

# ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 621.431:621.574

## Термодинамічний цикл устрою для отримання прісної води за рахунок теплоти рідини, що охолоджує ДВЗ

Г. К. Лавренченко<sup>1✉</sup>, О. Г. Слинко<sup>2</sup>, А. С. Бойчук<sup>3</sup>, С. В. Козловський<sup>4</sup>

<sup>1</sup>ТОВ «Інститут низькотемпературних енерготехнологій», а/с 285, Одеса, 65023, Україна;

<sup>2-4</sup>Одеський національний морський університет, вул. Мечнікова, 34, Одеса, 65029, Україна

✉ e-mail: <sup>1</sup>lavrenchenko.g.k@gmail.com

ORCID: <sup>1</sup><http://orcid.org/0000-0002-8239-7587>; <sup>2</sup><http://orcid.org/0000-0002-5310-4335>;

<sup>3</sup><http://orcid.org/0000-0003-2783-7129>; <sup>4</sup><http://orcid.org/0000-0002-3176-835X>

*Вода і повітря є головними багатствами планети Земля; без них, як на Місяці, нічого б не було. Не дивлячись на те, що 70,2% поверхні Землі покриті водою, проблема води, придатної для життєдіяльності Людини, була завжди, є зараз, а в майбутньому стане найбільшочішою проблемою для більшості мешканців планети наряду з проблемою теплового і газового забруднення її атмосфери. Найбільше прісної води знаходиться в атмосферному повітрі, але в стані пари. Для отримання 1 кг води із повітря необхідно відводити від пари 2500 кДж теплоти, не враховуючи теплоти, що витрачається при цьому на охолодження відповідної кількості повітря, в якому вона знаходиться. Тому актуально розробити як технологічний процес, так і устрій для перетворення атмосферної водяної пари у прісну воду, хоча б обмежено придатну для безпосереднього вживання при життєдіяльності людини. У статті пропонується для отримання прісної води із повітря використовувати утилізаційну тепловикористовуючу комбіновану енергохолодильну установку, парогенератор якої працює на теплоті рідини, що охолоджує автомобільний двигун внутрішнього згорання (ДВЗ). Для підтвердження дієздатності і ефективності пропонуємого способу виконано відповідні теплоенергетичні розрахунки утилізаційної тепловикористовуючої комбінованої енергохолодильної установки. Розрахунки показали, що при роботі ДВЗ потужністю 100 кВт за допомогою пропонуємої установки можна отримувати в м. Одеса 17,09 (18,55) л/год води і 0,4464 (0,4846) м<sup>3</sup>/с повітря від карбюраторного і дизельного ДВЗ, відповідно. Розрахунки для десяти випадково обраних міст планети Земля показали, що використовуючи пропонуємий устрій, можна отримувати від 15,1 до 20,9 літрів прісної води на годину. Крім прісної води при цьому отримується сухе ( $d = < 5$  г вол / кг с.п.) охолоджене до температури (2,8...4,4)°C повітря в кількості 0,5962...0,3393 м<sup>3</sup>/с.*

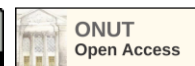
**Ключові слова:** Прісна вода; Холодне повітря; Додаткова потужність; Охолоджуюча рідина; ДВЗ; Утилізаційна тепловикористовуюча комбінована енергохолодильна установка

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v61i1.3109>

© The Author(s) 2025. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



### 1. Вступ

Вода і повітря є головними багатствами планети Земля. Прісної води, придатної для безпосереднього вживання флорою і фауною планети Земля, завжди було і є недостатньо для окремих її райо-

нів. Кількість таких районів, як показує дійсність, стрімко збільшується. В майбутньому це буде головною проблемою Людства. В той же час, велика, якщо не більша, частка прісної води планети Земля знаходиться в атмосферному повітрі у вигляді пари. Тому актуально розробити як технологічний

процес, так і устрій для перетворення атмосферної водяної пари у прісну воду, хоча б обмежено придатну для безпосереднього вживання при життєдіяльності людини [1].

