

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Анотований звіт

ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ
«Забезпечення ефективності роботи двигунів внутрішнього згорання працюючих на
різних видах біопалива шляхом розробки
змішувача з електронним керуванням чутливим до
навантажувально-швидкісних режимів»
(проміжний 2 етап)

Виконавці:

Калетник Г.М.

Мазур В.А.

Гунько І.В.

Браніцький Ю.Ю.

Галушак О.О.

Яропуд В.М.

Бурлака С.А.

СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР

к. с. – н. г. наук,

доцент

В.А. Мазур

Відповідальні виконавці:

д.е.н., професор

Г.М. Калетнік

к.т.н., доцент

І.В. Гунько

Директор Уладово-

Люлинецької дослідно-

селекційної станції

Ю.Ю. Браніцький

к.т.н., старший викладач

О.О. Галушак

к.т.н., старший викладач

В.М. Яропуд

асистент

С.А. Бурлака

ЗМІСТ

РОЗДІЛ 1 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЯ ПЕРЕВЕДЕННЯ ДИЗЕЛЯ НА РОБОТУ НА СУМІШІ ДИЗЕЛЬНОГО ТА БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВ З ДИНАМІЧНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ЇЇ ВІДСОТКОВОГО СКЛАДУ	4
1.1 Мета експериментальних досліджень	4
1.2 Установки й устаткування для експериментальних досліджень. Вимірювальна апаратура	5
1.3 Результати експериментальних досліджень	9
1.4 Визначення коефіцієнтів апроксимації аналітичних залежностей	15
1.5 Перевірка адекватності удосконаленої математичної моделі системи «Машинний агрегат – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив»	24
1.6 Висновки з розділу 1	28
РОЗДІЛ 2 РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВИКОРИСТАННЯ ДИНАМІЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ВІДСОТКОВОГО СКЛАДУ СУМІШІ ДИЗЕЛЬНОГО ТА БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВ ДЛЯ ДИЗЕЛІВ	29
1.1 Рекомендації щодо використання суміші дизельного та біодизельного палив для дизелів на ДВЗ	29
1.2 Висновки з розділу 2	32
ВИСНОВКИ	33
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	34
ДОДАТОК А	
ДОДАТОК Б	
ДОДАТОК В	

РОЗДІЛ 1

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ПОКАЗНИКИ ДВЗ ПЕРЕВЕДЕННЯ ДИЗЕЛЯ НА РОБОТУ НА СУМІШІ ДИЗЕЛЬНОГО ТА БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВ З ДИНАМІЧНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ЇЇ ВІДСОТКОВОГО СКЛАДУ

1.1 Мета експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є перевірка наукової гіпотези, отримання вихідних даних для визначення коефіцієнтів апроксимування аналітичних виразів, що входять до удосконаленої математичної моделі системи «машинний агрегат – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив» та перевірка її адекватності.

При проведенні експериментальних досліджень визначались:

- показники димності відпрацьованих газів ДВЗ під час дорожніх випробувань при завантаженості на 50 %, 100 % та без завантаження.
- навантажувальні характеристики дизеля при роботі на ДП;
- навантажувальні характеристики дизеля при роботі на суміші ДП та БП з вмістом БП у суміші 25 %, 50 %, 75 %;
- навантажувальні характеристики дизеля при роботі на БП;
- показники димності відпрацьованих газів дизеля при роботі на ДП;
- показники димності відпрацьованих газів дизеля при роботі на суміші ДП та БП з вмістом БП у суміші 25 %, 50 %, 75 %;
- показники димності відпрацьованих газів дизеля при роботі на БП;
- час розгону дизеля з холостого ходу до максимальної частоти обертання колінчастого валу без навантаження при роботі на ДП;
- час розгону дизеля з холостого ходу до максимальної частоти обертання колінчастого валу без навантаження при роботі на БП;
- час сповільнення дизеля з максимальної частоти обертання колінчастого валу дизеля до холостого ходу без навантаження;

- вплив зміни кута випередження впорскування суміші палив на витрату суміші ДП та БП при роботі дизеля з вмістом БП у суміші 25 %, 50 %, 75 %.

Шляхом апроксимації даних отриманих в результаті експериментального дослідження були отримані залежності ефективного крутного моменту від частоти обертання колінчастого валу, циклової подачі та відсоткового складу суміші палив; циклової подачі суміші палива від частоти обертання колінчастого валу та положення важеля подачі палива; димності відпрацьованих газів від ефективної потужності дизеля та відсоткового складу суміші палив. Отримані раціональні значення кута випередження впорскування залежно від відсоткового складу суміші ДП та БП.

Експериментальні дослідження проводились в лабораторіях кафедри автомобілів та транспортного менеджменту Вінницького національного технічного університету та на базі державного підприємства "45 Експериментальний механічний завод".

1.2 Установки й устаткування для експериментальних досліджень. Вимірювальна апаратура (доповнення до анотованого звіту етап 1)

Для проведення експериментальних досліджень використовувалась установка [1], яка складається з дизеля СМД – 15Э, генератора ГСМ-30 та навантажувального пристрою (рис. 1.1). Характеристики дизеля наведені в табл. 1.1 [2, 3].

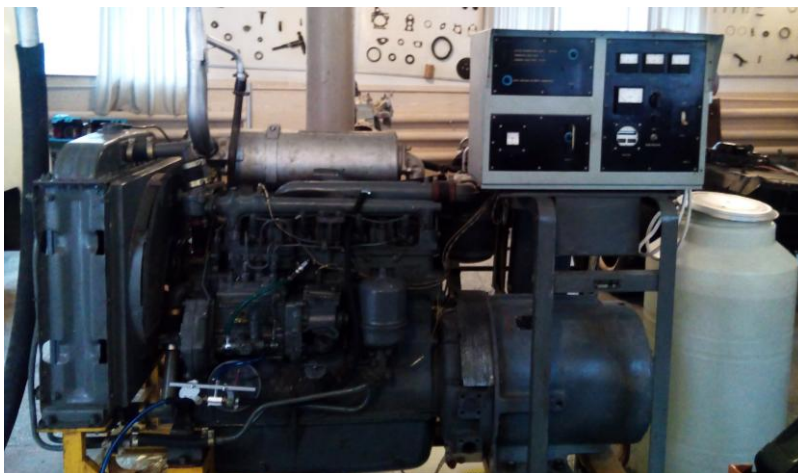


Рисунок 1.1 – Установка для проведення експериментальних досліджень

Таблиця 1.1 – Характеристики двигуна СМД – 15

№	Показник	Значення
1.	Номінальна частота обертання колінчастого валу, об/хв	1800
2.	Крутний момент при номінальній частоті обертання, Н·м	312
3.	Потужність номінальна, кВт (к.с.)	61,1 (83)
4.	Число циліндрів	4
5.	Положення циліндрів	рядне
6.	Порядок роботи циліндрів	1-3-4-2
7.	Діаметр циліндра, мм	120
8.	Хід поршня, мм	140
9.	Робочий об'єм, л	6,33
10.	Ступінь стиснення	17
11.	Напрямок обертання колінчастого валу	Праве
12.	Мінімальна частота обертання колінчастого валу на холостому ході, не більше об/хв	600
13.	Максимальна частота обертання колінчастого валу на холостому ході, не більше об/хв	1950
14.	Тиск мастила в головній магістралі системи мащення при температурі мастила 85-100°C, МПа, не менше: при номінальній частоті обертання ($n_0 = 1800$ об/хв) при частоті обертання холостого ходу ($n_0 = 600$ об/хв)	1,245-0,441 0,1
15.	Питома витрата палива в режимі номінальної потужності, г/кВт·год (г/к.с.·год)	248 (183)
16.	Розрідженість у впускному колекторі за повітряним очисником, кПа	до 2,5
17.	Перепад тиску до і після паливного фільтра тонкої очистки (при 1950 об/хв., без навантаження), кПа	3,92
18.	Тиск початку впорскування, МПа	17,5 -18
19.	Циклова подача палива (при 900 об/хв), г/цикл (мм ³ /цикл)	0,085-0,087 (100-103)
20.	Кут випередження впорскування, градусів	22
21.	Паливний насос високого тиску	ЛСТН 49010, секційний чотирьох- плунжерний В7М.80.16.001.-10

На двигун СМД – 15Э №250452 1992 року випуску, встановлено паливний насос високого тиску ЛСТН 49010, В7М.80.16.001.-10 №5884461, секційний, чотирьохплунжерний з відцентровим всережимним механічним регулятором частоти обертання, який обмежує частоту обертання колінчастого валу дизеля на рівні 1560 об/хв. На двигун встановлені форсунки закритого типу з гідравлічним управлінням підйому голки та з чотирма соплами, які, згідно з даними заводу-виробника, налаштовані на тиск відкриття 17,5 - 18 МПа.

Колінчастий вал дизеля з'єднаний із синхронним генератором трифазного струму ГСМ - 30 № 705159, випущеним в квітні 1992 року. Технічні характеристики генератора наведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики генератора ГСМ - 30

№	Показник	Значення
1.	Номінальна потужність, кВт	30
2.	Номінальна напруга, В	400
3.	Номінальний струм, А	54,2
4.	Частота ел. струму, Гц	50
5.	Частота обертання ротора, об/хв	1500
6.	ККД, %	85,5
7.	$\cos\varphi$	0,8
8.	З'єднання фаз	"Зірка" з виведеним нулем
9.	Маса ротора, кг	128
10.	Момент інерції ротора, Н·м ²	1,63
11.	Маса генератора, кг	355
12.	Напрямок обертання ротора	Праве (див. з боку приводу)

Навантаження на генератор визначалось шляхом опрацювання показників амперметра та вольтметра, які встановлені в блоці керування генератором. Ціна поділки амперметра – 10 А, вольтметра – 10 В. Клас точності – 2,5. На рис. 3.2 наведено блок керування генератором.



