремонтированного автомобиля необходимо объединение всех мероприятий в единую целевую систему, включающую комплекс производственных, технологических, экономических и кадровых мероприятий.

Мероприятия, предусмотренные системой технического обслуживания и ремонта дорожно-транспортных средств различных категорий [2], выполняются в основном через строго определенный пробег, т.е. в плановом порядке. Однако, при более широком внедрении методов и средств технического диагностирования появляется возможность выполнять работы не в строго отведенное время, а тогда, когда этого требует техническое состояние составных частей автомобилей. В этом случае в плановом порядке осуществляется только контроль за их состоянием, а сами работы выполняются при необходимости.

Анализ публикаций

Рассматривая основные направления (рис.1), которые содержит система управления качеством капитального ремонта автомобилей, можно отметить, что влияние различных факторов на качество ремонта в той или иной мере различное.



Рисунок 1 – Схема влияния факторов на качество ремонта автомобиля

Концентрация и специализация авторемонтного производства позволяют организовать ремонт автомобилей на современном уровне, улучшить технологические процессы контроля и сортировки деталей, внедрить и развить наиболее прогрессивные способы восстановления деталей, усовершенствовать сборку и испытание, а также контроль на всех стадиях ремонта. Кроме того, специализация ремонтного производства способствует улучшению организации материально-технического снабжения, упрощению технической документации и внедрению в практику и технологию ремонта автомобилей достижений науки и опыта автостроительных предприятий [3].

Высокое качество ремонта автомобилей не может быть достигнуто без должного контроля на всех стадиях технологического процесса. Важное место в организации контроля занимает техническое состояние ремонтного фонда, дефектация деталей по группам годности, операции по восстановлению деталей, включая механическую обработку, комплектование деталей, сборку, окраску и испытание готовых узлов, агрегатов и всего автомобиля в целом. На операциях контроля-сортировки деталей должны применяться предельный инструмент и дефектоскопия скрытых дефектов, при механической обработке – средства активного контроля размеров и выборочный контроль качества поверхностей (твердость, шероховатость). Контроль при комплектовании деталей должен предусматривать проверку подбора деталей по размеру, обеспечивающего требуемые посадки сопряжений, особенно деталей с допустимым износом, по весу (детали шатунно-поршневой группы), балансировку деталей вращения в соответствии с техническими условиями. Должна соблюдаться точность сборки узлов, агрегатов и автомобиля в целом и контролироваться все основные операции по взаимному расположению деталей во всех узлах и агрегатах и затяжки резьбовых креплений и т.д. Испытание собранных узлов и агрегатов на специальных стендах и строгое соблюдение технических условий на испытание должно быть обязательным условием обеспечения высокого качества. Измерительный инструмент, а также средства контроля различных параметров узлов и агрегатов должны подвергаться метрологической проверке [3].

Для снижения трудоемкости и себестоимости капитального ремонта и поднятия общей культуры производства необходимо полное внедрение механизации трудоемких работ, автоматизации и роботизации технологических процессов [4].

Огромное значение в повышении качества ремонта автомобилей имеет техническое состояние оборудования и технологической оснастки. Станочное оборудование и контрольные приспособления должны подвергаться периодической проверке на обеспечиваемую точность [3].

В системе управления качеством ремонта автомобилей должно быть отведено должное место повышению квалификации кадров и связи ремонтного предприятия с автотранспортными [3].

Большую роль в повышении качества ремонта автомобилей должны сыграть механические испытания материалов, структурный и химический анализы, контроль средств измерения и оборудования, проводимые отдельными специализированными сертификационными лабораториями [1].

Сведения о надежности отремонтированных автомобилей в эксплуатации, учет и анализ рекламаций по различным отказам и неисправностям способствуют выявлению узких мест с целью принятия должных мер по совершенствованию организации и технологии ремонта.

Цель и постановка задач исследования

Целью работы является повышение качества ремонта автомобилей за счет улучшения управления производственными, технологическими, экономическими и кадровыми факторами. Для достижения поставленной цели необходимо решить задачи

исследований, связанные с анализом показателей и методики оценки уровня качества ремонта; методов и способов технологии, применяемых в авторемонтном производстве; технико-экономических критериев выбора рационального способа восстановления деталей.

Анализ показателей и методики оценки уровня качества ремонта автомобилей

Высокое качество капитально отремонтированных автомобилей позволяет снизить затраты на техническое обслуживание и текущие ремонты, расход запасных частей и простои автомобилей при эксплуатации по причинам различных отказов.

Под качеством капитально отремонтированного автомобиля следует понимать совокупность свойств автомобиля, определяющих его пригодность для использования по назначению.

Автомобиль обладает большим числом различных свойств: надежностью, динамичностью, устойчивостью, экономичностью и т.д., определение количественных характеристик которых для оценки качества весьма сложное. Поэтому в зависимости от условий обычно выбираются основные, наиболее характерные показатели, которыми достаточно объективно можно оценить качество автомобиля. Качество автомобиля может быть оценено единичными, комплексными или интегральными показателями.

Единичный показатель качества оценивает только одно какое-либо свойство автомобиля. Комплексный показатель качества относится к нескольким свойствам. Интегральный показатель является комплексным и в соответствии с ДСТУ 2925-94 характеризует отношение суммарного полезного эффекта от эксплуатации автомобиля к суммарным затратам на его изготовление и эксплуатацию.

Оценка качества отремонтированного автомобиля может производиться сравнением показателей его качества с базовыми показателями, которыми могут быть соответствующие показатели нового автомобиля или автомобиля, отремонтированного на специализированном производстве.

Такая оценка позволяет судить об уровне качества автомобиля или его агрегата, под которым понимается характеристика качества, основанная на сравнении совокупности показателей их качества с соответствующей совокупностью базовых показателей.

Оценка уровня качества изделий может производиться следующими методами: дифференцированным, комплексным и смешанным. При дифференцированном методе оценки уровня качества автомобиля сравниваются единичные показатели с соответствующими показателями базовой модели. Данный метод позволяет выявить отдельные недостатки и принимать необходимые меры по их устранению.

Комплексным методом уровень качества оценивается с использованием обобщенного показателя, характеризующего совокупность свойств, по которой принято решение оценивать его качество.

При смешанном методе оценки уровня качества используются единичные и комплексные показатели качества. Обобщенный показатель в этом случае не используется.

Таким образом, сущность оценки уровня качества отремонтированного автомобиля заключается в выборе номенклатуры и установлении численных значений показателей качества, а также значений базовых и относительных показателей. При установлении численного значения обобщенного показателя необходимо учитывать количественную характеристику данного показателя среди других показателей, входящих в обобщенный показатель. При этом совокупность свойств, оцениваемая обобщенным показателем, может характеризоваться единичными и комплексными или только ком-

плексними, в том числі і інтегральними показателями якості. Вибір номенклатури показателів якості, в том числі і численних значень базових показателів, залежить від цілі оцінки рівня якості і повинен бути достаточним для цієї цілі. На різних рівнях управління якістю застосовуються різні обобщенні показателі.

Найбільш обобщеним показателем рівня якості нового автомобіля вважається показатель, визначений по [6]

$$k_{об} = \frac{Q}{C_u + C_э},$$

де Q - об'єм транспортної роботи, виконуваний новим автомобілем;

C_u - собівартість виготовлення автомобіля;

$C_э$ - собівартість експлуатації нового автомобіля.

Рівень якості капітально отремонтованного автомобіля або агрегата можна оцінити обобщеним показателем [6]

$$k'_{об} = \frac{Q'}{C_p + C'_э},$$

де Q' - об'єм транспортної роботи, виконуваний отремонтованим автомобілем;

C_p - собівартість ремонту автомобіля;

$C'_э$ - собівартість експлуатації отремонтованного автомобіля.

Рівень якості капітально отремонтованного автомобіля порівняно з рівнем якості нового автомобіля можна оцінити коефіцієнтом [6]

$$k_p = \frac{k'_{об}}{k_{об}} = \frac{Q' \cdot (C_u + C_э)}{Q \cdot (C_p + C'_э)}.$$

Откуда следует, что уровень качества отремонтованного автомобиля выражается безразмерной величиной, которая позволяет оценить качество ремонта его агрегатов и узлов, а также качество других автомобилей.

По данным [6] значение коэффициента уровня качества на передовых ремонтных предприятиях было доведено до $k_p = 0,8$.

Данная формула учитывает экономические и производственные факторы ремонта и не учитывает технологические и кадровые, оказывающие не маловажное влияние. Кроме того, изложенная методика не раскрывает того, как изменяется качество отремонтованного автомобиля во времени. Эти вопросы можно решить на основе значений основных закономерностей теории надежности.

Анализ методов технологии, применяемой в авторемонтном производстве

Восстановление деталей в авторемонтном производстве может вестись по тех-

нологическому процессу, разработанному на каждый дефект, на комплекс дефектов определенного сочетания и на группу однотипных деталей определенного класса [4].

При подефектной технологии [6] комплектование деталей осуществляется только по наименованию, без учета их однотипности и имеющихся дефектов. По этим причинам прохождение деталей по участкам и цехам усложняется, а продолжительность цикла восстановления значительно увеличивается. Следовательно, в таком случае применение специализированного производства не рационально. Подефектная технология рациональна для небольших ремонтных предприятий с единичным характером производства.

При маршрутной технологии [6] разрабатывается технологический процесс на устранение определенного сочетания дефектов и рациональную последовательность выполнения технологических операций при кратчайшем маршруте прохождения деталей. При этом возрастают значение и роль способа восстановления деталей, так как содержание маршрута определяется именно способом восстановления. Так как детали автомобилей имеют различные дефекты, которые устраняются различными способами, то и сочетание дефектов не может быть охвачено одним технологическим процессом. Очевидно, что для каждого сочетания дефектов (маршрута) необходим свой технологический процесс. Таким образом, в отличие от подефектной технологии последовательность операций в маршрутной технологии является единой для всего единого маршрута. Маршруты восстановления и их нумерация устанавливаются на участке контроля и сортировки деталей. Количество маршрутов для деталей данного наименования должно быть минимальным, в пределах двух-трех и не более пяти для сложных корпусных деталей []. Большое количество маршрутов усложняет планирование производства, технологическую документацию и т.д. Поэтому применение маршрутной технологии целесообразно при централизованном восстановлении деталей и для крупных специализированных производств.

При групповой технологии восстановления деталей технологический процесс разрабатывается для групп деталей, устранение дефектов которых производится одними и теми же способами с последующей механической обработкой, проводимой на однотипном оборудовании. В качестве эталона деталей данной группы, для которой разрабатывается технологический процесс, выбирается наиболее характерная деталь, структурные характеристики и дефекты которой наиболее полно отражают эту совокупность у всех других деталей этой группы.

Групповая технология основывается на классификации деталей, учитывающей геометрическую форму, материал и термообработку деталей, износы и другие дефекты различных поверхностей деталей, условия их работы и др. Все это сокращает номенклатуру и количество необходимой оснастки и снижает трудовые затраты за счет сокращения вспомогательного и подготовительно-заключительного времени по каждой партии различных групп деталей.

Групповые технологические процессы применимы при поточном методе восстановления деталей в авторемонтном производстве.

Технико-экономический критерий выбора рационального способа восстановления деталей

Рациональность применения того или иного способа восстановления деталей целесообразно выразить при помощи технико-экономического критерия [6]

$$C_b \leq k \cdot C_n,$$

где C_b - себестоимость восстановления детали;

C_n - себестоимость новой детали;

k - коэффициент долговечности восстановленной детали.

Определение численного значения технико-экономического критерия сводится к расчету себестоимости восстановления деталей и установлению коэффициента долговечности. Себестоимость восстановления деталей связана с коэффициентом долговечности. При равных долговечностях новой и восстановленной деталей рациональность применения любого способа будет зависеть только от себестоимости восстановления. Чем меньше коэффициент долговечности деталей, тем ниже должна быть себестоимость их восстановления, и наоборот, при коэффициентах больше единицы, рациональным могут быть способы восстановления с высокой себестоимостью.

Предложенный [6] метод определения коэффициентов долговечности на основе анализа эксплуатационных свойств способов восстановления позволяет дифференцированно подойти к оценке долговечности деталей, восстанавливаемых различными способами. Для повышения долговечности деталей и эксплуатационной надежности отремонтированных автомобилей необходимо добиваться наиболее высоких значений коэффициентов долговечности путем совершенствования технологических процессов восстановления деталей. Наиболее рациональным в техническом отношении будет способ, обеспечивающий наибольший коэффициент долговечности.

Себестоимость восстановления деталей C_b , выражающая экономический критерий, определяется путем сложения соответствующих себестоимостей

$$C_b = C_{nd} + C_{np} + C_{mo},$$

где C_{nd} - себестоимость подготовки поверхностей детали к нанесению покрытия;

C_{np} - себестоимость нанесения покрытия;

C_{mo} - себестоимость механической обработки поверхностей детали.

В развернутом виде себестоимость восстановления деталей равна [6]

$$C_b = C_1 \cdot \left(1 + \frac{H_1 + H_2}{100}\right) + C_2 \cdot \left(1 + \frac{H'_1 + H'_2}{100}\right) + M + C_3 \cdot \left(1 + \frac{H_1 + H_2}{100}\right),$$

где C_1, C_2, C_3 - стоимость производственной рабочей силы соответственно подготовки поверхностей деталей к нанесению покрытия, нанесению покрытия и механической обработки;

H_1, H'_1 - косвенные цеховые расходы по подготовке и механической обработке деталей и нанесению покрытия;

H_2, H'_2 - общезаводские косвенные расходы по подготовке и механической обработке деталей и нанесению покрытия;

M - стоимость материалов для нанесения покрытия.

Косвенные расходы должны увеличиваться раздельно по указанным цехам и потому могут быть различными. Расходы материала должны учитываться раздельно только по нанесению покрытия.

Таким образом, основными элементами, подлежащими определению, являются затраты по производственной рабочей силе и основным материалам, а косвенные цеховые и общезаводские расходы учитываются в процентном отношении к заработной плате рабочих в соответствии с нормативами, действующими на данном предприятии.

Затраты по производственной рабочей силе определяются [6]

$$C_p = C_{p1} + C_{p2} + C_{p3} = c_1 \cdot T_{um1} + c_2 \cdot T_{um2} + c_3 \cdot T_{um3},$$

где C_{p1}, C_{p2}, C_{p3} - соответственно стоимости производственной рабочей силы по подготовке деталей к покрытию, нанесению покрытия и механической обработке;

c_1, c_2, c_3 - тарифные ставки производственных рабочих, занятых на подготовке, нанесении покрытий и окончательной механической обработке деталей (берутся в соответствии с квалификацией рабочих);

$T_{um1}, T_{um2}, T_{um3}$ - соответственно штучное время на подготовку, нанесение покрытия и механическую обработку детали.

В затраты по производственной рабочей силе входят основная и дополнительная заработная плата производственных рабочих. Основная заработная плата определяется по затратам штучного времени на восстановление данной детали, а дополнительная берется в количестве 7,5-8% от основной [6]. Следовательно, для определения стоимости основной производственной рабочей силы необходимо знать штучное время на восстановление деталей различными способами.

При рассмотрении влияния годовой программы деталей на себестоимость и выбор способа восстановления расходы целесообразно делить на переменные, зависящие от программы, и постоянные, зависящие от объема производства [6]

$$C_b = C^{var} \cdot N + C^{const},$$

где C^{var} - переменные расходы, куда входят затраты по основной и дополнительной заработной плате производственных рабочих с начислениями, стоимость материалов, расходы на текущий ремонт и амортизацию производственного оборудования, технологической оснастки, транспортные расходы;

C^{const} - постоянные расходы, куда входят затраты на содержание, ремонт и амортизацию зданий и сооружений, общезаводские расходы на содержание административно-управленческого аппарата, цехового персонала и вспомогательных рабочих по обслуживанию оборудования, общепроизводственные нужды;

N - годовая программа восстановления деталей

$$N = \sum_{i=1}^m k_{2i} \cdot N_{ai},$$

где k_{2i} - коэффициент восстановления деталей i -ого агрегата (автомобиля);

N_a - количество деталей в i -ом агрегате (автомобиле);

m - количество ремонтируемых агрегатов (автомобилей).

Себестоимость восстановления деталей всей программы, определяемая выше представленной зависимостью, выражается прямой (рис. 2), отсекающей по оси ординат отрезок, величина которого при разных способах восстановления различна.

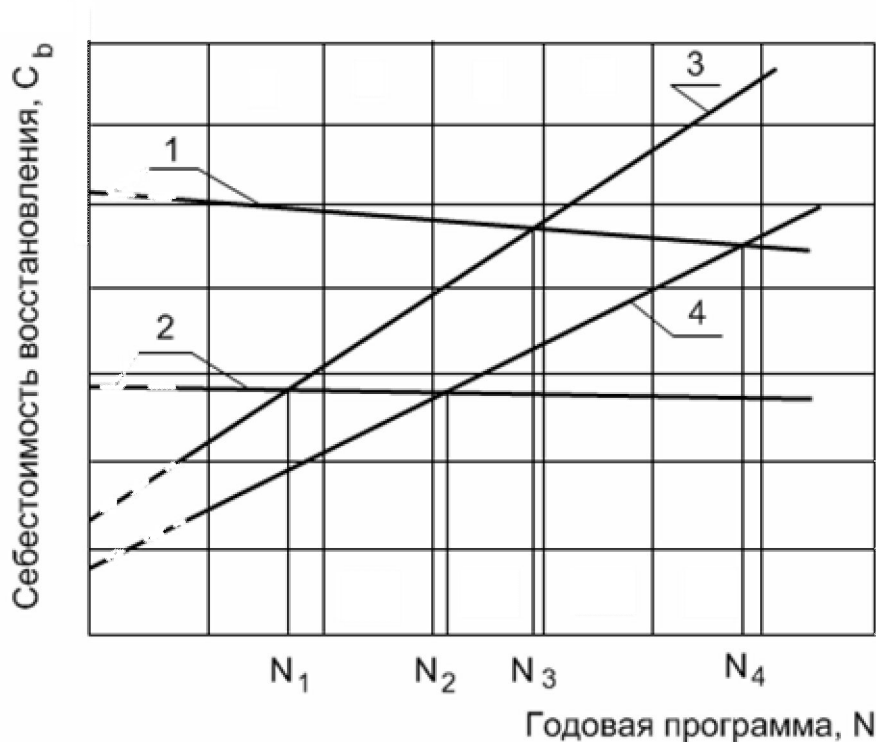


Рисунок 2 – Сопоставление себестоимостей при разных способах восстановления детали

Таким образом, себестоимость восстановления деталей заданной программы N различными способами можно представить в виде

$$C_{bn} = C_n^{var} \cdot N + C_n^{const},$$

где n - количество сравниваемых способов восстановления деталей.

Для сопоставления себестоимости восстановления деталей различными способами необходимо определить критическую программу, при которой себестоимости при разных способах являются одинаковыми,

$$N_{kp} = \frac{C_{n-1}^{const} - C_n^{const}}{C_n^{var} - C_{n-1}^{var}}.$$

Для сопоставления достаточно ограничиться определением программы ремонтного предприятия и переменных расходов.

Из анализа прямых (см. рис.2) можно сделать выводы, что при программе восстановления деталей менее N_2 , наиболее выгодным является второй способ. При программах, превышающих N_2 , четвертый способ уступает второму, однако, при программе N_4 четвертый способ эффективнее третьего и второго. Лишь при программе

более N_4 первый способ становится выгодней четвертого способа. При программе ремонта деталей менее N_1 третий способ более рентабелен, нежели второй, а при $N_2 \leq N \leq N_3$ более рентабелен, чем первый. При программе $N_3 \leq N \leq N_4$ третий способ становится самым дорогим способом восстановления, уступая всем остальным. Таким образом, критическими программами, при которых переменные расходы становятся одинаковыми, являются: для второго и третьего способов $N_{kp} = N_1$; для второго и четвертого $N_{kp} = N_2$; для первого и третьего $N_{kp} = N_3$; для первого и четвертого $N_{kp} = N_4$.

Поскольку себестоимость восстановления одной детали определяется

$$C_d = C^{var} + \frac{C^{const}}{N},$$

то восстановление деталей всегда выгодно вести в специализированных заводах с большой годовой программой. Это подтверждается графическими зависимостями, представленными на рис.3, на которых отражены затраты по переменным расходам на восстановление одной детали первым и вторым способами.

С учетом постоянных расходов снижение себестоимости восстановления деталей с ростом программы становится еще более эффективным.

С точки зрения экономической эффективности от определенного технологического процесса капитального ремонта автомобилей, их агрегатов или восстановления их деталей целесообразным является его применение в условиях серийного и крупносерийного производств.

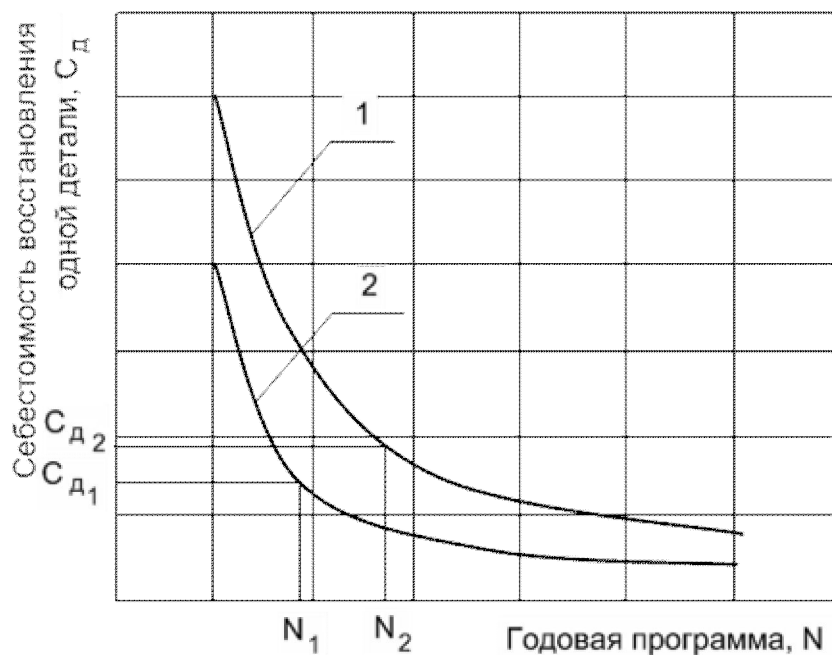


Рисунок 3 – Зависимость затрат на восстановление одной детали

Выводы

1. Основными факторами, влияющими на качество отремонтированных автомобилей являются элементы системы технического обслуживания и ремонта, которые включают: планирование, организацию, технологию, материально-техническое обеспечение и исполнителей.

2. Критерием необходимого уровня качества ремонта автомобиля может служить интегральный показатель качества, отражающий соотношение суммарного эффекта от эксплуатации автомобиля к суммарным затратам на его создание, эксплуатацию и ремонт.

3. Управление качеством ремонта автомобилей должно осуществляться путем систематического контроля соответствия показателей качества стандартам, техническим условиям и другой нормативно-технической документации, а также целенаправленным воздействием на качество документации, оборудования, инструмента, материалов, комплектующих изделий и уровень квалификации исполнителей.

4. Важным элементом в управлении качеством ремонта автомобилей является установление обоснованных заданий на ремонт автомобилей и их основных агрегатов с определенными значениями показателей, которые должны быть достигнуты в заданный период времени.

5. Комплексная стандартизация материалов, комплектующих изделий и узлов отремонтированных автомобилей является эффективным средством повышения качества их ремонта. Стандартизация должна обеспечить рациональные показатели качества ремонта автомобилей, его параметрические ряды, приемы контроля и испытаний узлов, агрегатов и автомобиля в целом, режимы технического обслуживания, методы и способы ремонта, нормы запасных частей.

6. Одним из важнейших факторов в области управления качеством ремонта автомобилей должна быть их аттестация, проводимая систематически на всех этапах технологического процесса ремонта.

7. В современных условиях развития науки и техники, когда высокая надежность узлов и агрегатов закладывается при их проектировании с использованием компьютерных технологий, изготовлении – с использованием высоких технологий и эксплуатации – с применением высокоэффективных смазочных масел и присадок, необходимость в капитальном ремонте, как таковом, снижается. Однако вероятность появления внезапных отказов все же имеется, и для восстановления исправного состояния автомобиля будет иметь место потребность в ремонтном действии, которое в условиях единичного или мелкосерийного ремонтного производства будет заключаться в замене неисправных узлов или агрегатов новыми или отремонтированными. Для поддержания исправности эксплуатируемой части подвижного состава автомобильной техники и устранения отказов их узлов и агрегатов наиболее актуальной будет новая форма ремонта путем частичной разборки или без разборки на детали вообще, т.е. методом без замены сопрягаемых деталей, восстановление которых безусловно возможно при использовании РВС-технологий и нанотехнологий.

Литература: 1. Бичківський Р.В. та ін.. Метрологія, стандартизація, управління якістю і сертифікація: Підручник / Р.В. Бичківський, П.Г. Столярчук, П.Р. Гамула.- Львів: Видав. Нац. Універ. «Львівська політехніка», 2002.- 560 с. 2. Положення про технічне обслуговування та ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту.- К.: МТУ, 1998.- 17 с. 3. Техническое обслуживание, ремонт и хранение автотранспортных средств: Учебник в 3-х кн.- К.: Высш. шк., 1992.-Кн.3//Ремонт АТС/В.Е. Канарчук, А.Д.Чигринец.-406 с. 4. Ковшов А.Н. Технология машиностро-

ния: Учеб. Для студ. машиностроит. спец. вузов.- М.: Машиностроение, 1987. – 320 с.: ил. 5. Г.Н. Андреев, В.Ю. Новиков, А.Г. Схиртладзе. Проектирование технологической оснастки машиностроительного производства. / Под ред. Ю.М. Соломенцева. – М.: Высш. шк., 1999. – Изд. 2-е, испр. – 415 с. 6. Капитальный ремонт автомобилей / Под ред. Р.Е. Есенберлина.- М.: Транспорт, 1989.- 355 с.

Полянський О.С., Назаров О.І.

КЕРУВАННЯ ФАКТОРАМИ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ
НА ЯКІСТЬ РЕМОНТУ АВТОМОБІЛІВ

Розглянуто вплив керування виробничими, технологічними, економічними і кадровими факторами на забезпечення необхідного рівня якості ремонту автомобілів.

Polianskyi A.S., Nazarov A.I.

MANAGEMENT OF FACTORS THAT AFFECT
VEHICLES MAINTENANCE QUALITY

The impact of production, technological, economical and personnel factors' management on guaranteeing the necessary level of quality of vehicles maintenance is considered.

УДК 631.37

Ребров А.Ю.

ВНЕШНИЕ СКОРОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ

На современных тракторах сельскохозяйственного назначения зарубежного производства повсеместно используются дизельные двигатели, которые обладают высоким запасом крутящего момента и развивают мощность не ниже номинальной в широком диапазоне частот вращения, который охватывает практически все скоростные режимы от номинального до режима максимального крутящего момента.

Такие двигатели получили название двигателей постоянной мощности (ДПМ) и применяются практически на всех тракторах мощностью более 50 кВт. Применение ДПМ с высоким запасом крутящего момента позволяет повысить тяговые свойства тракторов, более полно использовать мощность двигателя во всем тяговом диапазоне, обеспечивает работу двигателя при меньших максимальных давлениях, что способствует повышению его ресурса, дает возможность полно использовать экономичные режимы работы двигателя. Указанные преимущества, а также повсеместное использование ДПМ зарубежными производителями тракторной техники свидетельствует об их перспективности и более высоких эксплуатационных характеристиках. Вместе с тем широко известные методы аппроксимации внешних скоростных характеристик для ДПМ дают существенные качественные и количественные расхождения [1]. Поэтому задача адаптации известных способов аппроксимации внешних скоростных характеристик для ДПМ с последующим использованием их при исследованиях технико-экономических показателей тракторов представляется актуальной.

Анализ последних достижений и публикаций

Современные характеристики ДПП получены благодаря успешному развитию турбонаддува, электронного управления впрыском топлива и др.

По данным [1, 2] коэффициент запаса крутящего момента у ДПП составляет 1,4-1,7, что позволяет при достаточно плотном ряде передаточных чисел трансмиссии перейти в неполный режим загрузки двигателя, достигая экономии 26 % топлива [2], или сократив до 14% удельный расход топлива и до 20% - часовой [3].

Корректное моделирование характеристик тракторных двигателей, в том числе и на стадии проектирования [4], существенно упрощает задачу расчета или прогнозирования технико-экономических характеристик тракторов при отсутствии экспериментальных данных по двигателям.

Цель и постановка задачи

Целью данного исследования является адаптация известных способов аппроксимации внешней скоростной характеристики дизельных двигателей применительно к ДПП зарубежного производства.

Внешние скоростные характеристики тракторных двигателей постоянной мощности

Новый способ аппроксимации корректорного участка внешней скоростной характеристики дизеля описан в работе [1], где предложено использовать параболу, повернутую на 90^0 , в интервале угловых скоростей $[\omega_M, \omega_N]$. Этот способ хорошо качественно и количественно аппроксимирует скоростные характеристики дизелей, у которых запас крутящего момента находится в пределах 1,12-1,20 и более. К двигателям постоянной мощности можно относить двигатели у которых коэффициент запаса крутящего момента (1) более 1,20.

$$k_M = \frac{M_{\max}}{M_N}, \quad (1)$$

где $M_{\max}$ – максимальный крутящий момент;
 M_N – номинальный момент.

Однако для зарубежных ДПП, методика [1] требует уточнения. Корректировка необходима в силу того, что декларируемый в техническом паспорте номинальный режим работы двигателя находится не в точке начала линейного регуляторного участка внешней характеристики, а левее его, т.е. при более низких оборотах двигателя.

Коэффициент приспособляемости двигателя по угловой скорости k_ω :

$$k_\omega = \frac{\omega_N}{\omega_{M_{\max}}}, \quad (2)$$

где ω_N – номинальная угловая скорость двигателя;
 $\omega_{M_{\max}}$ – угловая скорость при максимальном крутящем моменте;

Исходя из анализа внешних скоростных характеристик зарубежных ДПП точку начала параболы, следует перенести из номинального режима в начало линейного участка регуляторной ветви.

Введем обозначения $k_{PM}, k_{P\omega}$:

$$k_{PM} = \frac{M_N}{M_P}, \quad (3)$$

M_P – крутящий момент на начале регуляторной ветви скоростной характеристики;

$$k_{p\omega} = \frac{\omega_p}{\omega_H}, \quad (4)$$

где ω_p – угловая скорость, соответствующая началу линейной регуляторной ветви.

Анализ ряда внешних скоростных характеристик зарубежных ДПМ показывает, что коэффициент запаса момента k_M находится в пределах 1,200-1,643 (см. табл.), коэффициент k_ω приспособляемости по угловой скорости – 0,455-0,791, k_{pm} для большинства двигателей составляет 1,172-1,179, а $k_{p\omega}$ находится в пределах 1,011-1,047.

Тогда, согласно методике [1] получаем:

$$\omega_d = \omega_p \cdot (a_2 + b_2 \cdot y - c_2 \cdot y^2); \quad y = \frac{M_{кр}}{M_p}, \quad (5)$$

где коэффициенты параболы (5) определяются выражениями:

$$c_2 = \frac{1 - \frac{k_\omega}{k_{p\omega}}}{\left(1 - k_M \cdot k_{pm}\right)^2}; \quad b_2 = 2 \cdot c_2; \quad a_2 = 1 - c_2 \quad (6)$$

Регуляторная ветвь аппроксимируется прямой с учетом того, что на холостом ходу $\omega_x = (1,014 \dots 1,080) \cdot \omega_p$.

Из-за большого запаса крутящего момента номинальный режим и режим максимальной мощности не совпадают. Обозначим коэффициент запаса мощности:

$$k_N = \frac{N_{max}}{N_H}, \quad (7)$$

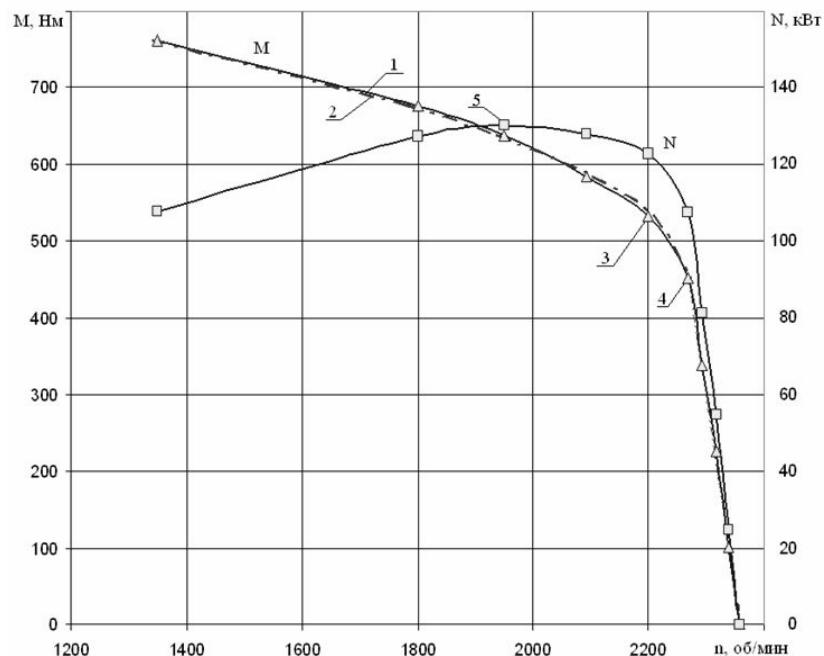


Рисунок 1 – Внешняя скоростная характеристика ДПМ SISU трактора Massey Ferguson 8245

где $N_{\max}$ – максимальная мощность; N_n – номинальная мощность;

$$k_{N\omega} = \frac{\omega_{N_{\max}}}{\omega_n}, \quad (8)$$

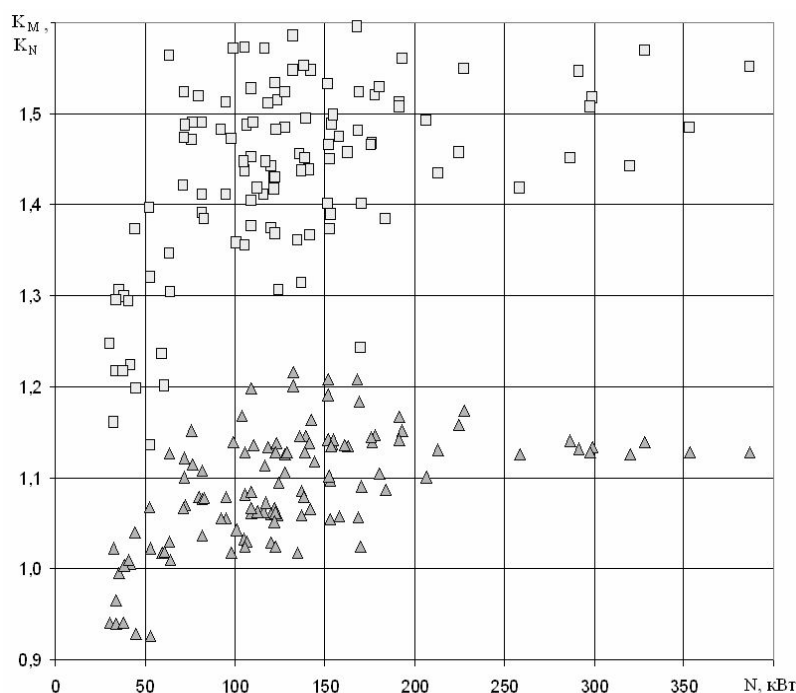


Рисунок 2 – Коэффициенты запаса крутящего момента и мощности ДПМ

где $\omega_{N_{\max}}$ – угловая скорость, соответствующая максимальной мощности.

Данные по экспериментальным точкам в режимах номинальном, максимальной мощности и максимального момента двигателей постоянной мощности зарубежного производства приведены в таблице. В качестве примера рассмотрена аппроксимация внешней скоростной характеристики двигателя мощностью 122,63 кВт при 2200 об/мин (рис. 1) фирмы SISU, установленного на трактор Massey Ferguson 8245.

На рис. 1: 1 – экспериментальная кривая; 2 – аппроксимация (расхождение менее 1%); 3 – номинальный режим; 4 – режим, соответствующий началу линейного участка регуляторной ветви; 5 – режим максимальной мощности.

Статистическая картина коэффициента запаса момента и мощности в зависимости от номинальной мощности для двигателей зарубежного производства приведена на рис. 2., из которого видно, что только на трактора мощностью менее 50 кВт устанавливают двигатели, которые нельзя отнести к ДПМ.

Таблица

Экспериментальные точки внешних скоростных характеристик тракторных двигателей

Модель трактора	Двигатель (производитель)	Режим $M_{\max}$		Режим $N_{\max}$		Номинальный		
		k_M	k_ω	k_N	$k_{N\omega}$	N_n , кВт	n , об/мин	q_n , г/(кВт·ч)
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Case IH * ¹								
CX 60	Perkins	1,224	0,575	1,005	0,978	41,90	2250	258

CX 70	Perkins	1,373	0,545	1,040	0,909	44,50	2200	282
CX 80	Perkins	1,320	0,639	1,023	0,909	53,20	2200	282
CX 90	Perkins	1,236	0,636	1,019	0,909	59,40	2200	267
CX 100	Perkins	1,304	0,636	1,011	0,909	64,30	2200	279
DX 48	ISM Diesel	1,248	0,572	0,941	0,885	30,56	2800	350
DX 50	ISM Diesel	1,161	0,642	1,023	0,982	32,53	2802	320
DX 55	ISM Diesel	1,306	0,614	0,996	0,917	35,80	2700	351
DX 60	ISM Diesel	1,299	0,571	1,004	0,884	38,46	2800	313
JX 55	Iveco	1,218	0,600	0,940	0,880	33,60	2500	263
JX 65	Iveco	1,218	0,520	0,942	0,880	37,80	2500	249
JX 75	Iveco	1,199	0,480	0,929	0,880	45,20	2500	248
JX 85	Iveco	1,136	0,600	0,926	0,880	53,00	2500	250
JX 95	Iveco	1,201	0,520	1,020	0,940	60,90	2500	248
Magnum 215	CNH Diesel	1,547	0,702	1,216	0,900	132,36	2000	277
Magnum 245	CNH Diesel	1,532	0,675	1,191	0,900	152,10	2000	262
Magnum 275	CNH Diesel	1,523	0,701	1,183	0,875	169,27	2000	269
Magnum 305	CNH Diesel	1,512	0,700	1,168	0,900	191,39	2000	259
Magnum 335	CNH Diesel	1,492	0,713	1,101	0,858	207,00	2102	259
MX 180	Cons. Diesel	1,452	0,725	1,199	0,875	109,28	2000	282
MX 200	Cons. Diesel	1,515	0,725	1,060	0,850	123,60	2000	245
MX 240	Cons. Diesel	1,488	0,552	1,138	0,901	154,15	1997	242
MXM 155	CNH Diesel	1,472	0,569	1,017	0,955	98,10	2200	271
MXU 110	CNH Diesel	1,490	0,639	1,115	0,863	76,70	2201	258
MXU 125	CNH Diesel	1,490	0,639	1,108	0,861	81,60	2200	261
Puma 165	CNH Diesel	1,618	0,636	1,168	0,818	104,20	2200	284
Puma 180	CNH Diesel	1,511	0,636	1,134	0,864	118,30	2200	260
Puma 195	CNH Diesel	1,484	0,636	1,106	0,864	127,70	2200	269
Puma 210	CNH Diesel	1,367	0,636	1,066	0,909	142,00	2200	260
Steiger 330	CNH Diesel	1,435	0,701	1,131	0,900	213,09	2000	253
Steiger 380	Iveco	1,418	0,600	1,126	0,900	258,76	2000	254
Steiger 430	Iveco	1,451	0,700	1,141	0,900	286,79	2000	250
Steiger 480	Cummins	1,442	0,653	1,126	0,900	319,91	1998	251
Steiger 530 Qd	Cummins	1,484	0,670	1,129	0,857	353,20	2100	249
STX 450	Cummins	1,517	0,550	1,134	0,850	298,76	2000	236
STX 450 Qd	Cummins	1,507	0,550	1,128	0,800	297,64	1999	236

Продолжение табл.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Challenger * ²								
MT 425	Perkins	1,294	0,591	1,010	0,955	40,90	2200	309
MT 635	Sisu	1,430	0,614	1,067	0,886	122,00	2200	266
MT 645	Sisu	1,361	0,591	1,018	0,909	135,16	2200	266
MT 765	Caterpillar	1,560	0,668	1,152	0,834	193,36	2100	252
MT 835	Caterpillar	1,548	0,620	1,173	0,810	227,56	2099	235
MT 845C	Caterpillar	1,546	0,500	1,132	0,810	291,41	2100	263
MT 965B	Caterpillar	1,569	0,620	1,139	0,833	328,35	2100	270
MT 975B	Caterpillar	1,551	0,618	1,128	0,833	386,39	2100	270
Fendt * ³								
Fendt 410	Deuts	1,564	0,597	1,127	0,858	63,70	2100	252
Fendt 411	Deuts	1,524	0,572	1,122	0,881	71,60	2100	255
Fendt 412	Deuts	1,519	0,572	1,080	0,857	80,00	2100	249
Fendt 712	Deuts	1,410	0,714	1,077	0,906	82,00	2099	266
Fendt 714	Deuts	1,411	0,667	1,056	0,856	95,20	2100	263
Fendt 716	Deuts	1,437	0,669	1,082	0,906	105,50	2100	264
Fendt 815	Deuts	1,571	0,619	1,139	0,857	99,00	2100	269
Fendt 817	Deuts	1,527	0,62	1,084	0,856	109,30	2100	265
Fendt 818	Deuts	1,442	0,667	1,061	0,856	120,30	2099	267
Fendt 918	MAN	1,306	0,697	1,095	0,884	124,60	2151	232
Fendt 920	MAN	1,314	0,791	1,059	0,838	137,30	2151	233
Fendt 924	MAN	1,373	0,666	1,097	0,889	153,00	2250	241
Fendt 926	MAN	1,529	0,624	1,105	0,844	180,50	2250	238
John Deere * ⁴								
John Deere 7130	John Deere	1,471	0,630	1,152	0,826	76,05	2301	282
John Deere 7220	John Deere	1,487	0,565	1,070	0,848	72,47	2300	270
John Deere 7720	John Deere	1,572	0,669	1,128	0,812	105,81	2099	245
John Deere 7820	John Deere	1,571	0,547	1,114	0,881	116,74	2101	255
John Deere 7920	John Deere	1,524	0,547	1,126	0,833	127,71	2100	260
John Deere 8110	John Deere	1,482	0,455	1,138	0,909	123,33	2200	249
John Deere 8210	John Deere	1,494	0,500	1,146	0,909	139,66	2200	246
John Deere 8220	John Deere	1,547	0,637	1,163	0,864	142,58	2200	247
John Deere 8230	John Deere	1,400	0,715	1,142	0,857	151,87	2100	235
John Deere 8310	John Deere	1,498	0,500	1,142	0,909	154,55	2200	241
John Deere 8320	John Deere	1,457	0,591	1,134	0,886	162,95	2200	246
John Deere 8410	John Deere	1,467	0,523	1,140	0,909	176,57	2200	239
John Deere 8420	John Deere	1,466	0,545	1,144	0,909	175,58	2200	249
John Deere 8520	John Deere	1,507	0,591	1,142	0,910	191,26	2200	250
Massey Ferguson * ⁵								
MF 6490	Sisu	1,447	0,532	1,032	0,908	104,90	2204	267
MF 6495	Sisu	1,410	0,636	1,064	0,903	116,40	2200	264
MF 6497	Sisu	1,456	0,659	1,146	0,909	136,00	2200	268
MF 6499	Sisu	1,438	0,659	1,138	0,909	141,60	2200	267
MF 7465	Perkins	1,473	0,638	1,101	0,819	72,10	2199	288

Продолжение табл.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
MF 7485	Sisu	1,512	0,500	1,080	0,864	95,40	2199	277
MF 7495	Sisu	1,447	0,659	1,073	0,863	117,10	2201	274

MF 8220	Perkins	1,358	0,624	1,043	0,952	101,00	2194	278
MF 8240	Sisu	1,404	0,638	1,061	0,913	109,00	2196	274
MF 8245	Sisu	1,430	0,614	1,062	0,886	122,63	2200	266
MF 8250	Sisu	1,374	0,555	1,029	0,870	120,10	2212	255
MF 8260	Sisu	1,361	0,591	1,018	0,909	135,16	2200	266
MF 8270	Sisu	1,450	0,636	1,055	0,864	153,20	2200	268
MF 8280	Sisu	1,481	0,594	1,057	0,866	168,90	2200	268
MF 8450	Sisu	1,451	0,545	1,128	0,908	139,10	2201	258
MF 8460	Sisu	1,389	0,637	1,135	0,909	153,40	2201	250
MF 8470	Sisu	1,400	0,681	1,091	0,909	170,40	2201	263
MF 8480	Sisu	1,384	0,547	1,087	0,910	183,70	2199	263
New Holland *⁶								
NH TM 150	New Holland	1,482	0,635	1,055	0,843	92,50	2201	273
NH TM 155	CNH Diesel	1,472	0,569	1,017	0,955	98,10	2200	271
NH TM 165	New Holland	1,487	0,564	1,030	0,922	107,00	2300	274
NH TM 175	CNH Diesel	1,418	0,682	1,063	0,818	112,80	2200	268
NH TM 190	CNH Diesel	1,417	0,684	1,052	0,814	122,00	2199	264
NH TG 210	Cons. Diesel	1,643	0,568	1,128	0,886	129,07	2200	288
NH TG 215	CNH Diesel	1,585	0,683	1,202	0,818	132,65	2200	279
NH TG 230	Cons. Diesel	1,633	0,615	1,118	0,818	144,22	2200	284
NH TG 245	CNH Diesel	1,621	0,682	1,208	0,909	151,57	2200	278
NH TG 255	Cons. Diesel	1,606	0,545	1,136	0,902	161,43	2200	245
NH TG 275	CNH Diesel	1,595	0,660	1,209	0,864	168,36	2200	270
Valmet *⁷								
Valmet 8150	Valmet	1,390	0,545	1,037	0,886	81,50	2200	271
Valmet 8550	Valmet	1,355	0,566	1,024	0,944	105,60	2200	260
White *⁸								
White 6410	Cummins	1,397	0,637	1,069	0,864	52,50	2200	297
White 6510	Cummins	1,346	0,681	1,031	0,864	63,68	2200	281
White 6710	Cummins	1,420	0,682	1,067	0,818	71,30	2200	275
White 6810	Cummins	1,384	0,682	1,079	0,863	82,86	2201	272
White 8410	Cummins	1,377	0,704	1,066	0,864	109,03	2200	254
White 8510	Cummins	1,368	0,569	1,024	0,955	122,58	2200	277
White 8610	Cummins	1,437	0,591	1,085	0,955	137,43	2200	266
White 8710	Cummins	1,466	0,591	1,103	0,932	152,37	2200	273
White 8810	Cummins	1,242	0,681	1,024	0,955	169,98	2200	271
Buhler Versatile *⁹								
Versatile 2145	New Holland	1,489	0,674	1,135	0,857	110,10	2100	265
Versatile 2160	New Holland	1,534	0,657	1,129	0,810	122,90	2100	260
Versatile 2180	New Holland	1,552	0,652	1,079	0,799	138,60	2100	233
Versatile 2210	New Holland	1,475	0,633	1,057	0,869	158,40	2100	236
Versatile 2360	Cummins	1,457	0,667	1,158	0,857	224,70	2100	255

*¹ – Case IH – Case United Kingdom Limited, United Kingdom (Великобританія);

*² – Challenger – AGCO Corporation, United Kingdom (Великобританія);

*³ – Fendt – AGCO GmbH & Co., Germany (Германія);

*⁴ – John Deere – John Deere Tractor Works, USA (США);

*⁵ – MF – AGCO S.A., France (Франція);

*⁶ – New Holland – New Holland UK Ltd., United Kingdom (Великобританія);

*⁷ – Valmet – Sisu Tractors Inc., Finland (Фінляндія);

*⁸ – White – AGCO Corporation, USA (США);

*⁹ – Buhler Versatile – Buhler Versatile Inc., Canada (Канада).

