

УДК 634.0.362.621.9.02

©М.В.Вржещ, к.т.н., В.Є.Пенкаля, О.М.Касян
Луцький національний технічний університет

ТЕПЛОБАЛАНСНІ ВИПРОБУВАННЯ ДВИГУНІВ БЕНЗИНОМОТОРНИХ ПИЛОК

У статті розглянуто конструкцію розробленого теплобалансного стенда, методику випробувань та результати експериментальних досліджень характеристик двигунів бензиномоторних пилок Husqvarna 236, Husqvarna 340, Тайга 245.

ДВИГУН, ПОТУЖНІСТЬ, СТЕНД, ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС, ПИЛКА.

Постановка проблеми. Сучасний стан ринку бензиномоторних пилок насичений як вітчизняними, так і закордонними моделями. Водночас постає проблема, пов'язана з їх експлуатацією, обслуговуванням та ремонтом, а це вимагає використання дороговартісного устаткування. У зв'язку з цим набуває актуальності перспективний напрямок проектування та виготовлення спеціалізованих випробувальних стендів, які дозволяють у лабораторних умовах одержати оцінку стану зазначеного обладнання та сформулювати комплекс заходів щодо його відновлення, а також виконати порівняльний аналіз ефективності використання моделей бензиномоторних пилок від різних виробників.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Інтенсивний розвиток конструювання, виготовлення та експлуатації двотактних карбюраторних двигунів з повітряним охолодженням тісно пов'язаний з виконанням експериментальних досліджень [1-3]. У сучасних науково-дослідних лабораторіях використовують спеціалізовані стенди для теплобалансних випробувань двигунів внутрішнього згоряння (далі – ДВЗ), які оснащені високоточними вимірювальними приладами [4-8]. Це дає можливість підняти рівень досліджень та забезпечити виконання енергоекологічних вимог щодо ДВЗ.

Мета дослідження - дослідити термодинамічні процеси у двигунах бензиномоторних пилок і розробити теплобалансний випробувальний стенд.

Результати дослідження. Виконаний аналіз функціональних схем теплобалансних випробувальних стендів дозволив вибрати оптимальний варіант для ДВЗ бензиномоторних пилок (рис.1), згідно якого вентилятор повітряної системи охолодження формує направлений газовий потік вздовж ребристих теплообмінників та

головки циліндра, вбираючи теплову енергію, що виділяється при роботі ДВЗ, а з протилежного боку бензопили цей направлений потік гарячого повітря виводиться у навколишнє середовище через вентиляційну решітку. Відпрацьовані гази потрапляють у глушник через випускні канали циліндра, а потім – у навколишнє середовище.

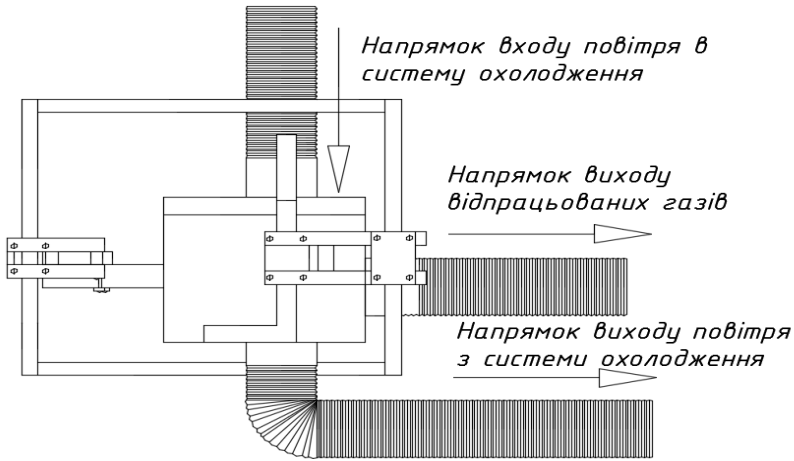


Рис.1 – Функціональна схема теплобалансного стенда

Принципова схема будувалась з врахуванням габаритних розмірів, функціональних та конструкційних особливостей досліджуваних бензиномоторних пил (рис. 2).