Рисунок 3.2 – Блок керування генератором

Навантажувальний пристрій складається з шести трубчастих водяних електронагрівачів, які занурені в резервуар з водою об'ємом 200 л (рис. 1.3). Потужність кожного з електронагрівачів складає 5 кВт, що дає можливість регулювати навантаження в діапазоні від 0 кВт до 30 кВт. На рис. 1.4 наведено блок керування потужністю споживачів електроенергії.



Рисунок 1.3 – Резервуар з водою об'ємом 200л із зануреними в неї електронагрівачами



Рисунок 1.4 – Блок керування потужністю споживачів електроенергії

1.3 Результати експериментальних досліджень

Результати експериментальних досліджень розгону дизеля при роботі на ДП наведені в табл. 1.8, на БП – в табл. 1.10, сповільнення дизеля – в табл. 1.10. З наведених таблиць видно, що точність проведення експериментальних досліджень достатня для забезпечення достовірності отриманих результатів.

На рис. 1.9 наведені залежності циклової подачі палива від відсоткового складу суміші палив та кута випередження впорскування при роботі дизеля з частотою обертання колінчастого валу *a)* – 1200 об/хв, *б)* – 1500 об/хв та з навантаженням на колінчастий вал двигуна 25 кВт.

Таблиця 1.8 – Результати експериментальних досліджень розгону дизеля при роботі на дизельному паливі

		Частота обертання колінчастого валу, об/хв						
		600	700	900	1100	1300	1500	1560 (max)
		Час, с						
Номер досліджу	1	0	1	1,85	2,48	3,03	3,63	3,8
	2	0	1,1	1,98	2,52	3,15	3,65	3,73
	3	0	1,1	1,92	2,48	2,98	3,54	3,81
	4	0	1,2	2,07	3,64	3,21	3,69	3,8
	5	0	1,3	2,1	2,67	3,2	3,67	3,78

Продовження табл. 1.8

	6	0	1,15	1,98	2,52	3,14	3,72	3,9
	7	0	1,1	1,92	2,48	3,06	3,62	3,77
\bar{x}		0	1,14	1,97	2,54	3,11	3,65	3,8
S_x		–	$\pm 0,087$	$\pm 0,081$	$\pm 0,074$	$\pm 0,081$	$\pm 0,054$	$\pm 0,048$
W_x		–	$\pm 7,7 \%$	$\pm 4,1 \%$	$\pm 2,9 \%$	$\pm 2,6 \%$	$\pm 1,5 \%$	$\pm 1,3 \%$
$S_{\bar{x}}$		–	$\pm 0,087$	$\pm 0,075$	$\pm 0,068$	$\pm 0,0753$	$\pm 0,0496$	$\pm 0,045$
$W_{\bar{x}}$		–	$\pm 7,7 \%$	$\pm 3,8 \%$	$\pm 2,7 \%$	$\pm 2,4 \%$	$\pm 1,4 \%$	$\pm 1,2 \%$

Таблиця 1.9 – Результати експериментальних досліджень розгону дизеля при роботі на біодизельному паливі

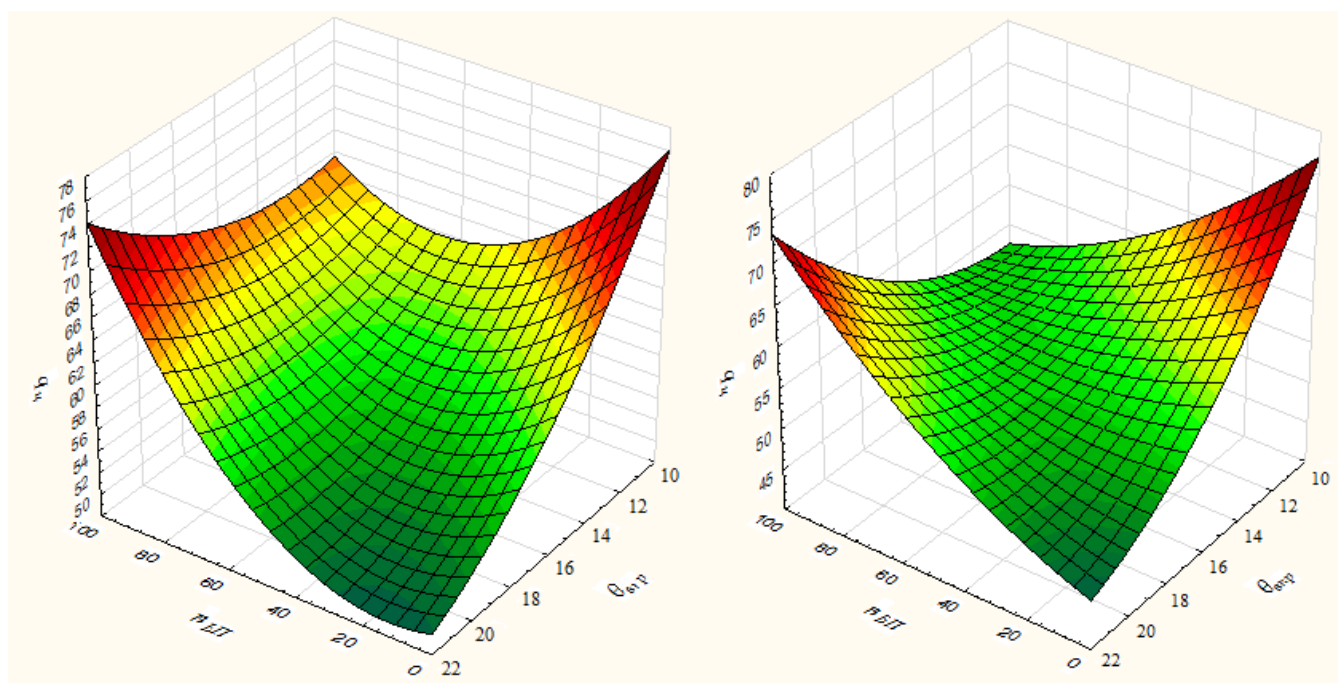
		Частота обертання колінчастого валу, об/хв						
		600	700	900	1100	1300	1500	1560 (max)
		Час, с						
Номер дослідю	1	0	1,05	2,1	2,78	3,35	4	4,3
	2	0	1,05	2,05	2,75	3,25	3,95	4
	3	0	1	2,1	2,7	3,23	3,8	4,2
	4	0	1,05	2,15	2,83	3,35	3,9	4,3
	5	0	1,162	2,32	3,05	3,55	3,9	4,3
	6	0	1,14	1,95	2,65	3,25	3,6	4
	7	0	1,1	2,1	2,85	3,35	3,95	4,3
\bar{x}		0	1,08	2,11	2,80	3,33	3,87	4,2
S_x		–	$\pm 0,053$	$\pm 0,103$	$\pm 0,12$	$\pm 0,101$	$\pm 0,125$	$\pm 0,13$
W_x		–	$\pm 4,9 \%$	$\pm 4,9 \%$	$\pm 4,3 \%$	$\pm 3,1 \%$	$\pm 3,2 \%$	$\pm 3,1 \%$
$S_{\bar{x}}$		–	$\pm 0,049$	$\pm 0,096$	$\pm 0,111$	$\pm 0,094$	$\pm 0,115$	$\pm 0,121$
$W_{\bar{x}}$		–	$\pm 4,6 \%$	$\pm 4,5 \%$	$\pm 4,0 \%$	$\pm 2,8 \%$	$\pm 3,0 \%$	$\pm 2,9 \%$

Таблиця 1.10 – Результати експериментальних досліджень при сповільненні дизеля

		Частота обертання колінчастого валу, об/хв						
		1560(max)	1500	1300	1100	900	700	600
		Час, с						
Номер дослідю	1	0	0,475	1,85	3,3	4,88	6,5	7,8
	2	0	0,45	2,05	3,4	4,88	6,25	7,5
	3	0	0,5	2	3,65	5,4	6,9	8

Продовження табл. 1.10

	4	0	0,4	2,1	3,57	5,33	7	8,76
	5	0	0,4	1,8	3,1	5,2	7	8,35
	6	0	0,46	1,81	3,4	5	6,8	8
	7	0	0,46	1,8	3,4	4,8	6,8	7,7
\bar{x}		0	0,44	1,81	3,3	5,07	7,07	8,2
S_x		–	0,034	0,138	0,165	0,244	0,258	0,392
W_x		–	± 7,7 %	± 7,3 %	± 4,9 %	± 4,8 %	± 3,8 %	± 4,9 %
$S_{\bar{x}}$		–	± 0,032	± 0,128	± 0,153	± 0,226	± 0,238	± 0,363
$W_{\bar{x}}$		–	± 4,9 %	± 4,8 %	± 4,5 %	± 4,5 %	± 3,5 %	± 4,5 %



а)

б)

Рисунок 1.10 – Залежність циклової подачі палива від відсоткового складу суміші палив та кута випередження впорскування

На рис. 1.11 наведені залежності кількості теплоти, що виділяється при згоранні суміші палив в циліндрі двигуна за один цикл, від відсоткового складу суміші палив та кута випередження впорскування при роботі дизеля з частотою

обертання колінчастого валу *a)* – 1200 об/хв, *б)* – 1500 об/хв та з навантаженням на колінчастий вал двигуна – 25 кВт.

З рис. 1.11 видно, що зі зростанням вмісту БП в суміші палив в циліндр дизеля необхідно подати більшу кількість теплоти в циліндр двигуна. Це спричинено різними фізико-хімічними властивостями палив. Більша в'язкість та густина БП зумовлюють збільшення витрати енергії на подачу палива паливним насосом низького тиску через фільтри до ПНВТ та на створення високого тиску при розпилюванні палива. Оскільки температура випаровування та самозаймання БП вища ніж у ДП, то для проходження передполуменевої підготовки суміші палив потрібно затратити більше енергії, проте для БП передполуменева підготовка проходить швидше і горіння починається раніше – тому кількість палива, що згорить до ВМТ, збільшиться. Це призведе до збільшення кількості палива, що згорає і не виконує корисну роботу, створюючи при цьому протидію на поршень. Тому, для визначення оптимального кута випередження впорскування палива було проведено експериментальне дослідження впливу відсоткового складу суміші ДП та БП на зміну кута випередження впорскування та витрату палива. При цьому для двигуна СМД – 15Э базовий кут випередження впорскування палива був рівним 22° до ВМТ при використанні суміші палив всіх відсоткових складів.