Выводы

1. Зарубежные тракторные дизельные двигатели представляют собой ДПМ, у которых запас крутящего момента составляет 20...65%.
2. Согласно экспериментальным данным максимальная мощность ДПМ развивается при частоте вращения в пределах 80...96% от номинальной, а запас по мощности достигает 20%.
3. Аппроксимацию внешней скоростной характеристики целесообразно проводить по методике [1], перенеся центр параболы в точку начала линейного участка регуляторной характеристики (ω_p , M_p), которая имеет частоту вращения на 1,1...4,7% выше номинальной и момент в 1,172...1,179 раз меньше номинального.
4. Регуляторная ветвь аппроксимируется прямой от начала линейного участка ω_p до частоты холостого хода ω_x , которая в конце линейного возрастает на 1,4...8,0%.

Литература: 1. Кутков Г.М., Сидоров В.Н. Аппроксимация корректорного участка регуляторной характеристики дизеля // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 8. – С. 27–30. 2. Городецкий К.И., Титов А.И. Предпосылки формирования рабочих скоростей сельскохозяйственных тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 11. – С. 30–33. 3. Липкович Э.И., Бобряшов А.П. Двигатели постоянной мощности и регулируемый гидропривод в тракторной трансмиссии // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 10. – С. 17–19. 4. Гоц А.Н. Моделирование регуляторных характеристик дизеля на стадии проектирования // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 3. – С. 19–22.

Ребров О.Ю.

ЗОВНІШНІ ШВИДКІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ПОСТІЙНОЇ ПОТУЖНОСТІ

Наведений аналіз зовнішніх швидкісних характеристик закордонних тракторних дизельних двигунів і їх експериментальні дані. Запропонована уточнена методика аппроксимації зовнішньої швидкісної характеристики двигунів сталої потужності.

Rebrov A.Yu.

CONSTANT POWER TRACTORS DIESEL ENGINE SPEED OPERATING CHARACTERISTICS

This article presents the analysis of tractor diesel engine speed operating characteristics and experimental data over it. It is proposed tolerant approximation method for constant power diesel engine speed operating characteristics.

УДК 623.55.025

Решетило В.И., Илларионов А.Н., Заозерский В.В., Веретенников А.И.

АКТУАЛЬНОСТЬ СОЗДАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ПАНОРАМНЫХ ПРИЦЕЛЬНЫХ КОМПЛЕКСОВ КОМАНДИРА В УКРАИНЕ

Постановка задачи:

Система управления огнем (СУО) является одним из важнейших элементов комплекса вооружения, во многом определяющих его технический уровень и боевые возможности, а также тактические условия применения боевой машины. Поэтому создание новых и модернизация существующих систем управления огнем остается одним из главных направлений деятельности специалистов по приборостроению как зарубежных фирм, так и в Украине. [1-5]

Актуальность темы.

В настоящее время одним из важнейших факторов повышения боевой эффективности современных боевых бронированных машин является совершенствование прицельных комплексов системы управления огнем. Технические требования, предъявляемые к прицельным комплексам, вытекают из задач решаемых экипажем. На примере основного боевого танка эти основные задачи следующие:

- получение информации о боевой обстановке и поиск целей;
- обнаружение и распознавание целей использующих естественные и искусственные средства маскировки, активные и пассивные помехи обнаружению;
- быстрое наведение оружия на цель при подготовке к стрельбе;
- обеспечение точной стрельбы и поражение целей на всех дистанциях боя;
- выполнение вышеперечисленных задач в любое время суток и при любых погодных условиях.

Преобладающей тенденцией в совершенствовании прицельных комплексов является создание приборов, которые основаны на использовании совокупности различных физических принципов обнаружения целей (визуальный, телевизионный (ТВ), тепловизионный (ТПВ) и др.). Поскольку прицелы, построенные на одном принципе, не в состоянии удовлетворить вышеприведенным требованиям, необходимо рациональное комбинирование в составе прицела, обеспечивающего повышение поисковых возможностей, что и является одной из актуальнейших задач. Задача разработчиков заключается в создании прицелов и прицельных комплексов такого уровня интеграции, которые наиболее полно отвечали бы современным требованиям. [4-11]

Целью настоящей статьи является оценка перспективных украинских танковых прицельных комплексов командира на основе сравнительного анализа характеристик последних зарубежных и отечественных разработок.

Изложение основного материала.

1. Обзор прицельных комплексов командира зарубежных танков.

По оценкам зарубежных специалистов наиболее перспективным направлением в повышении эффективности СУО танков является разработка многоканальных панорамических прицельных комплексов командира второго уровня, в состав которых входят каналы. Характерным примером таких комплексных систем являются панорамные

прицельные комплексы французской фирмы SAGEM: HL-15, HL 120, VS580, MVS580, немецкой фирмы «ZEISS Optronik» PERI-CDR, PERI – R12, PERI – R17, PERI-RTW-90, которые установлены на современных танках «Leclerc», «Leopard-2», T-72МП.

На танке «Leclerc» [10, 11] на месте командира установлен гиростабилизированный панорамный прицел HL-15 (Франция), в состав которого входит дневной визуальный канал с увеличением $2,5^{\times}$ и $10^{\times}$, лазерный дальномер с длиной волны излучения 1,06 мкм и ночной канал с электронно-оптическим преобразователем (ЭОП). Кроме того, на месте командира располагается видеомонитор, на который выводится ТВ и ТПВ изображение поля зрения прицела наводчика.

Дальнейшее развитие места командира танка «Leclerc» проводится в направлении внедрения нового поколения прицельного комплекса для командира на базе панорамного прицела HL120. Панорамный прицел командира HL120, в отличие от HL-15, включает в себя тепловизионный канал наблюдения в спектральном диапазоне излучения 8 – 12 мкм, вместо ночного канала на основе ЭОП, и углы наведения линии визирования по вертикали увеличены до 40° . При этом, система стабилизации и наведения обеспечивает точность стабилизации поля зрения не хуже 0,06 мрад.

Командирский панорамный прицел VS580 имеет блочно-модульную конструкцию и имеет семейство модификаций прицелов с различным комплектом блоков, в зависимости от требований применения (с лазерным дальномером и без него, с тепловизионным каналом и без него) [12].

Командирский панорамный прицел MVS580 в отличие от VS580 включает в себя также тепловизионный канал наблюдения в спектральном диапазоне излучения 8–12 мкм, что позволило увеличить дальность обнаружения цели: в широком поле зрения 4000 м, а в узком поле зрения составляет 9900 м. Система стабилизации и наведения улучшена и обеспечивает точность стабилизации поля зрения в двух плоскостях не хуже 0,1 мрад. В отличие от прицела VS580, углы наведения линии визирования по вертикали составляют: – от минус 10^0 до $+60^0$, что обеспечивает возможность прицельной стрельбы как по наземным, так и по воздушным целям.

Панорамный прицел PERI – R12, разработки немецкой фирмы «ZEISS Optronik», имеет дневной, ночной каналы. Прицел предназначен для наблюдения и обеспечения прицельной стрельбы по наземным и воздушным целям из зенитного пулемета, а также для целеуказания и дублированного управления стрельбой из основного оружия.

Командирский панорамный прицел PERI –R17 – один из лучших зарубежных командирских приборов, в отличие от PERI – R12 включает в себя также тепловизионный канал наблюдения с полями зрения $2,50 \times 50$ и $7,50 \times 150$.. Система стабилизации и наведения обеспечивает точность стабилизации поля зрения в двух плоскостях не хуже 0,1 мрад.

Аналогичный по назначению комбинированный прицел, установленный на Т-90 (Россия) на месте командира, в отличие от приведенных выше, кроме дневного визуального канала, тепловизионного канала и лазерного дальномера, включает в себя тепловизионный канал с возможностью автосопровождения цели [20].

Технические характеристики прицельных комплексов командира украинской разработки и лучшие зарубежные аналоги приведены в таблице 1, составленные по материалам публикаций [6-12], [15-18], [20].

2. Обзор отечественных прицельных комплексов командира.

Создание танковых прицельных комплексов в Украине связано с освоением в 90-х годах серийного производства украинских танков. С этой целью на НПК «Фото-прибор» (г. Черкассы) было освоено серийное производства прицельно-

наблюдательных комплексов командира ПНК-4С, которые являются аналогами советских прицельных комплексов СУО. Дальнейшее развитие украинских танковых прицельных комплексов было вызвано работами КП ХКБМ им. А.А. Морозова (г. Харьков) нового украинского танка «Оплот» и направлено на последующую модернизацию прицельного комплекса командира ПНК-4С в части повышения эффективности СУО по сравнению с танком Т-80. Модернизация прицельного комплекса командира (комплекс ПНК-5) была выполнена в направлении расширения функциональных возможностей по сравнению с аналогом

ПНК-4С. В ПНК-5 встроены лазерный дальномер и устройство автоматического ввода боковых упреждений (УВБУ), а в ночном канале наблюдения применен электронно-оптический преобразователь поколения 2+ типа ЭПМ -53Г [14, 15].

Внедрение комплекса ПНК-5 в СУО танка позволило повысить эффективность прицельной стрельбы командира в режиме дублированного управления и получить ряд преимуществ по сравнению с прицельным комплексом ПНК-4С, в том числе:

- возможность измерения дальности до цели с помощью лазерного дальномера повысило эффективность и автономность командира танка, расширило его возможности по поиску целей и выдачи целеуказания;
- введение дальномера и УВБУ позволило интегрировать прицел командира с танковым баллистическим вычислителем и за счет автоматического ввода углов прицеливания и упреждения сократить время на подготовку выстрела до 15%;
- применение ЭОП нового поколения повысило качество изображения в ночном канале, а дальность обнаружения цели в пассивном режиме наблюдения составила не менее 800 м.

В направлении развития прицельных комплексов командира танка наблюдается тенденция создания независимых панорамных прицелов с наличием тепловизионного канала. Введение таких прицелов в состав СУО танка практически уравнивает возможности командира и наводчика по управлению вооружением в любое время суток. Такие прицелы введены пока только в СУО французского танка «Leclerc» (HL120) и американского M1A2 (CPS-1) [7].

В настоящее время для дальнейшего совершенствования СУО танка «Оплот» КП ХКБМ и НПК «Фотоприбор» выполнили работы по созданию опытного образца панорамного прицельного комплекса командира ПНК-6 (рис.1). В состав комплекса ПНК-6 входит прицел командира ТКН-6, электроблок, блок управления головкой, блок коммутации и датчик положения пушки с приводом параллелограммным. Прицел ТКН-6 представляет собой панорамный телескопический прицел визуального наблюдения с независимой стабилизацией поля зрения в двух плоскостях с совмещенным лазерным дальномером и ТПВ-камерой.

Особенностью визуального канала наблюдения является наличие трех ступеней увеличения - 1,2х; 6,0х и 12,0х. Это позволяет ускорить процесс поиска и обнаружение целей. Для быстрого обзора и выявления участков возможного нахождения целей служит первая ступень увеличения 1,2х, обеспечивающая большое поле зрения прицела в пределах не менее 30°. Для обнаружения и опознавания целей предназначены вторая и третья ступени увеличения 6,0х и 12х. Наличие 12-ти кратного увеличения визуального канала обеспечивает обнаружение целей на дальностях, превышающих дальность прицельной стрельбы противника, а также возможность точного прицеливания, особенно при стрельбе в процессе движения танка.

Для обеспечения поиска целей в ночное время суток и затрудненных метеоусловиях используется тепловизионный канал наблюдения, который разработан на основе применения ТПВ-камеры «CATHERINE-FC». Видеоизображение ТПВ-камеры выводится на микромонитор прицела ТКН-6 и вместе со служебной информацией проеци-

рується в поле зрення окуляра тепловизионного каналу спостереження. Управління роботою ТПВ-камери здійснюється за допомогою пульта управління, який встановлений на лицевій стороні приціла ТКН-6. Інформація, зображена в полі зрення приціла, дає командирів повну інформацію про напрямленні лінії визирівання приціла, змєренної дальності, типі снаряда і готовності автомата заряджання при дубльованому управлінні озброєнням, а також про наявності і напрямленні облучення протівником. Крім того, з допомогою органів управління пульта управління приціла ТКН-6, командир має можливість, при роботі з тепловизионним каналом, зобразити тепловизионне поле зрення приціла наводчика.

Комплекс забезпечує командирів танка незалежний круговий пошук цілей в будь-яке время суток і при будь-яких погодних умовах, можливість контролювати роботу наводчика, а при необхідності вести дубльоване управління стрільбою з пушки і спареного з неї пулемета, в тому числі і управляємими снарядами. Збільшені кути наведення лінії визирівання по вертикалі до 60° , а максимальної швидкості наведення до $10^\circ/\text{с}$ приціл ТКН-6 дозволяє проводити ефективну стрільбу по повітряним цілям (за рахунок незалежної двох плоскостної стабілізації поля зрення), а також виключити з складу СУО окремий зенітний приціл.

По своїм характеристикам комплекс ПНК-6, представляючий собою комбінований приціл другого рівня комплексування, не поступає найкращим зарубіжним аналогам, маючи при цьому в відмінності від зарубіжних аналогів, можливість управляти управляємим озброєнням через тепловизионний канал приціла наводчика.

Використання такого прицельного комплексу дозволить значно збільшити ефективність СУО українського танка порівняно з танком Т-80УД, збільшив ймовірність попадання в ціль з місця командира до 0,6 з місця і з ходу днем і ночью на відстанях до 2600м.

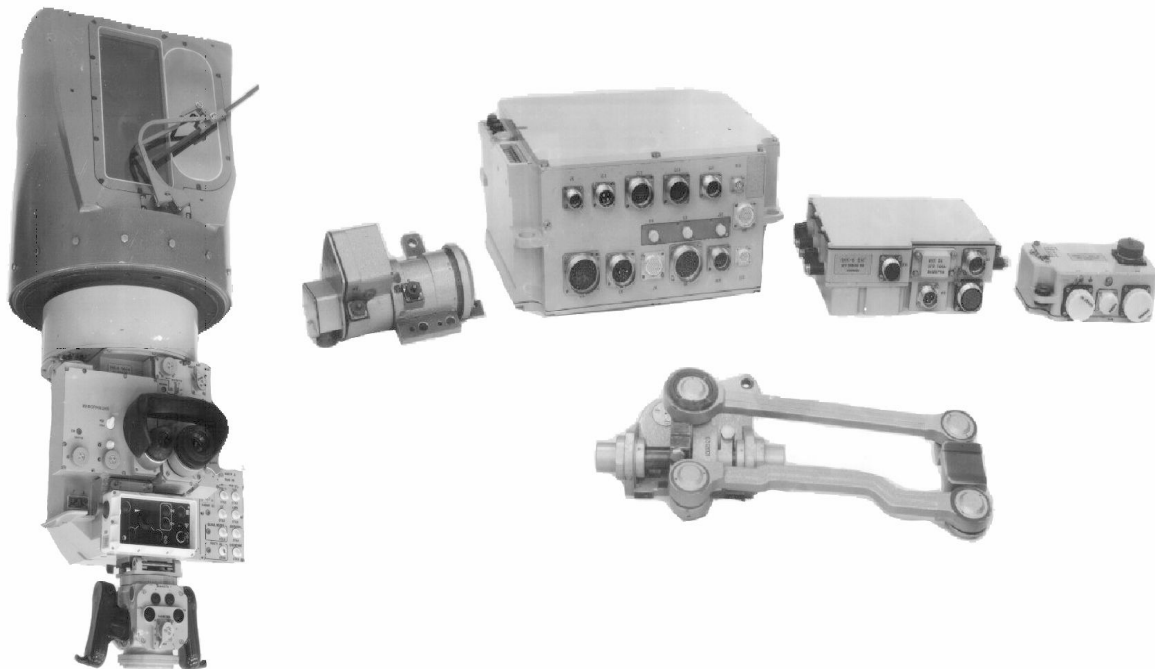


Рисунок 1 - Панорамний комплекс командира ПНК-6

Таблиця 1

Характеристики современных прицельных комплексов командира танков

Характеристики		CPIS-1 (M1A2 «Abrams», США)	PERI-RTW- 90 («Leopard- 2», ФРГ)	HL-120 («Lectec», Франция) [13]	Панорам- ный ком- биниро- ванный (Т-90, Россия)	VS-580 («Cheleng er-2», Велико- британия, Т-72МП, Украина)	MVS-580 («Lectec», Франция, «Moderna», «Chelenger», Великобри- тания)	ORP90 (ФРГ)	SP-T694 (С-1 «Alpiet», Италия)	PERI-R17 («Leop- ard-2», ФРГ)	ПНК-5 (Т-84У, Украина) [20]	ПНК-6 Опытный образец, Украина
Тип		Визуаль- ный панорам- ный	Визуаль- ный панорам- ный	Визуаль- ный панорам- ный	Панорам- ный ком- биниро- ванный	Визуаль- ный панорам- ный	Панорам- ный ком- биниро- ванный	Панорам- ный ком- биниро- ванный	Визуаль- ный панорам- ный	Визуаль- ный панорам- ный	Панорам- ный ком- биниро- ванный	Панорам- ный ком- биниро- ванный
Состав	Дневной канал	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	Ночной канал	+	+	+	+	-	+	+	+	+	+	+
Дневной канал	Лазерный дальномер	+	-	-	-	+	+	+	-	-	+	+
	Стабилизатор поля зрения	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Ночной канал	Увеличение, крат	3,0; 10,0	2,5; 10,0	2,7; 10,0	1,0; 7,5	3,2; 10,5	3,0; 10,0	1,6; 6; 12	2,0; 10,0	2,0; 8,0	1,0; 7,5	1,2; 6; 12
	Угол поля зрения, град	20,0; 5,0	24,0; 6,0	20,0; 5,0	47,0; 7,0	16; 5,0	3,0; 10,0	60; 12; 7	20,0; 5,0	28,0; 8,0	47,0; 7,0	30; 10; 5,5
Ночной канал	Тип приемника	ТТВ-камера	ТТВ-камера	ТТВ-камера	ТТВ-камера	Тепловизионное изображение прицела наводчика	ТТВ-камера	ТТВ-камера	ЭОП	ТТВ-камера	ЭОП	ТТВ-камера
	Спектральный диапазон, мкм	8,0÷12	8,0÷14	В-камера	камера	камера	камера	камера	камера	камера	камера	камера
Ночной канал	Поля зрения, град (увеличение)	2,1×2,8 8,0×10,7	2,5×5,0 (10*)	8,0÷12 2,25×3,0 6,75×9,0	(5,1*)	1,3×2,2 5 6,75×9,0	8,0÷12 1,3×2,2 5	2,4×3,2; 4,8×6,4	2,0; 8,0	2,5×5,0 7,5×8,0	0,4÷1,2 6,5 (5,5*)	8,0÷12 2×3 9×12
	Дальность обнаружения цели типа «танк», м	4000	3500	4000	3000	камера	камера	камера	камера	камера	камера	камера
Ночной канал	Дальность обнаружения цели типа «танк», м	4000	3500	4000	3000	камера	камера	камера	камера	камера	камера	камера
	Дальность обнаружения цели типа «танк», м	4000	3500	4000	3000	камера	камера	камера	камера	камера	камера	камера

Тип прищела (тип танка, страна)		CPS-1 (M1A2 «Abrams» США)	PERI-RTW- 90 («Leopard- 2», ФРГ)	HL-120 («Leclerc», Франция) [13]	Панорам- ный ком- биниро- ванный (Т-90, Россия)	VS-580 («Cheleng er-2», Велко- британия, Т-72МП, Украина)	MVS-580 («Leclerc», Франция, «Moderna», «Chelenger» Великобри- тания)	ORP90 (ФРГ)	SP-T694 (C-1 «Aniete», Италия)	PERI-R17 («Leop- ard-2», ФРГ)	ПНК-5 (Т-84У, Украина) [20]	ПНК-6 Опытный образец Украина
Характеристики	Лазерный датчик	Тип лазера Длина волны, мкм Диапазон изме- рения дальности, м Погрешность изме- рения, м	-	-	-	-	Nd-YAG 1,06 200+990 0 ±5	TEA 10,6			Nd-YAG 1,06 400+9000 ±10	1,06 200+9500 ±5
	Стабилизатор полюса зрения	Тип стабилизации Точность стабили- зации, мрад Диапазон углов на- ведения, град - по вертикали - по горизонтали	Независи- мая в 2-х плоскостях 0,1	Незави- симая в 2-х плос- костях 0,03	Независи- мая по вер- тикали ≤0,25	Незави- симая в 2-х плос- костях 0,2	Неза- висимая в 2-х плос- костях 0,1	Незави- симая в 2-х плос- костях 0,1	Неза- виси- мая в 2- х плос- костях 0,1	Незави- симая по вертика- ли + УВ- БУ ≤0,2	Незави- симая в 2-х плос- костях 0,1	Незави- симая в 2-х плос- костях 0,1
		-20 + 35 n × 360	-13 + 20 n × 360	-20 + 40 n × 360	-10 + 20 n × 360	-10 + 35 n × 360	-10 + 60 n × 360	-10 + 50 n × 360	-10 + 50 n × 360	-10 + 20 ±45 (за счет вращения башенки командира)	-15 + 60 n × 360	

Примечание – Знак «+» соответствует наличию признака,
а знак «-» - отсутствию признака.

. Анализ необходимости совершенствования прицелов командира танка.

В процессе серийного производства танки третьего поколения постоянно подвергаются модернизации с целью повышения их боевых качеств. Важнейшими резервами повышения огневой мощи является улучшение условий наблюдения из танка и усовершенствование характеристик его системы управления огнем.

Общепризнано, что слабым местом современных танков является неспособность экипажа быстро обнаружить противостоящие цели, особенно ночью и в условиях плохой видимости. Поэтому все усилия специалистов СВО, как за рубежом, так и на Украине, сосредоточились на создании высокоэффективных средств поиска, обнаружения и опознавания целей. В последние годы заметно улучшились условия наблюдения за полем боя и поиска целей для командиров в зарубежных танках. Так, например, серийные танки «Abrams», «Leopard-2», «Leclerk», «Chelendger-2», оснащены комбинированными прицелами командира, в состав которых конструктивно объединены дневной визуальный канал, тепловизионный канал и лазерный дальномер. Головные зеркала являются общими для трех каналов. Новые командирские приборы (GPS-1, PERI-RTW-90, HL-120, MVS-580) обеспечивают командиру практически такие же возможности, как и у наводчика. При этом дальность обнаружения целей ночью и в сложных погодных условиях, за счет применения в этих прицелах тепловизоров, увеличилась до 6000 – 8000 метров, тогда как на отечественных танках дальность обнаружения целей командиром с помощью своего прицела (ПНК-4с, ПНК-4сR, ПНК-5 (с ЭОП)) достигает только 800 – 1200 метров. Это диктует необходимость замены ночного канала на основе ЭОП на тепловизионный. Приборы, в состав которых входит тепловизионный канал, имеют ряд преимуществ: использование в любое время суток и при любой погоде; более высокие технические характеристики по дальностям обнаружения и распознавания целей ночью и днем, а также в условиях дождя, тумана, запыленности и т. д., при условии контрастности цели по нагреву по сравнению с окружающим фоном (GPS-1, PERI-RTW-90, HL-120, MVS-580, PERI-R17, VS-580, ORP90). На французском танке «Leclerk» в комбинированном прицеле наводчика кроме ТПВ канала введен еще и телевизионный канал (ТВ). Информация от ТПВ и ТВ каналов подвергается совместной обработке и выводится на дисплее наводчика и командира. Совместная обработка изображения, полученная от различных каналов повышает вероятность обнаружения и идентификации целей. Кроме того, немалую толику в сокращении времени поиска и обнаружения цели несет возможность обеспечения кругового обзора местности, которым обладают панорамные приборы. При этом, командир, не меняя положения головы, ведет обзор местности, что позволяет также сократить время на поиск и обнаружение цели и, в конечном счете, быстром ее уничтожении наводчиком (при целеуказании) или командиром (при дублированном управлении вооружением).

Возможности совмещения операций по подготовке вооружения к стрельбе в значительной степени определяется конструкцией систем стабилизации полей зрения прицелов. Кроме того, двухплоскостная стабилизация позволяет повысить точность стрельбы из танков с ходу. Так на танках «Abrams», «Leopard-2», «Leclerk», «Chelendger-2», «Moderna» установлены прицелы командира, имеющие точность стабилизации 0,03-0,1 мрад. Тогда как на отечественных танках стоят прицелы командира (ПНК-4с, ПНК-5), имеющие одноплоскостную стабилизацию по вертикали с точностью стабилизации 0,2 мрад, что значительно ухудшают возможности стрельбы с ходу.

Применение в конструкции прибора волоконнооптических гироскопов вместо поплавковых (ПНК-4с, ПНК-5) позволяет уменьшить габаритные размеры (в диаметре)

и массу прибора, повысить его точность и надежность, что и было использовано в комплексе ПНК-6.

Широкий диапазон управления линией визирования (ЛВ) прицела командира по вертикали позволяет выполнять задачи по управлению зенитной установкой для поражения воздушных целей. Однако, увеличение угла управления ЛВ вверх ведет и к увеличению головной части прицела по высоте, что приводит к ее уязвимости во время боя. Различия в диапазонах наведения ЛВ прицелов (см. таблицу 1) свидетельствуют о том, что данный вопрос еще до конца не решен и требует дальнейшего рассмотрения вариантов по оптимизации увеличения углов наведения линии визирования по вертикали и одновременного уменьшения размеров по высоте головной части прибора командира.

Разработанный комбинированный прицел ТКН-6 (комплекс ПНК-6) воплотил в себя лучшие идеи разработчиков танковых прицелов мирового уровня. Следовательно, установка на танке отечественного производства украинского комплекса ПНК-6 с двухплоскостной независимой стабилизацией (с точностью стабилизации 0,1 мрад), в состав которого входит тепловизионный канал, лазерный дальномер электронный датчик положения пушки, позволит увеличить эффективность стрельбы с места командира и обеспечить технические характеристики отечественных танков на уровне лучших мировых образцов.

Выводы.

Анализ СУО современных танков позволяет сделать вывод, что наиболее перспективным направлением в повышении эффективности СУО танков является разработка многоканальных прицельных комплексов с телевизионными и тепловизионными каналами. В направлении развития прицельных комплексов командира танка наблюдается тенденция создания независимых панорамных прицелов с тепловизионным каналом. Как правило, комбинированные прицелы имеют общие головное зеркало и входное окно. Введение таких прицелов в состав СУО танка практически уравнивает возможности командира и наводчика по управлению основным вооружением.

Таким образом, пути развития украинских танковых прицельных комплексов командира на ближайшее время, с учетом тенденций построения систем управления огнем ведущих танкостроительных стран и имеющегося на Украине научно-технического задела, целесообразно развивать в следующих направлениях:

1) Совершенствование прицельного комплекса командира в части установки двухплоскостного стабилизатора поля зрения, ночного канала с использованием тепловизионной камеры или низкоуровневой телевизионной системы.

2) Совершенствование отдельных каналов прицельных комплексов введением системы автоматического сопровождения цели.

3) Создание на базе прицельного комплекса командира ПНК-6 ряда панорамных прицелов с различным комплексированием каналов.

Выполнение выделенных основных направлений работ позволит обеспечить технические характеристики украинских прицельных комплексов на уровне лучших мировых образцов, а также повысит экспортную привлекательность отечественной бронетехники.

Литература: 1. Литвиненко В. Системы управления огнём танков // Зарубежное военное обозрение. –М., 1990. –№4. –С. 28 – 32. 2. Киселев Ю.В., Михеев, Сидоров А.Ф. Современные комбинированные прицелы основных танков // Зарубежная военная техника. Обзоры. Оптика в средствах вооружения и военной технике –М., 1990. –Выпуск 6(114). –С. 3 – 18. 3. Литвиненко В. Танковые прицелы // Зарубежное военное

обозрение. –М., 1991. –№4. –. 27 - 34. 4. Кораблин В. Системы управления огнём современных танков и боевых машин пехоты // Зарубежное военное обозрение. –М., 2001. –№ 5. –С. 37 – 40. 5. Суворов С. Системы управления огнем танков и БМП // Техника и вооружение. –М., 004. –№12. –С. 24 – 26. 6 Суворов С. Новый «Леопард» для бундесвера // Техника и вооружение. –М., 2005. –№3. –С. 14 – 19. 7. Растопшин М., Никольский М. Танк М1 «Абрамс» // Техника и вооружение. –М., 2000. – №3. –С. 1 – 14. 8. Аганов А. Модернизация танков М1 «Абрамс» и боевых машин пехоты М2 «Бредли» в США // Зарубежное военное обозрение. –М., 2002. –№ 9. –С. 24 – 29. 9. Криворотов Н. А. Французский танк «Леклерк» // Зарубежное военное обозрение. –М., 1991. –№9. –С. 20 – 24. 10. Федосеев С. Современные французские танки // Техника и вооружение. –М., 2003. –№1. –С. 34 – 39. 11. HL120 Commander Primary Sight for LECLERC MBT. Проспект фирмы SAGEM, Франция, 2001. [http: // www.sagem.com](http://www.sagem.com) 12. Проспект фирмы SFIM, Франция. 13. Танк Т-80УД: Комплекс управления огнем. Техническое описание и инструкция по эксплуатации / КП ХКБМ. – Харьков, 1995. – 146 с. 14. Бурак А.В., Гордиенко В.И., Мазурин И.В. и др. Тепловизионные прицелы для систем управления огнем объектов БТТ // Механика та Машинобудування. – Харьков, 2002. –№2. –С. 217 – 219. 15. Бурак А.В., Гордиенко В.И., Мазурин И.В. и др. Дневно-ночной прицельно-наблюдательный комплекс ПНК-5 // Механика та Машинобудування. – Харьков, 2002. – №2. –С. 214 – 216. 16. MVS 580 NP Combined panoramic stabilized day/thermal/laser sight. Проспект фирмы SAGEM, Франция, 2000. [http: // www.sagem.com](http://www.sagem.com) 17. Commander's Panoramic Sight CPS-1. Проспект фирмы RAYTHEON Electronic Systems, США, 1999. [http: // www.raytheon.com](http://www.raytheon.com) 18. Панорамный прицельно-наблюдательный комплекс ПНК-6. Руководство по эксплуатации / НПК «Фотоприбор». –Черкассы, 2004. –110 с. 19. Хомченко А.Я., Мазурин И.В., Гордиенко В.И., Власюк В.В. Система индикации положения линии визирования панорамного прицела // Артиллерийское и стрелковое вооружение: Междунар. науч.-техн. журнал. -Киев: НТЦ АСВ, 2005. –№1(14). –С. 42-45. 20. Суворов С. Т-90 – гордость отечественного танкостроения. // Техника и вооружение. –М., 2006. –№1. –С. 38 - 42.

Решетило В.І., Ілларіонов О.М., Заозерський В.В., Веретенніков О.І.

**АКТУАЛЬНІСТЬ СТВОРЕННЯ СУЧАСНИХ ПАНОРАМНИХ ПРИЦІЛЬНИХ
КОМПЛЕКСІВ КОМАНДИРА В УКРАЇНІ**

В даній статті наведена оцінка перспективних українських танкових прицільних комплексів командира на прикладі порівняльного аналізу характеристик останніх закордонних та вітчизняних розробок.

Reshetilo V.I., Illarionov A.N., Zaozerskiy V.V., Veretennikov A.I.

**TOPICALITY OF DEVELOPMENT OF UP-TO-DATE COMMANDER'S
PANORAMIC SIGHTING SYSTEMS IN UKRAINE**

The article gives an evaluation of promising Ukrainian tank commander's sighting systems an the basis of a comparative analysis of the characteristics of the latest foreign and Ukrainian developments.

УДК 629.017

Толубко В.Б., Васильев Б.Г., Березан А.М.

РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ МАНЕВРЕННОСТИ УВЕЛИЧЕНИЕМ СТЕПЕНИ ПОДВИЖНОСТИ МАШИН С НЕГОЛОНОМНЫМИ СВЯЗЯМИ КОЛЕСНОГО ТИПА

Введение

Интенсивное развитие наземных транспортных средств приводит к постоянному росту их числа и к увеличению многообразия конструктивно - компоновочных схем, к увеличению длины и количества кинематических звеньев автопоездов. Не смотря на различное предназначение машин всех их объединяет требование обеспечения беспрепятственного безаварийного движения. Если в вертикальной плоскости это требование удовлетворяется профильной проходимостью и опорно-сцепными характеристиками машины, то в горизонтальной плоскости - маневренностью.

Можно рассматривать различные аспекты маневренности [1] : управляемость (легкость управления, степень поворачиваемости - нейтральную, излишнюю и недостаточную поворачиваемость), поворотливость (статическую, динамическую), вписываемость (внешнюю, внутреннюю). Но наиболее актуальными, и в то же время в наименьшей степени изученными и решенными, оказались вопросы внешней вписываемости.

Не смотря на совершенствование дорожной сети все чаще и чаще встречаются непредвиденные дорожные ситуации, когда необходимо маневрировать в стесненных условиях дорожных препятствий , которые возникают как для колес так и для габаритных точек машины. Эти задачи еще больше обостряются для средств подвижности вооружения и военной техники, что связано с современными требованиями повышения мобильности, подвижности и маневренности войск, вооружения и военной техники.

Постановка проблемы. Требуется найти решение проблемы существенного повышения маневренности машин по параметрам внешней вписываемости в дорожные препятствия в условиях действия неголономных связей колесного типа, исключающих боковое движение.

Анализ последних исследований и публикаций

Действие неголономных связей направления движения, которые накладываются на машину со стороны колес, конкретизируют задачу управления маневрированием - изменение направления движения машин осуществляется неголономными связями путем поворота колес без бокового скольжения.

Поворот неголономной системы колес осуществляется с помощью рулевой трапеции Жанто, которая была изобретена в 1878 году. С тех пор рулевая трапеция в различном конструктивном исполнении (в том числе и электронная) является неотъемлемой частью всех без исключения машин с поворотными колесами. Ее недостатком для маневренности является ограничение степени подвижности всего двумя обобщенными координатами - дуговой координатой (путь криволинейного движения) и относительным углом поворота рулевого колеса, которому соответствует угол поворота неголономной системы. В то же время из теоретической механики известно, что машина на плоскости как твердое тело имеет три степени свободы. Значит потенциально в машине имеется в запасе еще одна степень свободы, которая до сих пор еще не реализована для повышения маневренности. А для многозвенных автопоездов этот резерв составляет еще большее число.

Последние исследования в области движения неголономных систем [2-10] подтверждают гипотезу о том, что повышение степени подвижности при маневрировании

возможно и решение необходимо искать в той области, которая исключает принципы, заложенные в рулевой трапеции Жанто.

Цель данной статьи – проанализировать принципы поворота, заложенные в рулевой трапеции Жанто, и обосновать такие решения задач маневренности машины, которые позволяли бы увеличивать степень подвижности в условиях действия неголономных связей колёсного типа.

Изложение основного материала

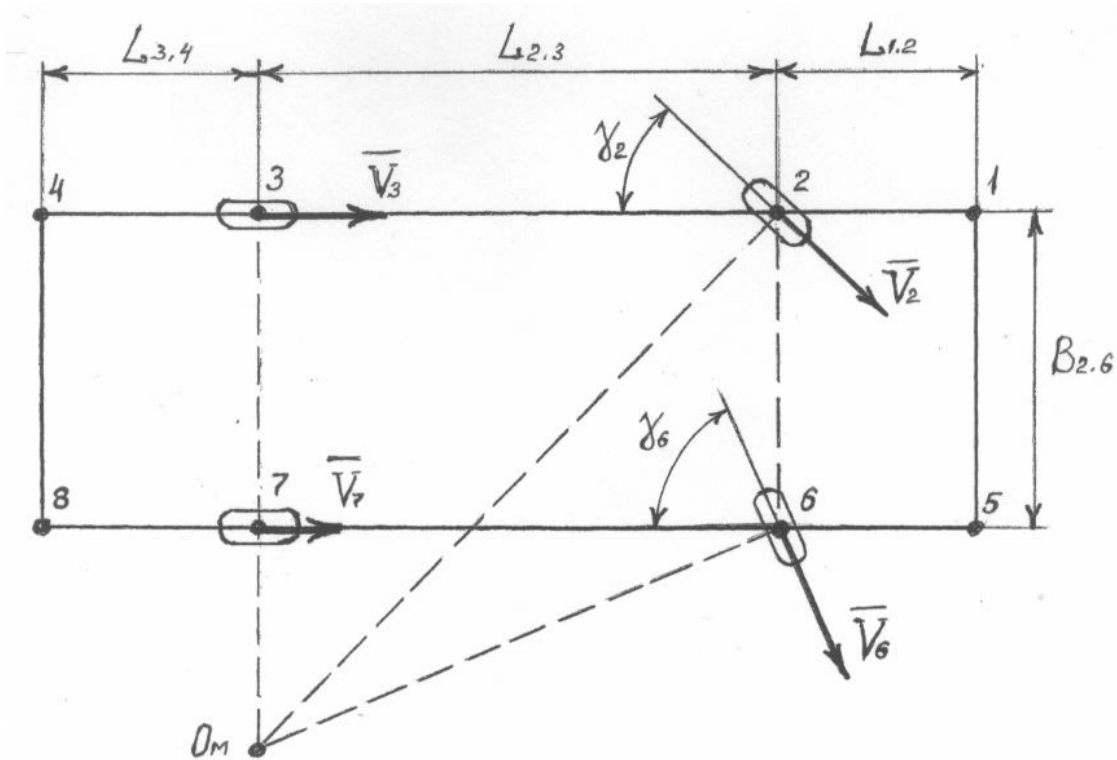


Рисунок 1 - Принцип построения рулевой трапеции Жанто с задними неповоротными колесами машины

Рассмотрим двухосную машину (рис. 1) с передними поворотными колесами в точках 2 и 6 и с задними неповоротными колесами в точках 3 и 7. Движение машины однозначно задается неголономными связями (НГС) в точках 2, 3, 6 и 7, которые задают направления векторов скоростей в этих точках. Каждая НГС описывается дифференциальным уравнением первого порядка, которое для общего случая движения не может быть проинтегрировано. Число степеней свободы уменьшается на число независимых уравнений НГС [11]. Разработанные в этой области методики [5-8] позволяют определить число избыточных НГС и число независимых уравнений НГС. Для рассматриваемой системы число степеней свободы равно двум и может быть реализована с помощью двух органов управления: поступательного движения (педаль «газ - тормоз») для задания пути S_2 (криволинейной координаты вдоль траектории точки 2) и поворота рулевого колеса для задания угла γ_2 поворота колеса 2. Все остальные параметры движения могут быть вычислены.

Рулевая трапеция Жанто при любом конструктивном исполнении строится на таком принципе, чтобы обеспечить разные углы поворота γ_2 и γ_6 левого 2 и правого 6 колес, чтобы их радиусы поворота пересекались в одной точке O_m , расположенной на линии неповоротных колес 3 и 7 (Рис. 1). Математически этот принцип отображает формула Аккермана [12, с. 187]:

$$\text{Ctg}\gamma_2 - \text{Ctg}\gamma_6 = \frac{B_{2.6}}{L_{2.3}} \quad (1)$$

где γ_2, γ_6 – относительные углы поворота внешнего и внутреннего колес;

$B_{2.6}$ – расстояние между шкворнями поворота колес;

$L_{2.3}$ – расстояние поворотных колес от неповоротных.

В этом случае подвижная центроида, которая строится из системы точек мгновенных центров скоростей Ом при изменении углов γ_2 и γ_6 [13], представляет собой прямую линию, которая проходит через точки 3 и 7. Эта подвижная центроида связана с машиной и движется вместе с ней. Во всех точках машины, которые совпадают с точками подвижной центроиды, вектор скорости направлен вдоль машины и не изменяет эту направленность при любом повороте управляемых колес.

Неуправляемость поворотом вектора скорости этих точек как раз и представляет собой причину плохой маневренности. Точка 7 при движении прочерчивает крайнюю внутреннюю траекторию, которая требует для проезда машины большую ширину пути на повороте. Машина имеет только одну степень свободы для маневрирования – водитель поворотом рулевого колеса поворачивает сразу векторы скорости всех точек машины (кроме точек, совпадающих с подвижной центроидой).

В случае выполнения поворотными всех колес машины (рис. 2) вопросы маневренности принципиально не изменяются.

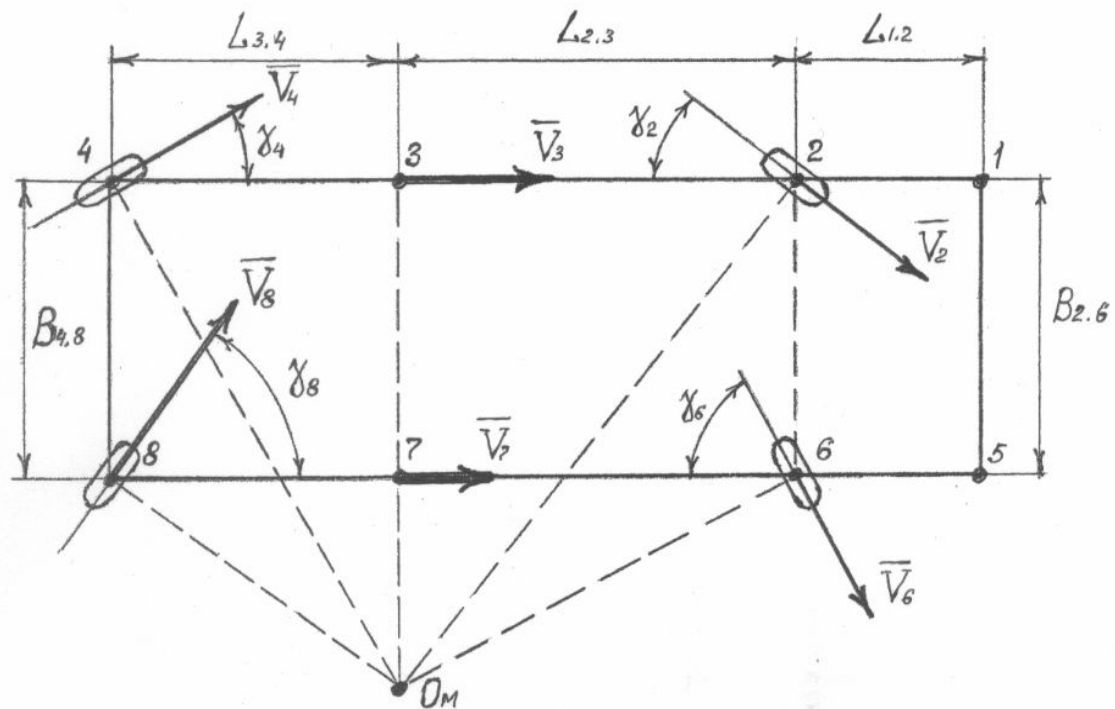


Рисунок 2 - Принцип построения рулевой трапеции Жанто со всеми поворотными колесами машины

Задние колеса с помощью своей рулевой трапеции поворачиваются в противоположную сторону на относительные углы γ_4 и γ_8 , которые также связаны формулой Аккермана:

$$\text{Ctg}\gamma_4 - \text{Ctg}\gamma_8 = \frac{B_{4.8}}{L_{3.4}} \quad (2)$$

где $B_{4.8}$ - расстояние между шкворнями поворота задних колес;

$L_{3.4}$ - расстояние задних поворотных колес от подвижной центроиды.