Згідно принципової схеми (рис. 2) досліджувана бензиномоторна пила встановлюється у визначене відділення рами та фіксується за допомогою кріпильних елементів. Зі сторін вентиляційних решіток монтуються гофровані труби для повітря, що надходить у систему охолодження, та для нагрітого повітря, що виводиться системою охолодження у навколишнє середовище. До глушника приєднується гофрована труба для відведення відпрацьованих газів.

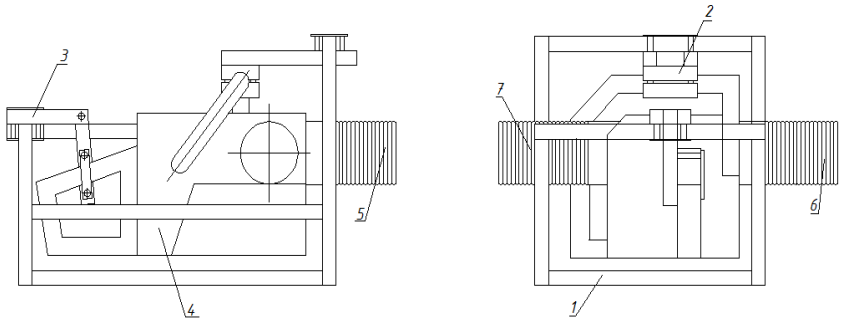


Рис. 2 – Принципова схема теплобалансного станда:

- 1 – рама; 2 – кріпильний елемент передньої ручки бензопили;
- 3 – кріпильний елемент задньої ручки бензопили; 4 – бензопила;
- 5 – гофрована труба для відведення відпрацьованих газів;
- 6 – гофрована труба для нагрітого повітря, що виводиться системою охолодження у навколишнє середовище;
- 7 – гофрована труба для повітря, що надходить у систему охолодження

В середовищі програми SolidWorks побудовано твердотільну модель (рис. 3), а технічна характеристика виготовленого станду (рис. 4) подається у табл.