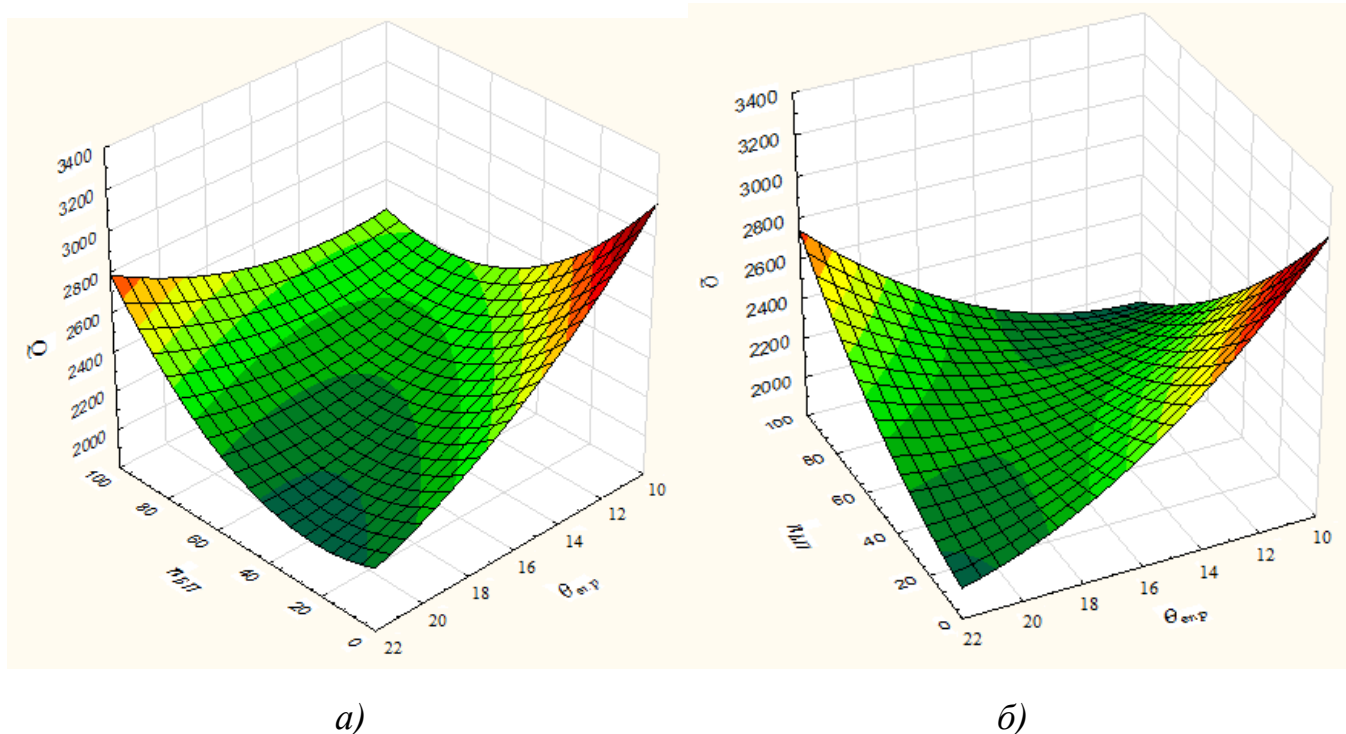


Рисунок 1.11 – Залежність кількості підведеної теплоти в циліндр двигуна від відсоткового складу суміші палив та кута випередження впорскування

Результати експериментальних досліджень впливу зміни кута випередження впорскування на витрату суміші палив наведено в табл. 1.11. Для зручності аналізу результатів дослідження, значення витрати суміші палив були представленні у вигляді циклової подачі суміші палив та кількості теплоти, що виділяється при її згорянні, за якими далі визначався оптимальний кут випередження впорскування.

Таблиця 1.11 – Результати експериментальних досліджень впливу зміни кута випередження впорскування на витрату суміші палив

№	Вміст БП в суміші палив $n_{БП}$, %	Зміна кута випередження впорскування $\Delta\theta_{вп,р}$, ° до ВМТ	Витрата суміші палив G_n , г/30 с	Циклова подача суміші палив q_c , мг/цикл	Кількості теплоти, що виділяється при згоранні циклової подачі суміші палив Q , МДж	Зміна кількості теплоти, ΔQ
Частота обертання колінчастого валу дизеля, $n_d = 1200$ об/хв.						
1	0,00	0,0	60,0	50,00	2125	0 %

Продовження табл. 1.11

2	25,00	0,0	59,0	49,17	2024	- 4,97 %
3	25,00	-3,0	62,0	51,67	2127	+ 0,117 %
4	50,00	0,0	64,0	53,33	2125	+ 0,02 %
5	50,00	-3,0	65,0	54,17	2159	+ 1,55 %
6	50,00	-6,0	67,0	55,83	2225	+ 4,49 %
7	50,00	-9,0	68,0	56,67	2258	+ 5,9 %
8	75,00	0,0	76,0	63,33	2440	+ 12,9 %
9	75,00	-3,0	68,0	56,67	2183	+ 2,66 %
10	75,00	-6,0	70,0	58,33	2247	+ 5,44 %
11	75,00	-9,0	73,0	60,83	2344	+ 9,33 %
12	75,00	-12,0	74,0	61,67	2376	+ 10,55 %
Частота обертання колінчастого валу дизеля, $n_d = 1500$ об/хв.						
1	0,0	0,0	69,0	46,0	1955	0 %
2	25,0	0,0	73,0	48,7	2004	2,44 %
3	25,0	-3,0	78,0	52,0	2141	8,69 %
4	50,0	0,0	84,0	56,0	2232	12,39 %
5	50,0	-3,0	83,0	55,3	2205	11,34 %
6	50,0	-6,0	78,0	52,0	2072	5,66 %
7	50,0	-9,0	83,0	55,3	2205	11,34 %
8	75,0	0,0	97,0	64,7	2491	21,53 %
9	75,0	-3,0	83,0	55,3	2132	8,29 %
10	75,0	-6,0	83,0	55,3	2132	8,29 %
11	75,0	-9,0	82,0	54,7	2106	7,17 %
12	75,0	-12,0	84,0	56,0	2157	9,38 %

Після опрацювання результатів досліджень були визначені необхідні значення зміни кута випередження впорскування залежно від відсоткового складу суміші палив та частоти обертання колінчастого валу дизеля, які виділені в таблиці. Велика різниця в значенні зміни кута випередження впорскування при однакових відсоткових складах суміші ДП та БП в залежності від частоти обертання колінчастого валу пояснюється тим, що дизель СМД – 15Э не обладнаний автоматичною муфтою випередження впорскування палива, тому в базовому

двигуні значення кута випередження впорскування палива однаково на всіх частотах обертання колінчастого валу.

1.4 Визначення коефіцієнтів апроксимації аналітичних залежностей

Отримання аналітичних залежностей, що описують великі масиви даних, відбувається шляхом апроксимації, яка базується на тому, що масив даних замінюється простою залежністю, значення якої не завжди проходить через всі експериментальні точки, але описує тенденції зміни даних та забезпечує мінімум суми квадратів відхилень значень цієї функції від експериментальних даних. Постійні коефіцієнти поліномів визначалися на ЕОМ за допомогою програмного пакету Statistica 10. Пакет має широкі графічні можливості, дозволяє виводити інформацію у вигляді різних типів графіків (включаючи наукові, ділові, тривимірні і двомірні графіки в різних системах координат, спеціалізовані статистичні графіки – гістограми, матричні, категоровані графіки та ін.). Для визначення коефіцієнтів апроксимації у програму вводиться масив даних, які потрібно апроксимувати, після чого обираються змінні та функція для їх опису. Результати виводяться у вигляді аналітичного виразу та графічного зображення.

В анотованому звіті визначення коефіцієнтів апроксимації проводилось для таких залежностей:

- ефективного крутного моменту від відсоткового складу суміші палив, циклової подачі та частоти обертання колінчастого валу дизеля;
- циклової подачі суміші палив від частоти обертання колінчастого валу дизеля та положення важеля подачі палива;
- димності відпрацьованих газів від ефективної потужності дизеля та відсоткового складу суміші палив;
- димності відпрацьованих газів від положення педалі подачі палива, завантаженості автомобіля та відсоткового складу суміші палив (для автомобіля КраЗ-6510 з дизелем ЯМЗ-238).

Вхідні дані для визначення залежності ефективного крутного моменту M_e від частоти обертання колінчастого валу дизеля n_δ , циклової подачі q_u та відсоткового складу суміші палив $n_{БП}$ були отриманні з результатів навантажувальних характеристик дизеля СМД – 15Э. Залежність апроксимована рівнянням 1.9, використовуючи яке, побудовані графіки залежностей ефективного крутного моменту від відсоткового складу та циклової подачі суміші палив при частотах обертання колінчастого валу 600 об/хв, 1200 об/хв, 1500 об/хв, які наведені на рис. 1.12 – 1.14 відповідно.