В цей же час нас оточує світ автомобілів – великих теплових і газових забруднювачів атмосфери Землі. Першим та головним газовим і тепловим забруднювачем атмосфери є відпрацьовані гази двигунів. Другим тепловим забруднювачем є охолоджуюча їх рідина, температура якої на виході із двигунів дорівнює 90...120 °С [2] і яка оптимально придатна для використання в якості гарячого джерела теплоти утилізаційних тепловикористовуючих комбінованих енергоохолодильних установок (УТВКЕХУ) [3]. В сучасних автомобілів теплова потужність ДВЗ, охолоджуючої їх рідини, дорівнює 15...35% від загальної теплоти згоряння палива, і яка, як правило, зараз викидається в атмосферу [2].

Пропонується на системі охолодження двигунів автомобілів організувати роботу УТВКЕХУ. Холод, який отримується в УТВКЕХУ, використовувати для охолодження і сушки атмосферного повітря. Конденсат, що випадає при охолодженні повітря, накопичувати в спеціальному резервуарі. При черговій заправці автомобіля паливом, їх обмінювати, враховуючи вартість палива і прісної води в данній місцевості і пору року. Холодні сухе повітря і прісну воду використовувати для кондиціонування салону автомобіля та для удосконалення термодинамічного циклу ДВЗ [4]. Особливо це актуально для рефрижераторних автомобілів і рефрижераторних контейнерів.

Стаття має на меті привернути увагу науковців і можновладців на один із можливих способів хоча б часткового розв'язання вкрай важливого питання: «отримання прісної води, придатної для життєдіяльності мешканців планети Земля». Уже зараз «...понад мільярд людей на планеті не мають доступу до чистої питної води, а ще 2,6 мільярди відчувають нестачу води для потреб гігієни»; «водний річний слід однієї людини» становить 1240 м<sup>3</sup> [1]. Тому в майбутньому «водяні» жорстокі міждержавні конфлікти неминучі...

Проблема постачання води, придатної для життєдіяльності Людства, завжди була актуальною, залишається зараз, а в майбутньому буде першочерговою. Хоча понад 70% поверхні планети Земля вкриті водою, тільки близько 3% цієї води є прісними, до того ж, тільки 1/3 цієї води доступна Людству, інша знаходиться у вигляді льоду [1].

В той же час, необмежена кількість прісної води знаходиться в атмосфері Землі у вигляді пари, але для отримання з цієї пари 1 кг води необхідно відводити 2500 кДж теплоти, що не під силу будь-якій економіці в світі. Тільки використовуючи, так звану, вторинну (бросову) теплоту енергетичних установок, які перетворюють теплоту в механічну енергію, можна наблизитись до вирішення цієї проблеми. Найбільш поширеними зараз перетворювачами теплоти в механічну енергію є двигуни внутрішнього згоряння.

В статті досліджується варіант отримання прісної води за допомогою УТВКЕХУ, парогенератор енергетичної пари якої працює на теплоті рідини, що охолоджує карбюраторні і дизельні двигуни внутрішнього згоряння.

## 2. Карбюраторні ДВЗ

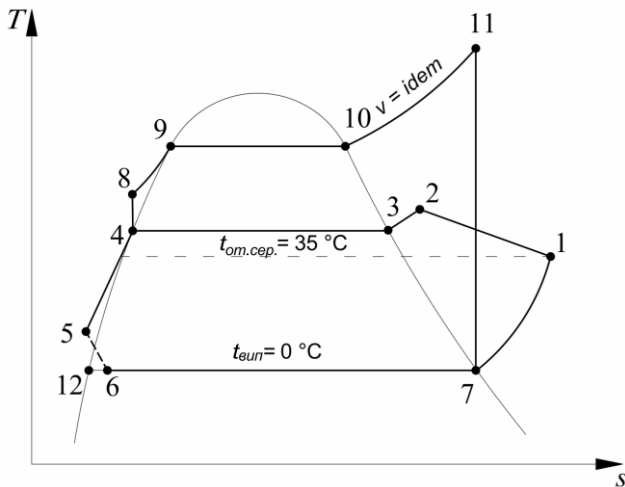
В карбюраторних двигунах втрата теплоти згоряння палива з охолоджуючою його рідиною дорівнює  $k_p = 15...20\%$  від загальної теплоти згоряння палива. Ефективні питома витрата палива на 1 кВт·год роботи і ККД цих двигунів коливаються в межах  $b_e = 285...380$  г/(кВт·год) і  $\eta_e = 0,2...0,28$  [2]. Температура рідини, яка охолоджує двигун на виході із нього, коливається в інтервалі 90...120°C, що оптимально підходить для використання її в парогенераторі енергетичної пари УТВКЕХУ [3,4,6]. В якості вхідних розрахункових даних прийнято середні значення вказаних вище показників ефективності таких двигунів.