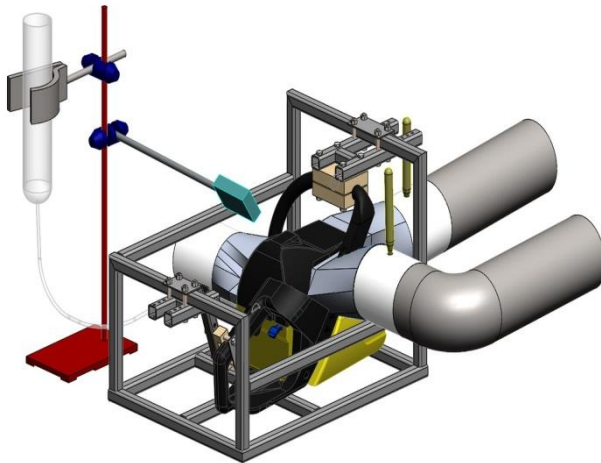


Рис. 3 – Твердотільна модель теплобалансного станда

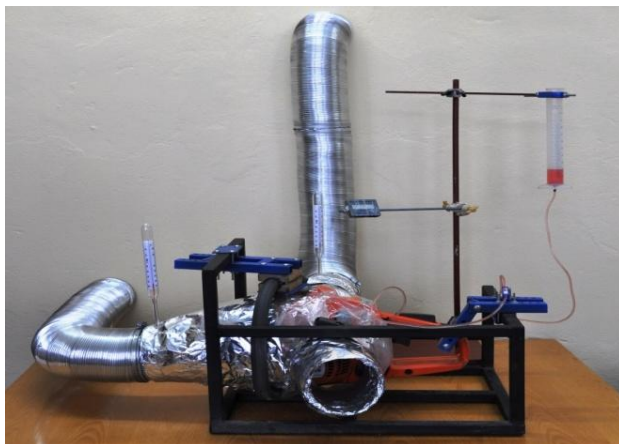


Рис. 4 – Виготовлений теплобалансний стенд

Таблиця – Технічна характеристика теплобалансного стенду

№ з/п	Технічна характеристика	Значення
1	Максимальна потужність, <i>кВт</i>	2,6
2	Максимальна частота обертання, <i>об/хв</i>	16500
3	Необхідна виробнича площа для встановлення, <i>м²</i>	0,175
4	Вага, <i>кг</i>	11
5	Габаритні розміри, <i>мм</i>	500x350x350

Розроблено методику випробувань, яка ґрунтується на основі використання рівняння теплового балансу функціонування двигуна внутрішнього згоряння, тобто

$$Q = Q_e + Q_o + Q_2 + Q_3, \quad (1)$$

де Q - кількість теплової енергії палива, що виділилася при його згорянні у циліндрі двигуна; Q_e - кількість теплової енергії палива, яка еквівалентна ефективній потужності двигуна; Q_o - кількість теплової енергії, що надходить у систему охолодження та підлягає відведенню у навколишнє середовище примусовим потоком охолоджуючого повітря; Q_2 - кількість теплової енергії, що міститься у відпрацьованих газах безпосередньо за випускним каналом;

Q_3 - кількість теплової енергії, яка втрачається через не врахування інших факторів.

Величина Q протягом однієї години роботи двигуна:

$$Q = G_n \cdot h_n, \quad (2)$$

де G_n - годинна витрата палива двигуном, $кг/год$; h_n - нижча теплотворна здатність палива, $кДж/кг$.

Годинна витрата палива G_n у $кг/год$:

$$G_n = \frac{3,6 \cdot \Delta V \cdot \gamma_n}{t}, \quad (3)$$

причому

$$\gamma_n = \frac{G_n'}{V_n'}, \quad (4)$$

де ΔV - зміна об'єму палива в мірній посудині за час вимірювань, $см^3$; γ_n - густина паливної суміші, $г/см^3$; t - тривалість роботи двигуна у заданому режимі, $с$; G_n' , V_n' - відповідно маса та об'єм проби палива.

Параметр Q_e визначають експериментальним шляхом за результатами гальмування двигуна:

$$Q_e = 3600 \cdot N_e, \quad (5)$$

де N_e - ефективна потужність двигуна без врахування затрат потужності на привод агрегатів системи охолодження, $кВт$.

Кількість теплової енергії, що надходить у систему охолодження та підлягає відведенню у навколишнє середовище примусовим потоком охолоджуючого повітря обчислюють за формулою:

$$Q_o = m_1 \Delta h_1 = m_1 c_p^{(1)} (T_1^{(K)} - T_1^{(II)}), \quad (6)$$

де m_1 - масова витрата нагрітого повітря, $кг/с$; $c_p^{(1)}$ - ізобарна

теплоємність $кДж/кгК$; $T_1^{(II)}$, $T_1^{(K)}$ - відповідно початкова та кінцева температури, $^{\circ}C$.

Масова витрата нагрітого повітря, що виводиться системою охолодження у навколишнє середовище:

$$m_1 = \rho \cdot V_1 = \rho \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot v_1, \quad (7)$$

де використовуються такі параметри повітря: ρ - щільність, $кг/м^3$;

V_1 - об'ємна витрата, $м^3/с$; v_1 - швидкість переміщення у $м/с$

повітропроводом діаметром d_1 , $м$.

Кількість теплової енергії, що міститься у відпрацьованих газах безпосередньо за випускним каналом:

$$Q_z = -m_2 \Delta h_2 = -m_2 c_v^{(2)} (T_2^{(K)} - T_2^{(I)}), \quad (8)$$

де використовуються такі параметри вихлопних газів: m_2 - масова

витрата, $кг/с$; $c_v^{(2)}$ - ізохорна теплоємність $кДж/кгК$;

$T_2^{(I)}$, $T_2^{(K)}$ - відповідно початкова та кінцева температури, $^{\circ}C$.