Ефективний крутний момент визначається за залежністю:

$$\begin{aligned}
 M_e = & (387,2063 - 0,9419 \cdot n_\delta + 4,15 \cdot 10^{-4} \cdot n_\delta^2) + (-292,03 + 0,49 \cdot n_\delta - \\
 & -1,9186 \cdot 10^{-4} \cdot n_\delta^2) \cdot n_{БП} + (-6,9161 + 0,0298 \cdot n_\delta - 1,5744 \cdot 10^{-5} \cdot n_\delta^2) \cdot q_u + \\
 & + (300 - 0,56577 \cdot n_\delta + 2,3794 \cdot 10^{-4} \cdot n_\delta^2) \cdot n_{БП}^2 + (1,24 - 2,3345 \cdot 10^{-3} \cdot n_\delta + \\
 & + 6,5476 \cdot 10^{-7} \cdot n_\delta^2) \cdot n_{БП} \cdot q_u + (-0,0264 - 4,8803 \cdot 10^{-5} \cdot n_\delta + \\
 & + 5,9045 \cdot 10^{-8} \cdot n_\delta^2) \cdot q_u^2.
 \end{aligned} \tag{1.9}$$

Момент механічних втрат дизеля визначається за апроксимованим рівнянням:

$$M_{мех} = 48,238 + 0,969 \cdot n_\delta. \tag{1.10}$$

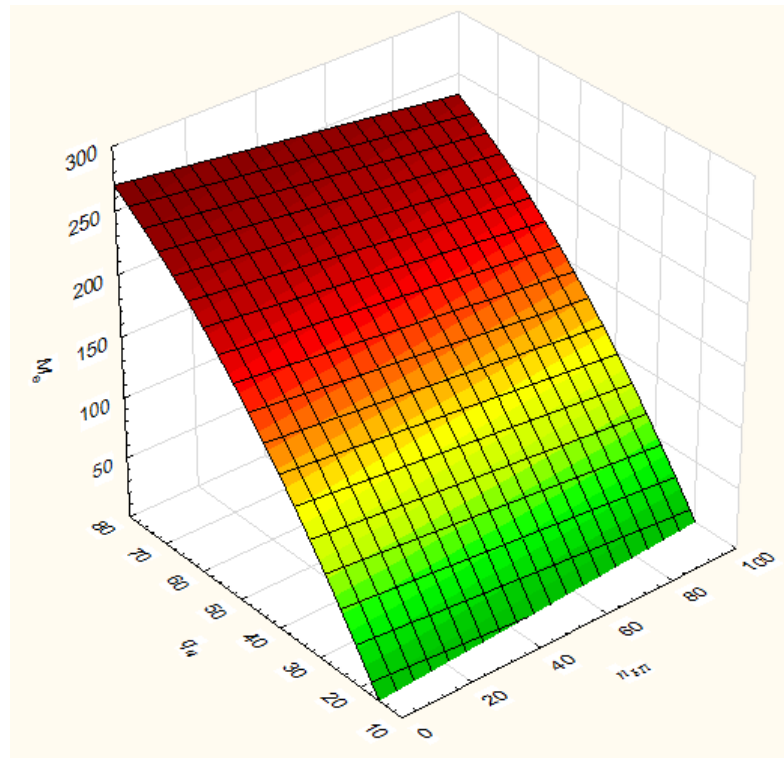


Рисунок 1.12 – Графік залежності ефективного крутного моменту M_e від відсоткового складу n_{BP} та циклової подачі q_u суміші палив при 800 об/хв

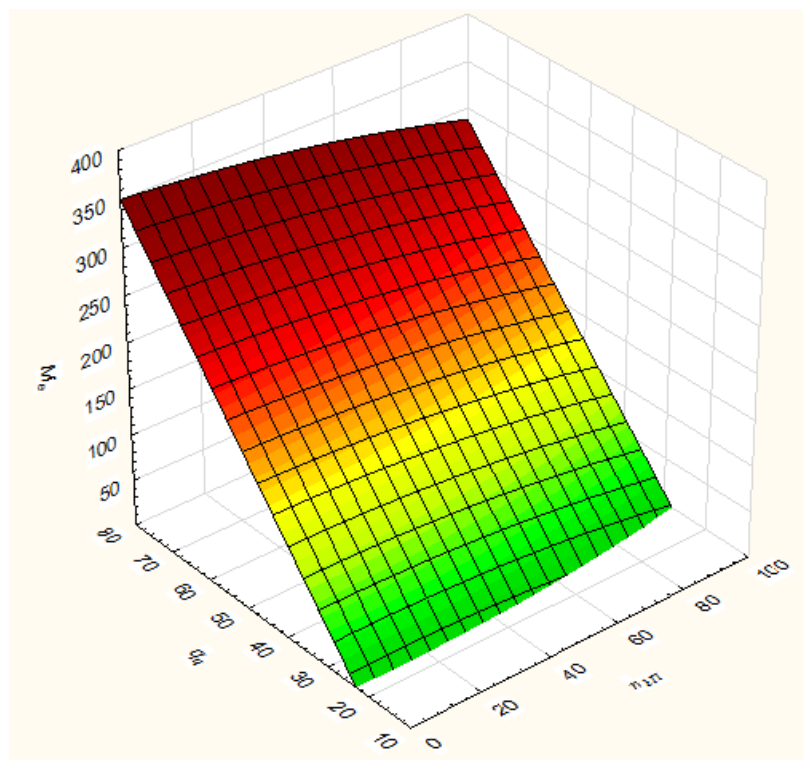


Рисунок 1.13 – Графік залежності ефективного крутного моменту M_e від відсоткового складу n_{BP} та циклової подачі q_u суміші палив при 1200 об/хв

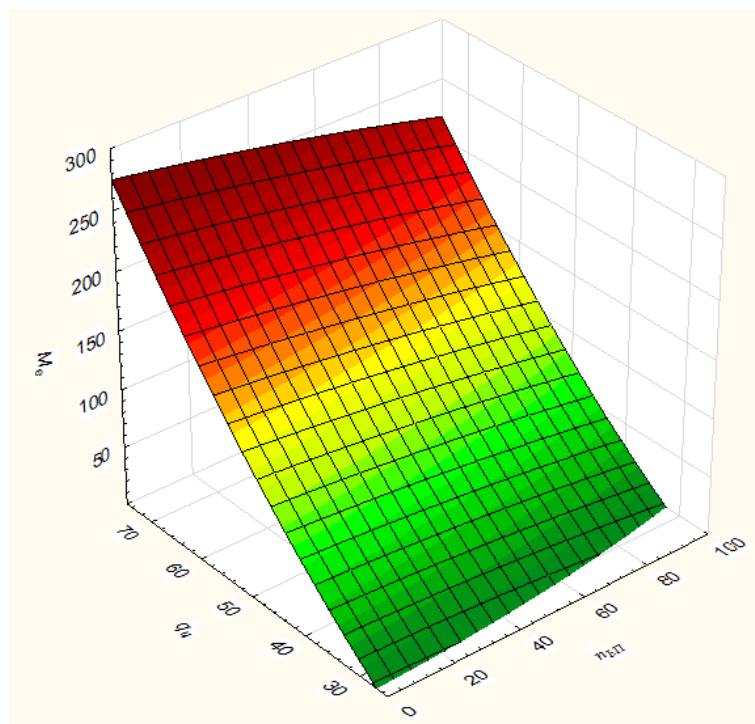


Рисунок 1.14 – Графік залежності ефективного крутного моменту M_e від відсоткового складу n_{BP} та циклової подачі q_u суміші палив при 1500 об/хв

Залежність циклової подачі q_u від частоти обертання колінчастого валу дизеля n_d та положення важеля подачі палива ψ_{mn} апроксимована відповідною залежністю (рис. 1.15):

$$q_u = -16,8907 + 17,3741 \cdot \psi_{mn} + 0,0223 \cdot n_d + 87,1451 \cdot \psi_{mn}^2 - 0,009 \cdot \psi_{mn} \cdot n_d - 2,3816 \cdot 10^{-6} \cdot n_d^2. \quad (1.11)$$

Дослідження впливу відсоткового складу суміші палив на димність відпрацьованих газів дизеля вимірювалася згідно вимог ДСТУ 4276:2004 [4] на режимі вільного прискорення колінчастого валу двигуна та на сталих режимах з різними навантаженнями. Димність відпрацьованих газів дизеля прийнято оцінювати за концентрацію сажі C_c , яка визначається за залежністю 1.10 [5]:

$$C_c = 0,1786 \cdot K. \quad (1.12)$$

Результати експериментальних досліджень впливу відсоткового складу суміші палив на димність відпрацьованих газів при роботі дизеля з різним навантаженням наведені в табл. 1.12.

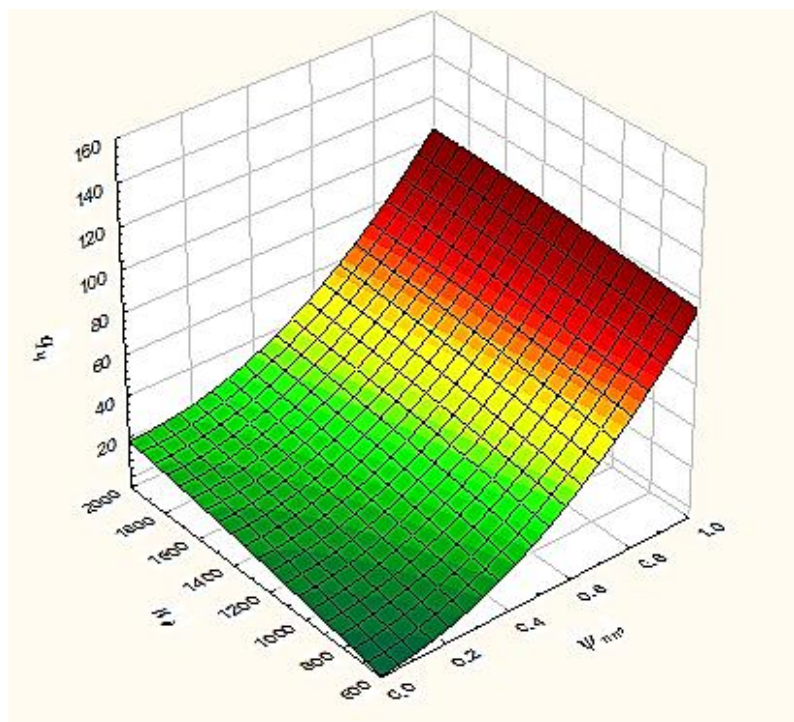


Рисунок 1.15 – Графік залежності циклової подачі палива q_c від частоти обертання колінчастого валу n_d та положення важеля подачі палива ψ_{mn}

З табл. 1.12 видно, що незалежно від навантаження на дизель, мінімальні значення концентрації сажі отримані при вмісті БП в суміші від 50 % до 75 %.

