

VI. ТРАНСПОРТНІ ТА ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ

УДК 631.372

ФОРСУВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ ТУРБОНАДДУВАННЯ

Рябошапка Вадим Борисович, к.т.н., старший викладач,
П'ясецький Анатолій Андрійович, старший викладач,
Єленич Анатолій Павлович, асистент,
Вінницький національний аграрний університет

V. Ryaboshapka, PhD, Senior Lecturer
A. Pyasetskiy, Senior Lecturer
A. Elenych, Assistant
Vinnytsia National Agrarian University

Проведено аналіз технічних характеристик різних марок двигунів, зокрема тракторних, сучасних та знятих з виробництва, що використовуються в сільському господарстві, розглянута проблема невідповідності характеристик двигунів працюючих в сучасних умовах сільськогосподарського виробництва та знайдено рішення щодо усунення даної проблеми на прикладі удосконалення двигуна 2Ч11,5/12,0 встановленням на ньому турбокомпресора.

Ключові слова: потужність двигуна, турбонаддування, турбокомпресор, турбокарта, характеристики двигуна.

Ф. 60. Рис. 1. Табл. 6. Літ. 8.

1. Постановка проблеми

За сьогоднішніх ринкових умов в сільськогосподарському виробництві виникає питання ефективності роботи енергетичних засобів, що задіяні у технологічних процесах вирощування сільськогосподарської продукції.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Специфіка технології вирощування такої продукції передбачає значні затрати енергії на основний та допоміжний обробіток землі у встановлені строки [1, 2] з метою створення сприятливих умов для вегетації рослин. А тому, до енергетичних засобів сільськогосподарського виробництва ставиться ряд вимог: висока продуктивність, надійність, технологічність, екологічна безпека та ергономічність.

Разом з тим сільськогосподарська техніка є конкурентоспроможною, якщо забезпечує високу економічність при якісному виконанні своїх функціональних завдань.

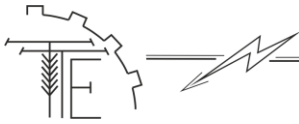
Таким чином, вітчизняні та закордонні сільськогосподарські трактори, не завжди відповідають сучасним вимогам.

3. Мета дослідження

Метою дослідження є покращення експлуатаційних показників двигуна 2Ч11,5/12,0 шляхом встановлення на нього турбокомпресора.

4. Викладення основного матеріалу

Для досягнення поставленої мети розглянемо деякі параметри двигунів сільськогосподарських тракторів (табл. 1). Аналізуючи дані (див. табл. 1) бачимо, що тракторні



двигуни з турбонадуванням мають суттєві переваги перед двигунами без наддування. Це наглядно відображається на графіку (рис. 1).

Таблиця 1

Основні технічні характеристики двигунів сучасних тракторів [3, 4]

№ п/п	Марка трактора	Експлуатаційна потужність двигуна, кВт	Робочий об'єм циліндрів двигуна, л	Питома витрата палива, г/(кВт·год)	Літрова потужність двигуна, кВт/л
1	ХТЗ-2511	23,5	2,07	258	11,35
2	ХТЗ-150К	121,4	9,15	242	13,27
3	ХТЗ-121	93,4	6,3	222	14,83
4	ХТЗ-16131	125	7,14	217	17,51
5	ХТЗ-16333	132,4	10,85	224	12,20
6	ХТЗ-17021	132,4	7,14	217	18,54
7	ХТЗ-17221	132	11,15	238	11,84
8	МТЗ-892	73,5	4,75	258	15,47
9	Беларус 520	46	4,75	229	9,68
10	Беларус 552	42	4,75	226	8,84
11	Беларус 592	44,0	4,75	226	9,26
12	Беларус 890	66	4,75	226	13,89
13	Беларус 920	60	4,75	240	12,63
14	Беларус Л82	60	4,75	240	12,63
15	Беларус 1021	81	4,75	220	17,05
16	Беларус 1025	81	4,75	233	17,05
17	Беларус 1221	100	7,12	226	14,04
18	Беларус 1523	114	7,12	220	16,01
19	Беларус 2022.3	156	7,12	227	21,91
20	Беларус 2522ДВ	195	8,7	218	22,41
21	Беларус 3022ДВ	260,6	8,7	249	29,95
22	JD 8430	225,0	9	-	25,00
23	JD 7930	162,5	6,8	-	23,90
24	ЮМЗ-8070	44,3	4,94	255	8,97
25	ЮМЗ-10280	73,5	4,94	224	14,88
26	ЮМЗ-8085	59,0	4,94	233	11,94
27	ЮМЗ-60АКЛ	44,5	4,94	239	9,01
28	«Valtra T 170»	125,0	7,4	235	16,89
29	BT-150Д	110,0	7,43	228	14,80
30	T-25A	18,4	2,08	241	8,85