Углы поворота задних и передних колес связаны уравнением:

$$\frac{\text{tg}\gamma_4}{\text{tg}\gamma_2} = \frac{\text{tg}\gamma_8}{\text{tg}\gamma_6} = \frac{L_{3.4}}{L_{2.3}} \quad (3)$$

Как и в предыдущем случае подвижная центроида представляет собой прямую линию, которая проходит через точки 3 и 7. Вектор скорости в этих точках как и раньше направлен вдоль машины и не изменяет эту направленность при маневрировании. Поэтому проблемы маневренности такой машины остаются такими, как они были у машины с неповоротными колесами в точках 3 и 7. Можно расположить в этих точках неповоротные колеса и они никак не будут влиять на траектории движения всех точек машины.

Таким образом, машина со всеми поворотными колесами любого количества, которые поворачиваются с помощью рулевой трапеции (механической или электронной), всегда имеет точки, движение которых полностью совпадает с траекториями движения неповоротных колес в этих точках, и маневренность такой машины не отличается от маневренности этой машины с неповоротными колесами. Этой мерой можно лишь уменьшить радиус поворота машины при ограничении максимального угла поворота колес. Но здесь появляется дополнительная проблема маневренности – возрастает задний свес $L_{3.4}$, что приводит к появлению на входе в поворот и на выходе из него новых внешних и внутренних траекторий движения, которые образуются точками 4 и 8. Эти траектории очень сложные и водитель не может одновременно управлять траекториями движения и передних колес, и задних колес, и точек заднего свеса.

Итак, при выполнении поворотными всех колес машины рулевая трапеция (ее принцип построения) не позволяет повысить маневренность больше, чем имеет машина с неповоротными колесами, и ограничивает число степеней свободы машины единицей.

Для многозвенного автопоезда (рис. 3) задача маневренности значительно усложняется, а маневренные возможности по вписываемости резко снижаются.

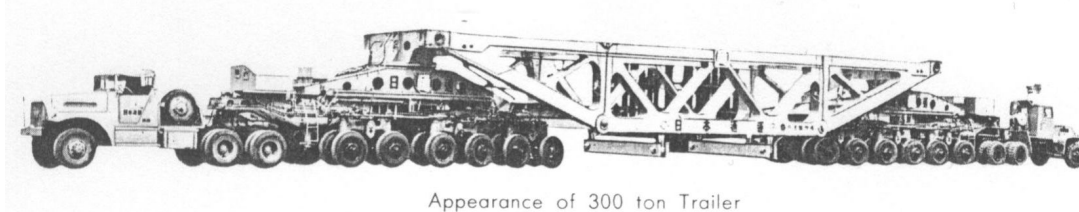


Рисунок 3 - Многозвенный многоосный автопоезд (Япония)

Этапы математического моделирования неголономной системы представлены на рис. 4.

Структурно – линейная неминимальная схема (рис. 4, а) включает в себя 9 кинематических звеньев (1,4,6,9 – независимые звенья; 2 и 8 – полузависимые; 3,5 и 7 – сцепки) и точки 10 ÷ 43, которые характеризуют конфигурацию неголономных связей и шарниров соединения звеньев.

Структурно – линейная минимальная схема (рис. 4, б) отображает только те связи, которые задают движение звеньев автопоезда, т.е. из рассмотрения исключены избыточные связи.

На рис. 4, в и рис. 5 отображено формализованное описание структуры неголономной системы приведенного автопоезда.

На схеме, изображенной на рис. 4, б, выделены во всех независимых и полувисимых звеньях инерционные точки τ - точки пересечения подвижных центроид с продольной осью каждого звена. В них вектор скорости всегда направлен, как и у одиночной машины, вдоль продольной оси звена при любом повороте колёс. Поворот этого вектора происходит вместе с рамой звена. Поэтому наблюдается инерционность поворота – не сразу с поворотом рулевого колеса, а после прохождения определённого пути вдоль траектории движения. Это отображает и производная первого порядка в дифференциальном уравнении, связывающем эти параметры движения. А для координат траектории движения такой точки инерционность ещё возрастает на порядок – уравнение имеет производную второго порядка.

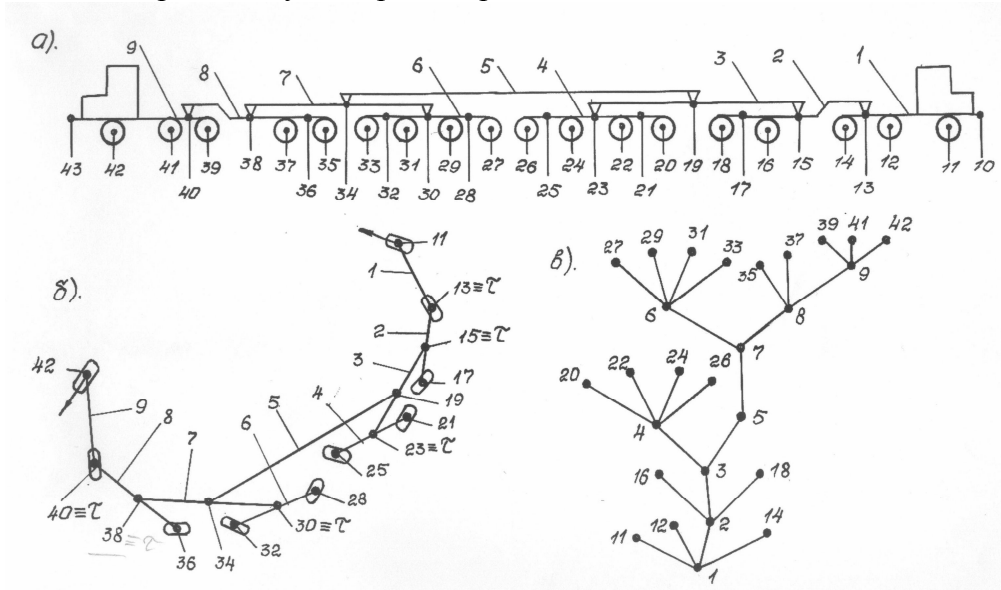


Рисунок 4 - Моделирование структурной схемы автопоезда: а) – структурно-линейная неминимальная схема; б) – структурно-линейная минимальная схема; в) – модель автопоезда в виде структуры дерева

Столбцы матрицы инцидентности

Название элементов в столбце	Номер звена	Концевые точки	НГСП.О (НГСП.ОЭ)	НГСП.Ф (НГСП.ФЗ)	НГСП.З (НГСП.ЗЭ)	ЗШ	НЗШ	τ ($\tau\tau$)	НГСП.И	НГСП.П
Число столбцов	1	2	1	2	1	2	$n_{нш}$	1	$n_{нгсп.и}$	$n_{нгсп.п}$
$A_{4,1,2} = \begin{bmatrix} 1 & 10 & 14 & 11 & 0 & 0 & 13 & 0 & 0 & 13 & 13 & 12 & 14 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & 13 & 18 & 0 & 0 & 17 & 0 & 13 & 0 & 15 & 15 & 0 & 0 & 0 & 0 & 16 & 18 & \\ 3 & 15 & 23 & 0 & 0 & 0 & 0 & 15 & 23 & 19 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \\ 4 & 20 & 26 & 0 & 21 & 25 & 0 & 0 & 0 & 23 & 23 & 0 & 0 & 20 & 22 & 24 & 26 & \\ 5 & 19 & 34 & 0 & 0 & 0 & 0 & 19 & 34 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \\ 6 & 27 & 33 & 0 & 28 & 32 & 0 & 0 & 0 & 30 & 30 & 0 & 0 & 27 & 29 & 31 & 33 & \\ 7 & 30 & 38 & 0 & 0 & 0 & 0 & 30 & 38 & 34 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \\ 8 & 35 & 40 & 0 & 36 & 0 & 0 & 0 & 40 & 38 & 38 & 0 & 0 & 35 & 37 & 0 & 0 & \\ 9 & 39 & 43 & 42 & 0 & 0 & 40 & 0 & 0 & 40 & 40 & 39 & 41 & 0 & 0 & 0 & 0 & \end{bmatrix}$										
$A_{4,1,1}$										

Рисунок 5 - Матрица инцидентности автопоезда

Полузависимые звенья автопоезда (подкатные тележки в виде полуприцепов) передними концами опираются на точки, которые являются инерционными у предыдущего смежного звена (например 13 и 15). Поэтому при таком последовательном соединении инерционность параметров маневрирования с каждым разом увеличивается на порядок. Управлять такой системой для изменения траекторий крайне затруднительно. Если же отказаться от принципа построения рулевой трапеции, то инерционные точки исчезнут, а число степеней свободы увеличится.

Приведенный автопоезд имеет такую же степень подвижности для маневрирования, как и одиночная машина – две степени свободы. Водитель задаёт дуговую координату на тягаче (скорость) и угол поворота рулевого колеса, а положение всех остальных звеньев определяет неголономная система.

Если отказаться от принципа построения рулевой трапеции, то на каждом звене автопоезда (на независимом и полузависимом) подвижность можно увеличить на одну степень свободы. Тогда для всего автопоезда увеличение подвижности составит шесть степеней свободы, которые можно реализовать в автоматической системе управления маневрированием.

Для этой автоматической системы возможно разработать набор моделей маневрирования, заложить их в бортовой компьютер, а водителю только выбирать нужную модель в зависимости от изменения условий движения на дороге относительно препятствий для маневрирования. Основу этих моделей составляют законы движения и управления маневрированием. Для машины такими законами, например, могут быть: движение двух правых колес по единой траектории, движение двух левых колес по единой траектории, движение двух правых габаритных точек по единой траектории, движение двух левых габаритных точек по единой траектории, движение любых выбранных двух точек машины в заданном направлении и заданной траектории (прямой, кривой и прочие). Аналогично задача решается и для любого автопоезда.

Выводы

Принцип построения рулевой трапеции Жанто, изобретённой в 1878 году, используется до сих пор во всех машинах с поворотными колёсами. Однако этот принцип не позволяет повысить маневренность выше, чем у машины с неповоротными задними колёсами.

Значительное увеличение маневренности возможно только при увеличении степени подвижности при маневрировании. Необходимым условием для этого является отказ от принципа поворота колёс, заложенного в рулевой трапеции Жанто. В этом случае можно увеличить подвижность машины на одну степень свободы, а подвижность автопоезда на число независимых и полузависимых звеньев автопоезда.

Повышение степени подвижности можно реализовать, с целью значительного повышения маневренности, в автоматической системе управления маневрированием для задания различных законов движения колёс и звеньев автопоезда и для задания различных законов управления маневрированием в зависимости от меняющейся дорожной обстановки в отношении дорожных препятствий для движения колёс и габаритных точек.

Полученные результаты относятся и к случаям, когда неголономные связи направленного движения накладываются на машину не только колёсными движителями, а и гусеничными, и шагающими.

Литература: Подригало М.А. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / под ред. М.А. Подригало / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, М.А.

Бобошко. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 403 с. 2. Васильев Б.Г. Синтез законов управления для совмещения траекторий движения точек неголономной системы тел / Б.Г. Васильев // Информационные системы. – Х.: НАНУ, ПАНИ, ХВУ, 1994. – Вып. 2. – С. 69-77. 3. Васильев Б.Г. Вирішення проблемних задач підвищення рухомості і маневреності великогабаритних багатоланкових спецагрегатів / Б.Г. Васильев, С.П. Биков, М.М. Радчин // Ракетно-космічна техніка. Збірник наукових праць ХВУ. – Х.: ХВУ, 1999. – Вип. 1. – С. 145-151. 4. Сахно В.П. Курсова стійкість двохланкового автопоїзда при русі заднім ходом / В.П. Сахно, Б.Г. Васильев, С.В. Гейко // Автошляховик України: Окремий випуск: Вісник Центрального Наукового Центру Транспортної Академії України, 2000. – № 3. – С. 94-97. 5. Васильев Б.Г. Допустимая область решения задачи о движении точек автопоезда по едбиным траекториям // Механіка та машинобудування.- Х.: НТУ «ХПІ», 2001.- №1,2.- С.319-323. 6. Васильев Б.Г. Основы теории маневренности систем с неголономными управляемыми колесными связями / Б.Г. Васильев, С.А. Марцинкевич // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – Х.: ХНАДУ, 2001. – Вып. 7-8. – С. 126-128. 7. Васильев Б.Г. Решение проблемы управления транспортной машиной для совмещения траекторий колес и габаритных точек / Б.Г. Васильев, С.А. Марцинкевич // Вестник ХГАДТУ: сборн. научн. тр. – Х: ХНАДУ, 2001. – Вып. 15-16. – С. 171-173. 8. Васильев Б.Г. Принципы построения квазиадаптивных систем маневрирования крупногабаритных спецагрегатов ракетного вооружения / Б.Г. Васильев // Збірник наукових праць ХВУ. – Х.: ХВУ, 2002. –Вип.5 (43) . – С. 337-349. 9. Васильев Б.Г. Перспективные направления глобального развития на качественно новый уровень средств подвижности вооружения и военной техники / Б.Г. Васильев, С.Р. Дурович // П'ята наукова конференція Харківського університету Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба «Новітні технології – для захисту повітряного простору», 15 – 16 квітня 2009р.: тези доповідей. – Х.: ХУПС, 2009. – С. 125. 10. Васильев Б.Г. Проблема применимости принципа построения рулевой трапеции для существенного повышения маневренности полуприцепа / Б.Г. Васильев, Ю.В. Баистов // П'ята наукова конференція Харківського університету Повітряних Сил ім. І. Кожедуба «Новітні технології – для захисту повітряного простору», 15 – 16 квітня 2009 р.: тези доповідей. – Х.: ХУПС, 2009. – С. 126. 11. Добронравов В.В. Основы механики неголономных систем: Учеб. пособие для вузов.- М.: Высшая школа, 1970.- 270с. 12. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств / Дж. Вонг. – М.: Машиностроение, 1982. – 262с. 13. Павловський М.А. Теоретична механіка: підручник / М.А. Павловський. – К.: Техніка, 2002. – 512 с.:іл.

Голубко В.Б., Васильев Б.Г., Березан О.М.

РІШЕННЯ ПРОБЛЕМИ МАНЕВРНОСТІ ЗБІЛЬШЕННЯМ СТУПЕНІ РУХОМОСТІ МАШИН З НЕГОЛОНОМНИМИ ЗВ'ЯЗКАМИ КОЛІСНОГО ТИПУ

Аналізується принцип побудови рульової трапеції Жанто. Отримані докази, що цей принцип є перешкодою для значного підвищення маневреності і ступеней рухомості машин і автопоїздів. Пропонується методика підвищення маневреності засобами керування поворотом неголономної системи колісного типу.

Tolubko V.B., Vasil'ev B.G., Berezan A.M.

DECISION OF PROBLEM OF MANOEUVRABILITY BY AN INCREASE DEGREES OF MOBILE OF MACHINES WITH THE NON-HOLONOMIC COPULAS OF THE WHEELED TYPE

Principle of construction of steering trapezoid of Zhanto is analysed. Proofs are got, that this principle is hindering for the considerable increase of manoeuvrability and degrees mobile of machines and lorry convoys. The method of increase of manoeuvrability is offered by facilities of management of the non-holonomic system of the wheeled type a turn.

УДК 539.3

Чепурной А.Д., Глинин Г.П., Литвиненко А.В., Ткачук Н.А.

ОБЩИЙ ПОДХОД К ОБОСНОВАНИЮ ПАРАМЕТРОВ ПРОЕКТИРУЕМЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ ГИБРИДНЫХ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ МОДЕЛЕЙ

Введение. Бурное развитие современного машиностроения происходит как в направлении роста технических и тактико-технических характеристик проектируемых и изготавливаемых машин, так и в направлении резкого сокращения сроков и стоимости проектирования и технологической подготовки производства новых изделий. Особую специфику при этом приобретают проблемы, связанные с разработкой и изготовлением элементов высокоответственных машин. Это, например, машины для работы на режимных объектах (аэродромы, АЭС, предприятия химической промышленности), машины для транспортировки опасных грузов (жидкостей, газов и т.д.). К ним предъявляются особые требования. При этом условия работы данных машин сопряжены с выполнением регламентированных операций, а выполняемые функции настолько ответственны, что требуется высокая надежность, недопущение поломок и аварий. При проектировании таких машин в силу наличия многих факторов, стохастических воздействий, нелинейностей заранее сложно предвидеть и рассчитать действующие в ходе эксплуатации нагрузки, что затрудняет расчетное обоснование параметров высокоответственных элементов машин.

Существующая в настоящее время практика проектно-исследовательских работ, основанная на широком применении CAD/CAM/CAE-технологий для обоснования конструктивных решений и параметров проектируемых машин путем численного моделирования физико-механических процессов, не обеспечивает в данном случае достоверного результата, поскольку действующие в процессе эксплуатации машины нагрузки зачастую неизвестны не только по величине, но и по составу, а также законам распределения в пространстве и во времени.

Таким образом, нечеткость задания этих важных исходных данных для численного моделирования приводит и к нечеткости решения задачи анализа, а, значит, и задач структурного и параметрического синтеза. Возникает противоречие между потребностями машиностроения, машиноведения, с одной стороны, а также теорией и практикой оптимального проектирования элементов машин, – с другой. Решение данной актуальной и важной задачи составляет цель и содержание данной статьи.

Постановка задач исследований. Рассматривается, следуя [1-3], сложная механическая система, поведение которой описывается в операторном виде следующим образом:

$$L(u, P, f, t) = 0, \quad (1)$$

где L – оператор задачи; u – переменные состояния; f – внешние воздействия; P – обобщенные параметры, однозначно описывающие проектируемую машину; t – время.

Особенностью задачи анализа (1) является то, что состав, структура, величины и распределения обобщенных параметров являются искомыми (варьируемыми на этапе синтеза), а внешние воздействия f – нечетко определенными (на этапе решения задачи анализа (1)).

Ставится задача разработки такого подхода к решению задачи синтеза, который бы, с одной стороны, давал возможность естественным образом встраивать процедуру

варьирования и направленного поиска P , а с другой – сводить к минимуму неопределенность в поиске внешних нагрузок f .

Общий подход к решению задачи. Как уже отмечалось, основным препятствием для построения адекватных и точных аналитических и численных моделей исследуемых физико-механических процессов и состояний в проектируемых высокоответственных машинах является проблема идентификации нагрузок f . Для решения этой задачи при традиционном подходе либо аналитически или численно решается некоторая вспомогательная задача, либо проводится цикл экспериментальных исследований для измерения f . Первый путь применим для простых механических систем и не гарантирует точности и адекватности вычисляемых нагрузок для сложных систем и процессов. Второй путь требует предварительного изготовления физической модели, опытного образца или макета. Это, в свою очередь, сопряжено с дополнительными затратами времени и средств.

Для устранения указанных противоречий и недостатков предполагается новый подход: эксплуатационные нагрузки определяются на основе экспериментальных исследований машин аналогичного назначения, проходящих лабораторные и полигонные испытания по той же программе, которая предусмотрена для вновь проектируемой машины; на основе данных, полученных в ходе проведенных экспериментов, определяются эксплуатационные нагрузки, прикладываемые к расчетным моделям новых машин, т.е. создается «гибридная» расчетно-экспериментальная модель; проектируемые машины оптимизируются по структурным, технологическим параметрам и эксплуатационным режимам с применением «гибридной» модели; разрабатываются рекомендации, проектно-технологическая и эксплуатационная документация; изготовленные образцы проходят ту же программу лабораторных испытаний, что и ранее специально созданные экспериментальные образцы.

Предложенный подход избавлен от присущих численно-аналитическим и расчетно-экспериментальным методам недостатков при определении внешних нагрузок. В то же время это преимущество достижимо и приносит реальный эффект в случае либо наличия машины-аналога для проведения эксперимента с целью определения внешних нагрузок на ее элементы, либо возможности его быстрого изготовления, приобретения, а также в случае возможности получения данных об испытаниях, проведенных другими исследователями. Естественным образом этот недостаток устраняется при проектировании машины, продолжающей существовать ряд машин, при модернизации существующих машин или при создании машины по имеющемуся в физическом виде прототипу. В таком случае организация более информативных экспериментальных исследований наименее затратна по времени, средствам и наиболее результативна по полноте результатов.

Формализация предложенного подхода. При использовании предложенного подхода возникают 2 важные задачи, требующие решения:

- 1) Формализация процедуры *определения внешних нагрузок f* , действующих на проектируемую машину, на текущем этапе анализа (1);
- 2) формализация этапа встраивания процедуры корректировки f и варьирования P при переходе от текущего подэтапа синтеза к следующему.

Задача 2) нашла свое решение в ряде работ, посвященных разработке и совершенствованию метода обобщенного параметрического описания сложных и сверхсложных механических систем [1-6]. Предложенный в этих работах аппарат может быть использован и для моделирования реакции машин на эксплуатационные нагрузки, если только математический аппарат, применяемый для решения задачи (1), не препятствует реализации данной технологии исследований.

Предлагается следующая формализация задачи расчетно-экспериментальной идентификации нагрузок f , действующих на проектируемую (и исследуемую) машину. Пусть

p^P – множество обобщенных параметров, которое идентифицирует в обобщенном параметрическом пространстве V конкретную реализацию машины. Идентифицируя с этой конкретной реализацией точку M^P пространства V , можно установить соответствие

$$M^P = M^P(p^P). \quad (2)$$

Пусть $p^i, i = 1, 2, \dots, N^i$ – множества обобщенных параметров, каждое из которых соответствует той или иной машине-аналогу. Тогда, предполагая, что существует зависимость

$$f^i = f^*(p^i), \quad (3)$$

которую можно постулировать или определить, саму нагрузку f^P на исследуемую машину можно определить по той же зависимости

$$f^P = f^*(p^P). \quad = \quad (4)$$

При этом оператор L в уравнении (1) предполагается единым для всего множества (ряда) машин, включая и проектируемую. Из уравнения (1) можно определить зависимости

$$f^i = f^{\wedge}(u, t), i = 1, 2, \dots, N^i. \quad (5)$$

Здесь в уравнениях (5) параметры p^i являются фиксированными.

Нагрузки f^i можно также определить из экспериментально полученных данных:

$$f^i = f^E(u, P, t), i = 1, 2, \dots, N^i. \quad (6)$$

Таким образом, имея в распоряжении массивы данных, определяемые соотношениями (6), (5), (3), можно решить задачи идентификации самого оператора начально-краевой задачи L , включая и граничные условия, а также идентифицировать синтетическую зависимость

$$f^S = f^S(u, P, t), \quad (7)$$

которая удовлетворяет на множестве p^i некоторому критерию точности:

$$I_a(f^E - f^{\wedge}) \rightarrow \min. \quad (8)$$

Здесь I_a – некоторая варьируемая (исходя из специфики задачи, объекта, процесса или состояния) мера несоответствия результатов численных и экспериментальных результатов.

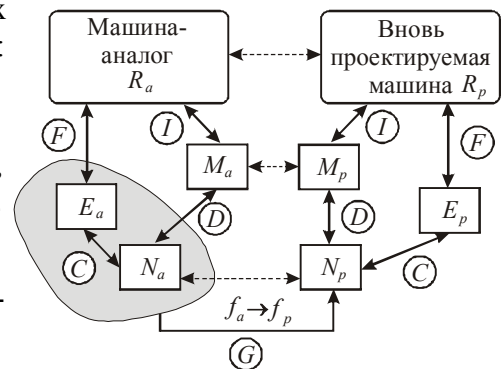
Принципиальным отличием данного подхода от известного варианта расчетно-

экспериментального метода [1] является то, что при традиционном подходе критерий соответствия строится на *полном* множестве машин и параметров, а в предложенном варианте метода – на *частном* множестве, соответствующем множеству машин-аналогов. Соответственно, существует опасность, что построенная таким образом численная модель с определенными по соотношениям (8), (4), (6) нагрузками f^P окажется недостаточно адекватной и точной для проведения исследований проектируемой машины M^P . Для устранения данного возможного несоответствия предлагается после проведения проектных работ и изготовления опытного образца провести проверочные испытания, в ходе которых можно аналогично определить новые значения $f^E, \tilde{u}^E$, соответствующих реальной машине. Таким образом, можно вычислить несоответствие и по нагрузкам (с одной стороны – принятым, предполагаемым, соответствующим «гибридной» расчетно-экспериментальной модели, с другой – зарегистрированным на реальном опытном образце), и по переменным состояния (с одной стороны, предсказанным на основе численного моделирования с применением «гибридной» расчетно-экспериментальной модели, с другой – зафиксированным при эксперименте непосредственно на объекте).

Реализация подхода. Одним из вариантов реализации предложенного подхода является методология исследований, проиллюстрированная на рис. 1.

Рисунок 1 – Структура расчетно-экспериментальных исследований с применением «гибридных» моделей:

R – реальный объект (проектируемая машина);
 M, N, E – математическая, численная и экспериментальная модели исследуемых объектов; $*_a$ – модели, соответствующие машине-аналогу; $*_p$ – модели, соответствующие проектируемой машине; I, D, F, C – этапы идеализации, дискретизации, физического моделирования и верификации результатов; G – этап синтеза «гибридных» моделей



При реализации данной технологии исследований параллельно и взаимосвязанно проводятся 2 цикла расчетно-экспериментальных исследований объектов по традиционной технологии [1-6]: для машины-аналога и для проектируемой. Они разнесены по времени: сначала проводится цикл исследований машины-аналога (или некоторого их множества), далее по аналогии создается математическая и численная модели проектируемой машины. Следующим шагом является интеграция в расчетную модель N_p усилий f_p , вычисляемым по нагрузкам f_a , – качественно новый этап G , при осуществлении которого собственно создается «гибридная» модель объекта. Верификация результатов C производится на завершающем этапе всего цикла исследований (см. рис. 1).

Как видно из анализа предложенной технологии исследований, она может быть интегрируема не только в задачи анализа, но и в задачи синтеза (рис. 2). Действительно, на-

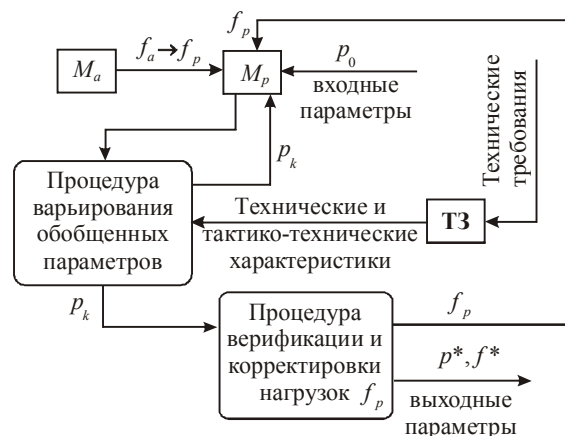


Рисунок 2 – Синтез параметров проектируемых машин с применением «гибридных» расчетно-экспериментальных моделей

грузку f_p можно трактовать как обобщенный параметр, который вначале определяется по результатам расчетно-экспериментальных исследований машины-аналога, а затем, после проведения процедуры оптимизации других параметров p_k с целью обеспечения требуемых технических и тактико-технических характеристик, проводится процедура уточнения самих нагрузок f_p (см. рис. 2). В результате в ходе вложенных итерационных процессов оптимизации и верификации получаем результирующий набор параметров p^*, f^* , удовлетворяющий и требованиям достоверности расчетных моделей (8), и критериям оптимальности $I \rightarrow \min$, $H \geq H_0$, где I – критерии качества, H – требования к техническим и тактико-техническим характеристикам, которые не должны быть хуже H_0 .

Заключение. Предложенный в работе подход имеет несомненные преимущества перед классическими вариантами исследований (например, по априорно постулированным коэффициентам динамичности), а также перед традиционными алгоритмами расчетно-экспериментальных исследований. Это, в частности: экономия времени и средств; высокая достоверность при определении эксплуатационных нагрузок, что повышает адекватность расчетных моделей проектируемых машин, а в конечном итоге, обеспечивает оптимальные структуры и параметры исследуемых машин по критериям надежности, долговечности, массы, стоимости; разрабатывается научно-обоснованная структура, параметры и свойства не только для численной модели отдельно взятой машины, но и для целой их серии, в т.ч. и тех, которые будут создаваться в будущем. Кроме того, отличительной особенностью данного подхода является присущая ему естественная возможность прямого встраивания в процесс поэтапного уточнения оптимальной структуры и параметров проектируемых машин.

В дальнейшем планируется апробировать описанный подход в ходе расчетно-экспериментальных исследований ряда машин.

Литература: 1. Решение задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, Э.В. Глушенко [и др.] // Механіка та машинобудування. – 2004. – №2. – С. 85–96. 2. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной [и др.] // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С. 57–79. 3. Расчетно-экспериментальная идентификация параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств / Е.В. Пелешко, А.Ю. Васильев, Г.Д. Гриценко [и др.] // Механіка та машинобудування. – 2007. – №1. – С. 95–100. 4. Ткачук Н.А. Интенсивная схема экспериментальных исследований элементов технологических систем / Н.А. Ткачук // Сб. научн. тр. “Динамика и прочность машин”. – Харьков: ХГПУ. – 1998. – Вып.56. – С. 175–181. 5. Ткачук Н.А. Расчетно-экспериментальный метод исследования деформаций элементов механических систем. / Н.А. Ткачук, А.А. Капустин // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Тем. вып: Динамика и прочность машин. – 1999. – Вып.57. – С. 148–155. 6. Ткачук Н.А. Комбинированные расчетно-экспериментальные методы исследования прочностных и жесткостных характеристик элементов технологических систем / Н.А. Ткачук // Механіка та машинобудування. – 1999. – №1. – С. 37–46.

Чепурний А.Д., Глинін Г.П., Литвиненко О.В., Ткачук М.А.

ЗАГАЛЬНИЙ ПІДХІД ДО ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ МАШИН,
ЩО ПРОЕКТУЮТЬСЯ, НА ОСНОВІ ГІБРИДНИХ
РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ МОДЕЛЕЙ

Стаття містить опис узагальненого підходу до створення розрахунково-

експериментального методу досліджень, відмінною рисою якого є використання „гібридних” розрахунково-експериментальних моделей. При цьому навантаження на проектувану машину на першому етапі досліджень визначають за результатами експериментальних досліджень машини-аналога (або попередника). Визначена у результаті розрахункова модель є більш достовірною, точною та адекватною. Результати числових досліджень за отриманою гібридною моделлю є основою для обґрунтування параметрів машини, що проектується.

Chepurnoy A.D., Glinin G.P., Litvinenko A.V., Tkachuk N.A.

THE GENERAL APPROACH TO THE JUSTIFICATION OF PARAMETERS
OF DESIGNED MACHINES ON THE BASIS OF HYBRID
COMPUTATIONAL-EXPERIMENTAL MODELS

The paper contains description of the generalized approach to creation of computational-experimental method of researches. A distinguishing feature of offered approach is the use of hybrid computational-experimental models. On the first stage of researches the loadings on the designed machine are determined as a result of experimental researches of machine-analogue (or predecessor). The received computational model is more reliable, exact and adequate. Results of numerical researches on the got hybrid model are basis for the justification of parameters of machine which is designed.

УПРАВЛІННЯ В ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМАХ

УДК 621.324.57

Александрова Т.Є., Костяник І.В.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАВАННЯ В ЕНЕРГОБЛОЦІ МІНІЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ ДГУ-200

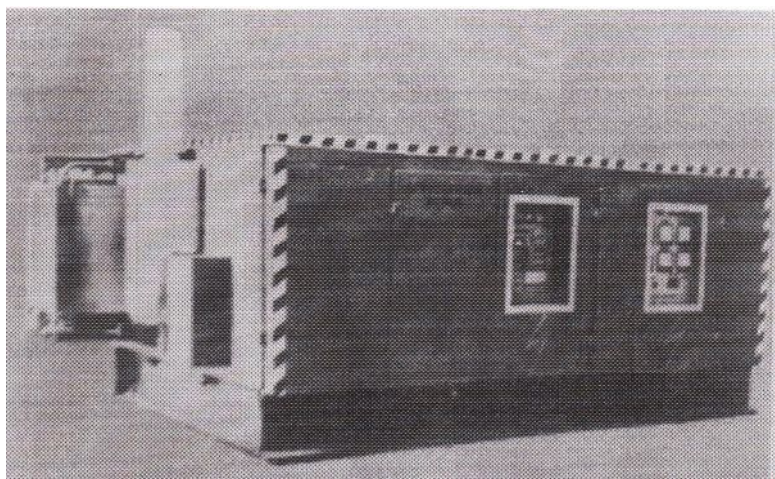


Рисунок 1 - Мініелектростанція ДГУ-200

1. Постановка задачі. Мініелектростанцією називається автономне джерело трьохфазного електричного струму промислової частоти 50 Гц і амплітуди 220В при номінальному навантаженні потужністю від 100 кВт до 1 мВт. Енергоблоками таких електростанцій, як правило, являються дизельні двигуни внутрішнього згоряння. Мініелектростанції, що містять дизельні двигуни і синхронні генератори змінного струму, називають також дизельними генераторними установками (ДГУ). Мініелектростанції знайшли широке застосування для енергопостачання знеструмлених внаслідок стихійного лиха населених пунктів, установ, медичних закладів і харчових підприємств, а також для забезпечення електроенергією геолого-розвідувальних робіт.

В Україні мініелектростанції випускаються Державним підприємством «Завод імені Малишева» на основі серійних танкових двигунів 5ТДФ, підвищений ресурс яких забезпечується дефорсуванням базових двигунів за рівнем потужності [1]. Максимальна частота обертання колінчастого вала двигуна 5ТДФ складає 50 гц і повністю відповідає промисловій частоті електричного струму (рис.1).

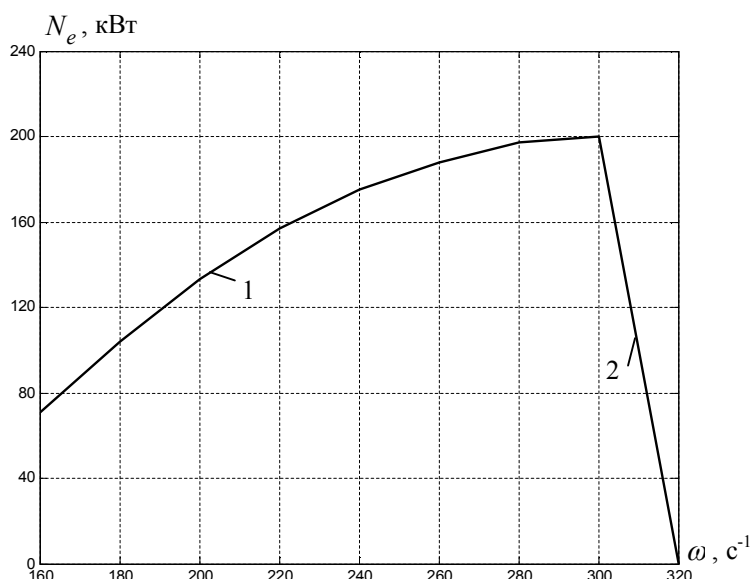


Рисунок 2 - Статична характеристика енергоблоку мініелектростанції ДГУ-200:
1 – зовнішня характеристика; 2 – регуляторна характеристика

Максимальна кутова швидкість обертання колінчастого валу дизеля визначається граничною регуляторною характеристикою всережимного регулятора паливоподавання (ВРП), яка має місце при повному натисканні на педаль управління подачею палива. При застосуванні транспортного дизеля у якості енергоблоку мініелектростанції педаль управління подачею палива відсутня, а настройка регулятора на задану частоту обертання колінчастого валу здійснюється за допомогою важелі з фіксованим станом, який відповідає заданій кутовій швидкості обертання колінчастого валу 314 с^{-1} , або частоті обертання 50 Гц . З такою ж частотою обертається і ротор трьохфазного синхронного генератора.

Статична характеристика енергоблоку мініелектростанції ДГУ-200 приведена на рис.2. В залежності від електричного навантаження мініелектростанції робоча точка знаходиться на регуляторній характеристиці в межах $(\omega_{\min} \div \omega_{\max})$. Ступенем нерівномірності паливоподавання назвемо величину

$$\gamma = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega^*} \cdot 100\%.$$

При $\omega_{\max} = 320 \text{ с}^{-1}$; $\omega_{\min} = 300 \text{ с}^{-1}$; $\omega^* = 314 \text{ с}^{-1}$ ступінь нерівномірності досягає $6,4\%$, тобто частота виробляемого електричного струму знаходиться в межах $50 \pm 3,2 \text{ Гц}$. Ця розбіжність припустима для побутових споживачів електроенергії, але занадто велика для точних приладів, зокрема медичних, при застосуванні у лікарнях знеструмлених районів.

В даній роботі ставиться задача розробки математичної моделі збуреного руху замкненої системи паливоподавання з метою оцінки перехідних процесів у замкненій системі паливоподавання.

2. Принцип роботи регулятора паливоподавання. Дизель 5ТДФ містить механіко-гідравлічний всережимний регулятор, схема якого приведена на рис.3. Відцентрові вантажки чутливого елемента 4 закріплені на хрестовині, котра через пару конічних

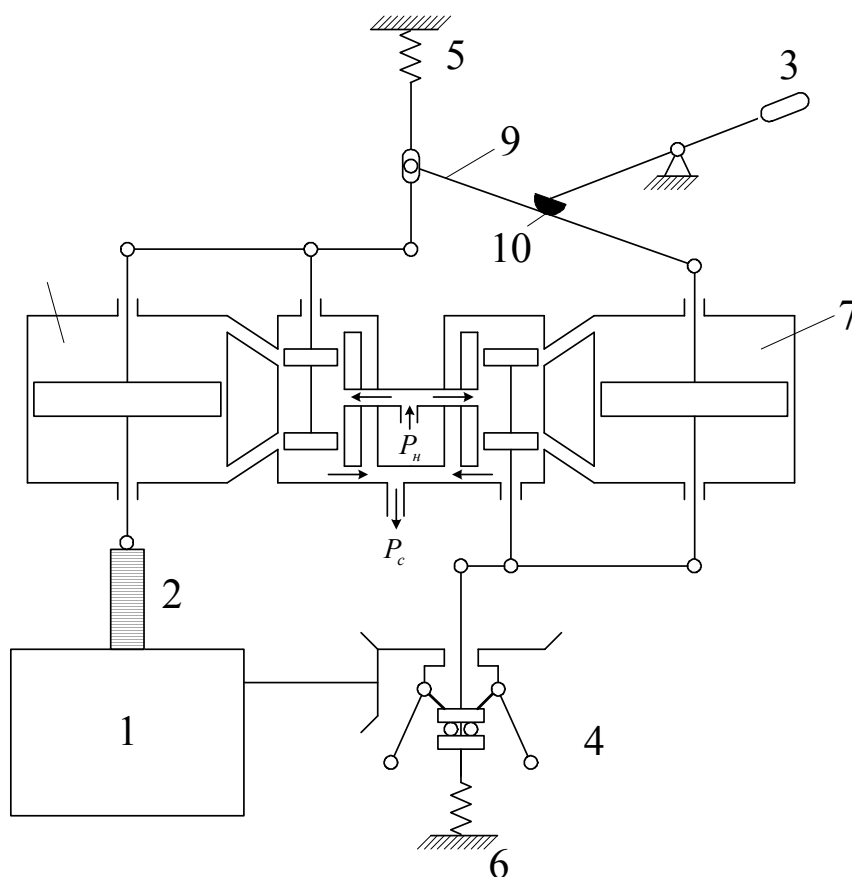


Рисунок 3 - Механіко-гідравлічний всережимний регулятор дизеля 5ТДФ

шестерень приводиться до обертання від колінчастого валу дизеля 1. Зміна електричного навантаження з боку споживачів електричної енергії приводить до зміни моменту на валу ротора синхронного генератора і механічно з'єднаного з ним колінчастого валу, що, в свою чергу, приводить до зміни кутової швидкості обертання колінчастого валу. При цьому муфта відцентрового чутливого елемента переміщується у відповідний бік. Це переміщення являється у розглядаємі системі паливоподавання сигналом керування, який підсилюється сервомоторами 7 і 8 до необхідного рівня. Переміщення поршня паливного сервомотору 8 приводить до відповідного переміщення рейки паливного насосу 2, що викликає зміну активного моменту на колінчастому валі, яка компенсує збурюючу зміну моменту навантаження з боку ротора синхронного генератора. Коефіцієнт підсилення регулятора паливоподавання визначається коефіцієнтом передачі важелі 9, а, конкретніше, положенням опору 10.

3. Математична модель дизеля як об'єкту керування.

У роботі [2] для дизеля 5ТДФ отримана залежність, яка описує активний момент, що розвиває двигун

$$M_d[\omega(t), h(t)] = -1,23 \cdot 10^5 [h(t - \tau) - 0,024] \times \\ \times [1 + 0,33 \cdot 10^{-2} \omega(t) - 0,11 \cdot 10^{-4} \omega^2(t)]. \quad (1)$$

Дизель 5ТДФ, який застосований в енергоблоці мініелектростанції ДГУ-200, деформований за моментом більш ніж удвічі. Формула (1) для цього блоку має вигляд:

$$M_D[\omega(t), h(t)] = -0,53 \cdot 10^5 [h(t - \tau) - 0,024] \times \\ \times [1 + 0,33 \cdot 10^{-2} \omega(t) - 0,11 \cdot 10^{-4} \omega^2(t)] \quad (2)$$

Розкладемо функцію (2) в ряд Тейлора відносно точки сталої рівноваги ω_0, h_0

$$M_D[\omega(t), h(t)] = M_D[\omega_0, h_0] + \left(\frac{\partial M_D}{\partial \omega} \right)_0 \Delta \omega(t) + \left(\frac{\partial M_D}{\partial h} \right)_0 \Delta h(t - \tau) + \\ + \frac{1}{2!} \left(\frac{\partial^2 M_D}{\partial \omega^2} \right)_0 \Delta \omega^2(t) + \frac{1}{2!} \left(\frac{\partial^2 M_D}{\partial \omega \partial h} \right)_0 \Delta \omega(t) \Delta h(t - \tau) + \\ + \frac{1}{3!} \left(\frac{\partial^3 M_D}{\partial \omega^2 \partial h} \right)_0 \Delta \omega^2(t) \Delta h(t - \tau). \quad (3)$$

Рівняння динамічної рівноваги колінчастого валу запишемо у вигляді

$$I_\Sigma \frac{d\omega(t)}{dt} = M_D[\omega(t), h(t)] - M_H[\omega(t), t], \quad (4)$$

де $M_H[\omega(t), t]$ – момент навантаження на колінчастому валу, який можна подати формулою

$$M_H[\omega(t), t] = M_H[\omega_0] + \left(\frac{\partial M_H}{\partial \omega} \right)_0 \Delta \omega(t) + \Delta M_H(t). \quad (5)$$

Через I_Σ в рівнянні (4) позначений приведений до колінчастого валу момент інерції рухомих елементів дизеля, а також ротору синхронного генератору.

З урахуванням співвідношень (3) і (5), а також з урахуванням того факту, що в сталому режимі виконується співвідношення

$$M_D[\omega_0, h_0] = M_H[\omega_0],$$

рівняння (4) запишемо у вигляді

$$I_\Sigma \frac{d\Delta \omega(t)}{dt} = \left[\left(\frac{\partial M_D}{\partial \omega} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_H}{\partial \omega} \right)_0 \right] \Delta \omega(t) + \left(\frac{\partial M_D}{\partial h} \right)_0 \Delta h(t - \tau) + \\ + \frac{1}{2!} \left(\frac{\partial^2 M_D}{\partial \omega^2} \right)_0 \Delta \omega^2(t) + \frac{1}{2!} \left(\frac{\partial^2 M_D}{\partial \omega \partial h} \right)_0 \Delta \omega(t) \Delta h(t - \tau) + \\ + \frac{1}{3!} \left(\frac{\partial^3 M_D}{\partial \omega^2 \partial h} \right)_0 \Delta \omega^2(t) \Delta h(t - \tau) - \Delta M_H(t). \quad (6)$$

Величину

$$F_{до} = \left(\frac{\partial M_H}{\partial \omega} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_D}{\partial \omega} \right)_0$$

назвемо фактором статичної стійкості двигуна. Тоді рівняння (6) запишемо у вигляді

$$\begin{aligned} \frac{d\Delta\omega(t)}{dt} = & -\frac{F_{до}}{I_\Sigma} \Delta\omega(t) + \frac{1}{I_\Sigma} \left(\frac{\partial M_D}{\partial h} \right)_0 \Delta h(t-\tau) + \\ & + \frac{1}{2! I_\Sigma} \left(\frac{\partial^2 M_D}{\partial \omega^2} \right)_0 \Delta\omega^2(t) + \frac{1}{2! I_\Sigma} \left(\frac{\partial^2 M_D}{\partial \omega \partial h} \right)_0 \Delta\omega(t) \Delta h(t-\tau) + \\ & + \frac{1}{3! I_\Sigma} \left(\frac{\partial^3 M_D}{\partial \omega^2 \partial h} \right)_0 \Delta\omega^2(t) \Delta h(t-\tau) - \frac{1}{I_\Sigma} \Delta M_H(t), \end{aligned} \quad (7)$$

де $\Delta M_H(t)$ – зовнішнє збурення на колінчастому валу дизеля з боку ротору синхронного генератора.