Прийнято середнє значення температури зовнішнього повітря для досліджуємих міст планети Земля, що використовується для охолодження конденсатора і компресора УТВКЕХУ, яке дорівнює  $t_{z,п} = 35^\circ\text{C}$ . В якості робочого тіла УТВКЕХУ прийнято холодоагент R134a, температура кипіння (випаровування) якого у випарнику холодильної машини дорівнює  $t_{вип} = 0^\circ\text{C}$ .

Використовуючи прийняті значення показників ефективності роботи карбюраторних ДВЗ, параметрів зовнішнього повітря і температури випаровування холодоагенту R134a, визначено його термодинамічні властивості у всіх точках термодинамічного циклу УТВКЕХУ за допомогою автоматизованої машинної системи програмування теплофізичних властивостей робочих тіл енергетичних і холодильних установок REFPROP [5]. Цикл УТВКЕХУ зображено на рис. 1.

Розрахунок виконано для умовного двигуна

потужністю 100 кВт, оскільки кількість прісної води, що отримується, в основному залежить від цієї його характеристики.



**Рисунок 1** – Термодинамічний цикл тепловикористовуючої комбінованої енергохолодильної установки з граничним перегрівом пари і політропним процесом її стиснення (штриховою лінією вказана температура оточуючого середовища (повітря/води), що охолоджує компресор (процес 1-2) і конденсатор (процес 2-3-4); процес 7-1 – граничний (максимально можливий) регенеративний перегрів суміші енергетичної і холодильної пари за рахунок теплоти повного переохолодження пропорційної кількості зрідженого холодоагенту (процес 4-5))

Годинна витрата палива на роботу карбюраторного двигуна потужністю 100 кВт

$$B = q_e \cdot N_e = 0,3325 \cdot 100 = 33,25 \text{ кг/год.}$$

Теплота, що отримується при спалюванні цієї витрати палива

$$Q_T = B \cdot Q_p^u = 33,25 \cdot 40 \cdot 10^3 = 1,33 \cdot 10^6 \text{ кДж/год.}$$

Теплова потужність рідини, що охолоджує двигун

$$Q_p = k_p \cdot Q_T = 0,175 \cdot 1,33 \cdot 10^6 = 0,23275 \cdot 10^6 \text{ кДж/год} = 64,65 \text{ кВт.}$$

Отже, враховуючи температурну дієздатності використовуємого рівняння стану R134a і принцип побудови УТВКЕХУ, визначальними параметрами її термодинамічного циклу в точці 11 (рис. 1) є температура  $t_{11} = 100^\circ\text{C}$  і ентропія  $s_{11} = s_7 = 1,72 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ . Визначивши по цим аргументам решту термодинамічних властивостей R134a в точці 11, визначено його властивості в точках 10, 9 і 8, враховуючи, що процес перегріву енергетичної насиченої пари 10-11 – ізохорний. Всі визначені термодинамічні властивості R134a наведено в табл. 1.

**Таблиця 1** – Термодинамічні властивості R134a в характерних точках УТВКЕХУ при використанні в якості гарячого джерела теплоти рідини, що охолоджує карбюраторний або дизельний ДВЗ

Точки	$p$ , бар	$t$ , °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$u$ , кДж/кг	$h$ , кДж/кг	$s$ , кДж/(кг·K)	Ступінь сухості $x$
1	2,9280	45	11,861		438,85	1,8634	
2	11,599	50	55,540		427,36	1,7275	
3	11,599	45	57,657		421,52	1,7092	1,0
4	11,599	45	1125,1		263,94	1,2139	0
5	11,599	30,095	1189,7		241,85	1,1428	
6	2,9280	0	65,726		241,85	1,1532	0.21072
7	2,9280	0	14,428		398,60	1,7271	
8	28,338	46,248	1134,5		265,4	1,2139	
9	28,338	83,473	900,40		329,15	1,4021	
10	28,338	83,473	172,99	411,88	428,19	1,6798	
11	32,296	100,0	172,99	429,07	447,74	1,7271	
12	2,9280	0				1,000	

Використовуючи табличні дані, розраховано:

- питому роботу політропного процесу стиснення пари (1-2, рис. 1)

$$l_K = T_{cep} (s_2 - s_1) - (h_2 - h_1) = 320,65(1,7275 - 1,8637) - (427,36 - 438,86) = -32,17 \text{ кДж/кг;}$$

- питому роботу турбіни (процес 11-7, рис. 1)

$$l_T = h_{11} - h_7 = 447,74 - 398,60 = 49,14 \text{ кДж/кг;}$$

- питому кількість теплоти, яка необхідна для перетворення 1 кг рідини R134a із стану точки 8 в

перегріву пари в стані точки 11 (рис. 1)

$$q_1 = (h_{10} - h_8) + (u_{11} - u_{10}) = (428,19 - 265,4) + (429,07 - 411,88) = 179,98 \text{ кДж/кг};$$

- кількість пари, що отримується за рахунок теплової потужності рідини, яка охолоджує карбюраторний двигун потужністю 100 кВт

$$m_{\text{пар}} = \frac{Q_p}{q_1} = \frac{64,65}{179,98} = 0,3592 \text{ кг/с};$$

- потужність парової турбіни

$$N_T = m_{\text{пар}} \cdot l_T = 0,3592 \cdot 49,14 = 17,65 \text{ кВт};$$

- питому теплоту граничного перегріву пари (процес 7-1, рис. 1)

$$\Delta q_{7-1} = h_1 - h_7 = 438,85 - 398,60 = 40,26 \text{ кДж/кг};$$

Потужності турбіни і компресора повинні співпадати, тоді:

$$m_{\text{пар}} \cdot l_T = (m_{\text{пар}} + m_{\text{хол}}) \cdot l_k \Rightarrow m_{\text{хол}} = \frac{m_{\text{пар}} (l_T - l_k)}{l_k} = \frac{0,3592 (49,14 - 32,17)}{32,17} = 0,1895 \text{ кг/с}.$$

Після чого розраховано:

- суму енергетичної і холодильної пари

$$m_{\text{сум}} = m_{\text{хол}} + m_{\text{пар}} = 0,1895 + 0,3592 = 0,5487 \text{ кг/с};$$

- ентальпію R134a в точці 5

$$h_5 = h_4 - m_{\text{сум}} \Delta q_{7-1} = 263,94 - 0,5487 \cdot 40,26 = 241,85 \text{ кДж/кг}.$$

Після чого визначено термодинамічні властивості R134a в точках 5 і 6 та долучено їх в табл. 1.

Використовуючи дані табл. 1 розраховано:

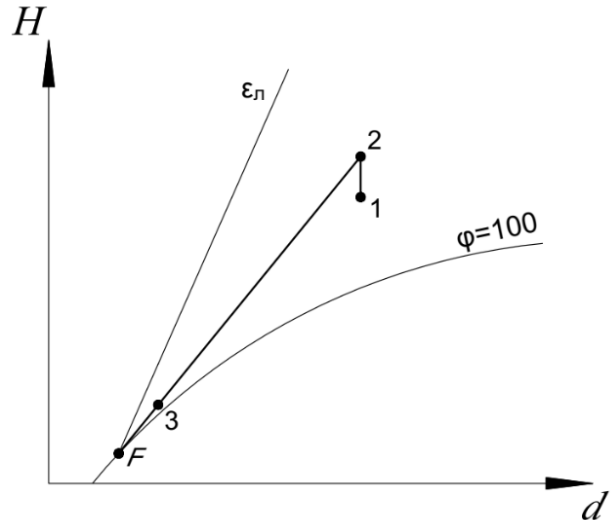
- питому масову холодопродуктивність

$$q_0 = h_7 - h_6 = 398,60 - 241,85 = 156,75 \text{ кДж/кг};$$

- холодопродуктивність УТВКЕХУ, яка працює на рідині, що охолоджує карбюраторний ДВЗ

$$Q_{0,\text{карб}} = m_{\text{хол}} \cdot q_0 = 0,1895 \cdot 156,75 = 29,70 \text{ кВт}.$$

На рис. 2 в діаграмі  $H-d$  показано процес охолодження і сушіння повітря у випарнику УТВКЕХУ (в повітроохолоджувачі кондиціонера, процес 2-3, рис. 2).