Розглянувши статистичні дані окремих технічних характеристик двигунів можна стверджувати, що залежність літрової потужності та питомої витрати палива сучасних тракторних двигунів від їх робочого об'єму циліндрів, описується відповідними поліномами:

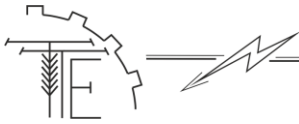
$$N_{л} = -0,5714 \cdot V_{л}^3 + 12,57 \cdot V_{л}^2 - 86,992 \cdot V_{л} + 206,37 \quad (1)$$

$$N_{лT} = 0,0937 \cdot V_{л}^3 - 1,2996 \cdot V_{л}^2 + 4,8369 \cdot V_{л} + 6,1139 \quad (2)$$

$$g_e = -0,6606 \cdot V_{л}^4 + 14,867 \cdot V_{л}^3 - 115,72 \cdot V_{л}^2 + 358,32 \cdot V_{л} - 107,49 \quad (3)$$

$$g_{eT} = -0,9867 \cdot V_{л}^3 + 23,118 \cdot V_{л}^2 - 172,98 \cdot V_{л} + 693,39 \quad (4)$$

де $N_{л}$ та g_e – літрова потужність та питома витрата палива так званих “атмосферних” тракторних двигунів, кВт/л, г/(кВт·год) відповідно;



$N_{лГ}$ та $g_{eГ}$ – літрова потужність та питома витрата палива тракторних двигунів з турбонаддуванням, $кВт/л$, $г/(кВт \cdot год)$ відповідно.

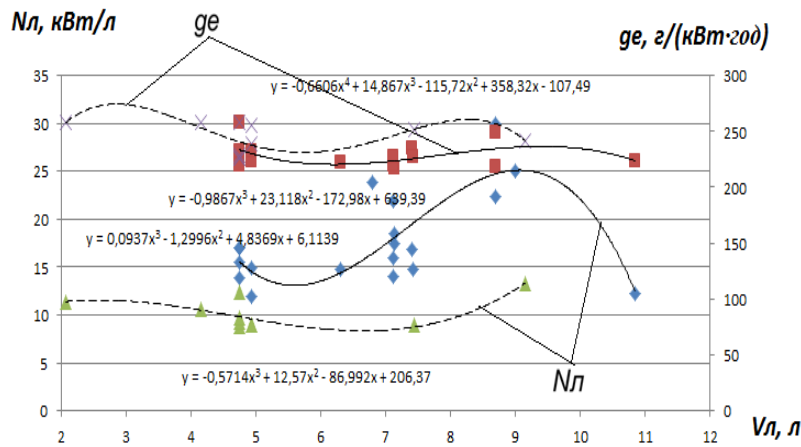


Рис. 1. Залежність літрової потужності $N_{л}$ та питомої витрати палива g_e сучасних тракторних двигунів від їх робочого об'єму циліндрів: — з турбонаддуванням, - - - - "атмосферних"

Крім того, аналізуючи залежності, зображені на рис. 1, можна стверджувати, що підвищення його таких експлуатаційних показників, як літрова потужність $N_{л}$ та питома витрата палива g_e , досягається за рахунок наявного турбонаддування.

Таким чином, можемо зробити висновок, що дооснащення "атмосферних" дизельних двигунів турбонаддуванням є достатньо актуальним питанням, а задача підвищення експлуатаційних показників двигуна, може бути вирішена дообладнанням дизельного тракторного двигуна турбокомпресором.

Об'єктом такого дообладнання пропонується двигун $2Ч10,5/12,0$, що використовується на тракторах Т-25А.

Трактори Т-25А, тягового класу 6 кН набули широкого використання на присадибних ділянках та садах і призначені для використання їх на легких роботах та для обробітку легких ґрунтів, проте специфіка роботи цих тракторів, а також змінні навантаження внаслідок рельєфу чи твердості ґрунту, час від часу виникає дефіцит потужності, що необхідна для подолання короткочасних навантажень чи роботи на підйомах. Для вирішення цієї проблеми пропонується форсування потужності двигуна $2Ч10,5/12,0$ за рахунок використання турбонаддування.

Однак, таке дооснащення потребує не тільки застосування додаткових вузлів та деталей, але й обґрунтованого наукового підходу, так як після переобладнання відбувається зміна робочого процесу двигуна, а також його параметрів.

У зв'язку з цим, в першу чергу необхідні теоретичні порівняльні дослідження двигуна $2Ч10,5/12,0$ та обґрунтований вибір турбокомпресора.

Для цього проводимо тепловий розрахунок двигуна $2Ч10,5/12,0$, використовуючи відомі залежності [5], засновані на методиці Гриневецкого-Мазинга.

Метою теплового розрахунку є розрахунок показників робочого циклу, що впливають на технічну характеристику заявлену виробником. Тобто даний розрахунок є повірочним.