Диференціальне рівняння (7) є не тільки нелінійним, але й неаналітичним. Неаналітичність його обумовлена часом запізнення τ . Так як дослідження диференціальних рівнянь з неаналітичними правими частинами значно складніше, ніж з аналітичними, то скориставшись результатом роботи [3], перейдемо від рівняння (7) до рівняння з аналітичною правою частиною, для чого введемо позначення

$$\left(\frac{\partial M_D}{\partial h} \right)_0 \Delta h(t-\tau) = \Delta M_D(t). \quad (8)$$

З урахуванням (8) запишемо

$$\Delta h(t-\tau) = \left(\frac{\partial M_D}{\partial h} \right)_0^{-1} \cdot \Delta M_D(t). \quad (9)$$

Диференціальне рівняння (7) при підстановці в нього формули (9) приймає вигляд

$$\begin{aligned} \frac{d\Delta\omega(t)}{dt} = & -\frac{F_{до}}{I_\Sigma} \Delta\omega(t) + \frac{1}{I_\Sigma} \Delta M_D(t) + \frac{1}{2! I_\Sigma} \left(\frac{\partial^2 M_D}{\partial \omega^2} \right)_0 \Delta\omega^2(t) + \\ & + \frac{1}{2! I_\Sigma} \left(\frac{\partial^2 M_D}{\partial \omega \partial h} \right)_0 \left(\frac{\partial M_D}{\partial h} \right)_0^{-1} \Delta\omega(t) \Delta M_D(t) + \\ & + \frac{1}{3! I_\Sigma} \left(\frac{\partial^3 M_D}{\partial \omega^2 \partial h} \right)_0 \left(\frac{\partial M_D}{\partial h} \right)_0^{-1} \Delta\omega^2(t) \Delta M_D(t) - \frac{1}{I_\Sigma} \Delta M_H(t). \end{aligned} \quad (10)$$

Зв'язок між функціями $\Delta M_D(t)$ і $\Delta h(t)$ запишемо у відповідності до роботи [3] у вигляді диференціального рівняння другого порядку

$$T_\tau^2 \frac{d^2 \Delta M_D(t)}{dt^2} + 2T_\tau \frac{d\Delta M_D(t)}{dt} + \Delta M_D(t) = \left(\frac{\partial M_D}{\partial h} \right)_0 \Delta h(t), \quad (11)$$

де постійна часу T_τ дорівнює

$$T_\tau = \frac{2\pi}{l\omega_0}, \quad (12)$$

а через l позначена кількість циліндрів дизеля (для дизеля 5ТДФ $l=5$).

Дійсно, неаналітичне співвідношення (8) має характеристику, що приведена на рис.4.

Перехідна функція аперіодичної ланки другого порядку, що описується рівнянням (11), приведена на рис.5.

Порівняння рис. 4 і рис. 5 дозволяє зробити висновок про тотожність співвідношень (8) і (11) і, як наслідок, про тотожність рівняння (7) з неаналітичною правою частиною і системи рівнянь (10) і (11) з аналітичними правими частинами.

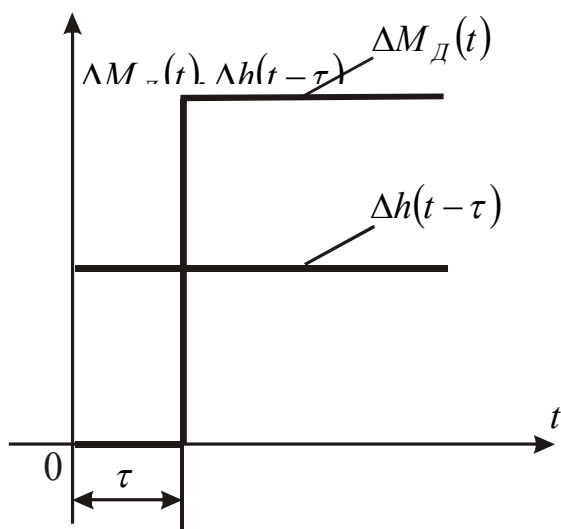


Рисунок 4 - Характеристика запізнення

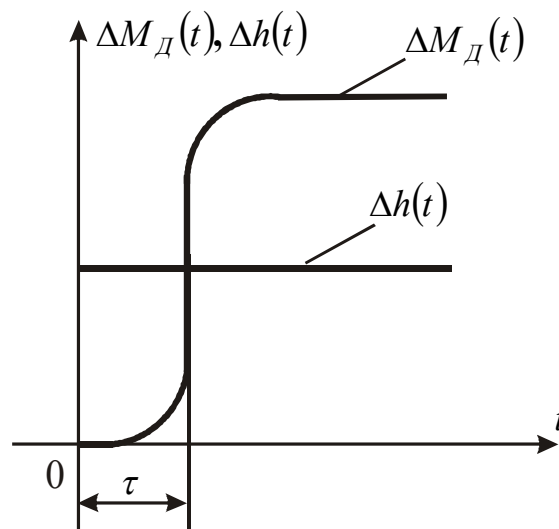


Рисунок 5 - Перехідна функція аперіодичної ланки другого порядку

4. Математична модель регулятора паливоподавання.

Характеристичне рівняння збуреного руху відцентрового чутливого елемента ВРП дизеля 5ТДФ має наступний вигляд [2]

$$T_u^2 \frac{d^2 z(t)}{dt^2} + T_k \frac{dz(t)}{dt} + z(t) = f_z[\omega(t)], \quad (13)$$

де $z(t)$ – переміщення муфти відцентрового чутливого елемента; $f_z[\omega(t)]$ – нелінійна функція, що має вигляд

$$f_z[\omega(t)] = -0,4234 \cdot 10^{-3} + 1,084 \cdot 10^{-7} \omega^2(t). \quad (14)$$

Лінеаризуємо рівняння (13) поблизу точки сталого режиму ω_0 :

$$T_u^2 \frac{d^2 \Delta z(t)}{dt^2} + T_k \frac{d \Delta z(t)}{dt} + \Delta z(t) = k_z \Delta \omega(t), \quad (15)$$

де коефіцієнт k_z дорівнює

$$k_z = \left(\frac{\partial f_z[\omega(t)]}{\partial \omega(t)} \right)_0 = 2,168 \cdot 10^{-7} \omega_0 = 0,681 \cdot 10^{-4} \text{ м} \cdot \text{с}.$$

Диференціальні рівняння збуреного руху послідовно розташованих сервомоторів мають вигляд:

$$T_s \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = z(t); \quad (16)$$

$$T_h \frac{dh(t)}{dt} + h(t) = k_y y(t), \quad (17)$$

де коефіцієнт підсилення k_y представляє собою коефіцієнт передачі важелі 9 і залежить від розташування опору 10. Для штатного ВРП дизеля 5ТДФ значення цього коефіцієнту дорівнює $k_y = 9,27$. У відповідності з формулою (12) постійна часу T_τ складає $T_\tau = 0,004$ с, а постійні часу T_u, T_k, T_s і T_h дорівнюють [2]: $T_u = 0,248 \cdot 10^{-2}$ с; $T_k = 0,135 \cdot 10^{-2}$ с; $T_s = 0,5 \cdot 10^{-2}$ с; $T_h = 0,6 \cdot 10^{-2}$ с.

Користуючись формулою (2) обчислимо коефіцієнти диференціальних рівнянь (10) і (11)

$$\begin{aligned} \frac{F_{до}}{I_\Sigma} &= 0,27 \text{ с}^{-1}; & \frac{1}{I_\Sigma} &= 0,245 \text{ Н}^{-1} \text{ м}^{-1} \text{ с}^{-2}; \\ \frac{1}{2! I_\Sigma} \left(\frac{\partial^2 M_D}{\partial \omega^2} \right)_0 &= -0,86 \cdot 10^{-3}; & \left(\frac{\partial M_D}{\partial h} \right)_0 &= -0,51 \cdot 10^5 \text{ Н}; \\ \frac{1}{2! I_\Sigma} \left(\frac{\partial^2 M_D}{\partial \omega \partial h} \right)_0 \left(\frac{\partial M_D}{\partial h} \right)_0^{-1} &= -0,46 \cdot 10^{-3} \text{ Н}^{-1} \text{ м}^{-1} \text{ с}^{-1}; \\ \frac{1}{3! I_\Sigma} \left(\frac{\partial^3 M_D}{\partial \omega^2 \partial h} \right)_0 \left(\frac{\partial M_D}{\partial h} \right)_0^{-1} &= -0,94 \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1} \text{ м}^{-1}. \end{aligned}$$

Варійованим параметром системи паливоподавання енергоблоку будемо вважати коефіцієнт підсилення k_y . Тоді диференціальні рівняння збуреного руху замкненої системи паливоподавання енергоблоку мініелектростанції ДГУ-200 поблизу точки сталого режиму ω_0, h_0 набувають вигляду

$$\begin{aligned} \frac{d\Delta\omega(t)}{dt} &= -0,27\Delta\omega(t) + 0,245\Delta M_D(t) - \\ &- 0,86 \cdot 10^{-3} \Delta\omega^2(t) - 0,46 \cdot 10^{-3} \Delta\omega(t)\Delta M_D(t) - \\ &- 0,94 \cdot 10^{-6} \Delta\omega^2(t)\Delta M_D(t) - 0,245\Delta M_H(t); \\ \frac{d^2\Delta M_D(t)}{dt^2} &= -0,625 \cdot 10^5 \Delta M_D(t) - 0,5 \cdot 10^3 \frac{d\Delta M_D(t)}{dt} - 0,32 \cdot 10^{10} \Delta h(t); \\ \frac{d^2\Delta z(t)}{dt^2} &= -0,1923 \cdot 10^6 \Delta z(t) - 0,26 \cdot 10^3 \frac{d\Delta z(t)}{dt} + 0,13 \cdot 10^2 \Delta\omega(t); \\ \frac{d\Delta y(t)}{dt} &= -200 \cdot \Delta y(t) + 200 \cdot \Delta z(t); \\ \frac{d\Delta h(t)}{dt} &= -166,7 \cdot \Delta h(t) + k_y \cdot 166,7 \cdot \Delta y(t). \end{aligned} \quad (18)$$

5

. **Перехідні процеси в замкненій системі паливоподавання.**

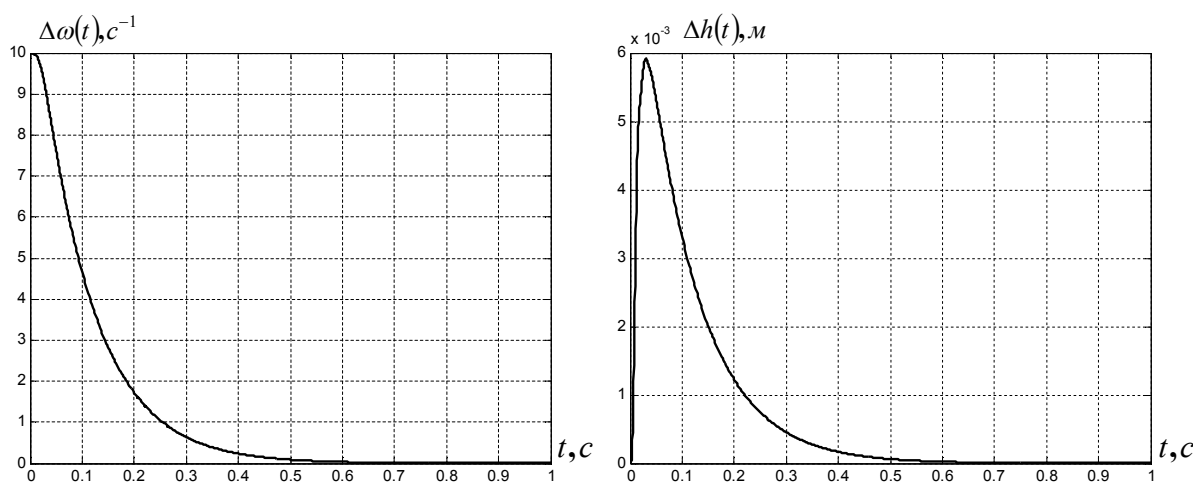


Рисунок 6 - Перехідні процеси в замкненій системі паливоподавання

На рис. 6. приведені перехідні процеси в замкненій системі паливоподавання енергоблоку ДГУ-200, отримані шляхом рішення системи диференціальних рівнянь (18) при початкових умовах $\Delta\omega(t)=10 \text{ c}^{-1}$; $\Delta M_D(0) = \frac{d\Delta M_D(0)}{dt} = z(0) = \frac{dz(0)}{dt} = y(0) = h(0) = 0$ і $k_y = 9,27$, тобто відповідають штатному регулятору. Аналіз цих процесів дозволяє зробити висновок, що перехідні процеси носять аперіодичний характер, а швидкодія замкненої системи становить близько 0,4 с.

Література: 1. ХЗП – Завод имени Малышева. 1895–1995. История развития /А.В. Быстри-ченко, Е.И. Добровольский, А.П. Дроботенко и др. – Харьков: Прапор, 1995. – 792 с. 2. Александров Е.Е., Богаенко И.Н., Кузнецов Б.И. Многоканальные системы оптимального управления. – К.: Техніка, 1995. – 312 с. 3. Кац А.М. Автоматическое регулирование скорости двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машгиз, 1956. – 302 с.

Александрова Т.Е., Костяник И.В.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ
В ЭНЕРГОБЛОКЕ МИНИЭЛЕКТРОСТАНЦИИ ДГУ-200

Рассмотрена математическая модель процесса топливоподачи и переходные процессы в замкнутой системе автоматического управления топливоподачей в энергоблоке миниэлектростанции ДГУ-200.

Alexandrova T.E., Kostianik I.V.

MATHEMATICAL MODELLING OF PROCESS OF FUEL DELIVERY
IN MINIPOWER STATION DGU-200 POWER UNIT

The mathematical model of process of fuel delivery and transients in the closed automatic control system of fuel delivery in minipower station DGU-200 power-block is considered.

УДК 629.7.052

Асютин А.Д., Бреславский Д.В., Резник С.А., Телеусов В.Н., Успенский В.Б., Фролов И.В.

**РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА NAVICAD ДЛЯ
ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ВЕРИФИКАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО
ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАВИГАЦИОННЫХ СИСТЕМ**

Введение. В настоящее время благодаря спутниковым радионавигационным системам (СРНС) GPS, ГЛОНАСС высокоточная навигационная информация стала доступной широкому кругу потребителей. Одной из областей применения GPS/ГЛОНАСС являются системы управления движением (СУД) различных транспортных средств. В основе таких СУД лежит интегрированная инерциально-спутниковая навигационная система (ИИСНС), построенная на комплексировании информации от инерциальных датчиков и СРНС [1]. Благодаря такому комплексированию в подобных системах для грубого измерения ускорения и угловой скорости возможно использование широко доступных микроэлектромеханических систем (МЭМС) [2]. В этих условиях одним из наиболее сложных элементов создания подобных ИИСНС становится разработка и отладка встроенного программно-математического обеспечения, поскольку она требует высоких трудозатрат, а также специальной подготовки и навыков решения задач в области инерциальной навигации и теории фильтрации.

В различных областях деятельности широкое применение находят современные средства автоматизации проектирования. Известны как универсальные (MathCad, MathLab), так и специализированные пакеты, решающие задачи проектирования в разных областях современной техники (Vissim, Solid Works, Cosmos, ArxiCad, AutoCad, KIDYM и многие другие), однако специальных программных средств для разработки и отладки встроенного программно-математического обеспечения для современных навигационных систем до настоящего времени не создано.

Описание проекта. На кафедре систем и процессов управления НТУ «ХПИ» коллективом авторов развернуты работы по созданию специализированного программного средства, позволяющего широкому кругу потенциальных пользователей, не имеющих специальной компьютерной и математической подготовки, выполнить весь цикл проектирования навигационной системы: от разработки и уточнения требований к системе и выбора будущей ее конфигурации до генерирования кода прошивки вычислителя для ИИСНС, а также проведения исследований эффективности его работы с учетом основных планируемых характеристик системы.

Целью проекта является разработка программного комплекса для автоматизации проектирования математического обеспечения (МО) навигационных систем (НС) различной конфигурации и приборного состава.

Проектируемое целевое математическое обеспечение НС включает в себя:

- алгоритмы бесплатформенных инерциальных навигационных систем (БИНС), построенных на базе не менее чем трех гироскопов и трех акселерометров, в том числе алгоритмы выставки и докалибровки;
- алгоритмы коррекции БИНС по измерениям дополнительных датчиков, определяемых пользователем (высотомер, одометр, магнитный курсоуказатель и др.);
- алгоритмы комплексирования инерциальной информации и информации от СРНС;
- алгоритмы обработки «сырых данных» от навигационных спутников, аналогичные алгоритмам вторичной обработки информации в приемной аппаратуре сигналов СРНС;
- алгоритмы прогноза текущего состояния радиовидимого созвездия спутников СРНС (GPS/ГЛОНАСС) по маршруту движения объекта (функция PRAIM).

В каждом из перечисленных пунктов, за исключением двух последних, предполагается вариативность исполнения, позволяющая пользователю выбрать оптимальный вариант МО с учетом потенциальной загрузки целевого вычислителя при достаточной точности инерциального счисления, определяемой выбранным типом гироскопов и акселерометров.

Область использования комплекса: проектирование аппаратной составляющей и МО навигационных систем невысокой стоимости (для беспилотных летательных аппаратов, наземных и водных транспортных средств), создание исходных данных для отладки собственного МО НС пользователя. Комплекс может использоваться также в учебном процессе по дисциплине «Навигация и навигационные системы», в курсовом и дипломном проектировании политехнических и авиационных университетов. Программный комплекс ориентирован на широкий круг потребителей, как специалистов, так и неспециалистов в области навигации.

Основные функции комплекса:

1. Имитационное моделирование.

В этом режиме генерируются измерения датчиков и параметры движения объекта, необходимые для тестирования математического обеспечения НС. К ним относятся:

угловая скорость вращения и линейное ускорение носителя в проекциях на связанные оси, эталонные значения координат и скоростей, другие вспомогательные параметры (длина пути, баровысота, воздушная скорость и пр.). Будут реализованы функции проверки противоречивости исходных данных, вводимых пользователем, и «подсказок» по их корректному заданию.

Опции режима:

- Тип подвижного объекта (летательный аппарат, наземный/водный транспорт);
- Характер движения (выбирается из списка, либо проектируется пользователем с помощью графических средств пакета)
- Состав и конфигурация датчиков;
- Частота обновления измерений;
- Характеристики погрешностей датчиков;
- Состав эталонных значений параметров движения;
- Форма представления генерируемых данных.

2. Проектирование МО верхнего уровня навигационной системы (бесплатформенная инерциальная НС или интегрированная инерциально-спутниковая НС);

В этом режиме генерируется навигационное МО верхнего уровня в виде исходного кода.

Опции режима:

- Тип проектируемой навигационной системы (бесплатформенная инерциальная НС или интегрированная инерциально-спутниковая НС);
- Состав и характеристики датчиков (основных и дополнительных);
- Характеристика входных сигналов;
- Выбор конкретного алгоритма из предлагаемых типовых блоков МО (задача ориентации, навигации, комплексирования данных, коррекция измерений, фильтрация выходных параметров движения и др.);
- Состав вырабатываемых НС параметров движения;
- Условия тестирования.

3. Обучающая функция. Предполагается реализовать раздел «теоретического описания» по основным элементам БИНС и ИИСНС (статьи «Обзор датчиков», «Элементы теории фильтрация», «Методы интегрирования» и т.п. с указанием источников и актуальных сетевых ресурсов).

Описание программной реализации. Архитектура программного комплекса основывается на технологии MVC (модель-представление-контроллер). Данная архитектура позволяет выделить фрагменты кода, отвечающие за взаимодействие с пользователем и отделить их от тех частей программы, которые предназначены для выполнения сложных расчетов или реализации бизнес логики [3].

Архитектура MVC определяет три роли, в которых выступают различные компоненты системы. Модель описывает проблемную область – т.е. задачи, для решения которых и создано приложение. Представление – это программные средства, которые предоставляют информацию пользователю. Контроллер выступает связующим звеном между моделью и представлением, которые не имеют возможности непосредственно взаимодействовать друг с другом[4]. Графический интерфейс программного комплекса приведен на рис. 1.

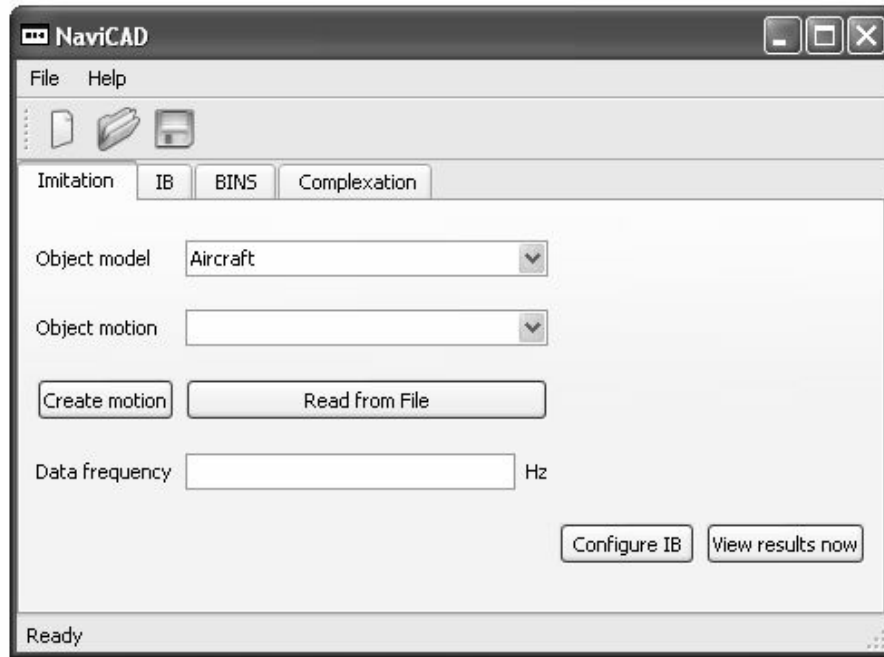


Рисунок 1 – Графический интерфейс комплекса NaviCad

После задания всех необходимых параметров пользователь может протестировать построенную им навигационную систему, посмотреть точностные характеристики и сгенерировать требуемое МО НС. Структурная схема программы представлена на рис. 2:

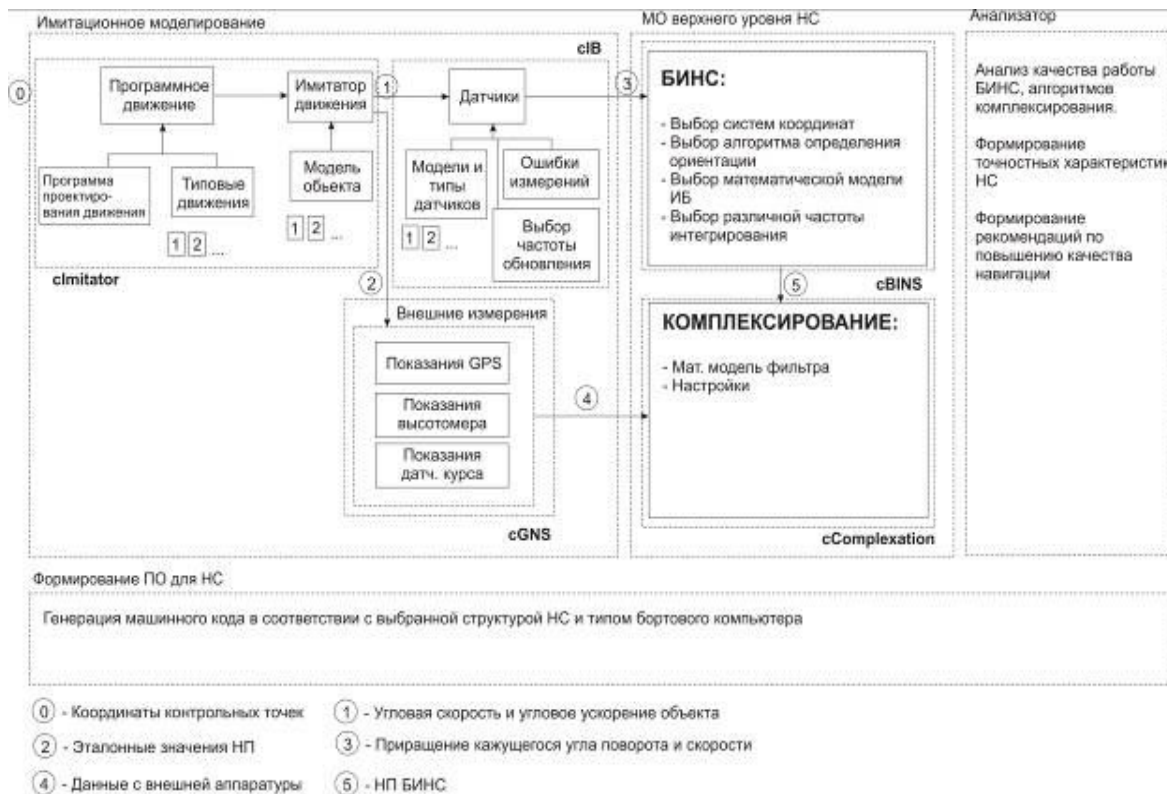


Рисунок 2 – Структурная схема программы

Как видно из схемы, программа состоит из 4-х частей:

1. Имитационное моделирование. Данный модуль генерирует эталонные значения навигационных параметров, а также данные об угловой скорости и ускорения объекта. В качестве входных параметров модуля задается тип подвижного объекта, требуемое движение, информация о составе и типе датчиков.

2. МО верхнего уровня НС. Данный модуль генерирует показания НС. В качестве входных параметров модуля задается набор алгоритмов функционирования МО, а также информация из модуля имитационного моделирования.

3. Анализатор. Данный модуль производит анализ работы НС, формирует его точностные характеристики, по запросу пользователя формирует рекомендации по повышению качества навигации.

4. Формирование ПО для НС. Данный модуль на основе выбранных параметров и настроек НС формирует прошивку МО НС для определенного пользователем типа микросхемы. Предполагается, что будет предусмотрена генерация прошивки с учетом производительности микросхем.

Одной из важных проблем, решаемых при создании программного комплекса NaviCad, является разработка адекватных моделей движения рассматриваемых транспортных средств. Прикладное математическое обеспечение разрабатывается на основе решения прямых и обратных задач динамики [5] с использованием динамической и кинематической модели управляемого движения воздушных летательных аппаратов [6], имитационных моделей движения водного и наземного транспорта.

В настоящее время версия программного комплекса содержит имитатор движения малого воздушного летательного аппарата; имитатор функционирования блока инерциальных датчиков; базовые алгоритмы БИНС и алгоритмы комплексирования инерциальной и спутниковой информации.

На рис 3. приведен экран редактирования, в котором задается траектория движения беспилотного летательного аппарата (БЛА) для последующей генерации инерциальных измерений. Предварительно, до построения траектории, пользователь в интерактивном режиме задает минимальный для описания динамики БЛА набор конструктивных и эксплуатационных параметров: массу аппарата, площадь и размах крыльев, площадь обтекаемой поверхности, минимальное и максимальное значения силы тяги двигателя, максимально допустимые углы атаки и крена, характерную скорость движения в установившемся режиме [7].

Система осуществляет контроль их непротиворечивости и, в случае отрицательного результата, вырабатывает «рекомендуемые значения». После согласования указанных параметров пользователь задает реперные точки горизонтального маршрута и вертикальный профиль полета (рис.3). С учетом установленных ограничений на управляющие функции (угол атаки, угол крена, сила тяги двигателя) по методу «преследования ведущей точки» [8] формируется реализуемая траектория движения, проходящая через назначенные точки маршрута, и одновременно, с высокой частотой обновления, генерируется угловая скорость и перегрузки в проекциях на связанные оси, соответствующие управляемому движению аппарата.

Указанные динамические характеристики в качестве входных данных поступают затем в блок имитации работы инерциального блока.

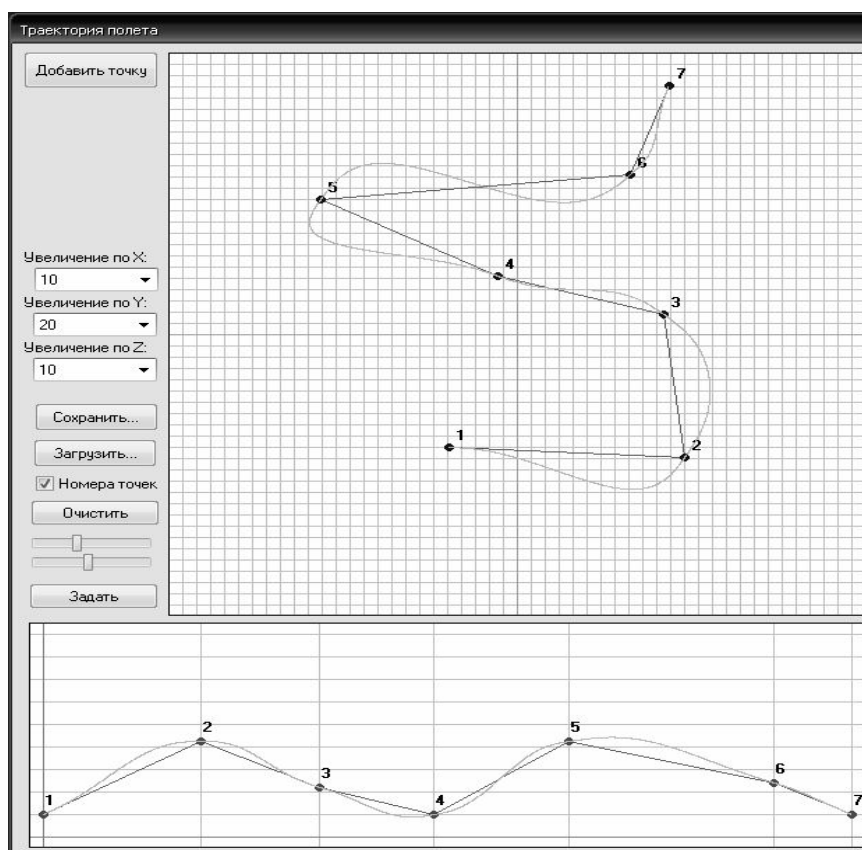


Рисунок 3 - Экран редактирования для задания маршрута и вертикального профиля полета

Заключение. Таким образом, программный продукт, предназначенный для проектирования и верификации математического обеспечения навигационных систем, благодаря выбранной архитектуре будет обладать достаточной степенью гибкости, что позволит в будущем расширять его функциональность. Интуитивно понятный интерфейс требует от пользователей минимальной теоретической базы в области навигационных систем и позволит сэкономить время и затраты на формирование МО НС.

Разработанный программный комплекс NaviCad позволит значительно упростить и ускорить процессы проектирования современных навигационных систем, обеспечивая при этом надежность и функциональность получаемого программного кода.

Литература: 1. Степанов О.А. Интегрированные инерциально-спутниковые системы навигации // Сб. статей и докладов. – С.-Петербург: ГНЦ РФ ЦНИИ «Электроприбор». - 2001. 2. Картунов В.И., Дыбская И.Ю., Проскура Г.А., Кравчук А.С. Использование интегрированной мини-БИНС на основе МЭМС-датчиков для управления беспилотным летательным аппаратом. В кн. Юбилейная XV Санкт-Петербургская международная конференция по интегрированным навигационным системам. Сборник материалов. – 2008. С.277-280. 3. Дейв Крейн, Эрик Паскарелло. Ajax в действии. М: Вильямс. – 2008 – 639с. 4. Гамма Э., Хелм Р. Приемы объектно-ориентированного проектирования. Паттерны проектирования. С.-Петербург Ж Питер. – 2009 – 368с. 5. Успенский В.Б. Имитационная модель движения летательного аппарата // Вісник інженерної академії України.-2001.- №3 (Частина 2). – Київ. - С.59-62. 6. Тарасенков А.М., Брага В.Г., Тараненко В.Т. Динамика полета и боевого маневрирования летательных аппаратов. - Изд. ВВИА им. Жуковского. – 1984. – 512 с. 7. Артамонова Л.Г., Кузнецов А.В.,

Песецкая Н.Н. Поверочный расчет аэродинамических характеристик самолета. Учебное пособие. - М: МАИ. – 2007 - 112с. 8. Крутько П.Д. Обратные задачи динамики управляемых систем: Линейные модели. – М.: Наука. – 1987. – 304 с.

Асютін О.Д., Бреславський Д.В., Резнік С.А., Телеусов В.М., Успенський В.Б., Фролов І.В.

**РОЗРОБКА ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ NAVICAD ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ ТА
ВЕРИФІКАЦІЇ МАТЕМАТИЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАВІГАЦІЙНИХ СИСТЕМ**

В статті надано короткий огляд програмного пакету NaviCAD, що розробляється, та який призначено для вирішення різноманітних навігаційних задач. Проект орієнтований на широке коло користувачів. Описується постановка задачі, концепція проекту, загальні підходи та архітектура рішення.

Asyutin A.D., Breslavsky D.V., Reznik S.A., Teleusov V.N., Uspensky V.B., Frolov I.V.

**NAVICAD PROGRAM DEVELOPMENT FOR DESIGN AND VERIFICATION OF
MATHEMATICAL SOFTWARE OF NAVIGATION SYSTEMS**

A shortly review of the program package NaviCAD is presented in the paper. This software, which is being under development now, is designed for solving a wide range of navigation tasks. The project is addressed on a wide range of users. The Problem, Project Concept, common approaches and solutions architecture are described.

УДК 681.11-52

Назарова Н.В., Никонов О.Я.

АЛГОРИТМ ИДЕНТИФИКАЦИИ ДВОЙНЫХ ДЕФЕКТОВ ДАТЧИКОВ ТЕЛЕМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Постановка задачи. В настоящее время все виды контроля точности телематических систем транспортных средств состоят из различных подсистем и поэтому структура технических средств и программного обеспечения этих систем сложны. В связи с этим необходимо повышать надежность транспортного средства в целом. Надежность транспортного средства может быть получена с помощью дефектоскопии и изоляции, а также идентификации дефектов датчиков.

Алгоритмы дефектоскопии и изоляции проектируются, чтобы использовать всю избыточную информацию системы датчиков. Избыточность системы датчиков широко классифицируется как аппаратная избыточность и аналитическая избыточность.

При аппаратной избыточности используется минимальное число датчиков. Например, два или более датчиков используются для простых систем, и четыре или более – для сложных. Системы используют в основном акселерометры и гироскопы, чтобы вычислить информацию о системе, как например положение, скорость и ускорение. Чтобы обеспечить надежность и увеличить точность, в системе необходимо использовать избыточное количество датчиков.

При аналитической избыточности дополнительная информация получается от математической модели системы. Этот вид избыточности основан на идее, что существует динамическая взаимосвязь между входами и выходами модели системы. Аналити-

ческая избыточность была изучена во многих приложениях, таких как, например, аэрокосмические системы, транспортные средства, общественный транспорт и атомные электростанции.

Основной путь обнаружения дефекта – исправить порог дефекта, и если оценка дефекта больше, чем порог, определено, что дефект произошел. Единственный типичный путь для получения порога дефекта – использование вероятности ложного дефекта. Шум измерения обычно предполагается как белый гауссовский. Если нет никакого дефекта, то функция спектральной плотности оценки дефекта имеет гауссовское распределение.

Новый порог идентификации основан на ковариации ошибки оценки переменной, которая является родственной с точностью системы. Использование большего числа датчиков лучше для точности системы ковариация ошибки оценки положения системы становится меньше.

Поэтому, когда используют избыточные датчики для системы, то, возможно, случается, что хотя есть дефект, ошибочный датчик должен быть исключен, чтобы не потерять точность системы. Порог идентификации дефекта дает алгоритм точности системы, чтобы определить, нужно ли ошибочный датчик исключить или нет. Если дефект есть менее чем порог идентификации, говорят, что это является терпимым дефектом и соответствующий датчик не должен быть исключен. Если дефект больший, чем порог идентификации, говорят, что это является не терпимым дефектом и соответствующий датчик должен быть исключен.

В статье предлагается новый алгоритм идентификации для двойных дефектов в системе избыточных датчиках. В данном случае алгоритм идентификации дефекта представляется в виде области двумерного пространства.

Рассмотрим типичное уравнение измерения для системы избыточных датчиков

$$m(t) = Hx(t) + f(t) + \varepsilon(t), \quad (1)$$

где $m(t) = [m_1 \ m_2 \ \dots \ m_n]^T \in R^n$ - измерение датчика, $H = [h_1 \ \dots \ h_n]^T$ - матрица измерения размерностью $n \times 3$ ($(H^T) = 3$), $x(t) \in R^3$ - решение (ускорение или угловая скорость), $f(t) = [f_1 \ f_2 \ \dots \ f_n]^T \in R^n$ - вектор дефекта, $\varepsilon(t) \sim N(0_n, \sigma I_n)$ - вектор шума измерения, нормальное распределение (белый шум), $N(x, y)$ - гауссовская функция спектральной плотности от значения x и среднеквадратичное отклонение y .

Вектор паритета $p(t)$ получен с помощью матрицы V , как указано ниже:

$$p(t) = Vm(t) = Vf(t) + V\varepsilon(t), \quad (2)$$

где матрица V удовлетворяет

$$VH = 0 (V \in R^{(n-3) \times n}) \text{ и } VV^T = I, \quad V = [v_1 \ v_2 \ \dots \ v_n]. \quad (3)$$

Определим терминологию дефектоскопии, изоляции и идентификации дефектов в системе датчиков: *дефектоскопия* – указание, что какой-то датчик не исправен в системе; *изоляция дефекта* – определение точного расположения дефекта датчика; *иден-*

тификация ошибки – определение размера и природы дефекта датчика; идентификация дефекта – реконфигурация исправных датчиков системы.

На рис. 1 показана блок-схема процедуры дефектоскопии, изоляции и идентификации в системах [1]. После измерения датчика производится паритетное выравнивание, и выполняются процедуры дефектоскопии, изоляции и идентификации. Решение получается на основе применения метода наименьших квадратов и вводится в паритетное уравнение. Точность зависит от ошибки оценки решений, т.е. ускорения или угловой скорости.

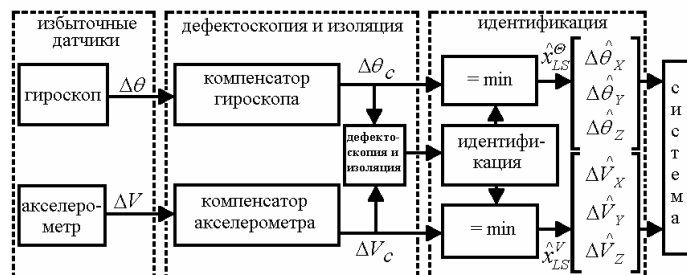


Рисунок 1 - Дефектоскопия, изоляция и идентификация для системы с избыточными датчиками

В статье рассматривается только идентификация дефекта при следующих трех предположениях: 1) любые три датчика не лежат в одной плоскости; 2) все датчики имеют те же шумовые характеристики, т.е. такое же среднее квадратичное отклонение белого гауссовского шума; 3) дефектоскопия, изоляция и идентификация выполняются заранее.

По аналогии с (1) рассмотрим уравнение измерения:

$$m = Hx + f + \varepsilon, \quad \varepsilon \sim N(0_n, \sigma I_n). \quad (4)$$

На рис. 1 решение $\hat{x} = [\hat{x}_x \ \hat{x}_y \ \hat{x}_z]^T$, которое является ускорением или угловой скоростью, можно получить с помощью метода наименьших квадратов, как указано ниже:

$$\hat{x}(t) = (H^T H)^{-1} H^T m(t). \quad (5)$$

Определим ошибку оценки $x(t)$ как $e(t) = \hat{x}(t) - x(t)$. Решение, как например позиция, скорость и положение, и вычислено из $\hat{x}(t)$. Поэтому точность системы зависит от ковариации ошибки $C(t) = E[e(t)e^T(t)]$.

Рассмотрим две матрицы $C_{+i}(t)$ и $C_{-i}(t)$:

$$C_{+i}(t) = f^2(t)(H^T H)h_i h_i^T (H^T H)^{-1} + \sigma^2(H^T H)^{-1}, \quad (6)$$

$$C_{-i}(t) = E[(\hat{x}_{-i}(t) - x(t))(\hat{x}_{-i}(t) - x(t))^T] = \sigma^2(H^T W_i H)^{-1}, \quad (7)$$

где матрицы C_{+i} и C_{-i} означают ковариацию $\hat{x}(t)$, в том числе и исключая i -й датчик соответственно и W_i – $n \times n$ диагональная матрица с (i, i) компонентой, равной нулю, и другими компонентами, равными единице.

Лемма 1: Предположим, что i -й датчик имеет дефект. Тогда для матриц (6) и (7) эквивалентны следующие два неравенства:

а) $|f(t)| \leq \sigma / \|v_i\|_2$;

б) $C_{+i}(t) - C_{-i}(t) \leq 0$,

где σ – среднее квадратичное отклонение сенсорного шума и i -й столбец матрицы V , которая удовлетворяет (3).

Отсюда следует, что $|f(t)| \leq \sigma / \|v_i\|_2 \Leftrightarrow C_{+i}(t) = C_{-i}(t)$.

Лемма 1 подразумевает, что, когда величина i -го дефекта составляет меньше $\sigma / \|v_i\|_2$, ковариация ошибки оценочного $\hat{x}(t)$, включающий i -й датчик, есть менее чем ковариация ошибки оценки $\hat{x}(t)$, исключая это, поэтому i -й ошибочный датчик должен быть исключен несмотря на его дефект, чтобы улучшить точность системы. Согласно лемме 1 имеем порог исключения $\sigma / \|v_i\|_2$ как алгоритм идентификации.

Для (1) предполагается, что происходят двойные дефекты f_i и f_j , что подразумевает $f(t) = [0 \cdots f_i \ 0 \cdots f_j \ 0 \cdots]^T$.

Чтобы проанализировать выполнение системы, нужно вычислить ковариацию ошибку решения $\hat{x}(t)$ [2]. Ковариации матриц определяются далее. Матрица C_{+i+j} означает ковариацию ошибки $\hat{x}(t)$, включая выходы i -го и j -го датчиков, и C_{-i-j} - ковариация ошибки $\hat{x}(t)$, исключая i -й и j -й датчики, и так далее для C_{-i+j} и C_{+i-j} .

Матрица ковариации C_{+i+j} . Ошибка для $\hat{x}(t)$ может быть вычислен следующим образом

$$\hat{x}_{+i+j} - x = (H^T H)^{-1} \{f_i h_i + f_j h_j + H^T \varepsilon\}, \quad (8)$$

где $\hat{x}_{+i+j} = [\hat{x}_{++x} \ \hat{x}_{++y} \ \hat{x}_{++z}]^T$.

Затем ошибка оценки $\hat{x}(t)$ может быть описана как матрица ковариации ошибки C_{+i+j}

$$C_{+i+j} = E[(\hat{x}_{+i+j} - x)(\hat{x}_{+i+j} - x)^T] = \sigma^2 (H^T H)^{-1} + (H^T H)^{-1} \begin{bmatrix} h_i & h_j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_i^2 & f_i f_j \\ f_i f_j & f_j^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_i^T \\ h_j^T \end{bmatrix} (H^T H)^{-1}. \quad (9)$$

Матрица ковариации C_{-i-j} . Ошибка для $\hat{x}(t)$ может быть вычислена как указано ниже

$$\hat{x}_{-i-j} - x = (H^T W_{ij} H)^{-1} H^T W_{ij} \varepsilon, \quad (10)$$

где $\hat{x}_{-i-j} = [\hat{x}_{--x} \ \hat{x}_{--y} \ \hat{x}_{--z}]^T$ и W_{ij} – диагональная матрица с единичными диагональными элементами, кроме (i,i) компоненты и (j,j) компоненты, которые равны нулю.

Затем оценка ошибки $\hat{x}(t)$ может быть описана как матрица ковариации ошибки C_{-i-j}

$$C_{-i-j} = E[(\hat{x}_{-i-j} - x)(\hat{x}_{-i-j} - x)^T] = \sigma^2 (H^T H)^{-1} + \frac{\sigma^2}{D_{ij}} (H^T H)^{-1} \begin{bmatrix} h_i & h_j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \|v_j\|_2^2 & -v_j^T v_i \\ -v_i^T v_j & \|v_i\|_2^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_i^T \\ h_j^T \end{bmatrix} (H^T H)^{-1}, \quad (11)$$

где $D_{ij} = \|v_i\|_2^2 \|v_j\|_2^2 - \langle v_i, v_j \rangle = \|v_i\|_2^2 \|v_j\|_2^2 \sin^2 \theta_{ij}$ и θ_{ij} – угол между двумя векторы v_i и v_j , которые являются векторами-столбцами матрицы V , определяемой (3).

Матрица ковариации C_{-i+j} . Ошибка для $\hat{x}(t)$ может быть вычислена как указано ниже

$$\hat{x}_{-i+j} - x = (H^T W_i H)^{-1} H^T W_i (V_{Fj} f_j + \varepsilon), \quad (12)$$

где $\hat{x}_{-i+j} = [\hat{x}_{-+x} \ \hat{x}_{-+y} \ \hat{x}_{-+z}]^T$ и $V_{Fj} = [0 \dots 0 \ 1 \ 0 \dots 0]^T \in R^{n \times 1}$ с j -й единичной компонентой, которая приводится к виду $H^T W_i V_{Fj} = h_j$.

Затем ошибка оценки $\hat{x}(t)$ может быть описана как матрица ковариации ошибки C_{-i+j}

$$\begin{aligned} C_{-i+j} &= f_j^2 (H^T W_i H)^{-1} h_j h_j^T (H^T W_i H)^{-1} + \sigma^2 (H^T W_i H)^{-1} = \\ &= f_j^2 (H^T W_i H)^{-1} h_j h_j^T (H^T W_i H)^{-1} + \sigma^2 (H^T H)^{-1} + \frac{\sigma^2}{\|v_i\|_2^2} (H^T H)^{-1} h_i h_i^T (H^T H)^{-1}. \end{aligned} \quad (13)$$

Алгоритм идентификации для двойных дефектов основан на следующих трех теоремах [3].