Масова витрата вихлопних газів:

$$m_2 = \rho_2 \cdot V_2 = \frac{\rho_2 \cdot V_D \cdot n_e}{60}, \quad (9)$$

де використовуються такі параметри вихлопних газів: ρ_2 - щільність, $кг/м^3$; V_2 - об'ємна витрата, $м^3/с$.

Крім того, у формулі (9) прийняті такі позначення: V_D - робочий об'єм (літраж) двигуна, $м^3$; n_e - частота обертання колінчастого вала, $об/хв$.

Кількість теплової енергії, яка втрачається через не врахування інших факторів:

$$Q_z = Q - Q_e - Q_o - Q_s. \quad (10)$$

Економічність двигуна характеризується ефективним коефіцієнтом корисної дії (далі – ККД), який визначається за формулою:

$$\eta_e = 1 - \frac{Q_o + Q_s + Q_z}{Q}. \quad (11)$$

Проведені експериментальні дослідження ДВЗ бензиномоторних пилок Husqvarna 236, Husqvarna 340, Тайга 245 за вищевикладеною методикою та на основі використання розробленої конструкції теплобалансного стенду. Результати досліджень подаються у вигляді діаграми (рис. 5) та графіків (рис. 6).

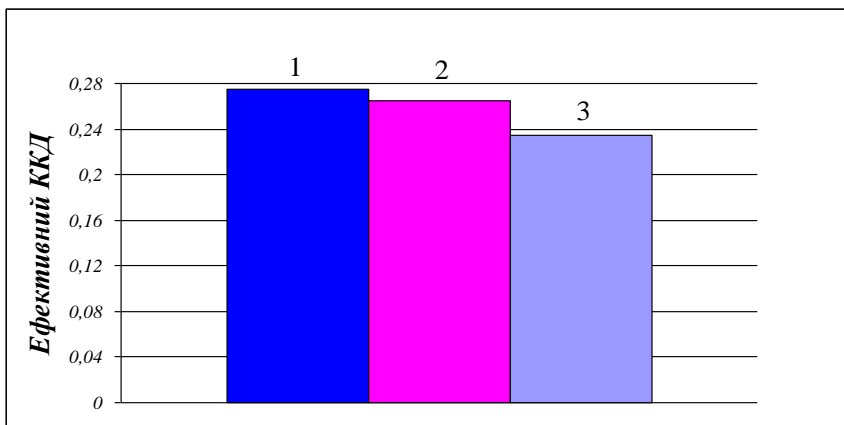


Рис. 5 – Зміна ефективного ККД двигунів досліджуваних бензопил на номінальному режимі роботи:

1 – Husqvarna 236 ($N_e = 1,4$ кВт; $n = 9000$ об/хв; $\eta_e = 0,275$);

2 – Husqvarna 340 ($N_e = 2,0$ кВт; $n = 9000$ об/хв; $\eta_e = 0,265$);

3 – Тайга 245 ($N_e = 2,6$ кВт; $n = 7000$ об/хв; $\eta_e = 0,235$)

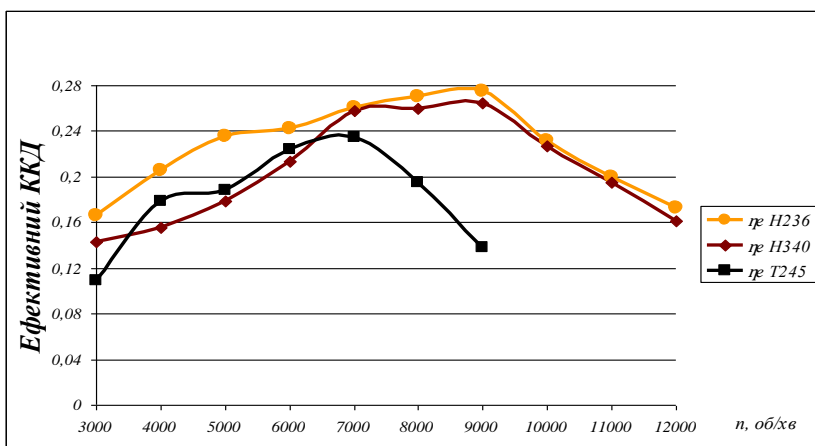


Рис.6 – Графік залежності ефективного ККД від частоти обертання колінчастого вала ДВЗ