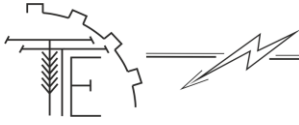
Вибір вихідних даних. Вихідні дані вибираємо, використовуючи технічну характеристику двигуна [6 – 7] та інші довідкові дані [8], які наводимо в таблиці 2.

Процес впуску розраховується за наступними формулами [5, 8].

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{p_r \cdot (T_0 + \Delta T)}{(\varepsilon \cdot p_a - p_r) \cdot T_r} \quad (5)$$

де p_a – тиск в кінці такту впуску, МПа;



Таблиця 2

Вихідні дані для теплового розрахунку двигуна 2Ч10,5/12,0

Параметри		Показники
Заводська марка двигуна		Д-120-44 (45) (Д-21А-1)
Номинальна потужність N_e , к.с./кВт		25/18,39
Номинальна частота обертання колінчастого вала n , об/хв.		1800
Ступінь стиску ε		16,5
Питома витрата палива g_e , г/(кВт · год)		253
Відношення ходу поршня до його діаметру S/D , мм/мм		120/105 = 1,143
Коефіцієнт підвищення тиску λ		1,31
Коефіцієнт надлишку повітря α		1,55
Коефіцієнт дозарядки $\varphi_{доz}$		1,02
Коефіцієнт активного тепловиділення ξ		0,86
Температура підігрівання заряду ΔT , К		21
Температура відпрацьованих газів T_r , К;		785
Тиск відпрацьованих газів p_r , МПа		0,111
Показник політропи розширення n_2		1,28
Температура навколишнього повітря T_0 , К		293
Атмосферний тиск p_0 , МПа		0,1
Елементний склад палива в долях одиниці	вуглецю C	0,857
	водню H	0,133
	кисню O	0,010
Молекулярна маса палива μ_f , кг/кмоль		190
Нижча теплота згорання палива Q_H , кДж/кг		42500
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми ν		0,95
Кількість циліндрів i		2
Сума квадрату коефіцієнту затухання швидкості руху заряду в розглядуваному перерізі циліндра та коефіцієнту опору впускної системи, віднесеного до найменшого її перерізу $\beta^2 + \xi_{en}$		3,2
Середня швидкість руху заряду в найменшому перерізі впускної системи ω_{en} , м/с		86,6
Питома газова стала повітря R , Дж/(кг·°К)		287

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \quad (6)$$

де Δp_a – втрати тиску при впуску, МПа;

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{en}) \omega_{en}^2 \rho_0 10^{-6} / 2, \quad (7)$$

де ρ_0 – густина заряду при впуску, кг/м³;

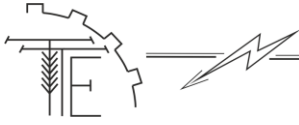
$$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R \cdot T_0}. \quad (8)$$

Температура в кінці процесу впуску:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (9)$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{p_0} \cdot \varphi_{доz}, \quad (10)$$



Процес стиску розраховується за наступними залежностями [5, 8].

Тиск в кінці процесу стиску:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (11)$$

де n_1 – показник політропи стиску, визначаємо за формулою [8]:

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n} \quad (12)$$

Температура кінця стиску:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{(n_1-1)}, \quad (13)$$

Процес згорання розраховуємо за наступними залежностями [5, 8].

Теоретично необхідна кількість повітря l_0 для згорання одного кілограма палива з складом C, H, O визначається згідно рівняння:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{ кг/кг}, \quad (14)$$

або

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль/кг} \quad (15)$$

де 0,23 та 0,21 - вміст кисню в повітрі по масі та об'єму, відповідно.

Молярна маса повітря визначається

$$\mu_n = \frac{l_0}{L_0}. \quad (16)$$

Оскільки реальна паливо-повітряна суміш відрізняється від стехіометричної, дійсну кількість повітря для приготування суміші з 1 кг палива визначаємо за формулою:

$$L_{0д} = \alpha \cdot L_0. \quad (17)$$

Кількість паливо-повітряної суміші M_1 , що одержують з 1 кг палива:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1/\mu_t. \quad (18)$$

Після згорання M_1 паливо – повітряної суміші утворюється деяка кількість M_2 продуктів згорання.