Залежність концентрації сажі C_c від відсоткового складу суміші палив $n_{БП}$ та навантаження на колінчастий вал дизеля $N_{нав}$ була апроксимована відповідною залежністю (рис. 1.16):

$$C_c = 0,0474 - 0,0016 \cdot N_{нав} - 0,0009 \cdot n_{БП} + 0,0003 \cdot N_{нав}^2 - 2,332 \cdot 10^{-6} \cdot N_{нав} \cdot n_{БП} + 7,22 \cdot 10^{-6} \cdot n_{БП}^2. \quad (1.13)$$

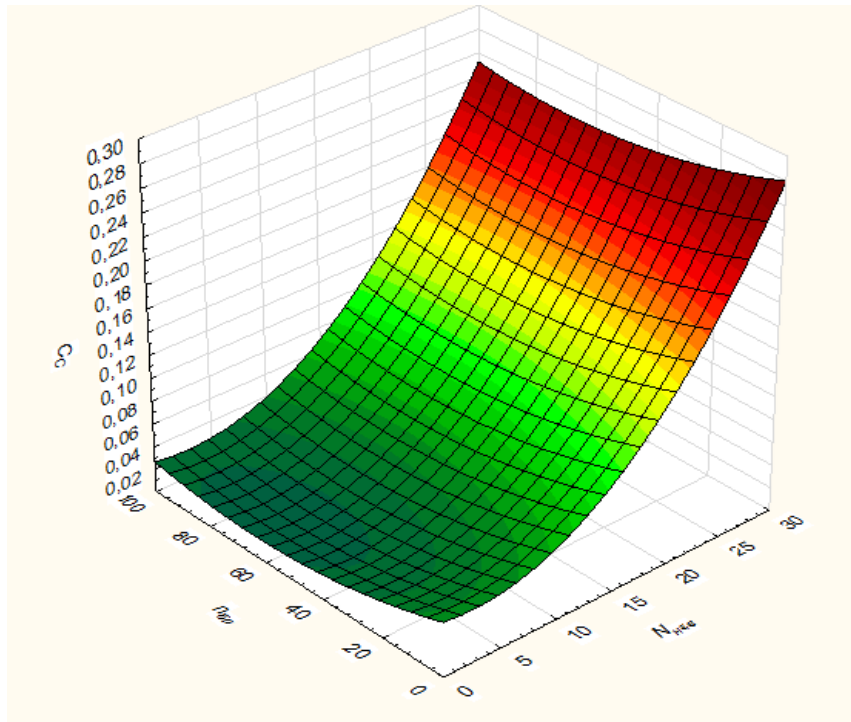


Рисунок 1.16 – Графік залежності концентрації сажі C_c у відпрацьованих газах від відсоткового складу суміші палив $n_{БП}$ та навантаження на колінчастий вал дизеля $N_{нав}$

Залежність концентрації сажі C_c для автомобіля КраЗ-6510 з дизелем ЯМЗ-238 від відсоткового складу суміші палив $n_{БП}$, положення педалі подачі палива ψ_{nn} та ваги вантажу автомобіля $G_в$ була апроксимована відповідним рівнянням:

$$\begin{aligned}
 C_c = & (0,046 + 5,3556 \cdot 10^{-6} \cdot G_в - 1,0206 \cdot 10^{-10} \cdot G_в^2) + \\
 & + (-0,012 + 2,1037 \cdot 10^{-6} \cdot G_в - 9,6571 \cdot 10^{-11} \cdot G_в^2) \cdot n_{БП} + \\
 & + (0,002 + 2,4074 \cdot 10^{-6} \cdot G_в + 8,5267 \cdot 10^{-10} \cdot G_в^2) \cdot \psi_{nn} + \\
 & + (1,1605 \cdot 10^{-5} + 2,1009 \cdot 10^{-9} \cdot G_в - 1,505 \cdot 10^{-13} \cdot G_в^2) \cdot n_{БП}^2 + \\
 & + (4,601 \cdot 10^{-5} - 2,5039 \cdot 10^{-8} \cdot G_в + 4,8945 \cdot 10^{-12} \cdot G_в^2) \cdot n_{БП} \cdot \psi_{nn} + \\
 & + (0,0327 + 2,0296 \cdot 10^{-5} \cdot G_в - 9,1962 \cdot 10^{-10} \cdot G_в^2) \cdot \psi_{nn}^2.
 \end{aligned} \tag{1.14}$$

Таблиця 1.12 – Результати експериментальних досліджень впливу відсоткового складу суміші палив на димність відпрацьованих газів при роботі дизеля на сталих режимах з різними навантаженнями

Навантаження на дизель $N_{\text{нав}}$, кВт	Вміст БП в суміші палив $n_{\text{БД}}$, %	Коефіцієнт ослаблення світлового потоків N , %	Натуральний показник ослаблення світлового потоку K , m^{-1}	Концентрація сажі C_c , $г/м^3$
0	0	9,9	0,24	0,0433
10	0	14,5	0,36	0,0652
20	0	30,2	0,84	0,1493
30	0	48,6	1,55	0,2764
0	25	6,5	0,16	0,0278
10	25	9,1	0,22	0,0397
20	25	24,4	0,65	0,1162
30	25	46,5	1,45	0,2598
0	50	4,8	0,11	0,0204
10	50	8,6	0,21	0,0373
20	50	21,6	0,57	0,1011
30	50	45	1,39	0,2483
0	75	5,1	0,12	0,022
10	75	9	0,22	0,0391
20	75	21,8	0,57	0,1021
30	75	45,3	1,4	0,2506
0	100	5,3	0,13	0,0225
10	100	9,2	0,23	0,0403
20	100	23,4	0,62	0,1107
30	100	45,8	1,42	0,2544

Перевірка адекватності аналітичних залежностей, за якими визначаються ефективний крутний момент, циклова подача палива та димність відпрацьованих газів дизеля при його роботі на ДП, БП та їх сумішах проводиться з використанням критерія Фішера (F) [6]:

$$F_{роз} < F_{таб}, \quad (1.15)$$

де $F_{таб}$ – табличне значення критерію Фішера [71];

$F_{роз}$ – розрахункове значення критерія Фішера.

Критерій Фішера розраховується за формулою:

$$F_{роз} = \frac{S_{ад}^2}{S_o^2}, \quad (1.16)$$

де $S_{ад}$ – дисперсія адекватності;

S_o – дисперсія відтворюваності.

Дисперсія адекватності являє собою відношення суми квадратів різниць між розрахованими за аналітичними залежностями і експериментально отриманими значеннями та числа ступенів вільності:

$$S_{ад}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (Y_{i\ роз} - Y_{i\ експ})^2}{f_{ад}}, \quad (1.17)$$

де $Y_{i\ роз}$ – значення, що розраховані за аналітичними залежностями в i -му досліді;

$Y_{i\ експ}$ – значення, отримані з експериментального дослідження в i -му досліді;

$f_{ад}$ – число ступенів вільності.

Для визначення числа ступенів вільності використовується формула:

$$f_{ад} = N - k, \quad (1.18)$$

де N – число дослідів;

k – число коефіцієнтів апроксимації.

Дисперсія відтворюваності:

$$S_o^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (\bar{Y} - Y_i)^2}{n-1}, \quad (1.19)$$

де \bar{Y} – середнє значення параметрів, отриманих з експериментального дослідження в одній з точок залежності;

Y_i – значення параметрів, отриманих з експериментального дослідження в одній з точок залежності;

n – число дослідів в одній з точок залежності.

В табл. 1.13 наведені результати перевірки адекватності аналітичних залежностей, за якими визначаються ефективний крутний момент, циклова подача та димність відпрацьованих газів дизеля при його роботі на ДП, БП та їх сумішах.

Таблиця 1.13 – Результати перевірки адекватності аналітичних залежностей за критерієм Фішера

Параметр	$S_{ад}^2$	S_o^2	$F_{роз}$	$F_{таб}$
M_e	24,3	12,7	1,9	2,2
$q_{ц}$	18,4	17,5	1,05	2,31
C_c	$5,9 \cdot 10^{-5}$	$6,3 \cdot 10^{-5}$	0,95	2,79

В результаті проведення розрахунків отримані значення F -критерію, які знаходяться в допустимих межах, що підтверджує адекватність аналітичних залежностей.