**Рисунок 2** – Сукупність процесів тепломасообміну в повітроохолоджувачі УТВКЕХУ: 1-2 – процес стиснення зовнішнього повітря вентилятором, який подає його в повітроохолоджувач; 2-3 – процес охолодження і сушіння повітря

Для розрахунку кількості вологи (води), яка утворюється на поверхні повітроохолоджувача (випарника холодильної машини УТВКЕХУ) прийнято, що коефіцієнти охолодження і сушки повітря дорівнюють  $\eta_t = \eta_m = 0,9$ .

Розрахунки тепловологісних характеристик повітря в характерних точках його охолодження і сушки в повітроохолоджувачі виконані при використанні головних рівнянь теорії вологого повітря

$$H = (1 + 1,89d) \cdot t + 2500d,$$

де  $H$  – ентальпія вологого повітря, кДж/(кг сухого повітря), далі кДж/(кг с.п);  $t$  – температура повітря, °С;  $d$  – вологовміст, (кг вол)/(кг сухого повітря), далі (кг вол)/(кг с.п)

$$d = 0,622 \frac{p_{\text{п}}}{p_6 - p_{\text{п}}} = 0,622 \frac{\varphi \cdot p_s}{p_6 - \varphi \cdot p_s};$$

де  $p_{\text{п}}$  – парціальний тиск водяної пари, МПа;  $p_6$  – атмосферний (барометричний) тиск повітря, МПа;  $\varphi$  – відносна вологість повітря,  $\varphi = p_{\text{п}}/p_s$ ;  $p_s$  – тиск

насиченої пари при температурі повітря, МПа.

Розраховано кількість води і охолодженого повітря, що утворюються у випарнику холодильної машини УТВКЕХУ, що працює на теплоті рідини, яка охолоджує карбюраторний або дизельний ДВЗ. Для прикладу розрахунки виконано для двох міст України (Києва і Одеси) і десяти країн різних континентів і держав планети Земля. Вхідні

розрахункові параметри зовнішнього повітря прийняті за даними монографії [7], в якій для Києва і Одеси вони задані значеннями температури по сухому термометру і ентальпії, а для інших міст – значеннями температур по сухому та мокрому термометрам. В табл. 2 наведено тепловологісні властивості повітря в м. Одесі в характерних точках його обробки в пропонуємі установаці.

**Таблиця 2** – Тепловологісні властивості повітря в м. Одесі в характерних точках процесу його охолодження і сушки у випарнику холодильної машини УТВКЕХУ, в якій в якості гарячого джерела теплоти використовується рідина, що охолоджує карбюраторний або дизельний ДВЗ

Точки	Температура, $t, ^\circ\text{C}$	Відносна вологість, $\varphi, \%$	Вологовміст, $d, \text{г вол/кг с.п}$	Ентальпія, $H, \text{кДж/кг}$
1	28,6	52,42	13,07	62,00
2	30,6	38,58	13,07	64,05
3	3,06	94,66	4,75	15,00
F	0	100,0	4,51	9,56

Використовуючи наведені в таблиці дані, розраховано:

- питому теплоту, яку необхідно відводити від 1 кг вологого повітря, щоб його охолодити і осушити в процесі 2-3 (див. рис. 2)

$$\Delta H_{2-3} = H_2 - H_3 = 64,05 - 15,00 = 49,05 \text{ кДж / (кг с.п.)};$$

- кількість зовнішнього повітря, яку можна охолодити і осушити в одиницю часу, при холодопродуктивності УТВКЕХУ, яка працює на рідині, що охолоджує карбюраторний ДВЗ

$$m_{c.n} = \frac{Q_{0,карб}}{\Delta H_{2-3}} = \frac{29,70}{49,05} = 0,5970 \text{ (кг с.п.)}/\text{с};$$

- кількість вологи, що виділяється в одиницю часу при охолодженні і сушці цієї кількості повітря

$$M_{вол} = m_{c.n} \cdot (d_2 - d_3) = 0,5970(13,07 - 4,75) = 4,9670 \text{ г / с} = 17,88 \text{ кг вол./год.}$$

Використовуючи отримані дані, розраховано об'єм отримуюмого повітря, яке охолоджене до температури 3,06 °С (табл. 2)

$$V = \frac{m_{c.n} \cdot RT}{P_{атм}} = \frac{0,5970 \cdot 287,1 \cdot 276,21}{1,01325 \cdot 10^5} = 0,4672 \text{ м}^3/\text{с}.$$

### 3. Дизельні чотиритактні ДВЗ

В дизельних чотиритактних двигунах ефективні питома витрата палива і ККД коливаються в межах  $b_e = 220 \dots 280 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$  і  $\eta_e = 0,3 \dots 0,4$ ; а втрата теплоти з охолоджуючою їх рідиною складає  $k_p = 15 \dots 35\%$  від загальної теплоти згоряння палива. Температура охолоджуючої рідини коливається в межах 90...120 °С [2].