При $\alpha > 1$

$$M_2 = \alpha \cdot L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}. \quad (19)$$

Зміна кількості кмоль газу в циліндрі оцінюється хімічним коефіцієнтом молекулярної зміни β_0 :

$$\beta_0 = M_2/M_1, \quad (20)$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β з урахуванням впливу залишкових газів:

$$\beta = (\beta_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r), \quad (21)$$

Рівняння процесу згорання для дизелів

$$\beta \cdot \mu_{pz} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r)} + (\mu_{vc} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c, \quad (22)$$

де $\mu_{сж}$ і μ_{vc} – мольні теплоємності продуктів згорання при постійному об'ємі і постійному тиску, відповідно, у кДж/кмоль·град;

T_z і P_z - температура (°К) і тиск (МПа) в кінці згорання;

$$\mu_{vc} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \quad (23)$$

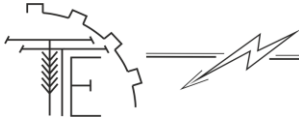
$$\mu_{pz} = 8,314 + \mu_{vz}, \quad (24)$$

$$\mu_{vz} = \left(20,2 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z. \quad (25)$$

Тиск в кінці згорання p_z для дизельних двигунів визначають за формулою:

$$p_z = p_c \cdot \lambda, \quad (26)$$

Процес розширення розраховуємо за формулами [5, 8].



Ступінь попереднього розширення ρ для дизеля визначаємо як відношення об'єму в кінці попереднього розширення V_ρ до об'єму камери згорання V_C :

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_C} \quad (27)$$

Ступінь остаточного розширення δ для дизеля, визначаємо як відношення об'єму в кінці розширення V_b до V_ρ :

$$\delta = \frac{V_b}{V_\rho} = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (28)$$

Знайдемо тиск і температуру в кінці розширення P_b і T_b за формулами:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}, \quad (29)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{(n_2-1)}}, \quad (30)$$

Тепловий розрахунок двигуна дає можливість в результаті визначити основні показники робочого циклу та геометричні параметри кривошипно-шатунного механізму.

Розраховуємо показники робочого циклу та визначаємо основні розміри циліндра двигуна, виходячи з теплового розрахунку [5, 8].

Розрахунковий середній індикаторний тиск:

$$p_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{(n_2-1)}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{(n_1-1)}} \right) \right], \quad (31)$$

Дійсний середній індикаторний тиск:

$$p_i = p_i' \cdot \nu, \quad (32)$$

де $\nu = 0,95$ – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми.

Індикаторний коефіцієнт корисної дії:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot \ell_0 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \rho_0 \cdot \eta_\nu}, \quad (33)$$

Питома індикаторна витрата палива:

$$g_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i}, \quad (34)$$

Тиск, що затрачається на механічні втрати двигуна:

$$p_m = 0,105 + 0,0120W_{ncp}, \quad (35)$$

де W_{ncp} – середня швидкість поршня, що визначається:

$$W_{ncp} = \frac{S \cdot n \cdot 10^{-3}}{30} \quad (36)$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i - p_m, \quad (37)$$

Механічний ККД:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}. \quad (38)$$

Ефективний ККД:

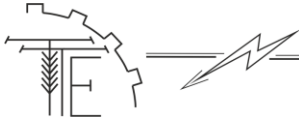
$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (39)$$

Ефективна питома витрата палива:

$$g_e = \frac{3600 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_e}, \quad (40)$$

На основі проведених розрахунків визначаємо необхідні для забезпечення заданої потужності двигуна, розміри.

Необхідний літраж двигуна:



$$V_n' = \frac{30 \cdot i \cdot N_e}{p_e \cdot n}, \quad (41)$$

Необхідний робочий об'єм циліндра:

$$V_h' = V_n' / i, \text{ л} \quad (42)$$

Розрахунковий діаметр циліндра:

$$D_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4V_h'}{\pi \cdot (S/D)}}, \quad (43)$$

Розрахункова потужність повірного двигуна:

$$N_{ep} = \frac{V_h' \cdot p_e \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau}, \quad (44)$$

Розраховуємо відхилення розрахункової потужності від паспортної:

$$\Delta = \frac{(N_{ep} - N_e) \cdot 100}{N_e}, \quad (45)$$

Площа поршня:

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{400} \quad (46)$$

Визначаємо дійсний літраж двигуна:

$$V_n = V_h \cdot i, \quad (47)$$

Номінальний ефективний крутний момент:

$$M_e = \frac{9550 \cdot N_e}{n}, \quad (48)$$

Годинна витрата палива:

$$G_n = \frac{N_{ep} \cdot g_e}{1000}, \quad (49)$$

Літрова потужність двигуна:

$$N_n = \frac{N_{ep}}{(V_h \cdot i)}, \quad (50)$$

Питома поршнева потужність:

$$N_n = \frac{N_{ep} \cdot 100}{F_n \cdot i}, \quad (51)$$

Підставляємо значення у формули (5 – 51), використовуючи вихідні дані з таблиці – 2 та проводимо тепловий розрахунок за допомогою програми Mathcad 15.0. Результати розрахунку представляємо в таблиці 3.

Порівнюємо кінцеві розрахункові показники з паспортними та проміжні представляючи їх у вигляді таблиці 4.