1.5 Перевірка адекватності удосконаленої математичної моделі системи «Машинний агрегат – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив»

Перевірка адекватності удосконаленої математичної моделі АДРС, проводиться шляхом порівняння розрахованих та експериментальних даних. За допомогою удосконаленої математичної моделі системи АДРС було розраховано час розгону колінчастого валу дизеля з частоти обертання, яка відповідає холостому ходу, до частоти, яку обмежує регулятор. В удосконаленій математичній моделі використовувалися наведені вище апроксимуючі рівняння. Результати розрахункового дослідження часу розгону та сповільнення колінчастого валу дизеля СМД – 15Э, що працює на ДП та БП, наведено в табл. 1.14 – 1.16. На рис. 1.17 та 1.18 наведені графіки розгону колінчастого валу дизеля при роботі на ДП та БП, на рис. 1.19 – графік сповільнення колінчастого валу дизеля. Відхилення між розрахунковими та експериментальними результатами наведені в табл. 1.14 – 1.16 та визначаються за формулами:

$$\varepsilon_{\text{розДП}} = \frac{t_{\text{розДП}_m} - t_{\text{розДП}_e}}{t_{\text{розДП}_m}} \cdot 100\%, \quad (1.20)$$

$$\varepsilon_{\text{розБП}} = \frac{t_{\text{розБП}_m} - t_{\text{розБП}_e}}{t_{\text{розБП}_m}} \cdot 100\%, \quad (1.21)$$

$$\varepsilon_{\text{сн}} = \frac{t_{\text{сн}_m} - t_{\text{сн}_e}}{t_{\text{сн}_m}} \cdot 100\%, \quad (1.22)$$

де $t_{\text{розДП}_m}$ і $t_{\text{розДП}_e}$ – час розгону дизеля на ДП теоретично розрахований та отриманий експериментальним шляхом, відповідно;

$t_{\text{розБП}_m}$ і $t_{\text{розБП}_e}$ – час розгону дизеля на БП теоретично розрахований та отриманий експериментальним шляхом, відповідно;

t_{cn_m} і t_{cn_e} – час сповільнення дизеля теоретично розрахований та отриманий експериментальним шляхом, відповідно.

Середнє арифметичне значення відхилень між розрахунковими та експериментальними результатами:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \dots + \varepsilon_n}{n} = \frac{\sum_{i=1}^n \varepsilon_i}{n}, \quad (1.23)$$

де $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_n$ – відхилення між значеннями отриманими розрахунковим та експериментальним шляхами на різних частотах обертання колінчастого валу дизеля.

Середньоквадратичне відхиленням між розрахунковими та експериментальними результатами S_ε :

$$S_\varepsilon = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}}. \quad (1.24)$$

Таблиця 1.14 – Результати розрахунку часу розгону дизеля СМД – 15Э при роботі на дизельному паливі

	Частота обертання колінчастого валу, об/хв					
	700	900	1100	1300	1500	max
Час отриманий експериментальним шляхом $t_{розДП_e}, c$	1,14	1,97	2,54	3,11	3,65	3,8
Час отриманий розрахунковим шляхом $t_{розДП_m}, c$	1,18	2,03	2,64	3,16	3,65	3,7
Відхилення $\varepsilon, \%$	1,15	1,54	2,83	1,19	0,00	2,48
Середньоквадратичне відхиленням $S_\varepsilon, \%$	0,93					

Таблиця 1.15 – Результати розрахунку часу розгону дизеля СМД – 15Э при роботі на біодизельному паливі

	Частота обертання колінчастого валу, об/хв					
	700	900	1100	1300	1500	max
Час отриманий експериментальним шляхом $t_{розБП_e}, c$	1,08	2,11	2,80	3,34	3,87	4,2
Час отриманий розрахунковим шляхом $t_{розБП_m}, c$	1,12	2,2	2,83	3,5	4,02	4,3
Відхилення $\varepsilon, \%$	3,81	4,27	1,02	5,00	3,84	2,38
Середньоквадратичне відхиленням $S_\varepsilon, \%$	1,31					

Таблиця 1.16 – Результати розрахунку часу сповільнення дизеля СМД – 15Э

	Частота обертання колінчастого валу, об/хв					
	1500	1300	1100	900	700	600
Час отриманий експериментальним шляхом t_{cn_e}, c	0,45	1,90	3,40	5,03	6,75	8,02
Час отриманий розрахунковим шляхом t_{cn_m}, c	0,44	1,81	3,3	5,07	7,07	8,2
Відхилення $\varepsilon, \%$	2,07	4,81	3,02	0,74	4,74	2,30
Середньоквадратичне відхиленням $S_\varepsilon, \%$	1,46					

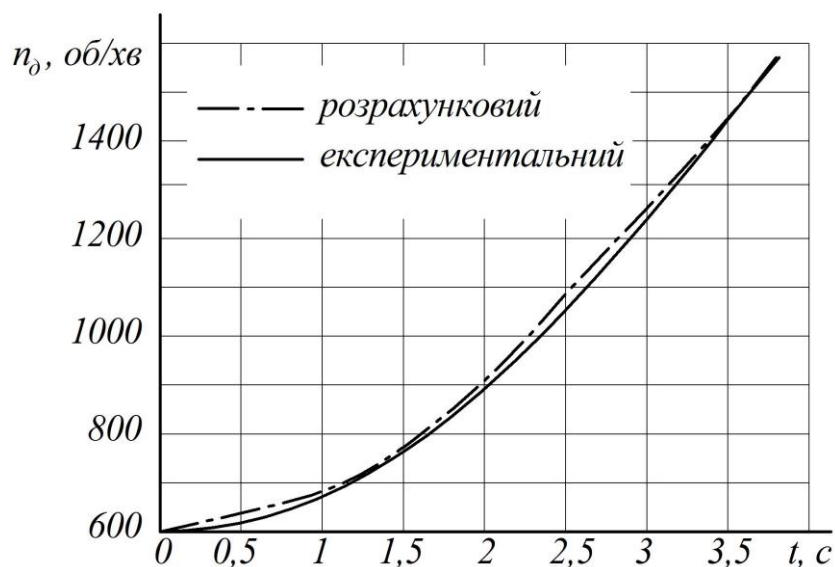


Рисунок 1.17 – Графік розгону колінчастого валу дизеля при роботі на ДП

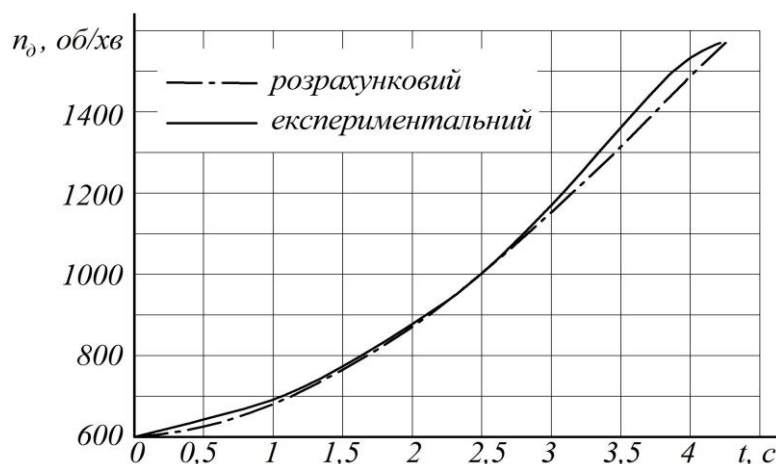


Рисунок 1.18 – Графік розгону колінчастого валу дизеля при роботі на БП

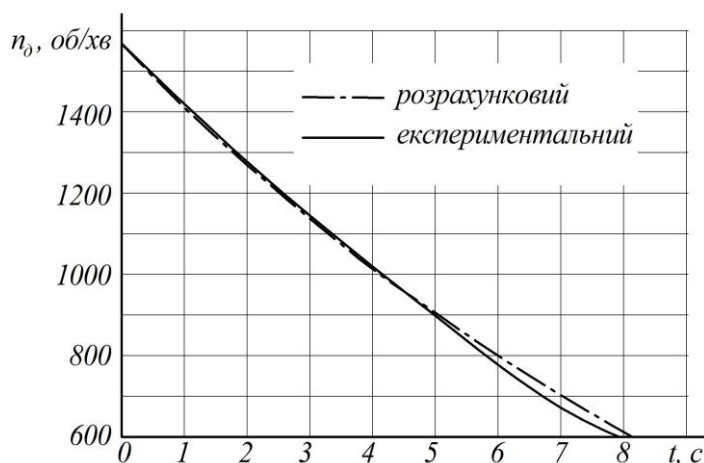


Рисунок 1.19 – Графік сповільнення колінчастого валу дизеля

Отже, відхилення між розрахунковими та отриманими експериментальним шляхом значеннями часу розгону колінчастого валу дизеля при роботі на ДП складає до 2,8 %, на БП до 5 %; відхилення часу сповільнення складає до 4,8 %. Середньоквадратичні відхилення: 0,93 %, 1,31 % та 1,46 % відповідно. Це підтверджує адекватність удосконаленої математичної моделі системи «Двигун – система живлення сумішшю дизельного та біодизельного палив».

1.6 Висновки з розділу 1

1. Отримано експериментальні навантажувальні характеристики дизеля СМД–15Э і ЯМЗ-238 та значення концентрації сажі при роботі на ДП, БП та їх

сумішах. Мінімальні значення концентрації сажі, незалежно від навантаження на дизель, отримані при вмісті БП в суміші від 50 % до 75 %. В результаті експериментальних досліджень впливу зміни кута випередження впорскування на витрату суміші палив були визначені необхідні значення зміни кута випередження впорскування залежно від відсоткового складу суміші палив та частоти обертання колінчастого валу дизеля. Для перевірки адекватності удосконаленої математичної моделі було проведено експериментальне дослідження сповільнення та розгону колінчастого валу дизеля без навантаження на ДТ та БП.

3. Визначено коефіцієнти апроксимації залежностей ефективного крутного моменту від частоти обертання колінчастого валу, циклової подачі і відсоткового складу суміші палив; циклової подачі від частоти обертання колінчастого валу дизеля та положення важеля подачі палива; димності від ефективної потужності і відсоткового складу суміші палив для дизелів СМД-15Э та ЯМЗ-238.

4. Експериментальні дослідження на автомобілі КрАЗ-6510 проводились з використанням сумішей палив попередньо змішаних з необхідним відсотковим вмістом біодизельного палива, в результаті яких отримана залежність концентрації сажі від відсоткового складу суміші палив, положення педалі подачі палива та завантаженості автомобіля. Динамічне регулювання відсоткового складу суміші палив використовувалось при проведенні розрахункових досліджень.