В якості початкових розрахункових даних прийнято також середні значення приведених вище показників ефективності.

Тоді:

- годинна витрата палива

$$B = b_e \cdot N_e = 0,25 \cdot 100 = 25,00 \text{ кг/год};$$

- теплота, що утворюється при згорянні цього палива

$$Q_G = B \cdot Q_p^u = 25,00 \cdot 40 \cdot 10^3 = 1,00 \cdot 10^6 \text{ кДж/год};$$

- теплова потужність рідини, що охолоджує дизельний чотиритактний двигун потужністю 100 кВт

$$Q_p = k_p \cdot Q_G = 0,25 \cdot 1,00 \cdot 10^6 = 0,25 \cdot 10^6 \text{ кДж/год} = 69,44 \text{ кВт}.$$

Враховуючи, що вхідні дані побудови і роботи УТВКЕХУ ті ж самі, що і для карбюраторних двигунів, термодинамічні властивості R134a в характерних точках УТВКЕХУ залишилися тими ж (див. табл. 2).

Тоді кількість пари, що утворюється за рахунок теплової потужності рідини, яка охолоджує дизельний двигун потужністю 100 кВт, дорівнює

$$m_{\text{пар}} = \frac{Q_p}{q_1} = \frac{69,44}{179,98} = 0,3858 \text{ кг/с.}$$

Потужність парової турбіни дорівнює

$$N_T = m_{\text{пар}} \cdot l_T = 0,3558 \cdot 49,14 = 17,48 \text{ кВт,}$$

де питома робота турбіни та ж сама, що і у карбюраторного двигуна.

За умови, що потужності турбіни і компресора співпадають, кількість холодоагенту, що подається у випарник холодильної машини розраховується із співвідношення:

$$m_{\text{хол}} = \frac{m_{\text{пар}}(l_T - l_k)}{l_k} = \frac{0,3858(49,14 - 32,17)}{32,17} = 0,2035 \text{ кг/с.}$$

Після чого розраховано:

- суму енергетичної і холодильної пари, яка підлягає регенеративному перегріву

$$m_{\text{сум}} = m_{\text{хол}} + m_{\text{пар}} = 0,2035 + 0,3858 = 0,5893 \text{ кг/с;}$$

- ентальпію переохолодженої рідини R134a в точці 5

$$\begin{aligned} h_5 &= h_4 - m_{\text{сум}} \Delta q_{7-1} = 263,94 - 0,5893 \cdot 40,26 = \\ &= 240,21 \text{ кДж/кг;} \end{aligned}$$

де питома теплота граничного перегріву пари (процес 7-1, рис. 1) залишилась такою ж, як і в циклі карбюраторних двигунів

$$\Delta q_{7-1} = 40,26 \text{ кДж/кг;}$$

Знаючи ентальпію і тиск в точці 5, визначено термодинамічні властивості R134a в точках 5 і 6.

Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_7 - h_6 = 398,60 - 240,21 = 158,39 \text{ кДж/кг;}$$

Холодопродуктивність УТВКЕХУ, яка працює на рідині, що охолоджує дизельний ДВЗ

$$Q_{0,\text{оуз}} = m_{\text{хол}} \cdot q_0 = 0,2035 \cdot 158,39 = 32,23 \text{ кВт.}$$

Параметри повітря зовнішнього і охолодженого ті ж самі, що і у варіанті охолодження карбюраторних двигунів (див. табл.2), тому:

- кількість повітря, яку можна охолодити до 3,06 °С і осушити до 4,75 г вол/кг с.п в одиницю часу, якщо через повітроохолоджувач прокачувати 0,2035 кг/с холодоагенту, дорівнює

$$m_{\text{с.п}} = \frac{Q_{0,\text{оуз}}}{\Delta H_{2-3}} = \frac{32,23}{49,05} = 0,6571 \text{ (кг с.п)/с;}$$