Теорема 2: Рассмотрим уравнение измерения (1) и решение (5), и предположим, что i -й и j -й датчики имеют дефекты. Для обеих ковариаций ошибки оценки матриц (9) и (11) эквивалентны следующие два неравенства:

$$a) \ tr(C_{+i+j}) < tr(C_{-i-j}),$$

где $tr(\bullet)$ означает след матрицы;

б)

$$f_i^2 \|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2 + f_j^2 \|(H^T H)^{-1} h_j\|_2^2 + 2f_i f_j \langle (H^T H)^{-1} h_i, (H^T H)^{-1} h_j \rangle < \zeta_1, \quad (14)$$

где $\langle \cdot, \cdot \rangle$ означает скалярное произведение и

$$\begin{aligned} \zeta_1 &= \frac{\sigma^2}{D_{ij}} \left[\|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2 \|v_j\|_2^2 + \|(H^T H)^{-1} h_j\|_2^2 \|v_i\|_2^2 - \gamma \right], \\ \gamma &= 2 \langle (H^T H)^{-1} h_i, (H^T H)^{-1} h_j \rangle \langle v_i, v_j \rangle. \end{aligned}$$

Доказательство: Для начала имеем

$$tr(C_{+i+j}) = E[(\hat{x}_{++x} - x_x)^2] + E[(\hat{x}_{++y} - x_y)^2] + E[(\hat{x}_{++z} - x_z)^2],$$

$$tr(C_{-i-j}) = E[(\hat{x}_{-x} - x_x)^2] + E[(\hat{x}_{-y} - x_y)^2] + E[(\hat{x}_{-z} - x_z)^2].$$

Определим матрицы A и B следующим образом

$$A = \begin{bmatrix} h_i^T \\ h_j^T \end{bmatrix} (H^T H)^{-1} (H^T H)^{-1} \begin{bmatrix} h_i & h_j \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} \|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2 & \langle (H^T H)^{-1} h_i, (H^T H)^{-1} h_j \rangle \\ \langle (H^T H)^{-1} h_i, (H^T H)^{-1} h_j \rangle & \|(H^T H)^{-1} h_j\|_2^2 \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} f_i^2 - \frac{\sigma^2 \|v_j\|_2^2}{D_{ij}} & f_i f_j + \frac{\sigma^2 v_j^T v_i}{D_{ij}} \\ f_i f_j + \frac{\sigma^2 v_i^T v_j}{D_{ij}} & f_j^2 - \frac{\sigma^2 \|v_i\|_2^2}{D_{ij}} \end{bmatrix}.$$

Затем $tr(C_{+i+j} - C_{-i-j}) = tr(AB) < 0$ дает следующее неравенство

$$f_i^2 \|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2 + f_j^2 \|(H^T H)^{-1} h_j\|_2^2 + 2f_i f_j \langle (H^T H)^{-1} h_i, (H^T H)^{-1} h_j \rangle >$$

$$> \frac{\sigma^2}{D_{ij}} \left[\|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2 \|v_j\|_2^2 + \|(H^T H)^{-1} h_j\|_2^2 \|v_i\|_2^2 - \gamma \right].$$

Примечание 1: Теорема 2 означает, что, если дефекты f_i и f_j происходят, и величины двух дефектов удовлетворяют (14) размещено внутри эллипса, затем ошибочные датчики передачи не нужно исключать, чтобы получить меньшую ошибку оценки, используя их.

Теорема 3: Рассмотрим уравнение измерения (1) и решение (5), и предположим, что i -й и j -й датчики имеют дефекты. Для обеих ковариаций ошибки оценки матриц (11) и (13) эквивалентны следующее два неравенства:

а) $tr(C_{-i+j}) < tr(C_{-i-j})$,

б) $f_j^2 < \zeta_2$,

где $\zeta_2 = tr(A)/tr(B)$ и

$$A = \sigma^2 (H^T H)^{-1} \left\{ \frac{1}{D_{ij}} \begin{bmatrix} h_i & h_j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \|v_j\|_2^2 & -v_j^T v_i \\ -v_i^T v_j & \|v_i\|_2^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_i^T \\ h_j^T \end{bmatrix} - \frac{1}{\|v_i\|_2^2} h_i h_i^T \right\} (H^T H)^{-1},$$

$$B = (H^T W_i H)^{-1} h_j h_j^T (H^T W_i H)^{-1}.$$

Доказательство: Доказательство имеет ту же процедуру, что и в теореме 2.

Примечание 2: Теорема 3 означает, что хотя дефекты f_i и f_j размещаются за пределами эллипса в (14) и $|f_i| < |f_j|$, если (15) удовлетворен, то j -й датчик не нужно исключать с тех пор, как меньшую ошибку оценки может получить использование j -го датчика.

Теорема 4: Рассмотрим уравнение измерения (1) и решение (5), и предположим, что i -й и j -й датчики имеют дефекты. Для обеих ковариаций ошибки оценки матриц (9) и (13) эквивалентны следующее два неравенства:

а) $tr(C_{-i+j}) < tr(C_{+i+j})$,

б)
$$f_i^2 + f_j^2 \frac{\left\{ \|(H^T H)^{-1} h_j\|_2^2 - \|(H^T W_i H)^{-1} h_j\|_2^2 \right\}}{\|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2} +$$

$$+ \frac{2f_i f_j \langle (H^T H)^{-1} h_i, (H^T H)^{-1} h_j \rangle}{\|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2} > \frac{\sigma^2}{\|v_i\|_2^2}.$$
(16)

Доказательство: От (9) и (13), $tr(C_{-i+j})$ и $tr(C_{+i+j})$ может быть вычислен легко как указано ниже

$$tr(C_{-i+j}) = f_j^2 \|(H^T W_i H)^{-1} h_j\|_2^2 + \sigma^2 tr((H^T H)^{-1}) + \frac{\sigma^2}{\|v_i\|_2^2} \|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2,$$

$$tr(C_{+i+j}) = f_i^2 \|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2 + f_j^2 \|(H^T H)^{-1} h_j\|_2^2 +$$

$$+ 2f_i f_j \langle (H^T H)^{-1} h_i, (H^T H)^{-1} h_j \rangle + \sigma^2 tr((H^T H)^{-1}).$$

Вычисляя $tr(C_{-i+j}) - tr(C_{+i+j}) < 0$ неравенство (16) может быть получено.

Примечание 3: Теорема 4 означает, что хотя дефекты f_i и f_j , удовлетворяющие (14), размещены внутри эллипса, и $|f_i| < |f_j|$, если (16) удовлетворен, то i -й датчик нужно исключить с тех пор, как меньшую ошибку оценки может получить его исключение.

По результатам теоремы 2 из теоремы 4 двойные дефекты могут быть представлены в виде четырех категорий.

Категория I: Двойные дефекты определяются следующими тремя неравенствами:

а) $f_i^2 \|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2 + f_j^2 \|(H^T H)^{-1} h_j\|_2^2 + 2f_i f_j \langle (H^T H)^{-1} h_i, (H^T H)^{-1} h_j \rangle < \zeta_1$,

б)
$$f_i^2 + f_j^2 \frac{\left\{ \|(H^T H)^{-1} h_j\|_2^2 - \|(H^T W_i H)^{-1} h_j\|_2^2 \right\}}{\|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2} +$$

$$+ \frac{2f_i f_j \langle (H^T H)^{-1} h_i, (H^T H)^{-1} h_j \rangle}{\|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2} > \frac{\sigma^2}{\|v_i\|_2^2},$$

в) $|f_i| < |f_j|$.

Два ошибочных датчика не нужно исключать.

Категория II: Двойные дефекты определяются следующими тремя неравенствами:

$$\begin{aligned} \text{а) } f_i^2 \|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2 + f_j^2 \|(H^T H)^{-1} h_j\|_2^2 + 2f_i f_j < \langle (H^T H)^{-1} h_i, (H^T H)^{-1} h_j \rangle < \zeta_1, \\ f_i^2 + f_j^2 \frac{\left\{ \|(H^T H)^{-1} h_j\|_2^2 - \|(H^T W_i H)^{-1} h_j\|_2^2 \right\}}{\|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2} + \\ \text{б) } + \frac{2f_i f_j < \langle (H^T H)^{-1} h_i, (H^T H)^{-1} h_j \rangle}{\|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2} > \frac{\sigma^2}{\|v_i\|_2^2}, \end{aligned}$$

в) $|f_j| < |f_i|$.

Нужно исключить i -й датчик, но не j -й датчик.

Категория III: Двойные дефекты определяются следующими тремя неравенствами:

$$\begin{aligned} \text{а) } f_i^2 \|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2 + f_j^2 \|(H^T H)^{-1} h_j\|_2^2 + 2f_i f_j < \langle (H^T H)^{-1} h_i, (H^T H)^{-1} h_j \rangle \geq \zeta_1, \\ \text{б) } f_j^2 < \zeta_2, \\ \text{в) } |f_j| < |f_i|. \end{aligned}$$

Нужно исключить i -й датчик, но не j -й датчик.

Категория IV: Двойные дефекты определяются следующими тремя неравенствами:

$$\begin{aligned} \text{а) } f_i^2 \|(H^T H)^{-1} h_i\|_2^2 + f_j^2 \|(H^T H)^{-1} h_j\|_2^2 + 2f_i f_j < \langle (H^T H)^{-1} h_i, (H^T H)^{-1} h_j \rangle \geq \zeta_1, \\ \text{б) } f_j^2 \geq \zeta_2, \\ \text{в) } |f_j| < |f_i|. \end{aligned}$$

Два неисправных датчика нужно исключить.

Примечание 4: Для выше рассмотренной категории IV мы рассматриваем только половину первого квадранта в двумерном пространстве, т.е. $0 \leq \theta \leq \pi/4$. Отметим, что категории II и III дают тот же результат.

Решение задачи. Для того, чтобы показать алгоритм идентификации для реальной конфигурации избыточных датчиков, мы используем симметрическую конфигурацию в виде додекаэдра, как показано на рис. 2, который использует 6 датчиков. В данном случае матрица измерения и паритетная матрица имеют следующие отношения:

$$H^T H = 2I_3, \|h_i\|_2 = 1, \|v_i\|_2 = 1/\sqrt{2} \quad (i = 1, 2, \dots, 6).$$

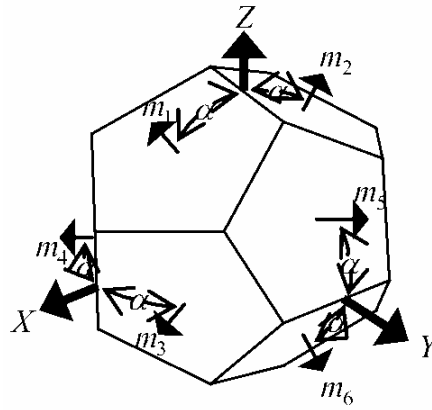


Рисунок 2 - Конфигурация додекаэдра с 6 идентичными датчиками

Углы $\hat{\theta}_{ij}$ между векторами косинусов направления h_i для 6 датчиков составляют $63,4^\circ$ и $116,6^\circ$. Они являются углами паритетных векторов. Поэтому всегда имеют место значения $\sin^2 \theta_{ij} = \sin^2 \hat{\theta}_{ij} = 0,8$ и $\cos^2 \theta_{ij} = \cos^2 \hat{\theta}_{ij} = 0,2$.

Неравенства (14)–(16) для конфигурации додекаэдра принимают вид:

$$f_i^2 + 0,8944 f_i f_j + f_j^2 < 6\sigma^2, \quad (17)$$

$$|f_j| \geq 1,5811\sigma, \quad (18)$$

$$f_i^2 - 0,6 f_j^2 + 0,8944 f_i f_j \geq 2\sigma^2. \quad (19)$$

Получим табл. 1 для симметрической конфигурации додекаэдра.

Таблица 1.

Четыре категории двойных дефектов с конфигурацией додекаэдра (только область $0 \leq \theta \leq \pi/4$, о : использование, х : исключение).

Категория	Условия	i -й неисправный датчик	j -й неисправный датчик
I	$f_i^2 + 0,8944 f_i f_j + f_j^2 < 6\sigma^2$, $f_i^2 - 0,6 f_j^2 + 0,8944 f_i f_j \geq 2\sigma^2$, $ f_j < f_i $	о	о
II	$f_i^2 + 0,8944 f_i f_j + f_j^2 < 6\sigma^2$, $f_i^2 - 0,6 f_j^2 + 0,8944 f_i f_j \geq 2\sigma^2$, $ f_j < f_i $	х	о
III	$f_i^2 + 0,8944 f_i f_j + f_j^2 \geq 6\sigma^2$, $ f_j \geq 1,5811\sigma$, $ f_j < f_i $	х	о
IV	$f_i^2 + 0,8944 f_i f_j + f_j^2 \geq 6\sigma^2$, $ f_j \geq 1,5811\sigma$, $ f_j < f_i $	х	х

По таблице 1 рисуем план в двумерной плоскости, как показано на рис. 3.

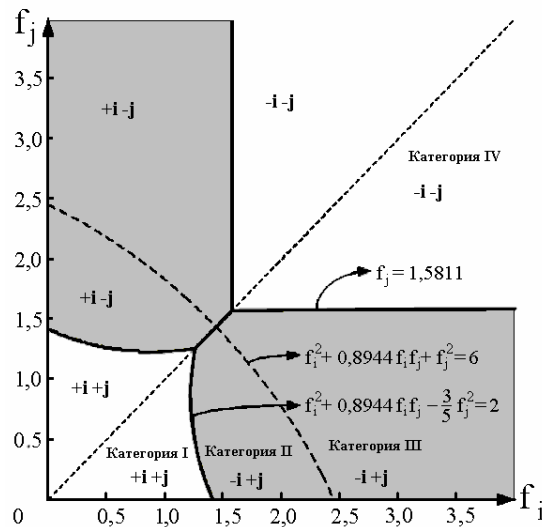


Рисунок 3 - Алгоритм решения для исключения неисправных датчиков для конфигурации додекаэдра (для области $\pi/4 \leq \theta \leq \pi/2$ i и j нужно поменять местами в табл. 1)

Примечание 5: Таблица 1 рассматривается только для области $0 \leq \theta \leq \pi/4$ в первом квадранте. Необходимо поменять местами i и j для области $\pi/4 \leq \theta \leq \pi/2$. На рис. 3 эллипс $f_i^2 + 0.8944 f_i f_j + f_j^2 = 6\sigma^2$ не отвечает правилу точности. Однако, он отвечает ему во втором и четвертом квадрантах.

Выполним моделирование методом Монте-Карло 10000 раз, чтобы подтвердить алгоритм идентификации каждого дефекта для случаев одинарного и двойного дефекта соответственно. Шесть идентичных датчиков представлены конфигурацией додекаэдра, как показано на рис. 2.

Матрицы измерения H и V , которые удовлетворяют условиям $VH=0$ и $VV^T=I$, получены, как указано ниже:

$$H = \begin{bmatrix} 0,5257 & -0,5257 & 0,8507 & 0,8507 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,5257 & -0,5257 & 0,8507 & 0,8507 \\ 0,8507 & 0,8507 & 0 & 0 & 0,5257 & -0,5257 \end{bmatrix}^T,$$

$$V = \begin{bmatrix} 0,3717 & 0,3717 & 0 & 0 & -0,6015 & 0,6015 \\ -0,6015 & 0,6015 & 0,3717 & 0,3717 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -0,6015 & 0,6015 & 0,3717 & 0,3717 \end{bmatrix},$$

(20)

где $\|v_1\| = \|v_2\| = \dots = \|v_6\| = \sqrt{2}$.

Рассмотрим моделирование для случая одинарного дефекта. Мы предполагаем, что первый датчик имеет дефект $f(t) = [f_1(t) 0 \dots 0]^T$, с ненулевым значением $f_1(t)$, а шум измерения – белый гауссовский с нулевым средним и дисперсией $\sigma = 1$. Порог исключения датчика, заявленный в лемме 1, составляет $Th = \sqrt{2}\sigma$ для полученной

выше матрицы V .

На рис. 4 представлен результат моделирования Монте-Карло для случая оди-
нарного дефекта, где показаны $trace(C_{+1}(t))$ и $trace(C_{-1}(t))$. По горизонтальной оси
откладывается соотношение размера дефекта к шуму (соотношение F/N), а по верти-
кальной оси – величины $trace(C_{+1}(t))$ и $trace(C_{-1}(t))$. Когда сигнал дефекта $f_1(t)$
больше, чем $\sqrt{2}\sigma$, имеет место неравенство $trace(C_{+1}(t)) > trace(C_{-1}(t))$. Это нера-
венство, согласованное с леммой 1, означает, что, когда размер дефекта больший, чем
 $\sqrt{2}\sigma$, неисправный датчик нужно исключить, чтобы обеспечить меньшую ковариацию
ошибки $\hat{x}(t)$. Исключение неисправного датчика приводит к увеличению точности
системы транспортного средства.

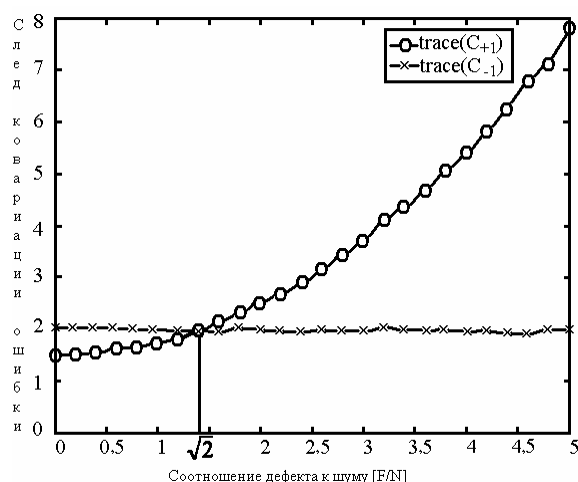


Рисунок 4 - Следы ковариации ошибки $trace(C_{+1}(t))$ и $trace(C_{-1}(t))$
относительно соотношения дефекта к шуму (F/N)

Для случая двойного дефекта, предполагаем, что первый и второй датчики име-
ют дефект вида $f(t) = [f_1 \ f_2 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$, а величины f_1 и f_2 являются константами и
удовлетворяют прямую линию на рис. 5, а шум измерения – белый гауссовский с нуле-
вым средним и дисперсией $\sigma = 1$.

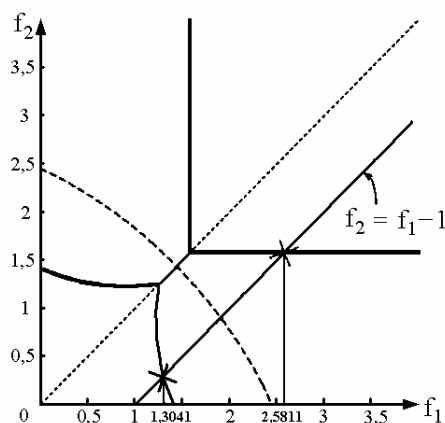


Рисунок 5 - Алгоритм решения для исключения ошибочных датчиков
и отношения двух величин дефекта для моделирования

На рис. 6 показаны результаты идентификации для двойных дефектов согласно размеру дефекта на рис. 5.

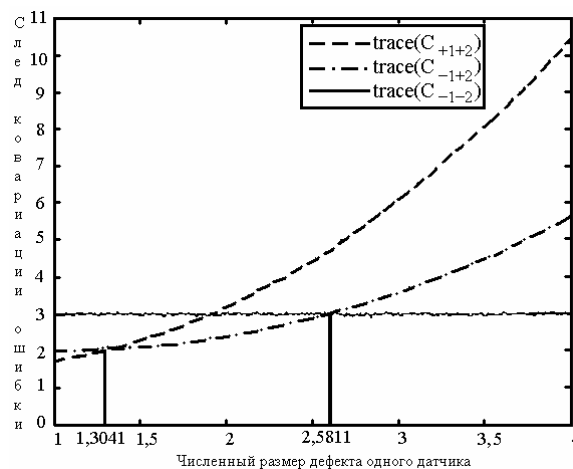


Рисунок 6 - Следи коваріації помилки $trace(C_{+1+2}(t))$, $trace(C_{-1+2}(t))$ і $trace(C_{-1-2}(t))$ відносно величини дефекта

Когда величины f_1 и f_2 принадлежат к области категории I, след $trace(C_{+1+2}(t))$ минимален среди трех следов коваріації помилки. Когда величины f_1 и f_2 принадлежат к областям категорий II и III, след $trace(C_{-1+2}(t))$ минимален, а для категории IV след $trace(C_{-1-2}(t))$ минимален.

Заключення. Таким образом, рассмотрена задача идентификации дефекта для избыточных систем датчика в зависимости от точности системы и предложен новый алгоритм идентификации для случая двойного дефекта. Алгоритм идентификации может быть распространен в двумерном пространстве решений. Алгоритм идентификации может быть применен к любым конфигурациям и любому числу датчиков.

Литература: 1. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта. – Харьков: ХГАДТУ, 1998. – 255 с. 2. Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. Теория случайных процессов и её инженерные приложения. – М.: Наука, 1991. – 384 с. 3. Тихонов В.И., Миронов М.А. Марковские процессы. – М.: Сов. радио, 1977. – 488 с.

Назарова Н.В., Ніконов О.Я.

АЛГОРИТМ ІДЕНТИФІКАЦІЇ ПОДВІЙНИХ ДЕФЕКТІВ ДАТЧИКІВ ТЕЛЕМАТИЧНИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Розглядається задача ідентифікації дефекту для телематичних систем транспортних засобів, які мають надлишкові датчики. Запропонований новий алгоритм ідентифікації для подвійних дефектів, що заснован на коваріації помилки вирішення надлишкових датчиків, яке є родинним для точності систем транспортних засобів. Запропонований алгоритм ідентифікації забезпечує правила точності, аби визначити який датчик потрібно виключити серед помилкових датчиків.

Nazarova N.V., Nikonov O.J.

OBSERVER IDENTIFIER OF DOUBLE SENSORS DEFECTS OF TELEMATIC TRANSPORT VEHICLES SYSTEMS

The defect identification problem is examined for telematic systems of transport vehi-

cles which have surplus sensors. A new observer identifier is offered for double defects, based on the decision error covariance of surplus sensors, which is family for exactness of the transport vehicle systems. The offered observer identifier provides the rules of exactness, to define which sensor it is needed to eliminate among erroneous sensors.

УДК 621.77

Никитина Т.Б.

СИНТЕЗ АНИЗОТРОПИЙНОГО СТАБИЛИЗАТОРА ОСНОВНОГО ВООРУЖЕНИЯ ТАНКА В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Постановка проблемы, связь с научными и практическими задачами. Колесные и гусеничные машины отечественного производства обладают высокими тактико – техническими характеристиками и успешно конкурируют с военной техникой иностранного производства, что, в частности подтверждается контрактами с Пакистаном, Иорданией и Сирией на поставку отечественной военной техники. При модернизации колесных и гусеничных машин для повышения тактико–технических характеристик предполагается использование в системах наведения и стабилизации бортовой ЭВМ, с помощью которой аппаратно и программно можно реализовать более сложные законы управления, чем традиционные пропорциональные регуляторы с обратными связями по углам и угловым скоростям объекта управления [1-8].

Анализ последних достижений и публикаций. В последнее время интенсивно развивается теория стохастического робастного управления [9-14]. Системы стохастического робастного управления обладают рядом преимуществ. Во-первых, они робастно устойчивы, т.е. сохраняют устойчивость при изменении параметров объекта управления в определенных пределах. Во-вторых, они имеют существенно меньшую чувствительность к изменению параметров объекта управления по сравнению с оптимальными системами, несмотря на то, что динамические характеристики стохастических робастных систем могут незначительно отличаться от соответствующих характеристик оптимальных систем. [1].

Цель работы. Целью данной работы является разработка методики синтеза стохастического робастного регулятора стабилизатора основного танкового вооружения в горизонтальной плоскости с учетом упругости ствола. Задачей статьи является синтез и исследование динамических характеристик стохастической робастной системы управления стабилизатором танкового вооружения в горизонтальной плоскости а.

Изложение материала исследования, полученных научных результатов. Рассмотрим систему управления стабилизатором танкового вооружения в горизонтальной плоскости следуя работе [4], схема которой показана на рис. 1. Требуемое угловое положение оси канала ствола задается с помощью пульта наведения (ПН) воздействием на электромагниты наведения (ЭН) с помощью которых рамка гироскопического датчика угла (ГДУ) устанавливается в требуемое направление, которое контролируется с помощью главного зеркала прицела. Гироскопический датчик угла установлен непосредственно на башне (Б), что позволяет непрерывно измерять угловое отклонение башни от заданного направления на цель.

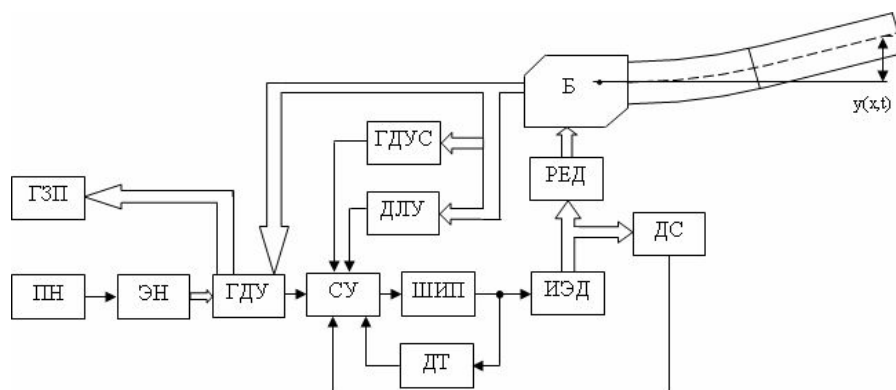


Рисунок 1 - Схема системы управления дискретно-континуальным объектом управления

Объект управления – башня (Б) приводится во вращение от исполнительного электродвигателя (ИЭД) через редуктор (РЕД). Исполнительный электродвигатель является высокомоментным двигателем постоянного тока, якорная обмотка которого питается от широтно-импульсного преобразователя (ШИП), входное напряжение которого формируется с помощью системы управления (СУ). На входы системы управления подаются сигналы: с выхода гироскопического датчика угла, пропорционального углу рассогласования между заданным направлением и фактическим направлением башни; с выхода гироскопического датчика угловой скорости (ГДУС), пропорционального угловой скорости вращения башни; с выхода датчика линейных ускорений (ДЛУ) пропорционального угловому ускорению башни; с выхода датчика скорости (ДС), пропорционального скорости вращения исполнительного электродвигателя и с выхода датчика тока (ДТ), пропорционального току якорной цепи исполнительного электродвигателя.

Башня танка совместно с орудием является объектом регулирования системы стабилизации вооружения в горизонтальной плоскости. Возмущающими моментами, действующими на башню является суммарный момент инерции башни и связанных с ней подвижных механизмов, суммарный момент трения, а также возмущающий момент, обусловленный неуравновешенностью башни относительно ее оси вращения, т.к. в отличие от орудия, башня танка, вследствие смещения центра масс относительно оси вращения башни в сторону орудия, всегда имеет значительную неуравновешенность. Наличие такой неуравновешенности приводит к возникновению целого ряда возмущающих моментов при движении танка и колебаниях его корпуса. Горизонтальные угловые колебания корпуса обусловлены изменениями направления движения, а также неравномерностью натяжения гусеничных цепей и состоянием грунта на трассе движения, что порождает соответственно низкочастотные и высокочастотные составляющие угловых колебаний башни, характер которых в значительной степени определяется манерой вождения танка. Интенсивность горизонтальных угловых колебаний в значительной мере определяет точность работы системы стабилизации вооружения в горизонтальной плоскости. В частности, при движении по твердому промерзшему грунту в зимних условиях интенсивность горизонтальных угловых колебаний может возрасти более чем в два раза [1].

Математическая модель объекта управления. Рассмотрим математическую модель объекта управления системы наведения и стабилизации в горизонтальной плоскости следуя работе [11]. Представим объект управления в виде твердого тела - и упругого элемента, как это показано на рис.1. Помимо вращения относительно оси, оно совершает упругие колебания. Обозначим через $\gamma(t)$ угол поворота жесткого тела в

инерциальной системе координат, $y(x, t)$ - отклонение точек стержня от недеформированного состояния. Предположим, что управление осуществляется с помощью стабилизирующего момента $M_{co}(t)$, приложенного к основному жесткому телу. Возмущающий момент $M_{eo}(t)$ действует также относительно этой оси поворота основного жесткого тела.

Тогда уравнение движения башни относительно оси может быть записано в следующем виде [11]:

$$I_0 \ddot{\varphi}(t) - \int_r^{r+l} m_1(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} dx = M_{co}(t) + M_{eo}(t).$$

Это уравнение описывает свободное движение дискретно-континуального объекта управления, в котором I_c является характеристикой дискретно-континуального объекта как твердого тела, а $m_1(x)$ характеризует взаимное влияние движений жесткого модуля и колебаний упругих элементов. Функция $y(x, t)$ удовлетворяет уравнению колебаний упругой балки

$$m_1(x) \ddot{\varphi}(t) + m(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} + EI(x) \frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} + \xi EI(x) \frac{\partial^5 y(x, t)}{\partial x^4 \partial t} = F_0(x, t),$$

где $EI(x)$ - изгибная жесткость ствола; ξ - коэффициент внутреннего демпфирования материала ствола; $F(x, t)$ - распределенное по длине ствола внешнее возмущение, обусловленное вертикальными колебаниями оси цапф орудия при движении танка по пересеченной местности.

Представим функцию $y(x, t)$ в виде следующего разложения

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^n \gamma_i(t) T_i(x),$$

где n - число учитываемых форм упругих колебаний ствола. Тогда получим следующие уравнения, описывающие движение дискретно – континуального объекта под действием стабилизирующего момента $M_{co}(t)$, возмущающего момента $M_{eo}(t)$, а также распределенной по длине ствола силы $F_0(x, t)$, вызванной горизонтальными колебаниями подрессоренной части танка

$$I_0 \ddot{\varphi}(t) - \sum_{i=1}^n \ddot{T}_i(t) \int_r^{r+l} m_1(x) \gamma_i(x) dx = M_{co}(t) + M_{eo}(t);$$

$$m_1(x) \ddot{\varphi}(t) + m(x) \sum_{i=1}^n \gamma_i(x) \ddot{T}_i(t) + EI(x) \sum_{i=1}^n \gamma_i^{IV}(x) T_i(t) + \xi EI(x) \sum_{i=1}^n \gamma_i^{IV}(x) \dot{T}_i(x) = F(x, t).$$

Учитывая только первую основную форму упругих колебаний, функцию $y(x, t)$ представим в виде

$$y(x, t) = \gamma_0(x) T_0(t).$$

Тогда уравнения динамики движения дискретно-континуального объекта управления примут следующий вид

$$\begin{aligned} I_0 \ddot{\varphi}(t) - a_0 \ddot{T}_0(t) &= M_{co}(t) + M_{eo}(t); \\ a_0 \ddot{\varphi}(t) + c_0 \ddot{T}_0(t) + \xi b_0 \dot{T}_0(t) + b_0 T_0(t) &= f_0(t). \end{aligned}$$

Электропривод горизонтального наведения содержит высоко моментный двигатель постоянного тока независимого возбуждения, якорная цепь которого питается от широтно-импульсного преобразователя. Для упрощения математической модели электропривода горизонтального наведения предположим, что он содержит внутренний контур тока. В контуре тока с помощью пропорционально-интегрального регулятора компенсируется постоянная времени электромагнитных процессов, происходящих в якорной цепи двигателя, а динамика замкнутого контура тока, настроенного на модульный оптимум описывается передаточной функцией второго порядка

$$W_{zm}(p) = \frac{1}{T_0^2 p^2 + 2\xi T_0 p + 1}.$$

Эквивалентная постоянная времени T_0 которого определяется малой некомпенсированной постоянной времени $T_{\mu m}$ контура тока, так что

$$T_0 = \sqrt{2} T_{\mu m},$$

а коэффициент демпфирования $\xi = \sqrt{2}/2$. Так как в двигателе постоянного тока независимого возбуждения момент двигателя M_∂ связан с током якорной цепи двигателя I_∂ соотношением

$$M_\partial(t) = K\Phi I_\partial(t),$$

где K - конструктивная постоянная двигателя, Φ - магнитный поток двигателя, то динамика изменения момента двигателя M_∂ описывается точно такой же передаточной функцией и отличается лишь коэффициентом передачи замкнутого контура регулирования момента. Тогда уравнение динамики исполнительного органа относительно момента стабилизации M_{co} запишем в следующем виде

$$T_m^2 \ddot{M}_{co}(t) + 2\xi_m T_m \dot{M}_{co}(t) + M_{co}(t) = K_m u(t),$$

где T_m , ξ_m , K_m - соответственно постоянная времени, коэффициент демпфирования и коэффициент усиления замкнутого контура момента с учетом коэффициента передачи редуктора электромеханического исполнительного механизма в канале горизонтального наведения.

Заметим, что на большинстве отечественных танков используется электрома-
шинный усилитель мощности, однако при модернизации танков такой усилитель, как
правило, заменяется на широтно-импульсный преобразователь.

Введем следующие компоненты вектора состояния: угол $\varphi(t)$ отклонения меж-
ду осью канала ствола и направлением на цель и его производную $\dot{\varphi}(t)$, значение
функции $T_0(t)$ в представлении функции $y(x, t)$ характеризующей отклонение точек
оси канала ствола от его недеформируемого состояния, а также производную этой
функции $\dot{T}_0(t)$, момент стабилизации $M_{co}(t)$ башни с помощью исполнительного
электродвигателя и его производную $\dot{M}_{co}(t)$. При этом вектор состояния примет сле-
дующий вид

$$\bar{X}(t) = \{\varphi(t), \dot{\varphi}(t), T_0(t), \dot{T}_0(t), M_{co}(t), \dot{M}_{co}(t)\}.$$

Тогда уравнения возмущенного движения дискретно-континуального объекта
стабилизации совместно с уравнением исполнительного электропривода, эквивалентны
системе дифференциальных уравнений 6-го порядка

$$\begin{aligned}\dot{x}_1(t) &= x_2(t); \\ \dot{x}_2(t) &= \frac{c_0}{I_0 c_0} + a_0^2 x_5(t) - \frac{\xi a_0 b_0}{\Delta} x_4(t) - \frac{a_0 b_0}{\Delta} x_3(t); \\ \dot{x}_3(t) &= x_4(t); \\ \dot{x}_4(t) &= -\frac{\xi I_0 b_0}{\Delta} x_4(t) - \frac{I_0 b_0}{\Delta} x_3(t) - \frac{a_0}{\Delta} x_5(t); \\ \dot{x}_5(t) &= x_6(t); \\ \dot{x}_6(t) &= -\frac{1}{T_m^2} x_5(t) - \frac{2\xi_m}{T_m} x_6(t) + \frac{K_m}{T_m^2} u(t);\end{aligned}$$

Здесь введено обозначение $\Delta = I_0 c_0 + a_0^2$.

Тогда в уравнении состояния возмущенного движения дискретно-
континуального объекта стабилизации совместно с уравнением исполнительного элек-
тропривода и интегратором, на котором реализуется астатический регулятор, матрица
состояния примет следующий вид

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{a_0 b_0}{\Delta} & -\frac{\xi a_0 b_0}{\Delta} & \frac{c_0}{\Delta} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{I_0 b_0}{\Delta} & -\frac{\xi I_0 b_0}{\Delta} & -\frac{a_0}{\Delta} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_m^2} & -\frac{2\xi_m}{T_m} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{K_m}{T_m^2} \end{bmatrix}.$$

Заметим, что эта система уравнений является упрощенной, так как в ней не учитывается собственная динамика гироскопических датчиков угла и угловой скорости, а также учитывается лишь первый тон упругих колебаний ствола орудия.

Метод решения. Если входной сигнал является гауссовым белым шумом, а математическая модель системы полностью определена, то при синтезе регулятора минимизируют линейный квадратичный гауссовый критерий [1] в виде минимума математического ожидания квадрата выходной координаты

$$J(w_{ky}) = \lim_{t \rightarrow \infty} M \left[\int_0^t Z^T Z dt \right],$$

здесь M - обозначает математическое ожидание.

Такой регулятор фактически минимизирует H^2 норму, что может быть записано в следующем виде

$$\|w_{ZX}\|_2 \rightarrow \min.$$

Заметим, что H^2 норма передаточной функции на основании теоремы Релея - Парсеваля может быть определена в частотной области в виде

$$\|w\|_2 = \left\{ \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \text{tr} \{ w(j\omega) [w(j\omega)]^* \} d\omega \right\}^{1/2}.$$

Применение регуляторов, оптимальных по квадратичным критериям качества показало их высокую чувствительность к структурным и параметрическим возмущениям объекта управления и внешних воздействий. Для уменьшения чувствительности синтезированной системы к структурным и параметрическим возмущениям объекта управления и внешних воздействий вместо H^2 нормы используют H^∞ норму в следующем виде

$$\|w_{ZX}\|_\infty \rightarrow \min.$$

Обычно H^∞ норма определяется путем нахождения максимального сингулярного значения $\bar{\sigma}(\cdot)$ матрицы передаточной функции с помощью алгоритма Шура в следующем виде

$$\|w\|_\infty \equiv \sup_{\omega} \bar{\sigma}(w(j\omega)), \quad \omega \in [0, \infty).$$

Робастные регуляторы, синтезированные по критерию H^∞ , обладают малой чувствительностью к структурным и параметрическим возмущениям [10-11], однако их динамические характеристики часто оказываются неудовлетворительными в связи с излишней «осторожностью» робастных регуляторов, рассчитанных на работу системы в самых неблагоприятных условиях.

Применение регуляторов, синтезированных по смешанному критерию, вклю-

чающему H^2 и H^∞ нормы, позволяет получать системы, обладающие достаточно высокими динамическими характеристиками при низкой чувствительности к изменению параметров и структуры объектов управления. Однако вопрос выбора параметра толерантности γ , характеризующего соотношения между H^2 и H^∞ нормами решается на интуитивном уровне. Чем ближе система к оптимальной по H^2 норме, тем она более чувствительна к изменению параметров и структуре моделей объекта управления и внешних воздействий. Чем ближе синтезированная система к оптимальной по H^∞ норме, тем меньшую точность она имеет, так как проявляет излишнюю «осторожность» и рассчитана на работу в самых неблагоприятных условиях.

Одним из корректных подходов к обоснованному выбору смешанного критерия, включающего H^2 и H^∞ нормы, является построение анизотропийных регуляторов [12-14]. При стохастическом подходе к синтезу H^∞ управления в качестве критерия оптимальности системы используется стохастическая норма системы

$$\|w_{ZX}\|_a \rightarrow \min.$$

При этом фактически используется комбинация стохастической нормы системы и средней анизотропии случайного сигнала, что и приводит к одному из вариантов стохастической нормы, названной анизотропийной нормой.

Рассмотрим решение задачи анализа анизотропийных регуляторов для многомерной дискретной системы с m входами и p выходами и матричной передаточной функцией w , на вход которой поступает дискретный многомерный гаусовский белый шум с нулевым математическим ожиданием и единичной ковариационной матрицей. Тогда средняя анизотропия дискретной последовательности на выходе такой системы определяется следующим выражением

$$\bar{A}(w_\phi) \equiv -\frac{1}{4\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \ln \det \left\{ \frac{m}{\|w_\phi\|_2^2} \hat{w}_\phi(\omega) [\hat{w}_\phi(\omega)]^* \right\} d\omega.$$

Величина средней анизотропии равна нулю, если дискретная последовательность представляет собой гаусовский белый шум с единичной ковариационной матрицей.

Представим исходную дискретную систему в форме пространства состояний

$$w_\phi = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix},$$

т.е. передаточная функция системы w_ϕ задана в виде A, B, C, D реализации.

Тогда средняя анизотропия дискретной последовательности на выходе системы может быть определена следующим образом

$$\bar{A}(w_\phi) \equiv -\frac{1}{2\pi} \ln \det \left[\frac{mT}{\text{tr}\{CPC^T + DD^T\}} \right],$$

где матрица T связана с решением R уравнения Риккати.

$$\begin{aligned} R &= ARA^T + BB^T - LTL^T, \\ T &\equiv CRC^T + DD^T, \\ L &\equiv (ARC^T + BD^T)T^{-1}, \end{aligned}$$

а грамиан управляемости P системы является решением уравнения Ляпунова

$$P = APA^T + BB^T.$$

Для решения уравнения Риккати используется алгоритм для нахождения обобщенных собственных векторов Шура, а для решения уравнения Ляпунова используется алгоритм Шура для унитарной триангуляции матриц.

Для дискретной динамической системы с передаточной функцией w , на вход которой поступает дискретная последовательность, сформированная из гауссовской последовательности с мощностью дискретного фильтра с передаточной функцией w_ϕ вводится анизотропийная норма системы в следующем виде

$$\|w\|_a \equiv \sup \left\{ \frac{\|ww_\phi\|_2}{\|w\|_2} : w_\phi \in w_a \right\}.$$

Анизотропийная норма системы характеризует не анизотропию дискретных последовательностей на входе и выходе системы, а чувствительность системы в среднем к случайным входным последовательностям со средним уровнем анизотропии равным a . Причем, при нулевой анизотропии $a=0$ входной дискретной последовательности анизотропийная норма системы равна H^2 норме системы, а при бесконечной анизотропии $a \rightarrow \infty$ входной дискретной последовательности анизотропийная норма системы равна H^∞ норме системы, так что имеет место следующее соотношение

$$\frac{1}{\sqrt{m}}\|w\|_2 = \|w\|_0 \leq \lim_{a \rightarrow +\infty} \|w\|_a = \|w\|_\infty.$$

Таким образом, если величина анизотропии входной дискретной системы находится в диапазоне $0 < a < \infty$, то значение анизотропийной нормы системы $\|w\|_a$ ограничено значениями H^2 и H^∞ нормами системы

$$\frac{1}{\sqrt{m}}\|w\|_2 \leq \|w\|_a \leq \|w\|_\infty.$$

Рассмотрим алгоритм вычисления анизотропийной нормы дискретной системы, заданной в пространстве состояний матрицами A, B, C, D . Запишем для этой дискретной системы уравнение Риккати относительно матрицы R в следующем виде

$$\begin{aligned} R &= A^T R A + q C^T C - L^T \Sigma^{-1} L, \\ \Sigma &\equiv \left(I_m - q D^T D - B^T R B \right)^{-1}, \\ L &\equiv \Sigma (B^T R A + q D^T C). \end{aligned}$$

Тогда a - анизотропийная норма этой системы может быть определена в виде

$$\|w\|_a = \left\{ \frac{1}{q} \left[1 - \frac{m}{\text{tr}\{L P L^T + \Sigma\}} \right] \right\}^{1/2},$$

где грамиан управляемости P формирующего фильтра

$$w_\phi = \begin{bmatrix} A + BL & b \Sigma^{1/2} \\ L & \Sigma^{1/2} \end{bmatrix}.$$

Определяется уравнением Ляпунова

$$P = [A + BL] P [A + BL]^T + B \Sigma B^T.$$

При этом величина анизотропии дискретной случайной последовательности на входе системы равна

$$-\frac{1}{2} \ln \det \left[\frac{m \Sigma}{\text{tr}\{L P L^T + \Sigma\}} \right] = a.$$

Рассмотрим синтез робастного регулятора, минимизирующего анизотропийную норму в форме пространства состояний [12-13]. Этот регулятор формирует управляющее воздействие на вход системы по ее измеряемому выходу и представляет собой динамический блок типа компенсатора, объединяющий робастный наблюдатель и робастный регулятор.

Обозначим A, B, C, D реализацию исходной системы, замкнутой этим динамическим блоком в следующем виде

$$\mathfrak{Z}(W, W_{ky}) \sim \begin{bmatrix} \bar{A} & \bar{B} \\ \bar{C} & D_{11} \end{bmatrix} \equiv \left[\begin{array}{cc|c} A & B_2 \bar{C} & B_1 \\ \hline \bar{B} C_2 & \bar{A} & \bar{B} D_{21} \\ C_1 & D_{12} \bar{C} & D_{11} \end{array} \right].$$

Рассмотрим уравнение Риккати

$$\begin{aligned} R &= \bar{A}^T R \bar{A} + q \bar{C}^T \bar{C} + L^T \Sigma^{-1} L, \\ \Sigma &\equiv \left[I_{m_1} - q D_{11}^T D_{11} - \bar{B}^T R \bar{B} \right]^{-1}, \\ L &\equiv [L_1 \quad L_2] \equiv \Sigma [\bar{B}^T R \bar{A} + q D_{11}^T \bar{C}]. \end{aligned}$$

В этом уравнении скалярный параметр q выбирается из полуоткрытого интервала $\left[0; \|\mathfrak{I}(w, w_{ky})\|_{\infty}^{-2}\right]$. Если это уравнение Риккати имеет решение, то анизотропия сигнала равна

$$-\frac{1}{2} \ln \det \left[\frac{m_1 \Sigma}{tr\{LPL^T + \Sigma\}} \right] = a,$$

а эквивалентный формирующий фильтр

$$W_{\phi} \sim \begin{bmatrix} \bar{A} + \bar{B}L & \bar{B} \Sigma^{1/2} \\ L & \Sigma^{1/2} \end{bmatrix} = \left[\begin{array}{cc|c} A + B_1 L_1 & B_1 L_2 + B_2 \hat{C} & B_1 \Sigma^{1/2} \\ \hline \hat{B}[C_2 + D_{21} L_1] & \hat{A} + \hat{B} D_{21} L_2 & \hat{B} D_{21} \Sigma^{1/2} \\ L_1 & L_2 & \Sigma^{1/2} \end{array} \right]$$

имеет грамиан управляемости, определяемый уравнением Ляпунова

$$P = [\bar{A} + \bar{B}L]P[\bar{A} + \bar{B}L]^T + \bar{B} \Sigma \bar{B}^T.$$

При этом a - анизотропийная норма системы, замкнутой таким регулятором, равна

$$\|\mathfrak{I}(W, W_{ky})\|_a = \left\{ \frac{1}{q} \left[1 - \frac{m_1}{tr\{LPL^T + S\}} \right] \right\}^{1/2}.$$

Рассмотрим уравнение Риккати

$$\begin{aligned} S &= [A + B_1 L_1]S[A + B_1 L_1]^T + B_1 \Sigma B_1^T - \Lambda \Theta \Lambda^T, \\ \Theta &\equiv [C_2 + D_{21} L_1]S[C_2 + D_{21} L_1]^T + D_{21} \Sigma D_{21}^T, \\ \Lambda &\equiv \left[[A + B_1 L_1]S[C_2 + D_{21} L_1]^T + B_1 \Sigma D_{21}^T \right] \Theta^{-1}. \end{aligned}$$

Рассмотрим также уравнение Риккати

$$\begin{aligned} T &= \underline{A}^T T \underline{A}^T + \underline{C}^T \underline{C} - N^T \Pi N, \\ \Pi &\equiv \underline{B}^T T \underline{B} + D_{12}^T D_{12}, \\ N &\equiv \begin{bmatrix} N_1 & N_2 \end{bmatrix} \equiv -\Pi^{-1} (\underline{B}^T T \underline{A} + D_{12}^T \underline{C}), \end{aligned}$$

в котором матрицы A, B, C, D реализации имеют следующий вид

$$\begin{bmatrix} \underline{A} & \underline{B} \\ \underline{C} & \underline{D} \end{bmatrix} \equiv \left[\begin{array}{cc|c} A & B_1 M & B_2 \\ 0 & A + B_1 M + B_1 \hat{C} & 0 \\ \hline C_1 & D_{11} M & \underline{D} \end{array} \right].$$

Откуда может быть получена $\hat{A}$, $\hat{B}$, $\hat{C}$, $\hat{D}$ реализация регулятора, оптимизирующего анизотропийную норму.