5. Підтверджено адекватність удосконаленої математичної моделі системи «Машинний агрегат – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив» шляхом порівняння даних сповільнення та розгону колінчастого валу дизеля, отриманих експериментальним та розрахунковим шляхами. Також використовуючи *F*-критерій Фішера підтверджено адекватність аналітичних залежностей, які використовуються в удосконаленій математичній моделі.

РОЗДІЛ 2

РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВИКОРИСТАННЯ ДИНАМІЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ВІДСОТКОВОГО СКЛАДУ СУМІШІ ДИЗЕЛЬНОГО ТА БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВ ДЛЯ ДИЗЕЛІВ

2.1 Рекомендації щодо використання суміші дизельного та біодизельного палив на ДВЗ

Масове використання автомобілів з двигунами внутрішнього згорання за останнє століття призвело до збільшення залежності від нафтових палив і стало однією з причин значного погіршення екологічного стану навколишнього середовища. Викиди шкідливих речовин у відпрацьованих газах двигунів приблизно становлять 39% від усього обсягу шкідливих викидів, а у містах сягають 70 – 90%.

Використання біодизельного палива дозволяє зменшити витрати на паливо та залежність від традиційних нафтових палив, покращити екологічні показники двигуна. Для досягнення максимального ефекту від застосування БП доцільно використовувати систему живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив в залежності від його режиму роботи, що вимагає встановлення додаткового обладнання, яке збільшує вартість двигуна.

Вартість додаткового обладнання для автомобілів з мало і великолітражними дизелями близькі за значенням, але удосконалену систему живлення доцільніше використовувати на великолітражних двигунах, оскільки в них витрата палива більша, відповідно термін окупності їх переобладнання буде мінімальним. Це можуть бути великолітражних дизелі та дизелі, які інтенсивно експлуатуються. На малолітражних дизелях також можливо використовувати систему живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП, проте економічний ефект від цього буде незначним, а термін окупності значно зросте. Тому на малолітражних двигунах удосконалену систему доцільно використовувати тільки з метою зменшення шкідливих викидів відпрацьованих газів дизеля.

БП відноситься до екологічних видів палива, при використанні якого значно зменшується кількість шкідливих викидів відпрацьованих газів: CO – на 12 %, C_nH_m – на 35 %, PM – на 36 %, сажа – на 50 % [39]. Тому з екологічної точки зору, доцільно використовувати удосконалену систему живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП в місцях з великою густотою населення (міста) та в рекреаційних зонах. Ефективним є використання удосконаленої системи на великих транспортних засобах, які експлуатуються в межах міста. Це можуть бути міські автобуси, транспортні засоби комунальних служб.

У агропромисловому комплексі більшість техніки обладнано дизелями великого об'єму, що має великий потенціал у використанні БП. У агропромисловому комплексі більшість техніки обладнано великолітражними дизелями, що має великий потенціал у використанні БП. Сільськогосподарська техніка обладнана дизелями, які працюють на сталому режимі, відсутні різкі прискорення та сповільнення, відповідно зміна відсоткового складу суміші палив буде відбуватись без різких коливань, що мінімізує вплив інертності зміни відсоткового складу суміші палив на роботу дизеля. Тому на таких двигунах доцільно використовувати удосконалену систему живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП. Перевагою сільськогосподарських підприємств є можливість організації виробництва БП безпосередню на підприємстві. Установки для виробництва БП конструктивно прості і можуть бути різної продуктивності, що дає можливість виробляти БП в об'ємах, необхідних для потреби підприємства. При цьому вартість палива стає рівною її собівартості, – відпадає необхідність його доставки та відсутня залежність від коливання цін на ринку палив. Підприємство отримує автономність в паливних питаннях.

Удосконалену систему живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП доцільно використовувати на дизелях, якими обладнані, мобільні електростанції. В дизельних генераторах, як правило, відсутні

різкі перепади навантаження, що нівелює інертність динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив. Мобільні електростанції обладнуються дизелями переважно більшої потужності ніж самі генератори і це призводить до того, що при роботі дизельного генератора на режимі максимального навантаження двигун працює на режимі часткового навантаження при частоті обертання колінчастого валу, близькій до номінальної. Відповідно, дизель буде завжди працювати на режимах за яких доцільно використовувати суміші палив з великим вмістом БП, а система живлення дизеля з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив забезпечить легкий запуск двигуна на ДП навіть за низьких температур та усуне негативні впливи від використання БП при непрогрітому двигуні.

Для підвищення ефективності використання БП доцільно створювати на базі великих споживачів палива власні виробництва, що надасть можливість створення нових робочих місць (соціальний ефект) та зменшить залежність від імпортованих енергоносіїв. В Україні є можливість розосередити виробництво БП по всі території країни (майже скрізь є сировина для його виробництва), що призведе до зменшення витрати на транспортування БП та кількості посередників між виробником та споживачем продукції, – відповідає потреба в розгалуженій системи логістичних центрів.

При використанні БП також потрібно врахувати, що воно є хімічно та корозійно активним. Так, при контактуванні з ним можливе розм'якшування і розкладання натуральної гуми, синтетичного каучуку, окремих клеїв та пластику, що може привести до просочування палива. При тривалому контакті з БП можуть розчинятись окремі типи фарб і покриттів. Деталі, які містять сполуки поліпропілену, полівінілу, поліетилену та сполуки свинцю, міді, латуні, бронзи, цинку слід захищати від контакту з БП. Тому при переведенні дизеля автомобіля на роботу на суміші ДП та БП необхідно замінити деталі, що контактують з сумішшю на стійкі до дії БП. Слід відмітити, що в більшості сучасних автомобілів використовуються стійкі до БП матеріали.

Також при експлуатації автомобілів на суміші ДП та БП необхідно звернути

увагу на те, що БП є агресивнішим паливом ніж ДП, тому всі відкладення в паливній системі, що залишились після використання ДП, будуть руйнуватись та збільшувати інтенсивність забруднення паливних фільтрів. Це зумовлює більш раннє технічне обслуговування двигуна після його переобладнання із заміною паливних фільтрів.

Переведення дизеля автомобіля на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу потребує дообладнання базової системи живлення додатковими елементами. Більшість з них – це стандартні комплектуючі для базового дизеля (паливний бак для БП, насос низького тиску для БП, фільтри тонкої та грубої очистки, насос низького тиску з додаткового баку). Модернізація автомобілів для переведення їх на роботу на суміші ДП та БП з динамічним регулюванням її відсоткового складу можлива на станціях технічного обслуговування. Для цього необхідно провести навчання та інструктаж технічного персоналу, забезпечити станцію комплектуючими та спеціальним інструментом (при необхідності). Після модернізації системи живлення дизеля її ремонт та обслуговування можна проводити на цих же станціях.

1.2 Висновки з розділу 2

1. Для удосконалення системи живлення дизеля необхідно встановити додаткові елементи, більшість з яких є стандартними комплектуючими для базового дизеля; потрібно замінити частину деталей системи живлення дизеля на деталі стійкі до впливу БП.

2. Обладнання автомобілів системою динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив та її обслуговування можливе на станціях технічного обслуговування після навчання та інструктажу персоналу і забезпечення її комплектуючими.

ВИСНОВКИ

1. З метою зниження залежності від нафтових палив перспективним є використання біодизельного палива на вже раніше розроблених зразках автомобільних двигунів з внесенням незначних змін у систему живлення. Використання біодизельного палива дозволяє зменшити витрати на паливо та покращити екологічні показники автомобіля.

2. В результаті стендових експериментальних досліджень отримані значення показників димності відпрацьованих газів відповідно до ДСТУ 4276:2004 також характеристики розгону та сповільнення колінчастого валу дизеля СМД 15Э при роботі на ДП та БП.

3. Підтверджено адекватність аналітичних залежностей, які використовуються в удосконаленій математичній моделі та проведено перевірку адекватності удосконаленої математичної моделі системи «Машинний агрегат – двигун з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив», середньоквадратичне відхилення не перевищує 1,5 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Поляков, А.П. Використання динамічного регулювання відсоткового складу суміші палив на дизелях транспортних засобів : Монографія / А. П. Поляков, О. О. Галушак, Д. О. Галушак – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 92 с.

2. Андриевская Л. Д. Дизель СМД-18Н и его модификации / Л. Д. Андриевская, В. А. Бугара, Ю. М. Димент // производственное объединение харьковский моторостроительный завод „СЕРП И МОЛОТ" Издание третье под редакцией генерального конструктора по двигателям средней мощности А. М. Диденко – Х: ПРАПОР", 1989. – 151 с.

3. Коваль И.А. Дизель СМД-14Н и его модификации. Техническое описание и инструкция по эксплуатации / Под редакцией генерального конструктора по двигателям средней мощности И.А. Ковалья // – Х: Издательство «Прапор», 1981. – 145 с.

4. ДСТУ 4276:2004 Норми і методи вимірювання димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями. [Чинний з 2004-01-04] . – К.: Державний комітет України з питань технічного регулювання та споживчої політики, 2004. – 13 с.

5. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский // – М.: Наука, 1976.– 279 с.

6. Володарский Е. Т. Планирование и организация измерительного эксперимента / Е. Т. Володарский, Б. Н. Малиновский, Ю. М. Туз. // К.: Вища школа, 1987. – 280 с.

7. Галушак О.О. Рекомендації щодо використання регулювання відсоткового складу суміші палив для дизеля / О.О. Галушак, В.Б. Рябошапка В.П Комаха //Всеукраїнський науково-виробничий журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК», ВНАУ. 2018 - №2 – С.67-72

8. Гунько І.В., Бурлака С.А. Система паливоподачі дизельного двигуна з електронним регулюванням складу дозованої паливної суміші. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. №2 (97). С. 47–51.

9. Гунько І.В., Бурлака С.А., Ярощук Р.О. Вибір оптимальної методики покращення складу сумішевого біопалива з рослинних олій. Вісник Хмельницького національного університету. 2018. №4.