- кількість вологи, що випадає на поверхні випарника холодильної машини в одиницю часу при охолодженні і осушенні 0,6192 кг с.п/с

$$\begin{aligned} M_{\text{вол}} &= m_{\text{с.п}} \cdot (d_2 - d_3) = 0,6571(13,07 - 4,75) = \\ &= 5,4671 \text{ г/с} = 19,68 \text{ кг вол./год.} \end{aligned}$$

Об'єм повітря, яке охолоджується до температури 3,06 °С в одиницю часу, дорівнює

$$V = \frac{m_{\text{с.п}} RT}{P_{\text{атм}}} = \frac{0,6571 \cdot 287,1 \cdot 276,21}{1,01325 \cdot 10^5} = 0,5146 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Секундний об'єм свіжого повітря, що необхідний для роботи дизельного ДВЗ потужністю 100 кВт, незалежно розрахований за методом В.І. Гринивецького - Є.К. Мазінга, дорівнює

$$V_{\text{нов}} = 0,18 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Тобто, при використанні пропонуємої установки отримується не тільки прісна вода (18,55 кг/год) але й сухе ( $d = < 5$  г вол/с.п) холодне повітря ( $t = < 5$  °С), секундний об'єм якого ( $V = 0,4846$  м<sup>3</sup>/с) значно більший секундного об'єму повітря, необхідного для роботи двигуна-донора.

Для з'ясування питання як залежить розташування на планеті Земля міста на кількість отримуваних прісної води і охолодженого повітря, виконано розрахунки для десяти випадково обраних міст планети Земля, результати яких наведено в табл. 3.

**Таблиця 3** – Кількість холодної води і сухого повітря, отримуваних за допомогою теплоти рідини, яка охолоджує дизельний ДВЗ потужністю 100 кВт, із повітря оточуючого середовища в містах Києві і Одесі та десяти випадково обраних містах світу.

Місто (Держава)	Вхідні параметри повітря оточуючого середовища [7]			Кількість холодної води і сухого повітря, отримуваних при температурах 2,8...4,4 °С		
	температура по сухому термометру (точка 1, рис. 2) $t_e$ , °С	температура по мокрому термометру $t_m$ , °С	ентальпія (точка 1, рис.2), кДж/кг с.п.	вода, л/год	повітря, кг/с	повітря, м <sup>3</sup> /с
Одеса (Україна)	28,6	–	62,0	19,685	0,6571	0,5146
Київ (Україна)	28,7	–	56,10	16,50	0,7370	0,5768
Лос-Анжелес (США)	32	22	–	19,68	0,6571	0,5149
Нью-Йорк (США)	32	24	–	24,38	0,6229	0,4881
Ер-Ріяд (Саудівська Аравія)	42	25	–	16,10	0,5124	0,4030
Лондон (Велика Британія)	26	19	–	18,01	0,7625	0,5962
Мельбурн (Австралія)	33	21	–	15,57	0,6654	0,5216
Тель-Авів (Ізраїль)	34	23	–	18,44	0,5842	0,4581
Париж (Франція)	30	20	–	16,27	0,7116	0,5572
Мюнхен (Німеччина)	28	19	–	15,10	0,7116	0,5598
Делі (Індія)	30	20	–	20,91	0,4315	0,3393
Токіо (Японія)	32	27	–	25,43	0,4578	0,3582

#### 4. Висновки

Виконані теплові розрахунки параметрів ефективності пропонованого термодинамічного процесу отримання прісної води із оточуючого повітря за рахунок теплоти рідини, що охолоджує ДВЗ, підтверджують його дієздатність і ефективність. Так, при використанні рідини, яка охолоджує дизельний ДВЗ потужністю 100 кВт, в якості гарячого джерела УТВКЕХУ, можна отримувати від 15,1 до 20,9 літрів прісної води на годину. Крім прісної води при цьому отримується сухе ( $d = < 5$  г вол/кг с.п) охоложене до температури (2,8...4,4) °С повітря в кількості від 0,5962 до 0,3393 м<sup>3</sup>/с.

Таку кількість сухого холодного повітря можна використовувати для удосконалення робочого процесу двигуна-донора, а холодну воду для кондиціонування салону автомобіля. Перше суттєво підвищить ефективність робочого процесу двигуна-донора, а друге особливо актуально для рефрижераторних автомобілів, враховуючи не тільки наявності надлишкової кількості холодного повітря, але й холодної води, теплоємність якої в чотири рази більша, чим повітря.