Як бачимо з таблиці 4, розрахунок показників робочого циклу двигуна *2Ч11,5/12,0* можна вважати вірним, а отримані показники використовувати для подальшого розрахунку турбодизеля.

Аналогічно проводимо розрахунок турбодизеля *2ЧН10,5/12,0*.

Однак, для цього розрахунок процесу впуску (5 – 10) потрібно дещо уточнити [5, 8].

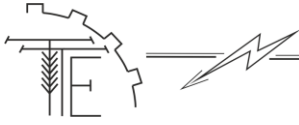
Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{P_r \cdot (T_k + \Delta T)}{(\varepsilon \cdot P_a - P_r) \cdot T_r}, \quad (52)$$

де T_k – температура повітря після турбокомпресора, K ;

$$T_k = T_0 \cdot \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{\frac{(n_k-1)}{n_k}}, \quad (53)$$

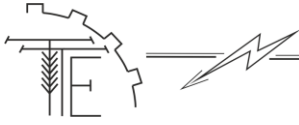
де n_k – показник політропи стиску повітря в компресорі,



Таблиця 3

Результати теплового розрахунку двигуна 2Ч10,5/12,0

Параметри		Показники
Коефіцієнт залишкових газів γ_r		0,034
Тиск в кінці такту впуску P_a , МПа		0,086
Втрати тиску при впуску ΔP_a , МПа		0,014
Густина заряду при впуску ρ_0 , кг/м ³		1,189
Температура в кінці процесу впуску T_a , К		330
Коефіцієнт наповнення циліндра η_v		0,8
Показник політропи стиску n_1		1,354
Тиск в кінці процесу стиску P_c , МПа		3,821
Температура кінця стиску T_c , К		890
Кількість повітря, що теоретично необхідна для згорання одного кілограма палива	l_0 , кг/кг	14,519
	L_0 , кмоль/кг	0,5
Молярна маса повітря μ_n , кг/кмоль		29
Дійсна кількість повітря, що використовується для згорання 1 кг палива $L_{од}$, кмоль/кг		0,775
Кількість паливо-повітряної суміші, що одержана з 1 кг палива M_1 , кмоль/кг		0,78
Кількість продуктів згорання M_2 , кмоль/кг		0,809
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0		1,036
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β		1,035
Температура в кінці згорання T_z , К		2105
Тиск в кінці згорання P_z , МПа		5
Ступінь попереднього розширення ρ		1,871
Ступінь остаточного розширення δ		8,82
Тиск в кінці розширення P_b , МПа		0,308
Температура в кінці розширення T_b , К		814
Розрахунковий середній індикаторний тиск P_i' , МПа		0,827
Дійсний середній індикаторний тиск P_i , МПа		0,785
Індикаторний коефіцієнт корисної дії η_i		0,437
Питома індикаторна витрата палива g_i , г/(кВт·год)		194
Тиск, що затрачається на механічні втрати двигуна P_m , МПа		0,191
Середня швидкість поршня $W_{нсп}$, м/с		7,2
Середній ефективний тиск P_e , МПа		0,594
Механічний ККД η_m		0,756
Ефективний ККД η_e		0,33
Ефективна питома витрата палива g_e , г/(кВт·год)		256
Необхідний літраж двигуна V_d' , л		2,065
Необхідний робочий об'єм циліндра V_h' , л		1,039
Розрахунковий діаметр циліндра D_p , мм		104,789
Розрахункова потужність повірочного двигуна N_{ep} , кВт		18,5
Дійсний літраж двигуна V_d , л		2,077
Номінальний ефективний крутний момент M_e , Н·м		97,57
Годинна витрата палива G_n , кг/год		4,744
Літрова потужність двигуна N_l , кВт/л		8,907
Питома поршнева потужність N_n , кВт/дм ²		10,689



p_k – тиск повітря після наддуву, МПа.

Таблиця 4

Порівняння розрахункових показників двигуна з паспортними

Показники	Значення		Відхилення, %
	Паспортні	Розрахункові	
Номинальна ефективна потужність двигуна N_e , к.с./кВт	18,39/25	18,5/25,15	0,60
Номинальна частота обертання колінчастого вала n , об/хв.	1800	1800	0,00
Питома витрата палива g_e , г/(кВт · год)	253 (186)	256 (188)	1,19
Діаметр циліндра D , мм	105	104,789	0,20
Хід поршня S , мм	120	119,789	0,18

Оскільки йдеться про переобладнання двигуна з “атмосферного” дизеля на дизель з наддувом, то ж приймаємо низький наддув з показником $n_k = 1,45$ [8]:

$$p_k = 1,45 \cdot p_0 \quad (54)$$

Тиск в кінці процесу впуску:

$$p_a = p_k - \Delta p_a \quad (55)$$

де Δp_a визначаємо за формулою:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{en}) \cdot \omega^2_{en} \cdot \rho_k \cdot 10^{-6} / 2, \quad (56)$$