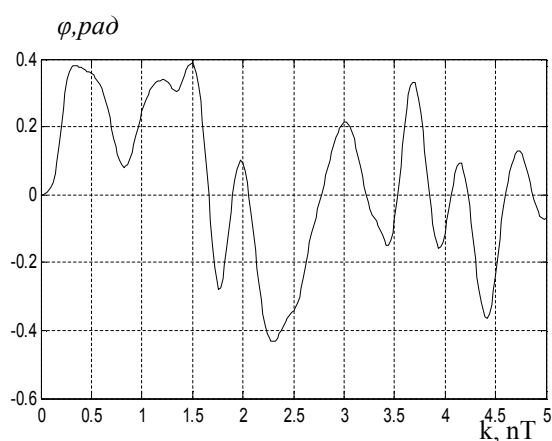
$$\begin{aligned} \hat{A} &= B_2 \hat{C} + [I_n - \Lambda] \begin{bmatrix} A & B_1 \\ C_2 & D_{21} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_n \\ M \end{bmatrix}, \\ \hat{B} &= \Lambda, \quad \hat{C} = N_1 + N_2. \end{aligned}$$

Таким образом, решение задачи стохастической робастной оптимизации сводится к вычислению трех алгебраических уравнений Риккати, уравнения Ляпунова и уравнения специального вида для вычисления уровня анизотропии входного сигнала.

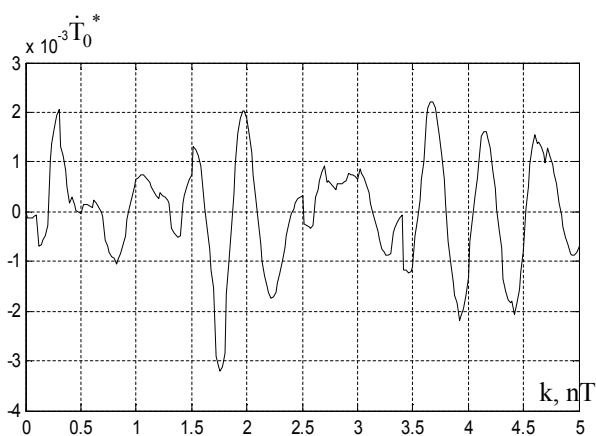
Результаты моделирования. В качестве примера на рис. 2 показаны реализации угла $\varphi(k)$ отклонения между осью канала ствола и направлением на цель а) и его производной $\dot{\varphi}(k)$ б); функции $T_0(k)$ в) и ее производной $\dot{T}_0(k)$ г), момента стабилизации $M_{сб}(k)$ д) и его производной $\dot{M}_{сб}(k)$ е) системы наведения и стабилизации в горизонтальной плоскости при случайных внешних воздействиях.

Выводы из проведенного исследования, перспективы этого направления. Разработан метод синтеза анизотропийного робастного управления стабилизатором основного танкового вооружения в горизонтальной плоскости. Задача определения анизотропийной нормы системы управления сводится к решению уравнений Риккати и Ляпунова, а задача синтеза системы, минимизирующей анизотропийную норму, сводится к синтезу двух уравнений Риккати, уравнения Ляпунова и еще одного алгебраического уравнения.

Применение стохастического робастного регулятора позволило получить приемлемые показатели качества для стабилизатора основного танкового вооружения в горизонтальной плоскости как дискретно-континуального объекта управления с учетом упругих колебаний. Приведены динамические характеристики синтезированной системы при случайном изменении внешних воздействий.



а)



г)

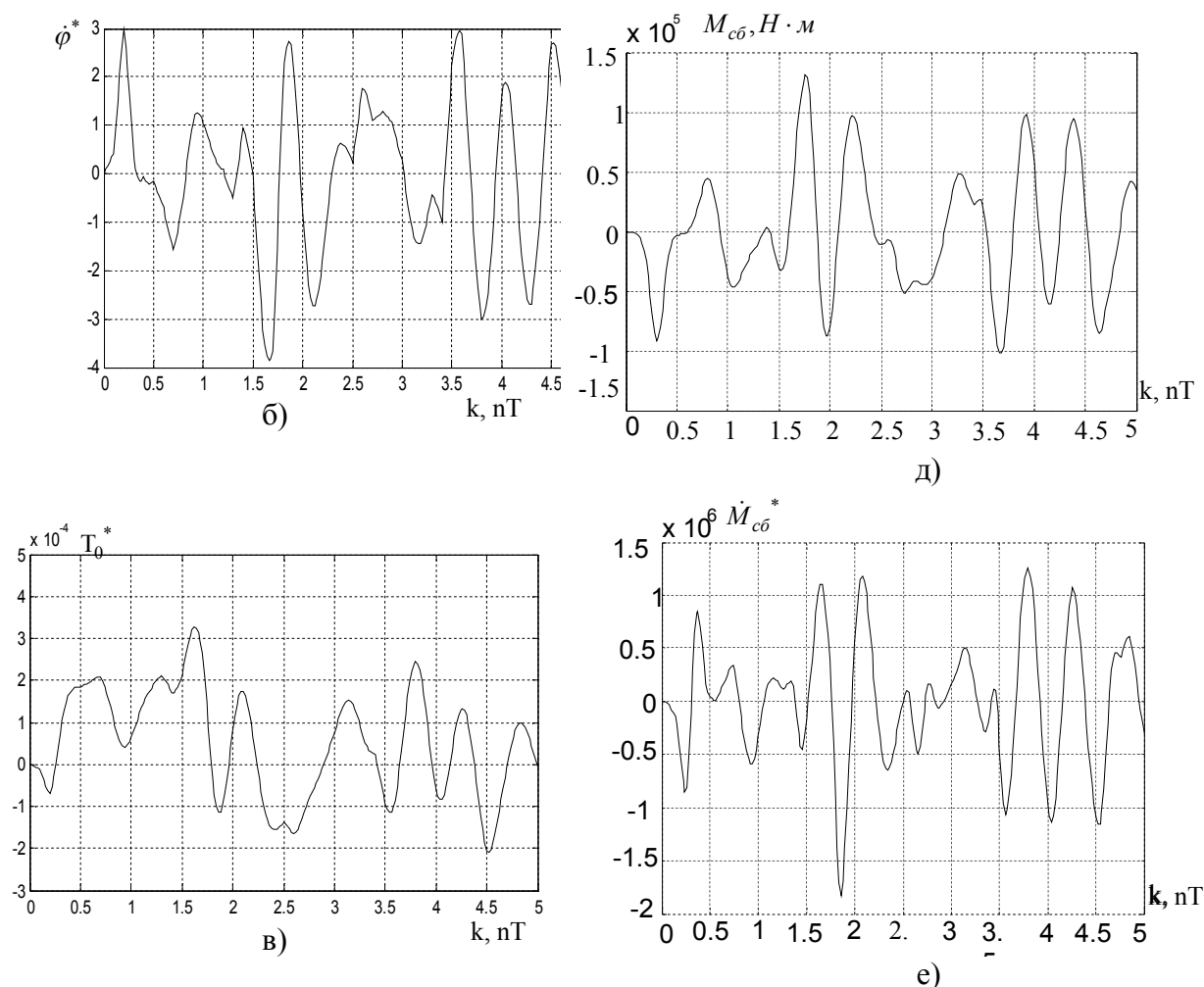


Рисунок 2 - Реализации угла $\varphi(k)$ отклонения между осью канала ствола и направлением на цель а) и его производной $\dot{\varphi}(k)$ б); функции $T_0(k)$ в) и ее производной $\dot{T}_0(k)$ г), момента стабилизации $M_{сб}(k)$ д) и его производной $\dot{M}_{сб}(k)$ е) системы наведения и стабилизации в горизонтальной плоскости при случайных внешних воздействиях

Дальнейшее повышение точности стабилизации сдерживается энергетическими ограничениями исполнительного электродвигателя и информационными ограничениями измерителей.

Литература: 1. Александров Е.Е., Богаенко И.Н., Кузнецов Б.И. Параметрический синтез систем стабилизации танкового вооружения. – К.: Техніка, 1997. – 112 с. 2. Александров Е.Е., Кузнецов Б.И., Радиевский А.Е. Оптимизация электромеханических систем с упругими элементами. – Харків: ІМІС, 1995. – 304 с. 3. Александров Е.Е., Александрова И.Е., Богаенко И.Н. Инвариантный стабилизатор основного вооружения танка// Артиллерийское и стрелковое вооружение. – Киев: 2006. - №3. – С. 30 – 34. 4. Александров Є.Є., Богатыренко К.І., Беляев С.М. Параметричний синтез автоматизованого електропривода танкової башти. Електромашинобудування та електрообладнання. Міжвідомчий науково - технічний збірник. – Київ. Техніка. 2006, випуск 66. – С.195 – 196. 5. Александров Е.Е., Александрова И.Е., Костяник И.В. Параметрический синтез стабилизатора переменной структуры дискретно – континуального объекта. Технічна

електродинаміка. Тематичний випуск. Силова електроніка та енергоефективність. Частина 4. – Київ: 2006. С.65-68. 6. Богатыренко К.И., Беляев С.Н., Савчук А.О. Инвариантный танковый стабилизатор основного вооружения. Механіка та машинобудування//Науково – технічний журнал. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2006. - №1, с. 229 – 232. 7. Невфедов А.В., Рудник Н.П. Определение параметров передаточных функций модели стабилизатора для тренажера боевого отделения танка. Механіка та машинобудування//Науково – технічний журнал. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2004. - №2, с. 185 – 192. 8. Корнеев В.В., Кузнецов М.И., Кузьмин Л.П. Основы автоматики и танковые автоматические системы. – М. АБТВ, 1976.-546 с. 9. Никитина Т.Б. Робастное управление системой наведения и стабилизации вооружения легкобронированной машиной//Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. раб.- Харьков: НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автоматика и приборостроение». 2007.- №36. С. 80 – 88. 10. Никитина Т.Б. Робастная стабилизация танкового вооружения. Вестник НТУ «ХПИ», Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автоматика и приборостроение». 2007, №10. С. 134 – 144. 11. Никитина Т.Б. Робастная стабилизация дискретно – континуального объекта. //Технічна електродинаміка. Тематичний випуск. Проблеми сучасної електротехніки. Частина 4. Київ. 2007. С. 60 – 64. 12. Vladimirov I.G., Kurdjukov A.P., Semyonov A.V. On computing the anisotropic norm of linear discrete-time-invariant systems // Proceedings of the 13 th IFAC Word Congress, San-Francisco, California, USA, June 30 – July 5, 1996, v. G, Paper IFAC-2d-01.6, 1996. 13. Vladimirov I.G., Kurdjukov A.P., Semyonov A.V. State-space solution to anisotropy-based stochastic H-infinity optimization problem // Proceedings of the 13th IFAC Word Congress, San-Francisco, California, USA, June 30 – July 5, 1996, v. H, Paper IFAC-3d-01.6, 1996. 14. Mariton M., Bertrand P. A homotopy algorithm for solving coupled Riccati equations // Optimal Control Applications \ & Methods, v. 6, 1985.

Нікітіна Т.Б.

СИНТЕЗ АНІЗОТРОПІЙНОГО СТАБІЛІЗАТОРУ ОСНОВНОГО ОЗБРОЄННЯ ТАНКУ У ГОРИЗОНТАЛЬНІЙ ПЛОЩАНІ

Розроблено метод синтезу стохастичного робастного керування електроприводом горизонтального наведення з урахуванням пружних елементів як дискретно-континуальним об'єктом. Наведено приклад динамічних характеристик синтезованої системи.

Nikitina T.B.

ROBUST CONTROL STOCHASTIC SYNTHESIS BY THE HORIZON ELECTRIC DRIVE FOR BASIC TANK ARMAMENT

The method of robust control stochastic synthesis by the horizon electric drive for basic tank armament with elastic elements as discrete-continual plant is developed. The example of dynamic characteristics for such system is given.

ВИКОРИСТАННЯ ГЕОІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ІНТЕГРОВАНІХ ТЕЛЕМАТИЧНИХ СИСТЕМАХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Постановка проблеми

Сучасні геоінформаційні технології (системи) (ГІС), надаючи можливість візуалізації просторово-часових даних з використанням графіки, дозволяють застосовувати широкий спектр ефективних методів планування і керування в області транспортних систем. В результаті масового попиту транспортна інформація є дуже коштовним ресурсом. Вже сьогодні можна придбати готовий ГІС-пакет, підключити дорожню базу даних і «їздити» по цій електронній карті. Для цього потрібна не тільки графіка, що зображує дороги, але і інформація про їх зв'язаності, типи покриття, доступності. Однак зовсім інше – транспортні засоби спеціального призначення, що їздять по пересіченій місцевості, яким крім, безумовно, карт доріг, мостів і т.д. необхідні карти пересіченої місцевості з параметрами радіоактивності, хімічного забруднення, перешкодозахищеності зв'язку і т.д. [1-7]. Тому задача ефективного використання геоінформаційних технологій в інтегрованих телематичних системах транспортних засобів спеціального призначення є надзвичайно важливою і актуальною.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Перші ГІС визначали як комплексний блок комп'ютерів, призначений для вводу, зберігання, аналізу і виводу просторово-зв'язаних даних. Перша ГІС подібного роду була розроблена на початку 1960-х років, задовго до широкого розповсюдження персональних комп'ютерів, доступних для використання баз даних. Незважаючи на технічні обмеження таких систем деякі види аналізу і інвентаризації карт могли виконуватися на них значно ефективніше, ніж вручну [7]. Наступним етапом розвитку ГІС вважають початок 80-х років. Цей етап зв'язують із появою реляційної моделі даних і розроблених на її основі реляційних баз даних, що замінили найпоширеніші на той час «ієрархічні» бази даних (засновані на деревоподібній структурі ієрархії). Третім етапом розвитку ГІС (середина 80-х років) варто вважати використання програмного забезпечення систем автоматизованого проектування (САПР) для роботи з графічною інформацією і побудови карт. Головним досягненням програмного забезпечення САПР є створення системи пошарового подання графічної інформації (креслень, карт). Графічна інформація типізувалася, і ці дані поміщалися в окремий шар. Кожен шар нагадував прозорий папір. Іншим досягненням САПР було введення так званих «блоків» для отримання проектних документів. Блоками називали типові повторювані елементи, що зберігаються в базі даних. Блок створювався незалежно і вставлявся в задані точки креслення необмежене число раз. Це істотно скорочувало обсяг даного креслення при його зберіганні в базі даних. Пізніше механізм блоків послужить основою створення бібліотек умовних картографічних знаків. На початку 90-х років стали з'являтися інтегровані програмні продукти і інтегровані інформаційні системи [3], що привело до створення автоматизованої інтегрованої ГІС [2, 4]. Таким чином, виникнувши як спеціалізована або прикладна, ГІС в процесі еволюції перейшла в категорію інтегрованих предметних інформаційних систем. Об'єктом дослідження ГІС стала не тільки географія або географічна інформація, а всі процеси і явища, що відбуваються на земній поверхні. З розвитком апаратно-технічних і програмних засобів персональних комп'ютерів, наступним етапом роз-

витку ГІС є системи, що підтримують широкий набір можливостей робіт з географічними даними. Прикладом може служити набір програмних продуктів ArcView GIS компанії ESRI (США), орієнтованих на широке коло користувачів цифрових карт [1].

Формулювання мети

Метою роботи є проведення досліджень ефективності використання сучасних геоінформаційних технологій в інтегрованих телематичних системах транспортних засобів спеціального призначення спільно з бортовою навігаційною апаратурою і апаратурою передачі даних на основі мереж супутників.

Розробка ГІС для інтегрованих телематичних систем

Як згадувалося вище, основою ГІС є цифрові карти. Як правило, цифрові карти складаються з декількох шарів (див. рис. 1): шару з географічними координатами і додатковими шарами з допоміжною інформацією (населені пункти, ріки, дороги і ін.). У процесі створення цифрової карти використовуються поняття *растрової і векторної моделей*.

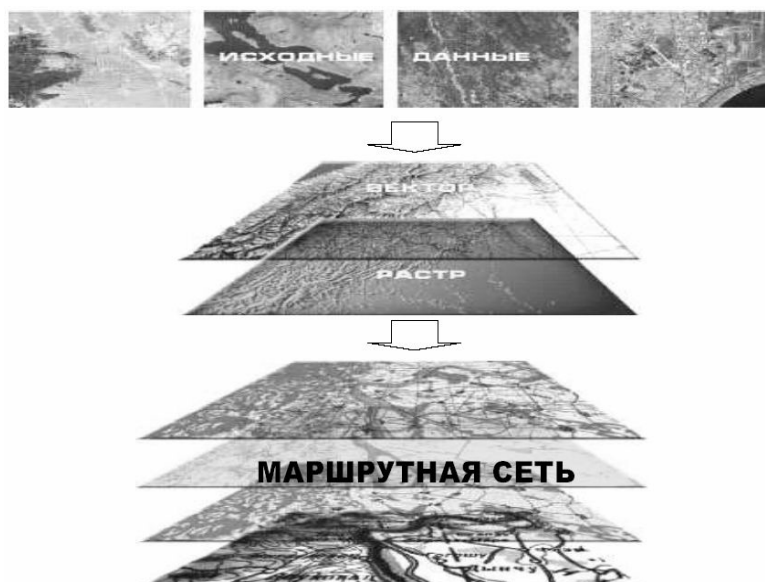


Рисунок 1 - Представлення графічної інформації в ГІС

Растровая модель являє собою набір значень для окремих елементарних складових (осередків), вона аналогічна відсканованій карті або схемі. У *векторній моделі* сукупність об'єктів для відображення може бути зведена до трьох типів: точка, лінія і полігон. Місце розташування точки описується парою координат (X,Y). Векторні моделі будують різними способами. Один з найпоширеніших – *векторизація*: виділення векторних об'єктів зі сканованих растрових зображень і отримання їх у векторному поданні.

Для введення даних у ГІС у теперішній час використовують ефективні технології. Це, насамперед, зйомка за допомогою GPS-приймачів і дешифрування аерокосмічних знімків.

Відключення селективного доступу до GPS дозволило значно підвищити точність GPS-зйомки при досить низькій її вартості. Кінематичний режим зйомки дозволяє використовувати звичайні транспортні засоби без втручання в робочий режим руху.

Високий коефіцієнт відбиття дозволяє чітко бачити автодороги (як з покриттям, так і ґрунтові) на космічних знімках SPOT, Landsat TM і ASTER навіть незважаючи на те, що ширина дороги може становити лише невелику частину розміру пікселя – на-

приклад, можна бачити однополосну дорогу шириною 3 м на знімку з роздільною здатністю 28 м. Низька ціна знімків з середньою роздільною здатністю дозволяє оновлювати дорожню мережу на дрібномасштабних топографічних картах з мінімальними витратами без виїзду в поле.

Зараз у світі дистанційного зондування з'являється усе більше супутників із знімальною апаратурою з високою роздільною здатністю. Монополія IKONOS у цьому секторі сьогодні зруйнована введенням в експлуатацію супутників QuickBird, EROS, SPOT 5.

Перспективним є використання лазерних скануючих далекомірів. Наприклад, лазерний скануючий далекомір ALS-40 (фірми Leica Geosystems) являє собою унікальне джерело високоточних даних про рельєф. Він також встановлюється на літак і здійснює безперервне сканування уздовж траєкторії польоту. ALS-40 дозволяє в реальному масштабі часу отримувати цифрову модель рельєфу із сантиметровою точністю.

3D моделі для ГІС. Вимоги до просторової геоінформації, що містяться в цифрових картах, географічних базах даних і ГІС у цілому, постійно підвищуються. Однією з найбільш насущних задач є підтримка даних в актуальному стані.

Ще недавно в ГІС системах, як правило, застосовувалися двовимірні просторові дані. Зараз ГІС в основному працюють у так названому 2,5-мірному просторі, коли величина Z атрибутивно прив'язана до точки (X,Y) часто через цифрові моделі рельєфу. В інтегрованому фотореалістичному інформаційному середовищі, становлення якого спостерігається в наш час, здійснюється перехід до повноцінних тривимірних даних і, більше того, з урахуванням часового параметру, – до багатомірних операцій. Тривимірні (3D) моделі полегшують планування, контроль і прийняття рішень у багатьох галузях. 3D фотореалістична візуалізація територій методами комп'ютерної графіки і створення 3D ГІС здатні змінити технологію і практику керування транспортними засобами спеціального призначення. Сучасні графічні станції в стані обробляти і візуалізовувати обсяги даних, необхідні для створення фотореалістичних 3D моделей ландшафтів [8, 9]. Наприклад, така модель підготовлена фахівцями ДАТА+ (Москва) і Сибірського науково-аналітичного центра (Тюмень) для центрального району Салехарду, яка дозволяє:

- виконати фотореалістичне відображення території і віртуальне пересування по моделі;
- оцінити можливості моделювання і аналізу даних ландшафту, зміни моделей будинків і інших об'єктів;
- комбінувати тематичні шари із впровадженими 3D об'єктами;
- досліджувати методи підготовки перспективних тривимірних топологічних ГІС-даних і моделей та поєднання їх з даними САПР.

Електронні карти перешкодозахищеності зв'язку для ГІС. Для транспортних засобів спеціального призначення, особливо, що керуються дистанційно, необхідні електронні карти перешкодозахищеності зв'язку. В роботі [10] автором розроблено алгоритмічне і програмне забезпечення для розрахунку електронних інформаційних карт перешкодозахищеності зв'язку систем супутникового мобільного зв'язку (ССМЗ).

На рис. 2, 3 наведені інформаційні карти перешкодозахищеності зв'язку ССМЗ центрального та східного регіону України відповідно. Основні параметри розрахунків: тип модуляції – фазова модуляція; коефіцієнт використання поверхні антени земної станції – 0.7; відношення діаметру антени земної станції до довжини хвилі – 100; потужність шуму на вході приймача – 40 дБВт; кутовий розмір перетину променя антен супутників – 0.85° ; половина ширини основного пелюстка променя антен супутників по рівню мінус 3 дБ – 0.25° . Для рис. 2: число супутників на орбіті – 3; розміщення супутників на орбіті – 29.0° с.д. (для супутника, орієнтованого на м.Вінницю), 30.0° с.д. (м.Київ), 31.0° с.д. (м.Чернігів); потужність бортових передавачів супутників – 50 Вт

(Вінниця), 80 Вт (Київ), 70 Вт (Чернігів). Для рис. 3: число супутників на орбіті – 4; розміщення супутників на орбіті – 35.5° с.д. (для супутника, орієнтованого на м.Дніпропетровськ), 36.5° с.д. (м.Харків), 37.5° с.д. (м.Донецьк), 38.5° с.д. (м.Луганськ); потужність бортових передавачів супутників – 100 Вт.

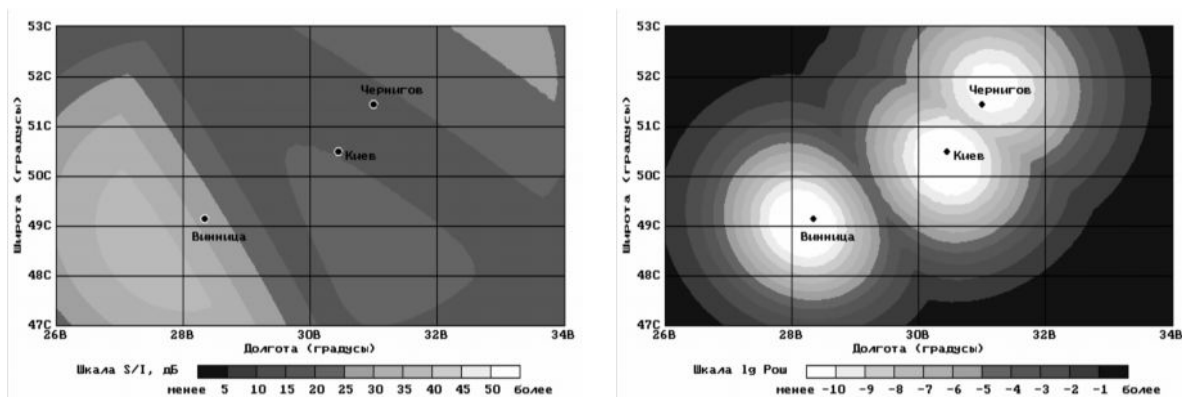


Рисунок 2 - Інформаційні карти перешкодозахищеності зв'язку ССМЗ центрального регіону України

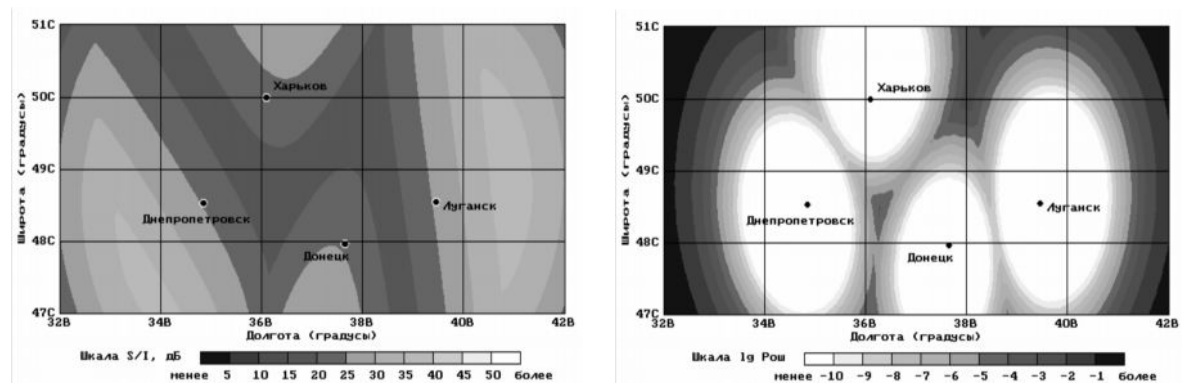


Рисунок 3 - Інформаційні карти перешкодозахищеності зв'язку ССМЗ східного регіону України

Проведені дослідження показали, що існує можливість надійного інформаційного забезпечення при передачі сигналів в ССМЗ, що і має місце на практиці. Важливою виявляється та обставина, що між зонами упевненого прийому розташовуються проміжні зони, прийом в яких завжди свідомо гірше внаслідок взаємовпливу передавачів. Зменшити ці зони інформаційної недостатності можливо лише шляхом ущільнення частот або поліпшенням характеристик антен приймача і передавача. Проте ці шляхи пов'язані з технічними труднощами.

Висновки

В роботі проведені дослідження ефективності використання сучасних геоінформаційних технологій в інтегрованих телематичних системах транспортних засобів спеціального призначення спільно з бортовою навігаційною апаратурою і апаратурою передачі даних на основі мереж супутників. Доведено необхідність використання електронних інформаційних карт перешкодозахищеності зв'язку систем супутникового мобільного зв'язку в таких системах.

Литература: 1. Информационные технологии на автомобильном транспорте /

[Власов В. М., Николаев А. Б., Постолиит А. В. и др.]; Под ред. В. М. Приходько. – М.: Наука, 2006. – 283с. 2. Постолиит А. В. Информационное обеспечение автотранспортных систем / Постолиит А. В., Власов В. М., Ефименко Д. Б. /Под ред. В. М. Власова. – М.: МАДИ(ГТУ), 2004. – 242с. 3. Пржибыл П. Телематика на транспорте / П. Пржибыл, М. Свитек; под ред. В. В. Сильянова. – М.: МАДИ(ГТУ), 2003. – 540с. 4. Телематика на автомобильном транспорте / [Власов В. М., Жанказиев С. В., Николаев А. Б. и др.] – М.: МАДИ, 2003. – 173с. 5. Мазина А. С. Исследование технологии визуального моделирования в геоинформатике / Мазина А. С. – М.: ПроСофт-М, 2005. – 157с. 6. Бугаевский Л. М. Геоинформационные системы / Л. М. Бугаевский, В. Я. Цветков. – М.: Златоуст, 2000. – 224с. 7. Геоинформатика / [Иванников А. Д., Кулагин В. П., Тихонов А. Н. и др.] – М.: МакСПресс, 2001. – 349с. 8. Danahy J. Visualisation data needs in environmental planing and design: Virtualising the 3D word / J. Danahy // GIM International. – 2000. – P. 12-15. 9. Wurlander R. Photorealistic terrain visualization using methods of 3D-computer-graphics and digital photogrammetry / R. Wurlander, M. Gruber, H. Mayer // International Archives of Photogrammetry and Remote Sensing. – Vienna (Austria). – 1996. – Vol. XXXI, Pt. B4. – P. 972-977. 10. Мазманишвили А. С. Численные модели помехоустойчивости для украинских региональных сетей спутниковой связи / А. С. Мазманишвили, О. Я. Рафалович // Космічна наука і технологія. – 1998. – Т.4, №1. – С. 92–101.

Никонов О.Я.

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГЕОИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ
В ИНТЕГРИРОВАННЫХ ТЕЛЕМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

В работе проведены исследования эффективности использования современных геоинформационных технологий в интегрированных телематических системах транспортных средств специального назначения совместно с бортовой навигационной аппаратурой и аппаратурой передачи данных на основе сетей спутников.

Nikonov O.J.

**USAGE OF GEOINFORMATION TECHNOLOGIES IN INTEGRATED TELEMATIC
SYSTEMS VEHICLES OF SPECIAL DESTINATION**

In work researches of efficiency of usage of modern geoinformation technologies in integrated telematic systems of special destination vehicles together with the on-board navigation equipment and data communications equipment on the basis of satellite networks are carried out.

УДК 618.514.01:517.977.5

Радиевский А. Е.

ФОРМАЛИЗМ ДУБОВИЦКОГО-МИЛЮТИНА И ЗАДАЧА ДИНАМИЧЕСКОГО СИНТЕЗА

Постановка проблемы. Характерной особенностью современного этапа автоматизации технологических процессов в таких областях как энергетика, машиностроение, металлургия, химия, нефтехимия, управление подвижными объектами, современные средства ведения вооруженной борьбы является требование, в частности, оптимальной стабилизации основных режимных параметров. Последнее в значительной

степени определяет качество, экономичность, надежность и безопасность функционирования как технологических процессов, так и основного технологического оборудования. Таким образом, в научно-техническом аспекте на современном этапе автоматизации технологических процессов проблематика динамического синтеза является определяющей [1]. Основой математического обеспечения при реализации процедуры динамического синтеза являются методы вариационного исчисления [2]. Как наука вариационное исчисление начало создаваться в начале 17 в.. Основное внимание уделялось анализу гладких функций и функционалов, заданных во всем пространстве или в ограниченных пределах гладкого многообразия ("классические задачи" вариационного исчисления). Условия экстремума записывались в виде уравнения Эйлера с множителями Лагранжа при наличии ограничений. Потребности экономики вызвали появление специальных методов поиска экстремума гладких функций на замкнутых областях с кусочно-гладкой границей. Первые результаты здесь были получены в 1939г. Канторовичем Л.В.. В настоящее время эта область математики известна под названием математического (нелинейного) программирования. Развитие техники поставило перед вариационным исчислением ряд новых задач - задач управления объектами, параметры которых изменяются в некотором замкнутом множестве, имеющим края ("неклассические" задачи вариационного исчисления). Широкий класс подобных задач был исследован в работах Понтрягина Л.С., Болтянского В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.Ф., получивших необходимое условие экстремума в виде "принципа максимума Понтрягина" [3]. В конце 1962 г. Дубовицкий А.Я. и Милютин А.А. получили необходимые условия экстремума в виде некоторого уравнения, записанного в терминах функционального анализа [4]. Объектом исследования явился класс "неклассических" задач вариационного исчисления. Они показали, что класс "неклассических" задач вариационного исчисления может быть исследован методами, которые использовались при исследовании класса "классических" задач и которые приводят к уравнению Эйлера. Из этого условия удалось вывести как частные случаи все известные ранее необходимые условия экстремума [5]. Метод исследования экстремальных задач, разработанный Дубовицким А.Я. и Милютиным А.А. (формализм Дубовицкого-Милютина), возник на основе изучения идей, заложенных в "принципе максимума Понтрягина" и теории математического (нелинейного) программирования. По своему подходу он является современным аналогом классического метода исследования функций на экстремум при наличии ограничений. Изменилась лишь техника и пространство, на котором задана минимизируемая функция. От классического вариационного исчисления он отличается лишь методом учета ограничений: вместо классической техники погружений используются методы отделения выпуклых множеств. При этом, основным моментом является то обстоятельство, что определение необходимых условий экстремума сводится к определению условий непересечения некоторых множеств, заданных с помощью линейных форм – выпуклых конусов. Для эффективного применения условий экстремума в рассмотрение вводятся сопряженные конуса, на которых задаются линейные неотрицательные функционалы такие, что их сумма равна нулю. Последнее выражение названо уравнением Эйлера и является необходимым и достаточным условием непересечения выпуклых конусов.

Цель исследования. Целью настоящего исследования является установление того, что применение формализма Дубовицкого-Милютина при реализации процедуры динамического синтеза позволяет синтезировать систему управления (СУ), которая удовлетворяет фундаментальным принципам синергетической теории управления [6].

Постановка и особенности задачи. Задача динамического синтеза, в классе задач аргументной оптимизации [7] может быть сформулирована следующим образом.

Необходимо найти

$$\min J(u), J(u) = \int_{t_0}^{t_1} W(x, u, q, t) dt \quad (1)$$

при наличии ограничений

$$\frac{dx}{dt} = F(x, u, p, t), \quad (2)$$

$$(x, u, p, t) \in E, \quad (3)$$

$$(x, t_0) \in P_0, (x, t_1) \in P_1, \quad (4)$$

где $x \in E^n$ -состояние; $u \in E^r$ -управление; E^n, E^r -некоторые пространства; E -область определения задачи; P_i -многообразия, $i \in [0, 1]$; $p \in E^p = \{p : |p| \leq p_{\max}\}$ -параметр объекта управления (ОУ) (2), $q \in E^q = \{q : |q| \leq q_{\max}\}$ -параметр критерия качества (1), $p_{\max} = \text{const} > 0$, $q_{\max} = \text{const} > 0$ -заданные числа; $t \in [t_0, t_1] \subset R^1$ -время, $[t_0, t_1]$ -интервал управления, R^1 - числовая прямая.

Структура алгоритма управления. Пусть $E^n = C^n(t_0, t_1)$ -пространство n -мерных непрерывных на $[t_0, t_1]$ функций $x(t)$ с нормой $\|x\| = \max |x(t)|$, $\forall t \in [t_0, t_1]$; $E^r = L^\infty_r(t_0, t_1)$ -пространство r -мерных существенно ограниченных на $[t_0, t_1]$ измеримых функций $u(t)$ с нормой $\|u\| = \text{vrai sup} |u(t)|$, $\forall t \in [t_0, t_1]$; $u \in U = \{u : |u| \leq u_{\max}\}$, $u_{\max} = \text{const} > 0$ - заданное число, $\text{int } U \neq \emptyset$, $\emptyset$ -пустое множество; $x \in Q = \{x : |x| \leq x_{\max}\}$, $x_{\max} = \text{const} > 0$ -заданное число, $\text{int } Q \neq \emptyset$; $x(t_0) = x_0$, $x(t_1) = 0$; t_1 - конечный, не фиксированный моментом времени; (x^0, u^0) - решение задачи (1)-(4). Тогда уравнение Эйлера запишем в виде [1]

$$f'_1(\bar{u}) = \int_{t_0}^{t_1} \left[- (F'_u(x^0, u^0, p, t))^T \Psi(t) + W'_u(x^0, u^0, q, t), \bar{u} \right] dt + f'_4(\bar{x}),$$

где $\Psi(t)$ удовлетворяет системе дифференциальных уравнений (СДУ) [1,8]

$$\frac{d\Psi(t)}{dt} + (F'_x(x^0, u^0, p, t))^T \Psi(t) = W'_x(x^0, u^0, q, t) \text{ при } \Psi(t_0) = 0;$$

$W'_x(x^0, u^0, q, t), W'_u(x^0, u^0, q, t), F'_x(x^0, u^0, p, t), F'_u(x^0, u^0, p, t)$ производные в точке (x^0, u^0) по x и u от $W(x, u, q, t)$ и $F(x, u, p, t)$ соответственно; $f'_1(\bar{u})$ и $f'_4(\bar{x})$ опорные функционалы соответственно к множеству U в точке u^0 и множеству Q в точке x^0 , T -символ операции транспонирования.

Так как множества U и Q являются собственными выпуклыми телами [9], то для их крайних точек $f'_1(\bar{u}) = \text{sign} u_{\max}$, $f'_4(\bar{x}) = \text{sign} x_{\max}$, а для внутренних - $f'_1(\bar{u}) = 0$,

$f'_4(\bar{x}) = 0$, а управляющее воздействие определяется выражением

$$-(F'_u(x^0, u^0, p, t))^T \Psi(t) + W'_u(x^0, u^0, q, t) = 0.$$

Структурный синтез. Пусть $x = (x_1, \dots, x_n)$ - матрица-столбец n -мерного вектора фазовых координат, любая компонента которого $x_i, i \in [1, n]$ может состоять как из одной фазовой координаты, так и представлять собой вектор; $u = (u_1, \dots, u_r)$ - матрица-столбец r -мерного вектора управляющих воздействий, $n \geq r$. Тогда алгоритм управления (АУ) получим в виде [10]

$$u(t) = \begin{cases} u_{\max} & \text{при } L(t) \geq u_{\max} \\ L(t) & \text{при } -u_{\max} < L(t) < u_{\max} \\ -u_{\max} & \text{при } L(t) \leq -u_{\max} \end{cases}, \quad (5)$$

где $L(t) = \frac{1}{2} M^{-1} (F'_u(x^0, u^0, p, t))^T \Psi(t)$.

Пусть $W(x, u, q, t) = W_x x + W_u u = x^T R x + u^T M u$, $R = \text{diag} \|r_i\|_1^n$, $M = \text{diag} \|m_i\|_1^m$, $F(x, u, p, t) = F_x x + F_u u = A x + B u$, для матрицы A существует матрица Вандермонда $P = \|p_{ij}\|_1^n$ такая, что $P^{-1} A P = \Lambda$, $\Lambda = \text{diag} \|\lambda_i\|_1^n$, λ_i - собственные числа матрицы A . Тогда

$$L(t) = M^{-1} B^T P^{-1T} \Lambda^{-1} (I - e^{\Lambda t}) P^T R x(t_0),$$

$$\frac{dx}{dt} = A x + B \text{sign} u_{\max}, \quad (6)$$

$$\frac{dx}{dt} = A x + B M^{-1} B^T P^{-1T} \Lambda^{-1} (I - e^{\Lambda t}) P^T R x(t_0), \quad (7)$$

где $\Lambda^{-1} = \text{diag} \left\| \frac{1}{\lambda_i} \right\|_1^n$, $e^{\Lambda t} = \text{diag} \|e^{\lambda_i t}\|_1^n$, I - единичная матрица n -го порядка.

Анализ выражений (6) и (7) показывает, что изменения синтезированного АУ пропорциональны (при постоянстве параметров исследуемого ОУ) изменениям элементов матриц R и M оптимизируемого критерия качества, которые квалифицируются как управляющие параметры синтезированного управляющего устройства (УУ) [10].

Топологические особенности исследуемой задачи. Область определения задачи (1)-(4) $E = E^n \times E^r \times E^p \times E^q \times R^1$ представляет собой выпуклое тело [9]. В силу выражения (5) ее можно представить в виде двух подмножеств $E_i, i \in [1, 2]$, определяющих область насыщения и открытую область, в каждой из которых движение синтезированной СУ описывается СДУ с гладкими правыми частями. Структура СДУ изменяется на поверхности переключения. В [11] показано, что фазовые траектории могут двигаться только из одной области фазового пространства в другую и не могут дви-

гаться по поверхности переключения. Таким образом, в синтезированной СУ существует непрерывное продолжение в область насыщения.

Структура синтезированной системы управления. Применив преобразование Лапласа к СДУ (6) и (7), проведя необходимые структурные преобразования, а также, принимая во внимание вид синтезированного АУ (5), передаточные функции синтезированной СУ для областей насыщения и открытой соответственно получим в виде

$$X^{\text{нас.}}(p) = X_{\text{ОУ}}(p)X_{\text{ИМ}}(p)X_{\text{УПЧ}}^{\text{нас.}}(p), \quad X^{\text{откр.}}(p) = X_{\text{ОУ}}(p)X_{\text{ИМ}}(p)X_{\text{УПЧ}}^{\text{откр.}}(p),$$

где $X_{\text{ОУ}}(p) = \frac{B}{pI - A}$ - передаточная функция ОУ (2), $X_{\text{ИМ}}(p) = \frac{1}{p}F_{\text{НЭ}}$ - передаточная функция исполнительного механизма, $F_{\text{НЭ}}$ - нелинейный элемент (НЭ) типа “насыщение”; $X_{\text{УПЧ}}^{\text{нас.}}(p)$ и $X_{\text{УПЧ}}^{\text{откр.}}(p)$ - передаточные функции усилительно-преобразовательных частей (УПЧ) для областей насыщения и открытой соответственно; p - независимая переменная изображения.

Передаточные функции УПЧ можно представить в виде

$$X_{\text{УПЧ}}^{\text{нас.}}(p) = \frac{p^2}{B}; \quad X_{\text{УПЧ}}^{\text{откр.}}(p) = \frac{p^2}{B} - pH_2(p) + H_1,$$

где $H_1(p) = M^{-1}B^T P^{-1T} \Lambda^{-1} P^T R$; $H_2(p) = M^{-1}B^T P^{-1T} \Lambda^{-1} e^{\Lambda t} P^T R$.

Элементы матрицы R классифицируются как управляющие параметры УПЧ, а матрицы M - как коэффициенты усиления НЭ типа “насыщение” [10].

Параметрический синтез. В рамках синтезированного управляющего устройства (УУ) необходимо выбрать параметры матриц R и M оптимизируемого критерия качества, при значениях которых движение синтезированной СУ при отработке требуемого задания удовлетворяет требуемым, наперед заданным “вторичным” [12] показателям качества. Процедура получения требуемых “вторичных” показателей качества является единственной в том смысле, что ни один из них не может быть получен в отрыве от других. Поэтому функционирование синтезированной СУ обычно оценивается одним из показателей качества при наличии ограничений на значения остальных. Исходя из концепции двухэтапности реализации параметрического синтеза [1] (построение желаемого процесса и выбор параметров матриц R и M из условия его воспроизведе-

ния) желаемый процесс может быть задан в виде СДУ $\frac{dx^{\text{ж}}}{dt} = A^{\text{ж}}x$, где матрица $A^{\text{ж}}$

является устойчивой, характеристический полином которой является функцией среднегеометрического корня Ω_0 [1]. Тогда на множество Q могут быть заданы непересекающиеся множества $(Q_i(\Omega_0))$, каждое из которых удовлетворяет конкретному значению среднегеометрического корня Ω_0 , а, следовательно, и конкретному значению “вторичного” показателя качества. Реализуя процедуру параметрического синтеза [1], получим закон изменения параметров матриц R и M . Реализация параметрического синтеза в форме предложенной процедуры позволяет констатировать необходимость наличия средств вычислительной техники в структуре УУ синтезированной СУ. Аналитическое решение задачи структурного синтеза в каждом конкретном случае задания СДУ (2) позволяет определить размерности управляющих параметров как функции размерности параметров исследуемого ОУ [13].

Заключення. Аналитическое решение задачи структурного синтеза, полученное на основе формализм Дубовицкого-Милютина позволило показать, что синтезированная СУ удовлетворяет таким фундаментальным принципам синергетической теории управления как свойство кооперативности, возможность использования в исследуемой задаче синтеза физических закономерностей исследуемого ОУ, а также принцип иерархической последовательности оценки динамических свойств синтезированной СУ.