Встановлено взаємозв'язок між потужністю досліджуваних ДВЗ бензиномоторних пил та їх ККД (рис. 5), а саме при збільшенні

потужності ККД зменшується. Збільшення потужності ДВЗ на $0,6 \text{ кВт}$ (порівняння бензиномоторних пилок Husqvarna 236 та Husqvarna 340) призводить до зменшення ККД на $0,1$, а аналогічне збільшення потужності (порівняння бензиномоторних пилок Husqvarna 340 та Тайга 245) призводить до зменшення ККД на $0,3$. Це пояснюється тим, що при збільшенні об'єму камери згорання зростає інтенсивність тепловіддачі через стінки та головку циліндра, а також днище поршня.

Графіки функцій ефективного ККД досліджуваних ДВЗ вказують на те, що зі зростанням частоти обертання колінчастого вала до номінальної величини зазначений параметр зростає, а після його проходження – спадає, внаслідок винесення частини паливної суміші разом з відпрацьованими газами протягом продувки циліндра у навколишнє середовище (рис. 6).

За цим показником ДВЗ бензиномоторної пилки Husqvarna 236 є кращим, ДВЗ бензиномоторної пилки Husqvarna 340 – близький до кращого в діапазоні $7000 \leq n \leq 12000 \text{ об/хв}$. Що стосується ДВЗ бензиномоторної пилки Тайга 245, то його ККД в діапазоні частот обертання колінчастого вала $5000 \leq n \leq 6500 \text{ об/хв}$ близький до ККД ДВЗ бензиномоторної пилки Husqvarna 340, однак після проходження номінальної частоти різко знижується, сягаючи величини $13,8 \%$.

Висновки. Результати експериментальних досліджень показали, що ефективний ККД для одного й того ж двигуна не залишається постійною величиною, а змінюється в залежності від режиму роботи, складу паливної суміші, технічного стану двигуна та інших факторів. Для досліджуваних карбюраторних двигунів кількість теплоти перетвореної в ефективну роботу не перевищує 28% .

Виготовлений теплобалансний випробувальний стенд доцільно впровадити у спеціалізованих майстернях, що здійснюють технічне обслуговування та ремонт бензиномоторних пилок. Це дозволить підвищити ефективність виконання ремонтних робіт, покращити діагностику окремих систем та якість післяремонтних випробувань.

Література

1. Шкіря Т.М. Технологія і машини лісосічних робіт. – Львів: Український державний лісотехнічний університет, “Триада плюс”, 2003. – 352 с.
2. Зима І.М., Малюгін Т.Т. Механізація лісгосподарських робіт: Підручник. – 4е вид., перероб. і доп. – Київ: Фірма “Інкос”, 2006 – 488 с.
3. Поспелов Д. Р. Конструкция двигателей внутреннего сгорания с воздушным охлаждением. – М.: Машиностроение, 1973, 352 с.

4. Макарьев Е. В. Стенд для теплорасбалансных испытаний судовых ДВС / Е. В. Макарьев // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. – 2014. – № 5 (27). – с. 12-19.

5. Стенд фірми WEINLICH STEUERUNGEN [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.weinlich.de/mp/mp01d.htm>.

6. Стенд компанії SANGO [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.sango.jp>.

7. Стенд компанії PowerLink [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://ru.powerlinkworld.com>.

8. Випробувальний стенд для бензопил компанії Husqvarna [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.husqvarnagroup.com/en>.

Рецензент д.т.н. В.І. Шваб'юк