де ρ_k – густина заряду при впуску з наддувом, кг/м³:

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R \cdot T_k} \quad (57)$$

Температура в кінці процесу впуску:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (58)$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{p_k} \cdot \varphi_{оз}, \quad (59)$$

Окрім того, уточнюємо формулу (33) з урахуванням наддуву

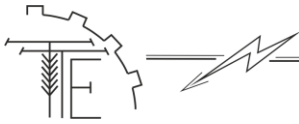
$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot \ell_0 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \rho_k \cdot \eta_v} \quad (60)$$

Таким чином, використовуючи формули (11 – 32, 34 – 60) та вихідні дані з таблиці 2, розраховуємо двигун 2ЧН10,5/12,0, використовуючи програму Mathcad 15.0. Результати розрахунку приводимо в таблиці 5.

Таблиця 5

Результати теплового розрахунку двигуна 2ЧН10,5/12,0

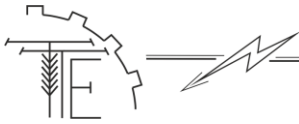
Параметри	Показники
Коефіцієнт залишкових газів γ_r	0,031
Тиск в кінці такту впуску P_a , МПа	0,127
Втрати тиску при впуску ΔP_a , МПа	0,018
Густина заряду при впуску ρ_0 , кг/м ³	1,439
Температура в кінці процесу впуску T_a , К	370



Продовження таблиці 5

Параметри		Показники
Коефіцієнт наповнення циліндра η_v		0,878
Показник політропи стиску n_1		1,354
Тиск в кінці процесу стиску P_c , МПа		5,676
Температура кінця стиску T_c , К		999,7
Кількість повітря, що теоретично необхідна для згорання одного кілограма палива	l_0 , кг/кг	14,519
	L_0 , кмоль/кг	0,5
Молярна маса повітря μ_n , кг/кмоль		29
Дійсна кількість повітря, що використовується для згорання 1 кг палива $L_{од}$, кмоль/кг		0,826
Кількість паливо-повітряної суміші, що одержана з 1 кг палива M_1 , кмоль/кг		0,831
Кількість продуктів згорання M_2 , кмоль/кг		0,86
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0		1,034
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β		1,033
Температура в кінці згорання T_z , К		2241
Тиск в кінці згорання P_z , МПа		10,16
Ступінь попереднього розширення ρ		1,294
Ступінь остаточного розширення δ		12,752
Тиск в кінці розширення P_b , МПа		0,391
Температура в кінці розширення T_b , К		1099
Розрахунковий середній індикаторний тиск P_i' , МПа		1,086
Дійсний середній індикаторний тиск P_i , МПа		1,032
Індикаторний коефіцієнт корисної дії η_i		0,461
Питома індикаторна витрата палива g_i , г/(кВт·год)		183,7
Тиск, що затрачається на механічні втрати двигуна P_m , МПа		0,191
Середня швидкість поршня $W_{нсп}$, м/с		7,2
Середній ефективний тиск P_e , МПа		0,84
Механічний ККД η_m		0,814
Ефективний ККД η_e		0,376
Ефективна питома витрата палива g_e , г/(кВт·год)		225,5
Необхідний літраж двигуна V_l' , л		1,459
Необхідний робочий об'єм циліндра V_h' , л		0,73
Розрахунковий діаметр циліндра D_p , мм		93,338
Розрахункова потужність повірочного двигуна N_{ep} , кВт		26,18
Площа поршня F_n , см ²		86,546
Дійсний літраж двигуна V_l , л		2,077
Номінальний ефективний крутний момент M_e , Н·м		138,9
Годинна витрата палива G_n , кг/год		5,905
Літрова потужність двигуна N_l , кВт/л		12,604
Питома поршнева потужність N_n , кВт/дм ²		15,125

Використовуючи дані (див. табл. 3, 5) порівняємо, за результатами теплового розрахунку двигуна 2Ч10,5/12,0 та 2ЧН10,5/12,0 деякі основні експлуатаційні показники дизеля з наддувом та без наддуву (Таблиця 6).



Таблиця 6

Порівняння показників турбодизеля та двигуна-прототипу
на номінальному режимі

Показники	Значення		Відхилення, %
	Базові	Проектні	
Експлуатаційна потужність (номінальна), кВт (к.с.)	18,39 (25)	26,18 (35,35)	+ 42,4
Частота обертання колінчастого вала при номінальній потужності, об/мин	1800	1800	0
Питома витрата палива при номінальній потужності, г / кВт · год (г / к.с. · год)	253(86)	226 (166)	- 10,7
Діаметр циліндра, мм	105	105	0
Хід поршня, мм	120	120	0
Коефіцієнт наповнення η_v	0,8	0,878	+ 9,8
Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі, пк	1	1,45	45
Густина свіжого повітря при вході в циліндр, кг/м ³	1,189	1,439	21