Литература: 1. Радиевский А.Е. Динамический синтез в общей проблематике современной теории управления // Радиоэлектроника и информатика.-2004.-№3.-С.70-75. 2. Алексеев В.М., Тихомиров В.М., Фомин С.В. Оптимальное управление.-М.: Наука, 1979.-432с. 3. Понтрягин Л.С., Болтянский В.Г., Гамкрелидзе Р. В., Мищенко Е.Ф. Математическая теория оптимальных процессов. - М.,ФМГ,1961.-391с 4. Дубовицкий А.Я., Милютин А.А. Задачи на экстремум при наличии ограничений // Доклады АН СССР.-1963.-149, N4.-С.759-762. 5. Дубовицкий А.Я., Милютин А.А. Задачи на экстремум при наличии ограничений // Журнал вычислительной математики и математической физики.-1965.-5,N3.-С.395-453. 6. Колесников А.А. Синергетическая теория управления (инварианты, оптимизация, синтез).-Таганрог, М.: Энергоатомиздат,1994.-344с.7. Цыпкин Я.З. Оптимальность в задачах и методах современной теории управления (<http://www.ras.ru/FStorage/download.aspx?Id=fbab5b5e-9b17-4ee0-baec-01819cc1ef6>).8. Гирсанов И.В. Лекции по математической теории экстремальных задач. М.: Изд-во МГУ,1970. -117с. 9. Колмогоров А.Н., Фомин С.В. Элементы теории функций и функционального анализа. М.: Наука,1968.-496с.10. Радиевский А.Е. Задача динамического синтеза при векторном управлении // Радиоэлектроника и информатика.-2003.-№4-С.57-60. 11. Неймарк Ю.И. Метод точечных отображений в теории нелинейных колебаний. М.: Наука, 1972. -472с.12. Летов А.М. Динамика полета и управление. М. :- Наука, 1969.360с. 13. Радиевский А.Е. Выбор функционала качества динамических систем на основе обратных задач динамики // Оптимизация электромеханических систем с упругими элементами. Харьков: ИМиС, 1995. С.282-288.

Радієвський А.Е.

ФОРМАЛІЗМ ДУБОВІЦЬКОГО-МИЛЮТИНА ТА ЗАДАЧА ДИНАМІЧНОГО СИНТЕЗУ

На основі положень формалізму Дубовіцького-Мілютіна досліджується задача динамічного синтезу. Доведено, що його застосування дозволяє отримати систему керування, яка задовольняє фундаментальним принципам синергетичної теорії керування.

Radievski A. E.

THE DUBOVITSKI-MILUTIN FORMALISM AND THE TASK OF DYNAMIC SYNTHESIS

The task of dynamics synthesis under consideration by use Dubovitski-Milutin formalism. The proof that the his application allow to obtain the system control with the fundamental principals of the synergetic theory of control.

ІСТОРІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 534. 01 (09)

Ларин А.А.

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ТЕПЛОВОЗНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК В ХАРЬКОВСКОМ ПОЛИТЕХНИЧЕСКОМ ИНСТИТУТЕ В 1960-е ГОДЫ

В истории науки и техники важное место занимает тепловозостроение. Безусловным лидером производства тепловозов в СССР являлся Харьковский завод транспортного машиностроения (ХЗТМ) им. В. А. Малышева. Создание тепловозов и дизелей для них подробно описано в фундаментальных трудах, посвященных истории завода [1, 2]. Однако в них практически не уделяется внимания важнейшим вопросам, без решения которых невозможно довести конструкцию и внедрить ее в производство. Речь идет о расчетах колебаний двигателей и силовых передач тепловозов. Такие расчеты выполнялись в 1960-е гг. учеными ХПИ им. В. И. Ленина в содружестве с ведущими тепловозостроительными заводами Советского Союза – ХЗТМ и Луганским тепловозостроительным заводом (ЛТЗ) им. Октябрьской революции и были первыми в СССР исследованиями колебаний тепловозных силовых установок. Целью работ было совершенствование существующих и создание новых конструкций механических передач магистральных тепловозов, производившихся на этих заводах. Работы проводились группой под руководством Л. И. Штейнвольфа. Хотя результаты работ и были опубликованы в ряде статей, они не охватывают всего спектра решавшихся проблем и почти не затрагивают практического приложения данных работ. Более полное описание проведенных работ имеется в докторской диссертации Л. И. Штейнвольфа [4]. Основным же источником проводимого исследования являются сохранившиеся на кафедре теоретической механики НТУ "ХПИ" отчеты по НИР, проводившихся для ХЗТМ и ЛТЗ. В 1960-е гг. эти отчеты еще не проходили микрофильмирования и государственной регистрации и, возможно, упомянутая кафедра единственное место, где они сохранились.

В СССР первые экспериментальные тепловозы были построены в 1924 г., а выпуск серийных тепловозов - маневрового типа "О" и магистрального двухсекционного типа "ВМ" начался на Коломенском заводе в 1931 г. Всего было изготовлено примерно 40 локомотивов, но в 1941 г., в связи с началом Великой Отечественной войны, эти работы были прекращены. В послевоенные годы в СССР остро встал вопрос о реконструкции железных дорог и переводе их на электровозную и тепловозную тягу. Восстанавливаемое после войны народное хозяйство нуждалось в большом количестве новых локомотивов. На конец 1946 года тепловозный парк Советского Союза составлял 132 единицы, так как он пополнился в годы войны за счет поставлявшихся по ленд-лизу из США локомотивов. Всего было получено 70 тепловозов Д^А компании ALCO (American Locomotive Company) и 30 Д^Б – компании Baldwin. Именно локомотив Д^А послужил прототипом для создания тепловоза ТЭ1 с дизелем Д50 мощностью 1000 л.с., выпуск которого начался в марте 1947 г. на ХЗТМ. Вскоре мощность тепловозного дизеля была повышена – новая модификация 2Д50 развивала до 1 150 л. с., и в 1950 г. был начат выпуск тепловоза ТЭ2, а ТЭ1, снят с производства. План выпуска тепловозов на ХЗТМ в начале 1950-х гг. составлял 6-8 штук в месяц [3, ф. 1, оп. 23, ед. хр. 574, л. 242].

Однако мощность этих локомотивов не удовлетворяла требованиям железных

дорог, поэтому еще в 1948 г., по инициативе директора ХЗТМ Ю. Е. Максарева, было принято решение об организации на заводе производства новых тепловозных дизелей мощностью 2 000 л. с. Прототипом для них был выбран 10-цилиндровый двухтактный судовой дизель фирмы "Фербенкс Морзе" (США). Такими дизелями оснащались ледоколы, получаемые Советским Союзом по ленд-лизу. Опытный дизель 2Д100 был изготовлен в 1952 г. Это был двухтактный двухвальный дизель со встречно движущимися поршнями. Он имел стальной сварной блок цилиндров "этажерочного" типа, в котором цилиндры были расположены вертикально, и чугунные коленчатые валы длиной около четырех метров. Масса верхнего вала 1 490 кг, а нижнего – 1 740 кг.

В 1953-54 гг. был изготовлен первый двухсекционный тепловоз ТЭ3, оснащенный дизелями 2Д100. Этот локомотив имел мощность 4000 л.с. и конструктивную скорость 100 км/час. Он стал основным тепловозом СССР на ближайшие годы и обеспечил перевод советского железнодорожного транспорта на тепловозную тягу [1, с. 412-415]. Всего было выпущено 13 594 секций этого локомотива. К середине 1960-х гг. ТЭ3 являлся наиболее распространенным тепловозом в Советском Союзе и составлял около 70% его тепловозного парка [4, с. 517].

В 1956 г. ХЗТМ приступил к разработке на базе 2Д100 нового дизеля мощностью 3000 л.с. Тогда же производство тепловоза ТЭ2 и семейства дизелей Д50 было передано на другие заводы, а выпуск паровозов в СССР прекращен. В 1959 г. были созданы первые опытные образцы десятицилиндрового дизеля 10Д100 и секции тепловоза ТЭ10 [1, с. 415]. Повысить мощность дизеля до 3 000 л.с. удалось благодаря внедрению двухступенчатой комбинированной системы турбонаддува. Тепловозов серии ТЭ10 всех модификаций выпущено 17 тысяч секций, и выпуск продолжается до сих пор.



Рисунок 1 - Тепловоз ТЭ3



Рисунок 2 - Тепловоз 2ТЭ10М

В 1955 г. на кафедре ДВС ХПИ под руководством профессора Н. М. Глаголева начали разрабатывать новый четырехтактный V-образный 16-цилиндровый дизель-генератор Д70. Первый опытный дизель был собран в 1962 г., в 1967 г. он прошел государственные межведомственные испытания. Двигатель мощностью 3000 л.с. устанавливали на односекционный магистральный тепловоз ТЭ40 и его модификациях - пассажирском ТЭП40 и двухсекционном магистральном 2ТЭ40, а также на других локомотивах [1, с. 390-393].

Тепловозные силовые установки различаются по типу передачи энергии от дизеля к колесным парам: электрические, гидравлические и механические. Наиболее распространенными являются электрические передачи, в которых двигатель вращает ротор генератора, вырабатывающего электроэнергию, а колесные пары приводятся во

вращение тяговыми электродвигателями (ТЭД). В тепловозах с гидравлическими и механическими передачами основная мощность двигателя отдается непосредственно колесным парам. Электрическая передача является наиболее эффективной. Тепловозы с такой передачей имеют лучшую тяговую характеристику, она также позволяет соединять несколько секций тепловоза и управлять ими из одной кабины. Кроме того, возможно использование электродинамического торможения, при котором ТЭД используются в качестве генераторов, а вырабатываемая ими электроэнергия гасится в тормозных резисторах. По сравнению с пневматическими тормозами электродинамическое торможение более эффективно, меньше износ тормозных колодок, снижается опасность юза колесных пар. Недостатками электропередачи является большая масса и относительная дороговизна оборудования.

Тепловозные силовые установки являются наиболее сложными установками с ДВС, так как кроме генератора содержат еще несколько потребителей - вспомогательных механизмов, необходимых для нормальной эксплуатации двигателя и самого тепловоза. К ним относятся вентиляторы холодильной камеры двигателя, вентиляторы охлаждения ТЭД и главного генератора, воздушный компрессор тормозной системы и др. Если к двигателю присоединяется несколько механизмов, то в механической передаче устанавливается распределительный редуктор, разбивающий основной валопровод на несколько ветвей. Соединение этих ветвей с раздаточным редуктором осуществляется с помощью различного рода соединительных муфт, облегчающих монтаж всей передачи. Упругие муфты существенно влияют на характеристики передачи и позволяют придавать ей различные свойства. Для подключения или отключения механизмов, работающих не постоянно, применяются включающие муфты. Кроме того, часто используются гидромуфты, основным назначением которых является разделение механической системы на независимые в отношении крутильных колебаний части.

Основным видом колебаний в тепловозах являются крутильные колебания силовых передач, которые возбуждаются периодическими моментами, действующими на цилиндрические массы. Что касается приводов вспомогательных агрегатов, то аэродинамические силы, действующие на валы осевых и центробежных вентиляторов, имеют малую величину. Однако крутильные колебания могут возбуждаться моментами на валу поршневого компрессора, моментами сил, возникающих при "изломе" в головках карданных валов, а также моментами на коленчатом валу. В систему тепловоза с электропередачей включен генератор, момент инерции ротора которого в сотни раз больше моментов инерции остальных тел, и можно считать, что при вынужденных колебаниях он не колеблется. В связи с этим генератор играет роль маховика, также являясь разделителем колебательной системы. Поэтому приводы вспомогательных механизмов, подключенные к валу генератора, не испытывают переменных воздействий от двигателя.

Переходные процессы в механических передачах тепловозов значительно многообразнее установившихся колебаний. Это вызвано тем, что при эксплуатации тепловоза нередко возникает потребность в изменении режимов работы всей механической передачи или условий работы отдельных вспомогательных силовых механизмов и, наконец, в подключении и отключении некоторых из них.

Внедрение в производство скопированного тепловозного дизеля фирмы ALCO особых проблем, связанных с вибрациями не вызвало. Конструирование и освоение производства дизеля 2Д100 и приводов вспомогательных механизмов тепловоза ТЭЗ также происходило без предварительных динамических расчетов. Но, как показал опыт его эксплуатации, и двигатель, и силовые передачи потребовали доводки ввиду их невысокой надежности. В связи с этим ХЗТМ в конце 1950-х гг. вынужден был обратиться за помощью к сотрудникам ХПИ, где в рамках инженерно-физического факультета существовала проблемная лаборатория "Динамическая прочность деталей машин". В

этой лаборатории была организована группа силовых установок под руководством Льва Израилевича Штейнвольфа [5]. Этот коллектив занимался динамическими расчетами тепловозных установок в течение многих лет. При этом накапливался опыт, совершенствовались методика расчетов и средства их проведения. В начале выполнения работы Л. И. Штейнвольф со своими сотрудниками даже не располагали данными о видах динамических процессов, возможных в механических передачах и тем более методикой расчетов. Кроме того, отсутствовали данные о расчетных схемах, параметрах моделей и характеристиках внешних воздействий. Многие из этих данных могли быть определены лишь экспериментально и накапливались постепенно.

Особенностью первых расчетов силовых передач тепловозов было то, что они проводились с целью анализа динамической напряженности механических передач уже выпускавшегося тепловоза ТЭЗ и использовались с целью их совершенствования и повышения надежности. На рисунке 3 представлена кинематическая схема силовой установки тепловоза ТЭЗ [6, с. 31а]. Вспомогательные механизмы установки: центробежный вентилятор охлаждения задних ТЭД, поршневой воздушный компрессор КТ-6 и осевой вентилятор холодильной камеры подключены к распределительному редуктору, разделяющему силовой поток по трем ветвям. В редукторе установлена гидромуфта постоянного наполнения, отделяющая данную механическую систему от крутильных колебаний двигателя. При составлении модели колебательной системы основные затруднения возникли при определении упругих характеристик элементов, для которых не было достоверных литературных данных. Это в первую очередь резиновые карданные головки и резиновые упругие муфты различных типов. Поэтому были произведены соответствующие эксперименты для уточнения упругих характеристик элементов привода [6, с. 7-8]. В первую очередь в приводе исследовались вынужденные крутильные колебания, возбуждаемые поршневым компрессором на установившихся режимах работы. Расчеты проводились для четырех вариантов приведенных схем - при зимнем и летнем режимах, отличающихся передаточным отношением в приводе и для каждого из них при включенном и отключенном вентиляторе холодильника [6, с. 27-133]. Для определения резонансных режимов предварительно был произведен расчет свободных колебаний. Расчет амплитуд резонансных колебаний был произведен энергетическим методом с использованием постулата Видлера [7, с. 139]. В качестве демпфирующих сопротивлений учитывались сопротивления внутреннего трения в стальных валах и резиновых карданных головках. Работа в последних определялась по экспериментальным данным. Хотя полученные в расчетах напряжения не превысили допустимых значений, вынужденные колебания негативно сказывались на динамической прочности некоторых узлов, они, в частности, вызывали вынужденные колебания лопаток гидромуфты и лопаток колеса вентилятора охлаждения задних ТЭД, что являлось причиной систематического усталостного разрушения лопаток. Экспериментальные работы позволили устранить разрушение лопаток гидромуфты за счет изменения их размеров [8].

Для лопаток вентилятора такая возможность отсутствовала, и заводу был предложен другой вариант привода компрессора КТ-6, в котором он присоединяется непосредственно к валу, соединяющему двигатель с раздаточным редуктором. Здесь часть привода, находящегося за гидромуфтой, не испытывает непосредственного возбуждения от компрессора и лопатки колеса вентилятора работают в благоприятных условиях. Этот вариант привода стали выпускать для тепловоза ТЭЗ с 1961 г.

Исследовались также переходные процессы привода вентилятора холодильника, вызванные переключением фрикционной муфты с холостого хода на рабочий [4, с. 525-530], переходные процессы, вызванные запуском или остановкой двигателя и переключением компрессора [9, с. 110-113].

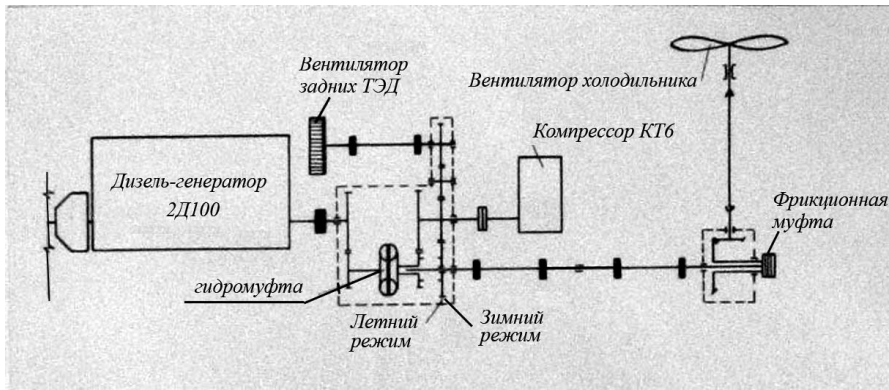


Рисунок 3 - Кинематическая схема исходного варианта силовой установки тепловоза ТЭЗ

В отличие от тепловоза ТЭЗ, к расчетам механических передач ТЭ10 приступили, когда конструкция, хотя и была разработана, но не осуществлена в металле. Для получения достоверных данных о характеристиках различных соединений, применяемых в приводах вспомогательных механизмов тепловозов, в ХПИ был проведен ряд экспериментальных работ, позволивших не только уточнить значения величин, фигурирующих в расчетах, но и дать их более точное теоретическое обоснование [10; 11]. Однако недостатком экспериментов, проводимых в лабораторных условиях, является то, что нагрузки на образцы были намного меньше штатных, что не всегда позволяло получить точные количественные данные. Стенд, созданный на заводе им. Малышева, позволил достичь необходимой мощности, передаваемой соединениями. Однако использование в стенде вместо дизеля электромотора не позволяло осуществить все специфические виды динамических процессов. Особенно важно было то, что отсутствовало периодическое возбуждение крутильных колебаний, характерное для ДВС. Также сильно отличались и условия пуска и остановки двигателя [12, с.3-4].

Несмотря на это, расчеты переходных процессов, сопровождавшиеся экспериментальной проверкой, позволили заводу внести изменения в конструкцию привода, повышающие его надежность. Тем не менее, при эксплуатации тепловоза ТЭ10 в приводе вспомогательных механизмов на установившихся режимах работы, возникали установившиеся вынужденные колебания, возбуждаемые моментами газовых сил и сил инерции. Кроме того, беспокоили колебания при переходных режимах, таких как запуск или остановка двигателя, смена режима при переключении контроллера с одной позиции на другую, включение или выключение электромагнитных порошковых муфт и переключении этих муфт с одной ступени на другую* [12, с. 1]. Устранение этих недостатков требовало получения более достоверных данных о динамической напряженности элементов силовых передач, для чего были проведены обширные экспериментальные исследования динамических процессов в натурных условиях. Они проводились лабораторией динамики Всесоюзного научно-исследовательского тепловозного института (ВНИТИ) с участием работников ХЗТМ и Л. И. Штейнвольфа [4, с. 474-476]. Программа испытаний была составлена заводом им. Малышева совместно с ХПИ и согласована с ВНИТИ [12, с. 9]. Объектом исследований был тепловоз ТЭ10.017. Аппаратура, позволяющая измерять колебания масс системы и упругие моменты в соединительных валах, устанавливалась в динамометрическом вагоне ВНИТИ, который сцеплялся с тепловозом и позволял проводить работы и на стоянке, и в движении. Посколь-

* В тепловозе ТЭ10 применяется двухступенчатое включение главного вентилятора холодильника. 1-я ступень – для разгона от нуля до 980 об/мин и 2-я ступень – от 980 до 1250 об/мин

ку данное исследование было уникальным, дорогостоящим и трудоемким, в его программу включили не только штатные режимы работы тепловоза, но и внештатные ситуации, не предусмотренные при нормальной эксплуатации машины.

В первую очередь были исследованы установившиеся вынужденные колебания в приводах вспомогательных агрегатов, возбуждаемые периодическими моментами, действующими на двигатель при различных вариантах подключения механизмов. Благодаря наличию маятникового антивибратора, установленного в месте присоединения раздаточного редуктора к двигателю, упругой брусковой муфты на соединительном валу и зазора в зубчатых колесах раздаточного редуктора вынужденные колебания в приводе очень малы по амплитуде. Измерения, проведенные при выключенном антивибраторе, позволили изучить его влияние на вынужденные колебания коленчатого вала двигателя, а также его "заградительные" свойства.

Были исследованы также переходные процессы, наиболее опасным из которых оказался процесс, возникающий в приводе вентилятора при включении электромагнитной муфты, особенно при непосредственном включении второй ступени, моделирующий не предусмотренный при эксплуатации разгон вентилятора сразу от нуля до 1250 об/мин, что дало обоснование применяемого в тепловозе двухступенчатого включения.

Исследовались также запуск и аварийная остановка двигателя при заклиненных электромагнитных порошковых муфтах. Последний режим может иметь место лишь в исключительных случаях, так как возможен только при наложении двух аварий. Напряжения при включении характерны для нормальной эксплуатации и, к тому же действуют дольше, чем при аварийной остановке. Уменьшения максимальных напряжений при переходном процессе, вызванном включением электромагнитных порошковых муфт можно достичь за счет изменения характеристики муфты, в частности, увеличение зазора с 1 мм до 1,5 мм уменьшает их на 30-40%.

Результаты экспериментов были тщательно обработаны и дали бесценный материал для проведения расчетов не только для тепловоза данного типа, но и для всех последующих работ. Сопоставление экспериментальных данных с расчетными показало, что методика расчетов дает хорошие результаты. Весьма важным для проведения дальнейших расчетных исследований стало получение достоверных характеристик внешних воздействий, а именно: закона нарастания момента, передаваемого муфтой; нелинейной характеристики сил трения, возникающих в полумуфтах при скольжении, закона пуска или остановки двигателя; характеристик полезных сопротивлений механизмов, включенных в привод [12, с. 100-107].

Накопленный опыт и полученные результаты, подтверждающие теоретические и расчетные выводы, были использованы при проведении расчетов для тепловоза ТЭ40, которые являются первым примером динамических расчетов механических передач, выполненных во время конструктивной разработки [13]. На ТЭ40 был применен новый дизель Д70, а вспомогательные силовые механизмы оставлены те же, что и на ТЭ10, но имели другие мощности и рабочие режимы. Эти обстоятельства позволяли использовать накопленные данные о параметрах системы и программное обеспечение. Поскольку конструкция еще не была разработана, сначала рассматривалась задача синтеза. При ее решении исходили из того, что вспомогательные механизмы уже отработаны и их параметры не следует менять. Конический редуктор был использован тот же, что и на ТЭ10, а в распределительном поменялись передаточные отношения. Результатами расчета, таким образом, стал выбор сечений валов, поскольку по требованиям завода их длины менять было нежелательно. На основании расчетов окончательно дорабатывалась конструкция и выполнялись поверочные расчеты анализа. Согласно методике расчета синтеза за основу брались напряжения от упругих моментов, необходимых для преодоления инерции масс привода. При подсчетах максимальное ускорение коленча-

того вала принималось 25 рад/с^2 . Исходя из полученных результатов, заводом была разработана окончательная конструкция привода, для которой затем были произведены расчеты всех возможных переходных процессов. В результате были подобраны параметры приводов вентиляторов охлаждения ТЭД, главного и вспомогательного вентиляторов холодильника, компрессора и тахоагрегата.

Эксплуатация дизеля Д-70 с генератором ГП-310 показала, что в рабочем диапазоне имеется несколько резонансных пиков крутильных колебаний. Поэтому В. Н. Карабаном* в рамках подготовки кандидатской диссертации [14], выполняемой под руководством Л. И. Штейнвольфа, было проведено расчетно-экспериментальное исследование валопровода этого дизеля с целью выяснения возможности применения для уменьшения амплитуд его крутильных колебаний маятниково-антивибратора, закрепленного на свободном конце коленчатого вала. Поскольку установка обычного маятниково-антивибратора полностью устранить опасные колебания не позволила, так как в рабочем диапазоне резонирует много гармоник, была разработана конструкция маятниково-демпфера. Он оказался более эффективным средством для устранения крутильных колебаний в данной установке. Результаты расчета были уточнены торсиографированием. Предложенное устройство надежно с точки динамической прочности и технологично в изготовлении. Введение двух маятников с трением не повлияло на работу двух других, сохранных как антивибратор.

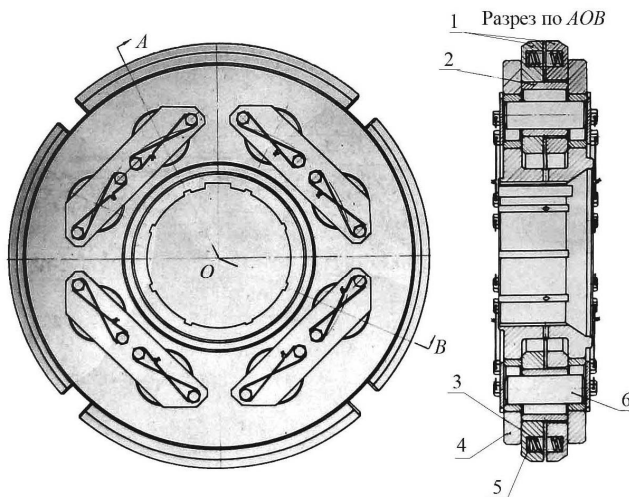


Рисунок 4 - Маятниковый демпфер

Кроме того, рассматривался и другой вариант гашения резонансных колебаний валопровода – применение силиконового демпфера, опытный образец которого был спроектирован и изготовлен на заводе. Проверка его эффективности осуществлялась на специальной лабораторной установке, а параллельно разрабатывалась уточненная методика расчета вынужденных крутильных колебаний системы с силиконовым демпфером. По результатам исследований установлено, что опытный образец демпфера может слу-

жить эффективным средством снижения амплитуд крутильных колебаний. В результате расчета выбрана оптимальная вязкость силиконовой жидкости и определен максимальный демпфирующий эффект при выбранных параметрах конструкции. Разработанные алгоритм и программа расчета обеспечивают хорошее совпадение с экспериментальными данными и могут быть использованы для определения оптимальных параметров силиконового демпфера дизеля Д70 [15, с. 38]. По расчетным данным применение силиконового демпфера позволяет снизить максимальные напряжения в коленчатом валу в 6 раз.

После приобретения определенного опыта и накопления методики и программ расчетов, в группе Штейнвольфа приступили к динамическим расчетам силовых установок тепловозов производства ЛТЗ [4, с. 565, 15]. Экспериментальные работы, проведенные Луганским филиалом ВНИТИ, давали необходимые материалы для определения упругих характеристик элементов передачи. Были исследованы переходные про-

* Владимир Николаевич Карабан (1939-1995) – д-р техн. наук, проф., зав. каф. теоретической механики ХПИ с 1977 г.

цессы приводов вспомогательных механизмов тепловозов с электропередачей: 2ТЭ10Л и М-62, спроектированного по заказу Венгерской народной республики, и предназначенного также для экспорта в другие страны.

Были проведены также масштабные исследования для ТГ106 – тепловоза с гидромеханической передачей, в которой между двигателем и механической передачей к колесам устанавливается гидротрансформатор. В связи с этим, в отношении крутильных колебаний вся система разделяется на две независимые части: первая - двигатель и часть системы до насосного колеса гидротрансформатора и вторая - система передачи мощности от турбинного колеса гидротрансформатора к колесным парам. Расчеты для этих систем выполнялись отдельно. Схема гидромеханической передачи тепловоза ТГ106 от гидротрансформатора до колесных пар приведена на рисунке 5

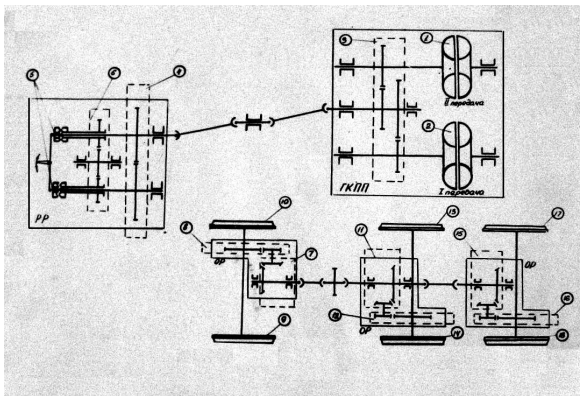


Рисунок 5 - Схема гидромеханической передачи тепловоза ТГ106 от гидротрансформатора до колесных пар

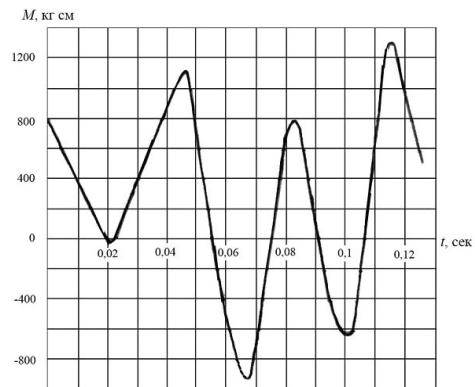


Рисунок 6 - График упругого момента в карданном валу гидромеханической передачи ТГ106 при буксовании колес

Интерес представляет исследование части силовой установки от турбины гидротрансформатора до колесных пар. Хотя она изолирована в отношении крутильных колебаний от возбуждения в двигателе, но в этой передаче применяются карданные валы, в головках которых присутствуют "изломы", и на установившемся режиме могут развиваться вынужденные колебания, возбуждаемые ими. Поскольку ранее в литературе этот вопрос не рассматривался, были получены оригинальные выражения для возмущающих моментов, возникающих в "изломах" карданных головок, которые позволили по известным методам производить расчеты вынужденных колебаний этого вида.

Кроме установившихся колебаний, при начале движения и при изменении скорости в этой части системы развивались интенсивные автоколебания, вызванные силами сухого трения в точке контакта при буксовании колес тепловоза, которые являются нелинейными функциями буксования. Хотя этому виду колебаний и была посвящена обширная литература, на практике ему не уделялось должного внимания. Лишь в связи с созданием тепловозов с гидромеханической передачей, где фрикционные автоколебания явились причиной многочисленных разрушений соединительных валов, на них обратили внимание. Основным динамическим расчетом, выполненным для этой части системы, был расчет переходного процесса, возникающего при начале движения тепловоза. Для проведения расчета, выполнявшегося на ЭЦВМ Урал-2, кроме параметров приведенной модели, необходимо было знать моменты сил, приложенных к турбинному колесу гидротрансформатора, и характеристики сил сухого трения в точках контакта, которые являются нелинейными функциями буксования. При буксовании колес приведенная система рассматривалась как свободная, а при неподвижных систему следует считать заземленной в местах расположения колес.

Специально проведенное экспериментальное исследование выявило ряд ранее неизвестных особенностей этих колебаний, что потребовало, в свою очередь, проведения теоретического обоснования новых явлений. В результате были построены методы расчета амплитуд фрикционных автоколебаний этого вида, как приближенные, так и точные, осуществляемые на ЭЦВМ. Анализ результатов показал, что данный вид колебаний возможен не только в гидромеханических передачах тепловозов, но и в любых механических передачах, имеющих скользящие пары с сухим трением. В ряде случаев именно они определяют динамическую прочность передачи. На рисунке 6 приведен график для наиболее напряженного участка передачи – карданного вала между второй и третьей колесными парами. Проведенные расчеты показали применимость разработанной методики и программы для оценки динамической прочности элементов гидромеханической передачи, а также значимость фрикционных автоколебаний.

Форма решений дифференциальных уравнений переходных процессов и исследование ее свойств позволили найти новый универсальный метод определения коэффициентов разложения, применимый для систем любых структур. Для этого необходимо знать лишь полный спектр собственных частот и формы колебаний рассматриваемой системы. Новый способ удобен для числового подсчета решений систем прямых линейных дифференциальных уравнений второго порядка с правой частью. Способ, найденный для определения углов закручивания, дал возможность установить единый подход к изучению переходных процессов, вызванных различными внешними воздействиями и построить приближенный метод расчета, приемлемый для клавишных машин (калькуляторов), в том числе и для внешних воздействий, заданных нелинейными функциями. Полученные результаты оказалось возможным применить и для расчетов переходных процессов, вызванных импульсными периодическими воздействиями, и для прохода через резонанс.

Таким образом, в течение ряда лет в коллективе, возглавляемом Л. И. Штейнвольфом, был исследован широкий круг задач по динамическим расчетам крутильных вибрационных систем при установившихся и переходных режимах. Изучение особенностей механических передач тепловозных силовых установок позволило поставить ряд новых задач общего характера, решение которых позже было распространено и на механические передачи силовых установок, используемых в различных областях машиностроения. Из выполненных расчетов и экспериментальных исследований следует, что для крутильных вибрационных систем необходимо проводить динамические расчеты не только при установившихся, но и при переходных режимах. Возникающие в них напряжения, несмотря на кратковременность этих режимов, могут быть настолько большими, что именно они определяют прочность элементов системы. Если учесть к тому же их частую повторяемость для многих систем, то становится ясна необходимость в расчетах неустановившихся колебаний.

Числовые результаты, полученные при экспериментальных и расчетных исследованиях тепловозов производства ХЗТМ и ЛТЗ, способствовали не только совершенствованию существующих конструкций механических передач, но и проектированию новых. Применение ряда полученных результатов позволило устранить имевшие место выходы из строя отдельных узлов механических передач тепловозов. В результате за период с 1964 по октябрь 1968 гг. срок службы дизелей Д100 был повышен на 100% и достиг 20 000 часов работы до капитального ремонта. Межремонтный срок до первой переборки повышен с 3 000 часов до 3 500 [3, ф. 1, оп. 25, ед. хр. 82, л. 108-109].

Накопленный опыт был применен при исследованиях колебаний трансмиссий и приводов вспомогательных механизмов танковых силовых установок.

Литература: 1. ХПЗ – Завод имени Малышева. 1895-1995. Краткая история раз-

вities / А. В. Быстриченко, Е. И. Добровольский, А. П. Дроботенко и др. – Х.: Прапор, 1995. – 792 с. 2. История двигателестроения на ХПЗ – заводе имени Малышева. 1911-2001. Историко-технические очерки о двигателях и их создателях. – Х.: "Митець", ГП Завод имени Малышева, 2001. – 480 с. 3. Фонды Центрального Государственного Архива общественных объединений Украины. 4. Штейнвольф Л. И. Динамика механических передач силовых установок тепловозов дис. ... докт. техн. наук.– Харьков, 1966.– 655 с. 5. Ларин А. А. О творческом наследии Льва Израилевича Штейнвольфа – ученого и педагога // Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт»: Динамика и прочность машин. - Харьков: НТУ «ХПИ».- 2006, № 29.- С. 3-6. 6. Динамические расчеты приводов вспомогательных механизмов тепловозов. Ч. I и II. / Отчет по теме № 380П/323 и № 280П/148.- Харьков, 1960.- 143 с. 7. Тимошенко С. П. Теория колебаний в инженерном деле. М.: ОНТИ, 1934. – 344 с. 8. Экспериментальное исследование гидромукты тепловоза ТЭЗ. / Отчет по темам № 380П/323 и № 280П/148.- Харьков, 1960.- 110 с. 9. Динамические расчеты приводов вспомогательных механизмов тепловозов. Ч. III. / Отчет по темам № 380П/323 и № 280П/148.- Харьков, 1960.- 183 с. 10. Экспериментальное исследование статических и динамических характеристик, применяемых в силовых передачах тепловозов. / Отчет по теме № 47 0П/327.- Харьков, 1962, 100 с. 11. Экспериментальное исследование статических и динамических характеристик, применяемых в силовых передачах тепловозов. / Отчет по темам № 60П/363 и 60П/362 1963.- 130 с. 12. Натурные исследования динамических процессов в приводе вспомогательных механизмов тепловоза ТЭ10.017. / Отчет по НИР.- Харьков, Коломна, 1962-1963.- 114 с. 13. Динамические расчеты синтеза и анализа приводов вспомогательных механизмов тепловоза с двигателем Д70. / Отчет по теме № 7 ОП/362.- Харьков, 1963.- 178 с. 14. Карабан В. Н. Исследование маятникового антивибратора с трением дис. ... канд. техн. наук.– Харьков, 1966.– 193 с. 15. Динамические расчеты приводов вспомогательных механизмов тепловозов. Ч. III. / Отчет по темам № 380П/323 и № 280П/148.- Харьков, 1960.- 183 с. 16. Динамические расчеты приводов вспомогательных механизмов тепловозов 2ТЭ10Л и М62 с учетом экспериментальных данных. / Отчет по теме № 531/64.- Харьков, 1964.- 214 с.

Ларін А.О.

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ТЕПЛОВИЗНИХ СИЛОВИХ УСТАНОВОК У ХАРКІВСЬКОМУ ПОЛІТЕХНІЧНОМУ ІНСТИТУТІ В 1960-і РОКИ

У статті розглядається історія проведення перших досліджень коливань тепловизних силових установок, що проводились у ХПІ в 1960 роки під керуванням відомого вченого Л. І. Штейнвольфа. Проведені дослідження коливань сприяли прискоренню будівництва нових тепловизів, що були основними на залізниці СРСР та підвищенню їхнього ресурсу.

Larin A.A.

RESEARCH VIBRATIONS DIESEL LOCOMOTIVE POWER PLANTS IN THE KHARKOV POLYTECHNIC INSTITUTE IN 1960 th YEARS

In article is considered history of the implementation the first researches of the vibrations diesel locomotives of the power plants, carrying out in Kharkov Polytechnic institute in 1960 th years under the direction of noted scientist L. I. Shteynvolf. These researches promoted to acceleration in the rates construction new diesel locomotive, which were main on railways USSR and increasing of their resource.

В ПОРЯДКУ ОБГОВОРЕННЯ

УДК 629.1.032.1

Вакуленко В.В., Зарянов В.А., Горожанин Ю.Г., Жменько Р.В., Кузьминский В.А.,
Чучмарь И.Д.

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДВИЖНОСТИ ТАНКА Т-72 ПРИ ЕГО МОДЕРНИЗАЦИИ

Актуальность проблемы. Стоящие на вооружении в различных странах мира танки Т-72 находятся на пороге выработки своего ресурса, технического и физического устаревания. Для улучшения характеристик этих танков до уровня современных тактико-технических требований разработчики бронетанковой техники активно ведут поиск путей всесторонней модернизации. Однако повышение защиты танка и его огневой мощности неизменно приводят к повышению массы, что отрицательно влияет на параметры подвижности. Кроме этого, учитывая, что значительная часть всех танков Т-72 эксплуатируется в странах Африки и Азии, т.е. в жарких климатических зонах (температура окружающего воздуха свыше +50 °С), разработчики сталкиваются с проблемой ухудшения параметров подвижности.

КП «ХКБМ им. А.А. Морозова» постоянно ведёт поиск методов повышения характеристик подвижности танка Т-72, выполняя расчётные, конструкторские и экспериментальные работы по силовой установке как штатной, так и с двигателями серий 5ТДФ и 6ТД.

Во второй половине 1990-х годов были разработаны и изготовлены модернизированные образцы танка Т-72 с силовой установкой с двигателями 6ТД и 6ТД-2. Всесторонние испытания этих танков показали положительные результаты, однако данный вариант модернизации не был востребован потенциальным заказчиком по двум основным причинам:

- высокая стоимость моторно-трансмиссионной установки, в т.ч. и самого двигателя 6ТД-2;
- модернизация проводилась с отрезанием задней части корпуса танка в районе моторной перегородки с последующей приваркой новой кормовой части.

Целью статьи является отражение теоретических и экспериментальных исследований по повышению характеристик подвижности и обеспечения эксплуатации танка Т-72 в условиях жаркого климата при проведении его модернизации.

Основная часть. Приняв во внимание предшествующий опыт по модернизации танка Т-72, КП ХКБМ продолжило конструкторско-исследовательские работы в направлении установки двигателя 5ТДФМА мощностью 1050 л.с без отрезания корпуса танка.

Для оценки возможности совместной работы штатной системы охлаждения (блока радиаторов и вентилятора) с двигателем 5ТДФМА, были проведены испытания танка Т-72 на комплексном стенде испытаний моторно-трансмиссионных отделений (МТО) [1] и получены основные мощностные и теплотехнические характеристики штатной силовой установки (см. рис. 1, кривая 3). Согласно полученным результатам,

до температуры окружающего воздуха +29 °С эксплуатация силовой установки происходит без ограничений по мощности двигателя (сплошная линия). При дальнейшем увеличении температуры окружающего воздуха мощность двигателя ограничивается вследствие недостаточной теплорассеивающей способности системы охлаждения для исключения перегрева двигателя (пунктирная линия).

Следующим этапом стало определение мощностно-экономических параметров двигателя 5ТДФМА в танке 55АГМ с опытной эжекционной системой охлаждения и бортовыми трансмиссиями при проведении испытаний этого танка также на стенде МТО. Полученные данные позволили выполнить расчёт мощности на ведущих колёсах модернизируемого танка Т-72 со штатной вентиляторной системой охлаждения при температуре окружающего воздуха +20 °С:

$$\begin{aligned} N_{в.к.} &= N_{в.к. 55АГМ} - N_{вент.} - N_{г} - N_{во} + N_{сопр. выхл.} = \\ &= 695 - 90 - 41 - 10 + 51 = 605 \text{ л.с.}, \end{aligned} \quad (1)$$

где:

$N_{в.к.55АГМ} = 695$ л.с. – мощность, полученная на ведущих колёсах танка 55АГМ при противодавлении выпускных газов 0,3 кгс/см², разрежение чистого воздуха, измеренное в головке воздухоочистителя 940 мм вод. ст.;

$N_{вент.} = 90$ л.с. – мощность, затраченная на привод вентилятора (экспериментальные данные УКБТМ);

$N_{г} = 41$ л.с. – потери мощности в гитаре трансмиссии;

$N_{во} = 10$ л.с. – потери мощности, обусловленные увеличением разрежения на входе в двигатель в связи с конструктивными особенностями нового воздухоочистителя;

$N_{сопр.выхл.} = 51$ л.с. – ожидаемый прирост мощности за счёт снижения противодавления выпускных газов с 0,3 кгс/см² до 0,15 кгс/см².

Анализ результатов теплотехнических испытаний штатной системы охлаждения и проведенных расчётов [2] показывает, что основными критичными факторами являются высокая суммарная теплоотдача в жидкие теплоносители двигателя 5ТДФМА (порядка 285000 ккал/ч) и скоростные ограничения для форсирования производительности вентиляторной установки, при которых эксплуатация танка без ограничений по мощности двигателя, накладываемые системой охлаждения, возможна только до +37 °С температуры окружающего воздуха (см. рис.1, кривая 2). Полученное значение всего на 8 °С больше аналогичного критерия оценки эффективности охлаждения штатной силовой установки танка Т-72, соответствующего +29 °С, что показывает бесперспективность использования данной вентиляторной системы охлаждения при модернизации танка Т-72 с двигателем 5ТДФМА для стран с жарким климатом.

При дальнейшем проектировании, таким образом, усилия по созданию силовой установки с двигателем 5ТДФМА для модернизации танка Т-72 были сконцентрированы на разработке систем, обслуживающих двигатель, аналогичных используемым с двигателями 6ТД-2, и прежде всего, эжекционной системы охлаждения.

С целью размещения узлов силовой установки в корпусе танка Т-72 без отрезания моторно-трансмиссионного отделения была принята схема его доработки с минимальными переделками (рис.2). С базового корпуса танка Т-72 отрезается задний мост. На бортах выполняются опорные поверхности для установки крыши МТО. Вместо отрезанного моста устанавливается новый, окончательно обработанный, задний мост, обеспечивающий установку двигателя и бортовых трансмиссий и состоящий из картеров коробок перемены передач, фрагментов борта, кормы и днища под двигателем.

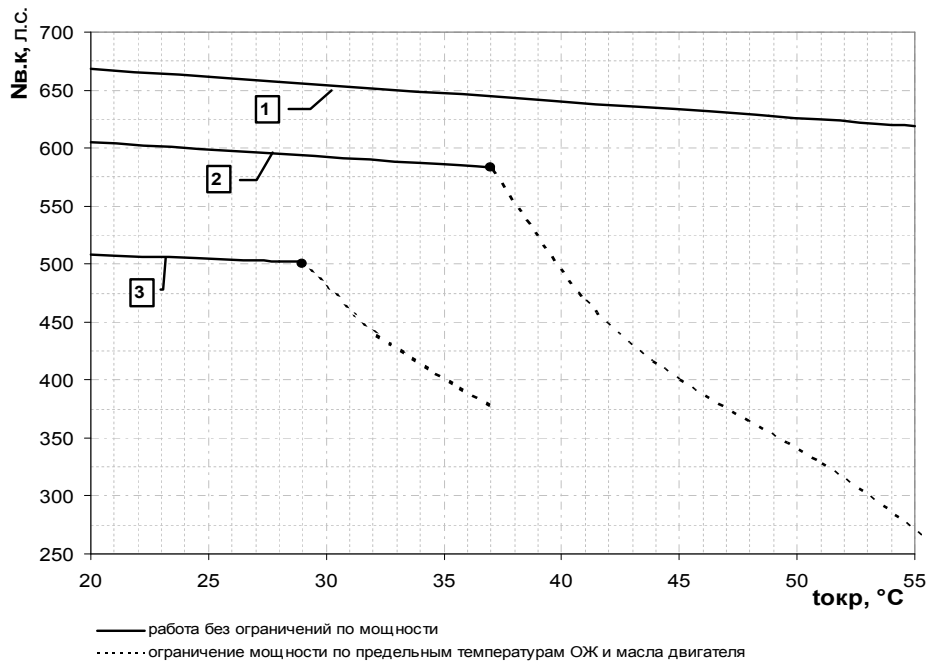


Рисунок 1 - Изменение мощности на ведущих колесах танка Т-72 от температуры окружающего воздуха при включенной 6-й передаче: 1 - модернизация с двигателем 5ТДФМА (1050 л.с.) и эжекционной системой охлаждения; 2 - модернизация с двигателем 5ТДФМА (1050 л.с.) и штатной системой охлаждения; 3 - штатный вариант с двигателем В-46-5 (780 л.с.).