10. Випробування автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згорання / Анісімов В. Ф., Гунько І. В., Гуцаленко О. В., Музичук В. І., Комаха В. П., П'ясецький А. А., Рябошапка В. В., Кравець С. М.; за ред. В. В. Біліченка, В. М. Пришляка.- Вінниця, РВВ ВНАУ, 2015.-41

11. Анисимов В.Ф., Серета Л.П., Рябошапка В.Б. Исследование возможности использования биотоплива в автотракторных дизелях // Вібрації в техніці та технологіях. - 2006. - №3(45). - С. 20 - 25.

12. Анисимов В.Ф., Серета Л.П., Рябошапка В.Б., П'ясецький А.А. Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо // Промислова гідравліка і пневматика. - 2008. - №2(20). - С. 100 - 106. с.

13. Поляков А.П. Дослідження впливу підігріву палива на його характеристики в'язкості і густини / А. П. Поляков, О. О. Галушчак, С. О. Квасневський // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 142/2013. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. — Севастополь, 2013. — С 116 – 119.

14. Poliakov A.P. Provision of required viscosity index for bipropellant fuel / A.P. Poliakov, O.O. Galushchak, D.O. Galushchak // New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies, Tehnomus. Suceava, Romania, 2013. – №20. –P. 254-257

15. Галушчак Д.О. Вплив сумішевого складу палива на екологічні показники дизельного двигуна / Д.О. Галушчак // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції «Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів»: 8-11 вересня 2015р. – Одеса: Військова академія, 2015. – С. 46-49.

16. Патент на корисну модель №125234 Україна, МПК(2018.01) F 02 М 37/00 (2018.01) Система живлення дизельного двигуна з електронним регулюванням складу суміші / І. В.Гунько, В.М. Пришляк, А.А. П'ясецький, С.А. Бурлака (Україна). – №125234; заявл. 12.06.2017; опубл. 10.05.2018. – Бюл. № 9. – 4с.

17. Грицун А.В. Відходи птахівництва – джерело невикористаної енергії / А.В. Грицун, В.М. Яропуд, І.А. Бабин // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки / Редколегія: Калетнік Г. М. (головний редактор) та інші. – Вінниця, 2012. – Випуск 10 т. 1 (58). – С. 27-32.

18. Журенко Ю.І. Біодизель – альтернативна заміна дизельного палива / Ю.І. Журенко, В.М. Яропуд, І.А. Бабин // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки / Редколегія: Калетнік Г. М. (головний редактор) та інші. – Вінниця, 2012. – Випуск 10 т. 1 (58). – С. 44-51.

ДОДАТОК А

Планування експериментів для визначення навантажувальних часткових характеристик при роботі на різних типах палива

№ експерименту	Тип палива	Частота	Навантаження	Результати, G_n	Положення важеля подачі палива, ψ_{nn}
1	+2	+1	+3	1	1
2	+2	+1	+2	2	2
3	+2	+1	+1	3	3
4	+2	+1	0	4	4
5	+2	+1	-1	5	5
6	+2	+1	-2	6	6
7	+2	+1	-3	7	7
8	+2	0	+3	8	8
9	+2	0	+2	9	9
10	+2	0	+1	10	10
11	+2	0	0	11	11
12	+2	0	-1	12	12
13	+2	0	-2	13	13
14	+2	0	-3	14	14
15	+2	-1	+3	15	15
16	+2	-1	+2	16	16
17	+2	-1	+1	17	17
18	+2	-1	0	18	18
19	+2	-1	-1	19	19
20	+2	-1	-2	20	20
21	+2	-1	-3	21	21
22	+1	+1	+3	22	22
23	+1	+1	+2	23	23
24	+1	+1	+1	24	24
25	+1	+1	0	25	25
26	+1	+1	-1	26	26
27	+1	+1	-2	27	27
28	+1	+1	-3	28	28
29	+1	0	+3	29	29

30	+1	0	+2	30	30
31	+1	0	+1	31	31
32	+1	0	0	32	32
33	+1	0	-1	33	33
34	+1	0	-2	34	34
35	+1	0	-3	35	35
36	+1	-1	+3	36	36
37	+1	-1	+2	37	37
38	+1	-1	+1	38	38
39	+1	-1	0	39	39
40	+1	-1	-1	40	40
41	+1	-1	-2	41	41
42	+1	-1	-3	42	42
43	0	+1	+3	43	43
44	0	+1	+2	44	44
45	0	+1	+1	45	45
46	0	+1	0	46	46
47	0	+1	-1	47	47
48	0	+1	-2	48	48
49	0	+1	-3	49	49
50	0	0	+3	50	50
51	0	0	+2	51	51
52	0	0	+1	52	52
53	0	0	0	53	53
54	0	0	-1	54	54
55	0	0	-2	55	55
56	0	0	-3	56	56
57	0	-1	+3	57	57
58	0	-1	+2	58	58
59	0	-1	+1	59	59
60	0	-1	0	60	60
61	0	-1	-1	61	61
62	0	-1	-2	62	62
63	0	-1	-3	63	63
64	-1	+1	+3	64	64
65	-1	+1	+2	65	65
66	-1	+1	+1	66	66
67	-1	+1	0	67	67
68	-1	+1	-1	68	68

69	-1	+1	-2	69	69
70	-1	+1	-3	70	70
71	-1	0	+3	71	71
72	-1	0	+2	72	72
73	-1	0	+1	73	73
74	-1	0	0	74	74
75	-1	0	-1	75	75
76	-1	0	-2	76	76
77	-1	0	-3	77	77
78	-1	-1	+3	78	78
79	-1	-1	+2	79	79
80	-1	-1	+1	80	80
81	-1	-1	0	81	81
82	-1	-1	-1	82	82
83	-1	-1	-2	83	83
84	-1	-1	-3	84	84
85	-2	+1	+3	85	85
86	-2	+1	+2	86	86
87	-2	+1	+1	87	87
88	-2	+1	0	88	88
89	-2	+1	-1	89	89
90	-2	+1	-2	90	90
91	-2	+1	-3	91	91
92	-2	0	+3	92	92
93	-2	0	+2	93	93
94	-2	0	+1	94	94
95	-2	0	0	95	95
96	-2	0	-1	96	96
97	-2	0	-2	97	97
98	-2	0	-3	98	98
99	-2	-1	+3	99	99
100	-2	-1	+2	100	100
101	-2	-1	+1	101	101
102	-2	-1	0	102	102
103	-2	-1	-1	103	103
104	-2	-1	-2	104	104
105	-2	-1	-3	105	105

ДОДАТОК Б

Планування дорожніх випробувань машинного агрегату з двигуном ЯМЗ-258 при роботі на різних типах палива

№ експерименту	Тип палива, $n_{БП}$	Завантаженість автомобіля, G_a	Швидкість руху, V_a	Концентрацію сажі, C_c	Положення важеля подачі палива, ψ_{mn}
1	+2	+1	+2	1	1
2	+2	+1	+1	2	2
3	+2	+1	-1	3	3
4	+2	+1	-2	4	4
5	+2	0	+2	5	5
6	+2	0	+1	6	6
7	+2	0	-1	7	7
8	+2	0	-2	8	8
9	+2	-1	+2	9	9
10	+2	-1	+1	10	10
11	+2	-1	-1	11	11
12	+2	-1	-2	12	12
13	+1	+1	+2	13	13
14	+1	+1	+1	14	14
15	+1	+1	-1	15	15
16	+1	+1	-2	16	16
17	+1	0	+2	17	17
18	+1	0	+1	18	18
19	+1	0	-1	19	19
20	+1	0	-2	20	20
21	+1	-1	+2	21	21
22	+1	-1	+1	22	22
23	+1	-1	-1	23	23
24	+1	-1	-2	24	24
25	0	+1	+2	25	25
26	0	+1	+1	26	26
27	0	+1	-1	27	27
28	0	+1	-2	28	28
29	0	0	+2	29	29

30	0	0	+1	30	30
31	0	0	-1	31	31
32	0	0	-2	32	32
33	0	-1	+2	33	33
34	0	-1	+1	34	34
35	0	-1	-1	35	35
36	0	-1	-2	36	36
37	-1	+1	+2	37	37
38	-1	+1	+1	38	38
39	-1	+1	-1	39	39
40	-1	+1	-2	40	40
41	-1	0	+2	41	41
42	-1	0	+1	42	42
43	-1	0	-1	43	43
44	-1	0	-2	44	44
45	-1	-1	+2	45	45
46	-1	-1	+1	46	46
47	-1	-1	-1	47	47
48	-1	-1	-2	48	48
49	-2	+1	+2	49	49
50	-2	+1	+1	50	50
51	-2	+1	-1	51	51
52	-2	+1	-2	52	52
53	-2	0	+2	53	53
54	-2	0	+1	54	54
55	-2	0	-1	55	55
56	-2	0	-2	56	56
57	-2	-1	+2	57	57
58	-2	-1	+1	58	58
59	-2	-1	-1	59	59
60	-2	-1	-2	60	60

ДОДАТОК Б

Публікації виконані в рамках виконання науково-дослідної роботи

1. Гунько І.В., Бурлака С.А., Єленич А.П. Оцінка екологічності нафтового палива та біопалива з використанням методології повного життєвого циклу. Вісник хмельницького національного університету. 2018. №267. С. 246–249.
2. Бурлака С.,А. Єленич А.П., Явдик В.В. Методи досліджень та способи оцінки впливу палив з відновлюваних ресурсів на роботу дизельного двигуна. Вісник хмельницького національного університету. 2019. №271. С. 212–221.
3. Галушак О.О. Рекомендації щодо використання регулювання відсоткового складу суміші палив для дизеля / О.О. Галушак, В.Б. Рябошапка, В.П Комаха //Всеукраїнський науково-виробничий журнал «техніка, енергетика, транспорт АПК», ВНАУ. 2018 - №2 – с.67-72