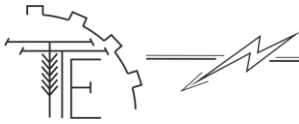
3. Висновки та пропозиції

Таким чином, можемо зробити висновок, що дооснащення “атмосферних” дизельних двигунів турбонадуванням є достатньо актуальним питанням, а задача підвищення експлуатаційних показників двигуна, може бути вирішена дообладнанням дизельного тракторного двигуна турбокомпресором. Це дає можливість збільшити експлуатаційну потужність на 42,4%, коефіцієнт наповнення на 9,8%, густину свіжого повітря при вході в циліндр на 21% та зменшити питому витрату пального на 10,7%.

Об'єктом такого дообладнання пропонується двигун 2С10,5/12,0, що використовується на тракторах Т-25А.

Список використаних джерел

1. Чернілевський М. С. Агротехнічні вимоги та оцінка якості обробітку ґрунту: навч. посібник / М. С. Чернілевський, Ю. А. Білявський, Р. Б. Кропивницький, Л. І. Ворона. – вид. 2-ге, допов. – Житомир: Вид-во «Житомирський національний агроекологічний університет», 2012. – 84 с.
2. Погорілець О. М. Зернозбиральний комбайн сьогодні, вчора і завтра. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів III-IV рівнів акредитації Міністерства аграрної політики України напряму підготовки «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва». Може бути використане для підготовки фахівців за напрямками “Агрономія”, “Економіка і підприємництво” та “Аграрний менеджмент” / О. М. Погорілець, М. О. Погорілець, Ю. О. Погорілець – [http://elibrary.nubip.edu.ua/2520/1/Зернозбиральний_комбайн_сьогодні_вчора_завтра_11_2008_Ніжин\(1\).pdf](http://elibrary.nubip.edu.ua/2520/1/Зернозбиральний_комбайн_сьогодні_вчора_завтра_11_2008_Ніжин(1).pdf)
3. Курасов В. С. Тракторы и автомобили, применяемые в сельском хозяйстве: Учебное пособие. / В. С. Курасов, Е. И. Трубилин, А. И. Тлишев. – Краснодар: Кубанский ГАУ, 2011. – 132 с.
4. Каталог техники МТЗ / “Техноторг” – техника для агробизнеса, запчасті, сервис.
5. Анісімов В. Ф. Трактори і автомобілі. Методичні рекомендації до виконання курсової роботи з дисципліни «Трактори і автомобілі» для студентів освітнього ступеня «бакалавр» галузі знань 20 «Аграрні науки і продовольство» / Укл. В. Ф. Анісімов, І. В. Гунько, А. А. П'ясецький, В. Б. Рябошапка. – Вінниця: ВНАУ, 2017. – 124 с.
6. Дизельный двигатель Д-120-44(45), Д-21А1 [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://technoimpex.com.ua/dd-d-120/>.



7. Трактор Т-16. Устройство, принцип работы, характеристики и ремонт тракторов Т-16, Т-16 М и Т-16 МГ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://traktor-t-16.ru/tehnicheskie-harakteristiki-t-16>.
8. Николаенко А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А. В. Николаенко. – М.: Колос. 1984. – 335 с.