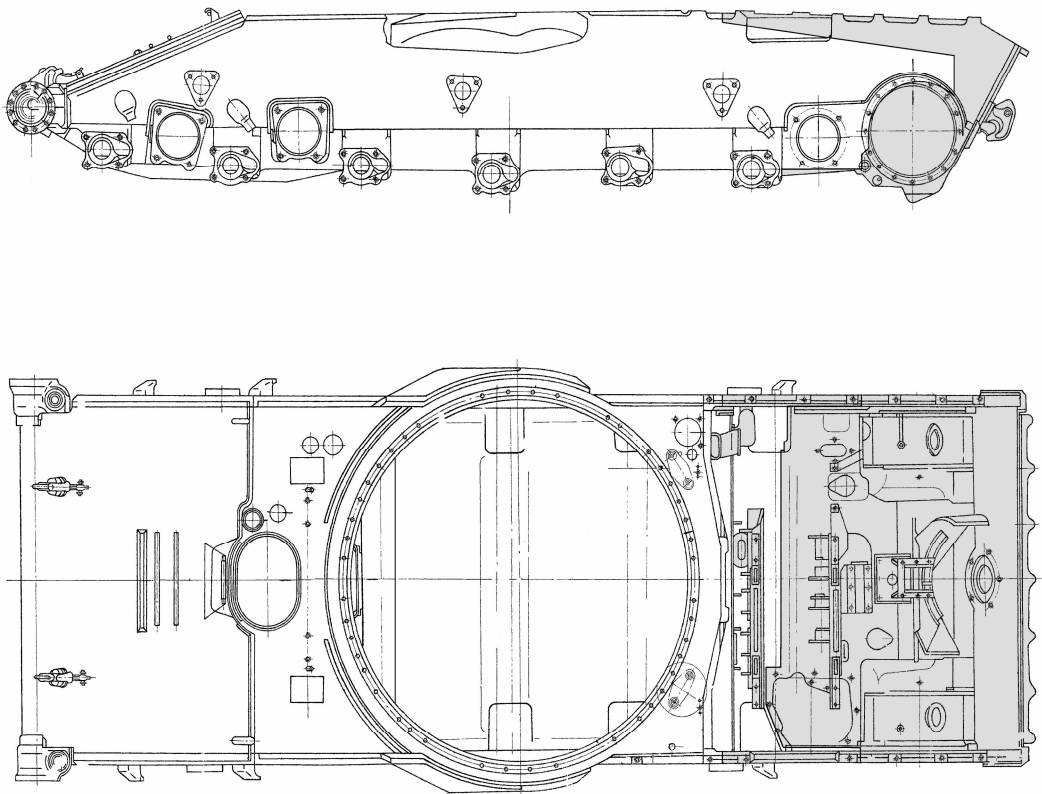


Рисунок 2 - Схема порезки кормы корпуса танка Т-72 под установку двигателя 5ТДФМА

При стыковке нового заднего моста с доработанным корпусом танка Т-72 изменяется положение оси коробок перемены передач (смещается в сторону кормы на 30 мм и опускается на 20 мм), что обеспечивает возможность размещения двигателя 5ТДФМА с его системами в моторно-трансмиссионном отделении танка Т-72 и сохранение углов склонения пушки, при этом длина доработанного корпуса не увеличивается. После сборки на корпусе формируется опорная поверхность для крыши МТО, которая состоит из опорных поверхностей на бортах корпуса и привалочной поверхности заднего моста. Замыкает эту поверхность угольник, приваренный к бортам и задней крыше корпуса через переходные детали. В моторно-трансмиссионном отделении выполняются приварки для крепления систем, обслуживающих двигатель. В моторной перегородке выполняются отверстия для прохождения элементов управления двигателем и коробками перемены передач.

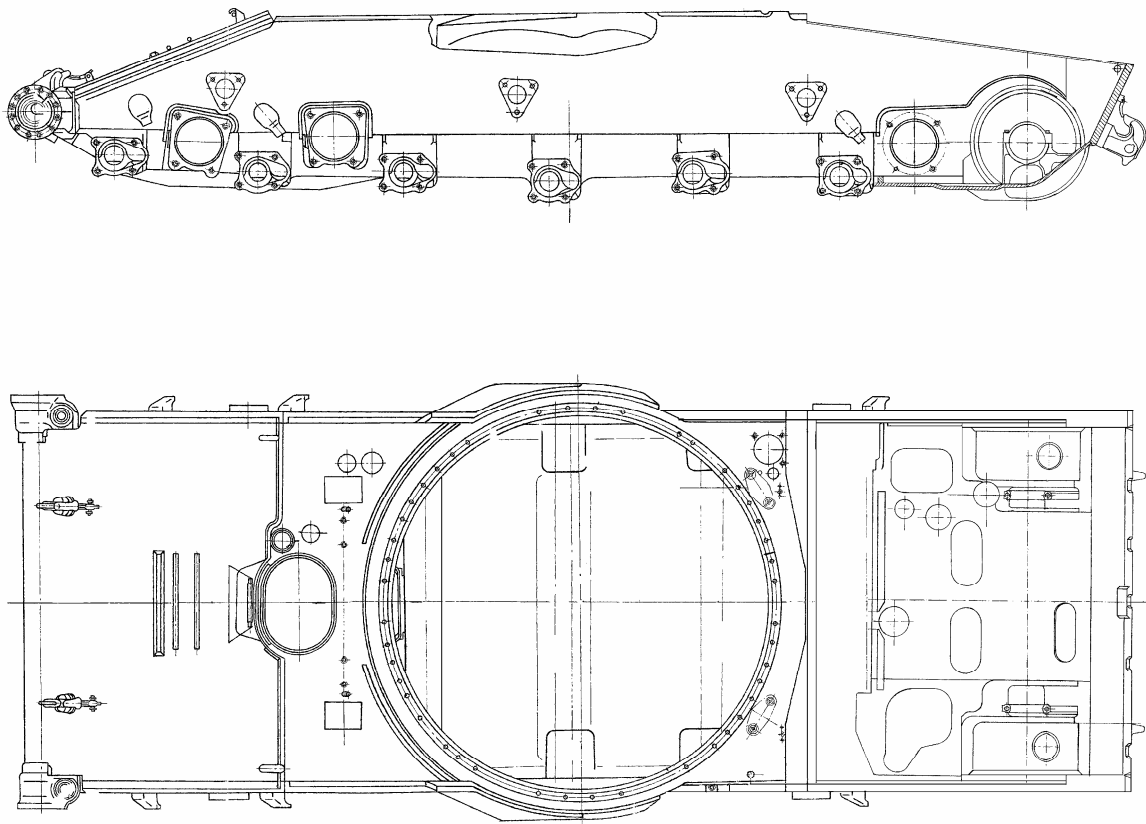


Рисунок 3 - Корпус танка Т-72 после доработки под установку двигателя 5ТДФМА

Компоновка МТО выполнялась по принятому для танков Т-80УД и Т-84 принципу: поперечное расположение двигателя, соосная с двигателем установка бортовых трансмиссий, подъёмная крыша МТО с радиаторами, ресивером и другими элементами эжекционной системы охлаждения. Так же при разработке МТО было внедрено отсутствующее в танке Т-72 оборудование для преодоления танком брода глубиной до 1,8 м без подготовки.

Расчётная мощность на ведущих колёсах модернизируемого танка Т-72 с эжекционной системой охлаждения составит:

$$N_{в.к.} = N_{в.к. 55АГМ} - N_{ВО} - N_{сопр. выхл.} = 695 - 10 - 17 = 668 \text{ л.с.}$$

где:

$N_{в.к. 55АГМ} = 695$ л.с. – мощность, полученная на ведущих колёсах танка 55АГМ при противодавлении выпускных газов $0,3 \text{ кгс/см}^2$, разрежение чистого воздуха, измеренное в головке воздухоочистителя 940 мм в.ст. и температуре окружающего воздуха $+20^\circ\text{C}$;

$N_{в.о.} = 10$ л.с. – потери мощности, обусловленные увеличением разрежения на входе в двигатель в связи с конструктивными особенностями нового воздухоочистителя;

$N_{сопр.выхл.} = 17$ л.с. – потери мощности за счёт увеличения противодействия выпускных газов до $0,35 \text{ кгс/см}^2$.

Из результатов приведенных расчетов следует, что при температуре окружающего воздуха $+20^\circ\text{C}$ данный вариант модернизации силовой установки обеспечит наибольшую величину мощности на ведущих колесах, превышающую на 160 л.с. мощность на ведущих колёсах в штатной силовой установке и на 63 л.с. – варианта модернизации с двигателем 5ТДФМА и штатной системой охлаждения.

Для улучшения отвода тепла в проектируемой силовой установке, по сравнению со штатной системой охлаждения Т-72, потребовалось увеличить фронтальную площадь теплообмена радиаторов на 30%, увеличить до 7-ми количество рядов водяного радиатора, определить параметры эжектора системы охлаждения, при котором расход охлаждающего воздуха через пакет радиаторов составит не менее $7,5 \text{ кг/сек}$. В данном варианте модернизации Т-72 эжекционная система охлаждения обеспечивает работу силовой установки без ограничений по мощности двигателя до температуры окружающего воздуха $+55^\circ\text{C}$ (см.рис 1, кривая 1).

Основные технические характеристики танка Т-72 до и после модернизации силовой установки представлены в таблице.

Таблица

Параметры	До модернизации	После модернизации
Масса танка, т	44,5	44,5
Максимальная скорость по шоссе, км/ч	60	70
Средняя скорость по сухой грунтовой дороге, км/ч	32 ... 38	43 ... 48
Наименование двигателя	В-46	5ТДФМА
Тип двигателя	4-х тактный V-образный 12-цилиндровый дизель	2-х тактный 5-цилиндровый много- топливный дизель
Мощность двигателя, л.с.	780	1050
Удельная мощность, л.с./т	17,5	23,6
Литровая мощность двигателя, л.с./л	20	77
Удельный расход топлива, г/л.с.ч	185	160
Расход масла, кг/ч	5	3,3
Рабочий объём двигателя, л	38,9	13,6
Вес двигателя, кг	1000	1080
Диапазон рабочей температуры, $^\circ\text{C}$	-40 ... +30	-40 ... +55
Периодичность обслуживания кассет воздухоочистителя в особо пыльных условиях, км	300	1000
Глубина преодолеваемого брода, м	1,2	1,8

Как свидетельствует представленный в таблице параметр удельной мощности, модернизированный по силовой установке танк Т-72 способен воспринять увеличение массы до 50 т при проведении мероприятий по повышению защитных характеристик и

огневой мощи без заметного снижения параметров подвижности.

Выводы.

По результатам экспериментальных исследований и проведенных расчётов определено, что при установке двухтактного дизеля 5ТДФМА мощностью 1050 л.с. в моторно-трансмиссионное отделение танка Т-72 штатная вентиляционная система охлаждения не обеспечивает необходимого рассеивания тепла и накладывает ограничение на потребляемую мощность двигателя при температурах окружающего воздуха выше +37 °С. Данный факт значительно ухудшит параметры подвижности танка при эксплуатации в странах с жарким климатом.

В ходе дальнейших конструкторских проработок определён перспективный вариант модернизации танка Т-72 с использованием двигателя 5ТДФМА и эжекционной системы охлаждения без отрезания кормовой части корпуса, обеспечивающий эксплуатацию без ограничений по скоростному и нагрузочному режимам при температуре окружающего воздуха до +55 °С, вместо +29 °С для танка Т-72 в серийном исполнении. Полученное увеличение мощности на ведущих колесах на 160 л.с. (на 31 %) позволит повысить массу танка при проведении его всесторонней модернизации без снижения подвижности.

Литература: 1. Кудров В.М., Кузьминский В.А., Жменько Р.В., Чучмарь И.Д., Зарянов В.А., Золотуха В.Н. Стенд для испытаний силовых установок колесных и гусеничных машин. Весник НТУ «ХПИ». Тем. вып. «Транспортное машиностроение» - Харьков: НТУ «ХПИ», 2007-№33-с.83-94.7 2.ОСТ ВЗ-1470-82 «Системы жидкостного охлаждения дизелей военных гусеничных машин. Метод расчёта» - Москва, 1982.

Вакуленко В.В., Зарянов В.А., Горожанін Ю.Г., Жменько Р.В., Кузьмінський В.А., Чучмар І.Д.

МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК РУХЛИВОСТІ ТАНКА Т-72 ПРИ ЙОГО МОДЕРНІЗАЦІЇ

У статті описано визначення на основі розрахунків та експериментальних досліджень метод підвищення параметрів рухливості танка Т-72 при проведенні його модернізації за рахунок використання моторно-трансмисійної установки з двигуном 5ТДФМА.

Vakulenko V.V., Zaryanov W.A., Gorozhanin Y.G., Zhmenko R.V., Kuzminsky V.A., Chuchmar I.D.

METHODS OF MOBILITY PARAMETERS IMPROVEMENT FOR THE T-72 TANK IN ITS UPGRADING

In this paper method of mobility parameters improvement for the T-72 tank determined on the basis of calculations and experimental studies in its upgrading that involves installation of power pack with engine 5TD MA has been described.

УДК 621.43.001.2

Корытченко К.В., Замана В.М., Кошкарів Ю.Ю.

СПОСОБЫ ОБЛЕГЧЕНИЯ ПУСКА ТАНКОВОГО ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Одним из важных показателей боевой готовности бронетехники является время подготовки двигателей боевых машин к принятию полной нагрузки. Общее время выхода танкового дизеля на эксплуатационный тепловой режим складывается из времени на предпусковую подготовку, времени на предпусковое прогревание двигателя от постороннего источника энергии (например, котла-подогревателя), времени непосредственного пуска двигателя и времени прогревания двигателя на холостом ходу до момента выхода на эксплуатационный режим. Сокращение времени подготовки машины к боевому применению достигается многими факторами. Одним из них является использование «холодного» пуска, в котором исключены стадии предпусковой подготовки и прогрева. Но в этом случае существенно ухудшаются условия воспламенения топлива в цилиндрах двигателя, в результате чего не только увеличивается время пуска, но и снижается его надежность. При этом, надежность пуска уменьшается с понижением температуры окружающей среды.

В настоящее время для решения задачи надежного пуска двигателя в силовых установках военных гусеничных машин применяют следующие способы [1]:

1. увеличение степени сжатия в процессе пуска;
2. подогрев воздуха на впуске в двигатель;
3. подача пусковых жидкостей;
4. увеличение цикловой подачи топлива в период пуска;
5. предпусковой подогрев двигателя и систем силовой установки с помощью жидкостных, газо-воздушных подогревателей и вспомогательных двигателей.

Первые два вышеперечисленных способа в комбинации с четвертым позволяют, например, снизить температуру «холодного» пуска двигателя типа 5ТДФ с номинальным состоянием цилиндропоршневой группы до 0 °С температуры окружающей среды, чем обеспечивают повышение боевой готовности бронетехники. Износ цилиндропоршневой группы в процессе эксплуатации машины, снижение эффективности средств пуска, обеспечивающих вращение коленчатого вала в период пуска, например, из-за износа аккумуляторных батарей, или иные причины приводят к тому, что при помощи первых двух способов надежность пуска танкового дизеля достигается при температуре окружающей среды не менее +10 °С и выше. Ограничения в применении пусковых жидкостей связаны со сложностями их хранения и ряда других причин. Таким образом, поиск альтернативных путей и средств, позволяющих решить проблему «холодного» пуска являются актуальными.

Целью данной работы является анализ причин, приводящих к снижению надежности самовоспламенения топливовоздушного заряда в дизельных двигателях при «холодном» пуске, поиск новых средств и способов облегчения пуска. Средства и способы повышения пусковой частоты коленчатого вала двигателя в данной работе не рассматриваются.

Термодинамические условия воспламенения топливовоздушного заряда в дизельном двигателе

Одним из основных критериев, определяющим пуск дизельного двигателя, является достижение температуры в цилиндре двигателя выше температуры самовоспламенения топливовоздушного заряда. После выхода двигателя на эксплуатационный режим температура в конце такта сжатия должна превышать температуру самовоспламенения топлива на 300÷400 К [С.29, 2].

В поршневых двигателях возрастание температуры заряда обеспечивается процессом сжатия, который происходит по закону политропы [3]:

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^n = p_a \varepsilon^n, \quad (1)$$

где p_c – давление в цилиндре в конце такта сжатия, p_a – давление в цилиндре перед началом сжатия, V_c – объем заряда в конце такта сжатия, V_a – объем заряда перед началом сжатия, $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ – степень сжатия, n – показатель политропы.

При этом, температура в конце такта сжатия рассчитывается по формуле [3]:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n-1}, \quad (2)$$

где T_c – температура в цилиндре в конце такта сжатия, T_a – температура в цилиндре перед началом сжатия.

Из формулы (2) следует, что достижение требуемой температуры заряда в конце такта сжатия может быть обеспечено возрастанием степени сжатия и увеличением показателя политропы.

Если бы сжатие заряда в поршневом двигателе происходило без отвода тепла от заряда в стенки камеры, отсутствовали утечки газа через кольца в картер двигателя, а также газовый заряд соответствовал идеальному газу, то процесс сжатия описывался бы законом адиабаты. При этом, показатель адиабаты определяется исходя из типа используемой смеси. Например, показатель адиабаты воздуха в нормальных условиях соответствует $n = 1,4$. В случае интенсивного отвода тепла от заряда в стенки камеры сгорания таким образом, что температура заряда остается постоянной, процесс сжатия описывается законом изотермы. В этом случае $n = 1$. В реальном двигателе отвод тепла в стенки камеры, потери тепла в результате утечки разогретого заряда и отклонения параметров газа от идеального приводят к тому, что показатель политропы по своей величине лежит в пределах между показателем адиабаты и изотермы. Также, потеря массы заряда в процессе сжатия из-за утечек заряда с точки зрения термодинамических процессов означает уменьшение реальной степени сжатия. Изменение частоты вращения двигателя с соответствующим изменением скорости движения поршня приводит к количественному изменению как утечек, так и количества отводимого тепла. С ростом частоты вращения двигателя данные потери уменьшаются из-за сокращения длительности протекания данных процессов.

Следует отметить, что нелинейность потерь тепла и утечек заряда в процессе движения поршня приводят к тому, что мгновенные значения показателя политропы и степени сжатия также являются нелинейными, то есть изменяются в процессе сжатия.

В работе [С.27, 2] представлена эмпирическая формула для ориентировочного определения среднего показателя политропы в виде:

$$n = 1,41 - \frac{100}{n_1}, \quad (3)$$

где n_1 – частота вращения коленчатого вала двигателя [мин^{-1}].

Авторы указывают, что данная формула применима только для двигателей, имеющих сходные характеристики с рассмотренными в данной работе. Проверим возможность применения данной формулы для расчета процесса сжатия в двигателе 5ТДФ. Запуск двухтактного танкового дизеля осуществляется при частоте вращения коленчатого вала $n_1 \approx 300 \text{ мин}^{-1}$ [4]. Подставляя данное значение частоты в формулу (3), получим показатель адиабаты $n \approx 1,077$. Действительная степень сжатия двигателя 5ТДФ заряда составляет $\varepsilon = 16,5$. На холодном двигателе из-за утечек заряда происходит снижение степени сжатия. Данные экспериментальных исследований, описанные в работе [1] дают возможность утверждать, что условная степень сжатия в период пуска равняется $\varepsilon \approx 11,5$. Рассчитаем температуру в конце такта сжатия в зависимости от начальной температуры заряда ($T_{a1} = 279 \text{ К}$, $T_{a2} = 303 \text{ К}$) по формуле (2) при разных значениях среднего показателя политропы и степени сжатия (рис. 1).

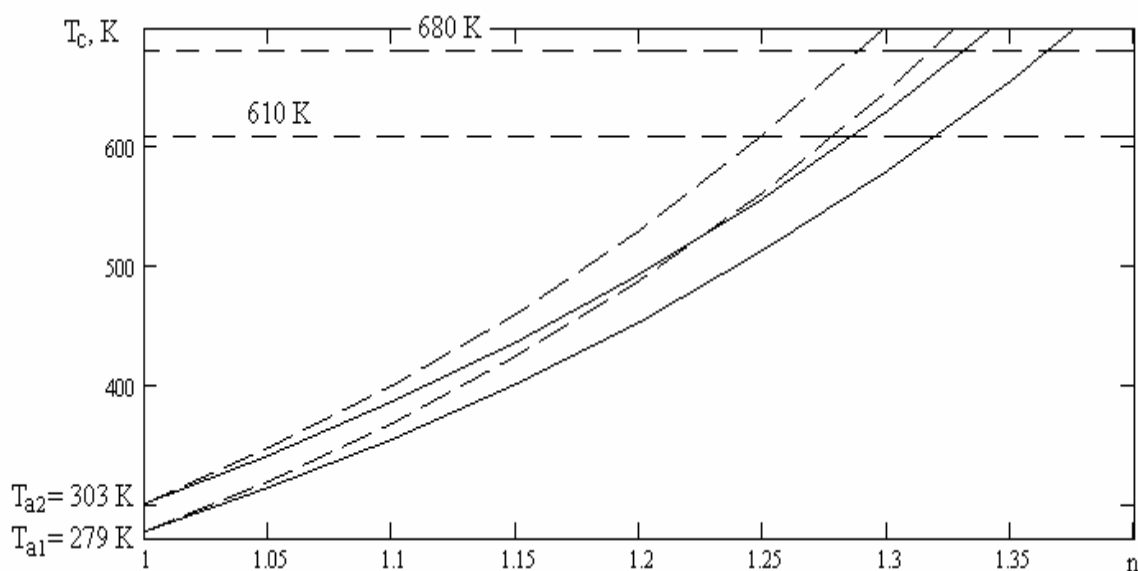


Рисунок 1 - Зависимость температуры в конце такта сжатия от показателя политропы n и степени сжатия (сплошные линии - $\varepsilon_1 = 11,5$; пунктирные линии - $\varepsilon_2 = 16,5$)

По представленным в работе [5] данным, при температуре окружающей среды $T_{a1} = 279 \text{ К}$ температура в конце такта сжатия в двигателе 5ТДФ на частоте вращения 300 мин^{-1} достигает около $T_{c1} \approx 610 \text{ К}$, а при $T_{a2} = 303 \text{ К}$ - $T_{c2} \approx 680 \text{ К}$. Пользуясь представленными расчетными данными (рис. 1), получим, что показатель политропы для данного двигателя на частоте вращения 300 мин^{-1} имеет значения $n = 1,3 \pm 0,02$. При частоте вращения 150 мин^{-1} показатель политропы падает до $n = 1,25 \pm 0,02$. Таким образом, выражение (3) применительно к двигателю 5ТДФ только качественно отражает изменение среднего показателя политропы в зависимости от частоты вращения.

Из экспериментальных данных по температуре самовоспламенения различных топлив следует, что температура воспламенения является функцией давления (рис. 2). Поэтому проверку достижения порога воспламенения смеси необходимо оценивать по формулам (1) и (2).

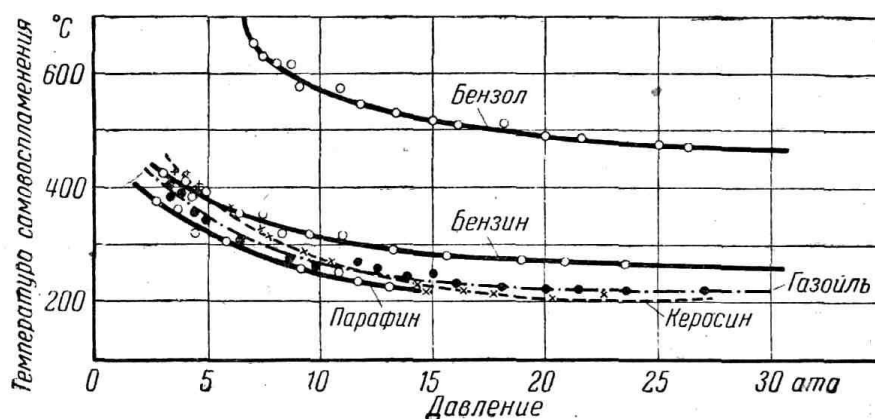


Рисунок 2 - Зависимость температуры самовоспламенения топлива от давления [2]

Оценим температуру самовоспламенения, которую необходимо достичь в двигателе 5ТДФ на основании оценки давления в цилиндре в конце такта сжатия по выражению (1).

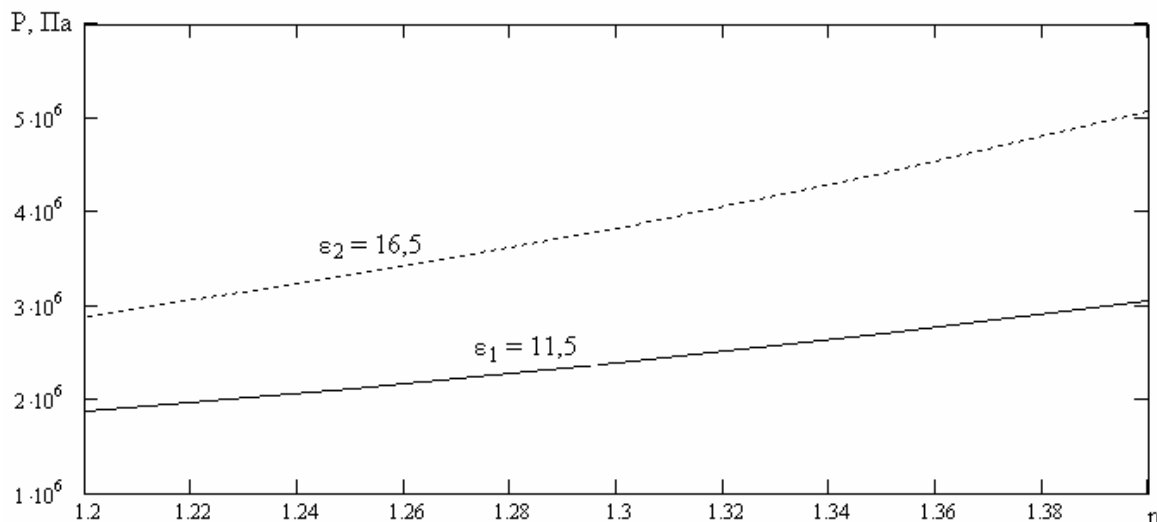


Рисунок 3 - Зависимость давления в цилиндре в конце такта сжатия от показателя политропы n и степени сжатия ϵ

Анализ результатов приведенной зависимости показывают (рис. 3), что в период пуска холодного двигателя 5ТДФ при изменении показателя политропы от 1,25 до 1,3 давление в цилиндре в конце такта сжатия превышает 2 МПа (20 атм). Отсюда, а также на основании анализа зависимости (рис. 2), сделаем вывод, что самовоспламенение дизельного топлива (газойль) будет происходить при достижении температуры около 493 К (220 °С).

Достижение температуры в цилиндре двигателя выше температуры самовоспламенения топливовоздушного заряда является необходимым, но недостаточным условием пуска двигателя. Разгон коленчатого вала до оборотов холостого хода и, соответственно, надежный пуск дизеля, происходит в случае, если индикаторная работа превышает момент сопротивления [5]. То есть необходимо создать условия, чтобы топливный заряд не только воспламенился, но и за период рабочего хода поршня за счет сгорания выделилась энергия, достаточная для поддержания оборотов холостого хода дви-

гателя.

Подача топлива у двухтактных двигателей осуществляется с углом опережения 14...17 град поворота коленчатого вала до внутренней мертвой точки. В первой фазе подачи топлива, составляющей на двигателе 5ТДФ до 30 % цикловой подачи, при наличии температуры воздушного заряда выше температуры воспламенения, происходят физико-химические процессы подготовки топлива к самовоспламенению – испарение, смешивание с воздухом, разогревание мелкодисперсных капель топлива и предпламенные реакции. Данный промежуток времени называют периодом задержки воспламенения. Последующее воспламенение и сгорание топлива в следующих фазах процесса сгорания обеспечивают рост индикаторной работы. Таким образом, выделение энергии происходит не мгновенно. Известно, что сокращение длительности периода задержки воспламенения и сгорания достигается, в том числе, увеличением температуры заряда. Отсюда следует, что температура воздушного заряда должна превышать температуру воспламенения топлива за 14...17 град поворота коленчатого вала до внутренней мертвой точки. Так как встречно движущиеся поршни двигателя имеют ход 120 мм, закрытие впускных и выпускных окон происходит на 69 град после НМТ, то при расчете степени сжатия, достигаемой за 14...17 град до ВМТ, без учета потерь заряда получим значение $\epsilon_{оп} \approx 10 \div 11$. Пользуясь данными по температуре воспламенения и результатами расчета (рис. 3), получим что без использования средств облегчения пуска двигателя при температуре окружающей среды 6 °С (279 К) и оборотах двигателя 150 мин⁻¹ условия воспламенения реализуется практически на пределе.

Из анализа термодинамических условий воспламенения топливовоздушного заряда в дизельном двигателе можно сделать вывод, что средства облегчения пуска реализуются на основе решения задач:

- увеличения показателя политропы (например, уменьшения потерь тепла за счет роста пусковых оборотов двигателя);
- увеличения степени сжатия;
- повышения начальной температуры воздушного заряда;
- снижения температуры воспламенения заряда.

Кроме этого, воспламенение топливного заряда может быть обеспечено другими физическими принципами, например, принудительное зажигание искровым разрядом.

Танковые двухтактные дизельные двигатели (5ТД, 5ТДФ, 6ТД-1, 6ТД-2) в системе воздухообеспечения имеют центробежные компрессоры (нагнетатели) комбинированного привода. При выходе двигателя 5ТДФ на частоту вращения коленчатого вала 2800 мин⁻¹ полное давление воздуха на выходе из компрессора достигает 0,276 МПа. Адиабатическое сжатие воздуха в компрессоре при степени повышения давления $\pi_k = 2,67$ позволяет получить температуру воздушного заряда на входе в цилиндры двигателя $T_k \approx 416$ К. Степень повышения давления в компрессоре зависит от частоты вращения компрессора в виде:

$$\pi_k = f(n_k^2), \quad (4)$$

где n_k – частота вращения компрессора.

Квадратичная зависимость степени повышения давления от частоты вращения обуславливает низкую эффективность компрессора для возрастания температуры заряда на пусковых оборотах. То есть, подогревание воздуха на входе в двигатель на пусковых оборотах пренебрежимо мало. Экспериментально установлено, что после осуществления пуска двигателя 5ТДФ при частоте вращения 1000—1100 мин⁻¹ (16,6—17,3 с⁻¹) на режиме холостого хода воздух в нагнетателе подогревается на 20 К, что обеспечивает устойчивую работу двигателя после пуска при низкой температуре окружающего

воздуха [1]. Это позволяет прогревать двигатель после пуска на холостом ходу без использования средств облегчения пуска.

Способы и средства облегчения пуска за счет увеличения степени сжатия

Увеличение степени сжатия на период пуска двигателя реализуется механическими способами или способом впрыска масла в цилиндры двигателя перед пуском. Среди механических в работе [1] выделяют способ применения специальных камер в головке цилиндра с изменяющимся объемом, и способ перемещением поршня относительно шатуна. Примером реализации камеры в головке цилиндра с изменяющимся объемом служит конструкция вихревой камеры, автоматически регулирующей объем, фирмы «Испано-Сюиза» (Франция). Такая камера используется на двигателе Н5-110, устанавливаемом в танках АМХ-30 [1]. Регулирование степени сжатия перемещением поршня относительно шатуна реализовано, например, в дизеле АУСР-1360 фирмы «Континенталь», который устанавливался на опытных образцах танка М-1. В работе [1] отмечается, что ограничения в широком применении механических систем вызваны сложностями таких конструкций и недостаточной их надежностью.

На танковых двухтактных дизельных двигателях (5ТД, 5ТДФ, 6ТД-1, 6ТД-2) применяется способ увеличения степени сжатия впрыском масла. Это вызвано тем, что при пусковой частоте вращения в данных типах двигателей имеется существенная утечка воздушного заряда. Впрыск масла не только уменьшает объем камеры сжатия, но и уплотняет зазоры в паре поршень-гильза, что снижает утечку заряда. В результате, достигается увеличение температуры воздуха в конце такта сжатия. В работе [1] приведены результаты экспериментальных исследований средних значений температуры и давления в цилиндре двигателя 5ТДФ в конце такта сжатия при температуре окружающего воздуха $+18^{\circ}\text{C}$. В конце такта сжатия без впрыска масла $T_c = 372^{\circ}\text{C}$ (645 К), $p_c = 2,5$ МПа; с впрыском 20 см^3 масла $T_c = 427^{\circ}\text{C}$ (700 К), $p_c = 3,3$ МПа; 30 см^3 – $T_c = 452^{\circ}\text{C}$ (725 К), $p_c = 3,6$ МПа; 40 см^3 – $T_c = 487^{\circ}\text{C}$ (760 К), $p_c = 3,9$ МПа. Согласно приведенным результатам расчетов, в начальный момент прокрутки условная степень сжатия в двигателе 5ТДФ увеличивается до $\varepsilon \approx 18$, а на дальнейший период пуска условная степень сжатия составляет $\varepsilon \approx 14\div 15$.

На основании приведенных данных можно положить, что уменьшение объема камеры сгорания впрыском масла обеспечивается только в начальный момент прокрутки, когда частота вращения коленчатого вала ещё не достаточна для запуска двигателя. Экспериментально установлено [5], что при температуре окружающей среды $T = 20^{\circ}\text{C}$ длительность этапа пуска двигателя 5ТДФ, на котором вращение коленчатого вала осуществляется только стартером, и достигается пусковая частота 200 мин^{-1} составляет около 1 с (рис. 4). За этот промежуток времени коленчатый вал совершает практически 2 полных оборота и часть масла выдувается из цилиндра. После выхода двигателя на пусковую частоту остатки впрыснутого масла обеспечивают уплотнение зазора в паре поршень-гильза, чем и достигается повышение условной степени сжатия практически до значения действительной степени.

Для достижения больших степеней сжатия в период пуска применяют двойной впрыск масла. В случае такого пуска вторая порция масла попадает в камеру сгорания, когда двигатель вышел на пусковую частоту. На двигателе 5ТДФ это осуществляют одновременным нажатием на кнопки «Стартер» и «Масловпрыск» [6]. Так как имеются задержки в срабатывании системы впрыска масла, то его подача фактически осуществляется через $1\div 2$ с после выхода коленчатого вала на пусковую частоту.

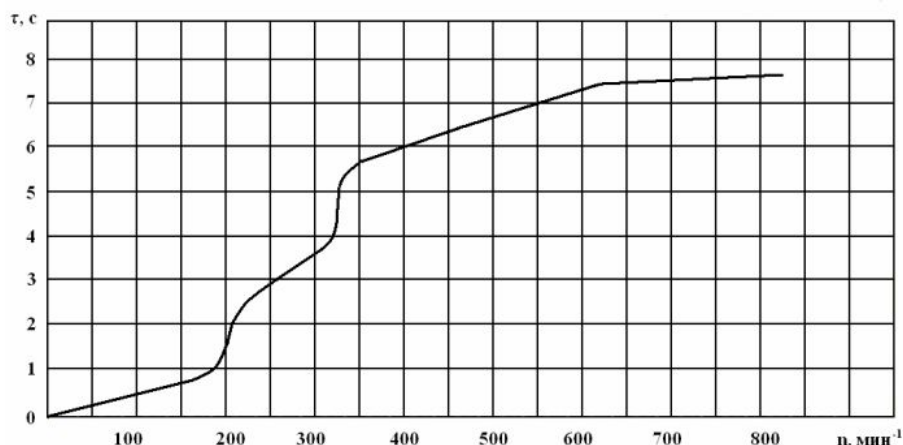


Рисунок 4 - Изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя 5ТДФ в процессе пуска при температуре окружающей среды 20 °С [4]

Установлено [5], что применение впрыска масла в цилиндры позволило снизить температурный предел, при котором возможен пуск двигателя, примерно на 25 °С. Так, минимальная температура, при которой возможен пуск двигателя на серийных маслах с применением впрыска масла, составляет 0 .. +5 °С.

Износ цилиндропоршневой группы двигателя, уменьшение максимальной частоты вращения коленчатого вала, развиваемой стартером или воздушной системой приводят к тому, надежный пуск двигателей танков в танковых (механизированных) подразделениях происходит при температуре окружающей среды не менее 10 °С и выше, что существенно снижает боевую готовность парка боевых машин.

Способы и средства облегчения пуска за счет повышения начальной температуры воздушного заряда

Подогрев воздуха на впуске в двигатель, как правило, осуществляется с использованием электрической энергии аккумуляторных батарей или химической энергии, выделяющейся в результате сгорания топлива в специальных подогревательных устройствах. Вариант исполнения нагревательного элемента (рис. 5), в котором применена электрическая спираль накаливания, представлен в работе [С.319, 7]. Температура спирали достигает 1000÷1100 °С. Данное устройство характеризуется простотой в обслуживании и эксплуатации. Так как нагревательный элемент питается от аккумуляторной батареи, то это приводит к ограничению максимальной мощности таких устройств. Обычно мощность составляет от 500 до 1000 Вт. К недостатку накальных электрических средств также относится снижение их мощности в период пуска из-за падения напряжения на стартере двигателя.

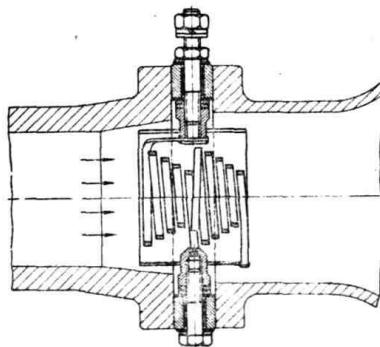


Рисунок 5 - Электрический нагревательный элемент для подогрева воздуха на впуске в двигатель [7]

Для двухтактных турбопоршневых дизельных двигателей характерен повышенный расход воздуха по сравнению с четырехтактными двигателями. Проведем расчет мощности подогревателя, необходимого для увеличения температуры воздуха на входе двигателя типа 5ТДФ на $\Delta T = 100$ К в период его пуска. Рабочий объем данного типа двигателя без потери хода на газообмен составляет 9209 см^3 (9,2 л). На пусковой частоте $3,3 \text{ с}^{-1}$ (200 мин^{-1}) в первом приближении расход воздуха составит $Q \approx 0,03 \text{ м}^3/\text{с}$ (30 л/с). Удельная изобарная теплоёмкость воздуха при нормальных условиях составляет $C_p \approx 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Плотность воздуха в этих условиях равняется $\rho_v = 1,29 \text{ кг}/\text{м}^3$. С ростом температуры на 100 К плотность воздуха уменьшится до $0,96 \text{ кг}/\text{м}^3$. На основании этих данных, мощность подогревателя определим по выражению:

$$P = \frac{C_p \cdot \Delta T \cdot Q}{\rho_{cp}}, \quad (5)$$

где ρ_{cp} - средняя плотность воздуха в данном диапазоне температур.

Отсюда, требуемая мощность подогревателя для двигателя типа 5ТДФ без учета теплообмена на пусковой частоте $3,3 \text{ с}^{-1}$ составит $P_{тр} \approx 2,6 \text{ кВт}$. Для сравнения, номинальная мощность стартер-генератора СГ-18 в стартерном режиме достигает 21 кВт. Поэтому, применение электрического подогревателя на таком двигателе привело бы к дополнительному отбору более 12 % мощности аккумуляторных батарей, что является недопустимым.

Наиболее эффективным средством подогрева воздуха на впуске в танковый двигатель является факельный подогреватель. В таком устройстве сгорание топлива осуществляется в камере сгорания подогревателя с последующим перемешиванием горячих продуктов химической реакции с холодным воздухом, поступающим в двигатель. Воспламенение и стабилизацию сгорания топлива в таких подогревателях осуществляют калильными элементами или высоковольтными искровыми разрядами. На двухтактных танковых дизелях применен подогреватель (рис. 6), в котором подача воздуха для горения в камеру сгорания осуществляется от внешнего источника (воздушных баллонов), а не с использованием впускного воздуха. Данный подогреватель назван автономным факельным подогревателем (АФП). В АФП осуществляется воспламенение топлива искровым разрядом.

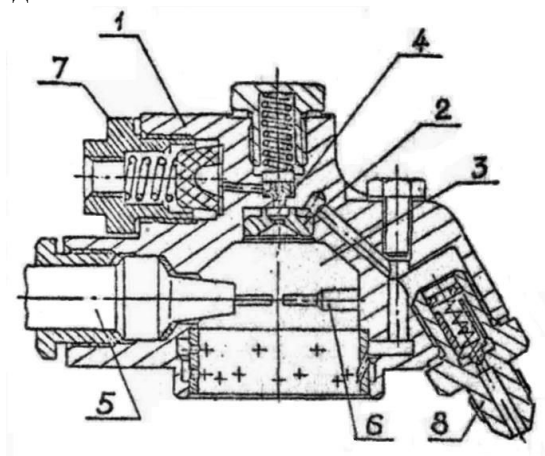


Рисунок 6 - Схема устройства АФП двигателя 5ТДФ [С.216, 5]. Принятые обозначения:

1 – корпус, 2 – завихритель, 3 – первичная камера сгорания, 4 – камера смешения, 5 – свеча, 6 – боковой электрод, 7 – штуцер подвода топлива, 8 – штуцер подвода воздуха

Устройство и работа данной системы, обеспечивающей подогрев впускного воздуха, описывается в работах [1, 5]. Применение АФП повышает температуру воздуха во впускном коллекторе вблизи впускных окон цилиндров двигателя на $100 \div 160$ К, что позволяет снизить температуру «холодного» пуска двигателя 5ТДФ до 0°C температуры окружающей среды [С.215, 5].

Оценим мощность данного подогревателя исходя из расхода топлива. Согласно [С.215, 5], наименьший по времени процесс пуска двигателя 5ТДФ при использовании АФП, достигается при расходе топлива на работу последнего около 0,3 г/с. Как известно, удельная теплота сгорания дизельного топлива составляет 42700 кДж/кг [3], откуда полагая что обеспечивается полное сгорание топлива, получим мощность $P_{\text{АФП}} = 12,8$ кВт. Сопоставление данных по максимально возможной мощности АФП $P_{\text{АФП}}$, и требуемой мощности подогревателя $P_{\text{тр}}$ для пуска двигателя 5ТДФ показывает, что режим работы системы подогрева впускного воздуха двигателя 5ТДФ не обеспечивает полного сгорания топлива. Объясняется это тем, что разработчиками АФП в первую очередь выполнялось условие обеспечения надежного воспламенения топлива слаботочным искровым разрядом, которое было достигнуто путем создания коэффициента избытка топлива в области работы искровой свечи, равным 0,2. Однако, с точки зрения всей динамики процесса пуска дизельного двигателя 5ТДФ это приводит к негативным последствиям, так как избыток паров несгоревшего топлива после АФП поступает вместе с воздушным зарядом в цилиндры двигателя и переобогащает топливовоздушную смесь, а это в конечном итоге снижает индикаторную мощность.

Повышение мощности искрового разряда, как известно, позволяет воспламенять более бедные топливовоздушные смеси [2]. В связи с этим, усовершенствование АФП путем замены существующей системы искрового воспламенения дизельного топлива на более мощную, позволит увеличить полноту сгорания топлива в системе подогрева, что обеспечит дальнейшее снижение температуры «холодного» пуска без значительных изменений в конструкции двигателя.

Выводы

Применяемые на танках Вооруженных Сил Украины средства облегчения пуска обеспечивают пуск двухтактных дизельных двигателей при температурах окружающей среды до -30°C и ниже. Однако, с понижением температуры длительность процесса пуска двигателей начинает возрастать, что приводит к существенному снижению боевой готовности бронетехники. Сокращение времени пуска может достигаться при использовании «холодного» пуска, который исключает стадии предпусковой подготовки и прогрева двигателя. Существующие средства облегчения пуска обеспечивают «холодный» пуск двухтактных дизельных двигателей при температуре окружающей среды до 0°C . В качестве одного из возможных вариантов дальнейшего снижения температуры «холодного» пуска может рассматриваться направление повышения эффективности сгорания топлива в автономном факельном подогревателе.

Література: 1. Теория и конструкция танка, Т.4 // Под ред. П.П. Исакова. - М.: Машиностроение, 1984. - 348с. 2. Автотракторные двигатели // В.Н. Болтинский. - М.: Сельхозгиз, 1948. - 623с. 3. Справочник по физике // Б.М. Яворский, А.А. Детлаф. - М.: Наука, 1990. - 622с. 4. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин: Учебное пособие. Ч.1. // Н.К. Рязанцев. - К.: ИСДО, 1993. - 252с. 5. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин: Учебное пособие. Ч.2. // Н.К. Рязанцев. - Харьков: ХДПУ, 1996. - 388с. 6. Объект 434. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Кн.2 / М.: Военное изд-во, 1986. - 767с. 7. Автомобильный справочник, Т.2 // Р. Бюссиен. - М.: Машгиз, 1960. - 973с.

Коритченко К.В., Замана В.М., Кошкаров Ю.Ю.

**ЗАСОБИ ПОЛЕГШЕННЯ ПУСКУ ТАНКОВОГО ДВОТАКТНОГО ДИЗЕЛЬНОГО
ДВИГУНА**

Розглянуті термодинамічні умови запалення паливно-повітряного заряду у дизельному двигуні. Здійснено огляд існуючих засобів полегшення пуску дизельних двигунів. Визначено напрямок зниження температури «холодного» пуску шляхом удосконалення процесу згорання паливної суміші у автономному факельному підігрівачі.

Korytchenko K.V., Zamana V.M., Koshkarov Yu.Yu.

**METHODS OF FACILITATION OF STARTING OF TANK TWO-STROKE DIESEL
ENGINE**

It was considered thermo-dynamical conditions of an ignition of fuel-air charge in a diesel engine. The review of existent means of facilitation of starting of diesel engines is carried out. A way of decline of temperature of the «cold» starting is proposed by the improvement of process of combustion of fuel mixture in an autonomous torch heater.