References

- [1] Chernilevskiy M. S. (2012) *Ahrotekhnichni vymohy ta otsinka yakosti obrobittu gruntu. [Agrotechnical requirements and assessment of the quality of soil cultivation]*. Zhytomyr: Vyd-vo «Zhytomyrs'kyu natsional'nyu ahroekolohichnyu universytet». [in Ukrainian].
- [2] Pohorilets O. M. (2008) *Zernozybral'nyu kombayn s'ohodni, vchora i zavtra. [Combine harvester today, yesterday and tomorrow.]* Nizhyn: Navchal'nyy posibnyk dlya studentiv vyshchyykh navchal'nykh zakladiv III-IV rivniv akredytatsiyi Ministerstva ahraryoi polityky Ukrayiny napryamu pidhotovky «Protsey, mashyny ta obladnannya ahropromyslovoho vyrobnytstva». Mozhe buty vykorystane dlya pidhotovky fakhivtsiv za napryamamy “Ahronomiya”, “Ekonomika i pidpryyemnytstvo” ta “Ahraryny menedzhment” / O. M. Pohorilets', M. O. Pohorilets', YU. O. Pohorilets' – [http://elibrary.nubip.edu.ua/2520/1/Zernozybral'nyu_kombayn_s'ohodni_vchora_zavtra_11_2008_Nizhyn\(1\).pdf](http://elibrary.nubip.edu.ua/2520/1/Zernozybral'nyu_kombayn_s'ohodni_vchora_zavtra_11_2008_Nizhyn(1).pdf) [in Ukrainian]
- [3] Kurasov V. S. (2011) *Traktory i avtomobili, primenyayemye v sel'skom khozyaystve [Tractors and cars used in agriculture]* Uchebnoye posobiye. Krasnodar: Kubanskiy GAU [in Russian].
- [4] *Katalog tekhniki MTZ [Catalog of MTZ equipment] / “Tekhnotorg” – tekhnika dlya agrobiznesa, zapchasti, servis* [in Russian].
- [5] Anisimov V. F. (2017) *Traktory i avtomobili [Tractors and cars.]* Vinnytsya: VNAU Metodychni rekomendatsiyi do vykonannya kursovoyi roboty z dystsypliny «Traktory i avtomobili» dlya studentiv osvith'oho stupenya «bakalavr» haluzi znan' 20 «Ahraryni nauky i prodovol'stvo» [in Ukrainian]
- [6] *Diesel Engine D-120-44(45), D-21A1 [Dizel'nyy dvigatel' D-120-44(45), D-21A1]* Retrieved from: <http://technoimpex.com.ua/dd-d-120/> [in Russian].
- [7] *T-16 tractor. The structure, the principle of operation, characteristics and repair of tractors T-16, T-16 M and T-16 MG [Traktor T-16. Ustrojstvo, princip raboty, harakteristiki i remont traktorov T-16, T-16 M i T-16 MG]* Retrieved from: <http://traktor-t-16.ru/tehnicheskie-harakteristiki-t-16> [in Russian].
- [8] Nikolayenko A. V. (1984) *Teoriya, konstruktsiya i raschet avtotraktornykh dvigateley. [Theory, design and calculation of motor-vehicle engines.]* Moscow: Kolos. - (Uchebniki i ucheb. posobiya dlya vyssh. s.-kh. zavedeniy). [in Russian]

ФОРСИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТУРБОНАДДУВА

Проведен анализ технических характеристик двигателей, в частности тракторных, современных и снятых с производства, используемых в сельском хозяйстве, рассмотрена проблема несоответствия характеристик двигателей работающих в современных условиях сельскохозяйственного производства и найдено решение по устранению данной проблемы на примере совершенствования двигателя 2Ч11,5/12,0.

Ключевые слова: мощность двигателя, турбонаддува, турбокомпрессор, турбокарта, характеристики двигателя.

Ф. 60. Рис. 1. Табл. 6. Лит. 8.

FORCES OF THE POWER OF THE DIESEL ENGINE FOR ACCOUNT USE OF TOURBODAGHDING

The analysis of technical characteristics of engines, in particular tractor, modern and discarded in production, used in agriculture, considered the problem of non-conformity of characteristics of engines in the current conditions of agricultural production and found a solution to this problem by improving the engine 2Ч11,5/12,0.

Keywords: engine power, turbocharging, turbocharger, turbocharger, characteristics of the engine.

F. 60. Fig. 1. Tab. 6. Ref. 8.



ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Рябошапка Вадим Борисович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри «Двигунів внутрішнього згорання та альтернативних паливних ресурсів» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, email: vadym@vsau.vin.ua).

Прясецький Анатолій Андрійович – старший викладач кафедри «Двигунів внутрішнього згорання та альтернативних паливних ресурсів» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, email: tolvsau@ukr.net).

Єленич Анатолій Павлович – асистент кафедри «Двигунів внутрішнього згорання та альтернативних паливних ресурсів» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, email: yelenych@vsau.vin.ua).

Рябошапка Вадим Борисович - кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Двигателей внутреннего сгорания и альтернативных топливных ресурсов» Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, 21008, Украина, email: vadym@vsau.vin.ua).

Пясецкий Анатолий Андреевич – старший преподаватель кафедры «Двигателей внутреннего сгорания и альтернативных топливных ресурсов» Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, 21008, Украина, email: tolvsau@ukr.net).

Еленич Анатолий Павлович – ассистент кафедры «Двигателей внутреннего сгорания и альтернативных топливных ресурсов» Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, 21008, Украина, email: yelenych@vsau.vin.ua).

Vadim Ryaboshapka – PhD, Senior Lecturer of the Department of “Internal Combustion Engines and Alternative Fuel Resources”, Vinnytsia National Agrarian University (3, Sunny St., Vinnytsia, 21008, Ukraine, email: vadym@vsau.vin.ua).

Anatoly Pyasetsky – Senior Lecturer of the Department of “Internal Combustion Engines and Alternative Fuel Resources”, Vinnytsia National Agrarian University (3, Solnyschaya St., Vinnytsia, 21008, Ukraine, email: tolvsau@ukr.net).

Anatoliy Jelenych - Assistant of the Department "Internal Combustion Engines and Alternative Fuel Resources" of Vinnytsia National Agrarian University (3, Solnyschaya St., Vinnytsia, 21008, Ukraine, email: yelenych@vsau.vin.ua).