Виконані розрахунки показують, що автомобілі, які обладнані такими установками, вже зараз актуальні для всіх континентів планети Земля. Тому попит на такі автомобілі в світі буде зростати.

Зрозуміло, що конструкція ДВЗ, обладнаних такими установками, суттєво ускладнюється, але отримувана прісна холодна вода, холодне повітря цього варті. До того ж, виготовлення таких автомобілів, це разові витрати, а холодна прісна вода, холодне повітря отримуються протягом всього терміну їх використання.

#### Особистий внесок авторів CRediТ

**Лавренченко Г.К.:** перевірка, формальний аналіз, написання – огляд та редагування, адміністрування. **Слинько О.Г.:** концептуалізація, методологія, дослідження, написання – оригінальний проект. **Бойчук А.С.:** візуалізація, еволюція загальних цілей та завдань. **Козловський С.В.:** формальний аналіз, програмне забезпечення, візуалізація, верифікація.

## Література

1. Прісна вода закінчиться на Землі вже через 25 років – вчені. URL: <https://www.unian.ua/ecology/naturalresources/1214014-prisna-voda-zakinchitsya-na-zemli-vje-cherez-25-rokiv-vcheni.html> (дата звернення 12.02.2025)
2. Селіверстов В.М. Теплосилове обладнання пiдйомно-транспортних машин. – М.: Транспорт, 1974. – 264 с.
3. Лавренченко Г.К., Слинко О.Г., Галкін В.М., Козловський С.В., Бойчук А.С. Утилізаційна комбінована енергохолодильна установка з повним регенеративним теплообміном // Холодильна техніка та технологія. – 2022. – Т. 58(1). – С. 50-61. <https://doi.org/10.15673/ret.v58i1.2315>.
4. Вассерман О.А., Слинко О.Г., Шутенко М.А. Інноваційні цикли енергетичних установок. – Одеса: Вид-во «Фенікс», 2020. – 182 с.
5. Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties — REFPROP, Version 8.0. – Gaithersburg, 2007. – 51 p. <https://doi.org/10.15673/ret.v57i4.2208>
6. Лавренченко Г.К., Слинко О.Г., Галкін В.М., Козловський С.В., Бойчук А.С. Гідродинамічний метод перетворення рідини в перегріту пару // Холодильна техніка та технологія. – 2022. – Т. 58(2). – С. 92-97. <https://doi.org/10.15673/ret.v58i2.2381>.
7. Ліпа О.І. Кондиціонування повітря. Основи теорії. Сучасні технології обробки повітря. – Одеса: ОДАХ, вид-во ВМВ, 2010. – 607 с.

Отримана в редакції 11.02.2025, прийнята до друку 04.03.2025

## Thermodynamic cycle of a device for obtaining fresh water from the heat of the liquid that cools the internal combustion engine

Georg Lavrenchenko<sup>1</sup>✉, Oleksii Slynko<sup>2</sup>, Artem Boychuk<sup>3</sup>, Serhii Kozlovskiy<sup>4</sup>

<sup>1</sup>«Institute of Low Temperature Energy Technology», POB 285, Odessa, 65023, Ukraine;

<sup>2-4</sup>Odessa National Maritime University, 34 Mechnikova str., Odessa, 65029, Ukraine

✉ e-mail: <sup>1</sup>lavrenchenko.g.k@gmail.com

ORCID: <sup>1</sup><http://orcid.org/0000-0002-8239-7587>; <sup>2</sup><http://orcid.org/0000-0002-5310-4335>;

<sup>3</sup><http://orcid.org/0000-0003-2783-7129>; <sup>4</sup><http://orcid.org/0000-0002-3176-835X>

*Water and air are the main resources of the planet Earth; without them, as on the Moon, there would be nothing. Despite the fact that 70,2% of the Earth's surface is covered with water, the problem of water suitable for human life has always been, is now, and in the future will become the most painful problem for most of the planet's inhabitants, along with the problem of thermal and gas pollution of its atmosphere. Most of the fresh water is in the atmospheric air, but in the state of steam. To obtain 1 kg of water from the air, it is necessary to remove 2500 kJ of heat from the steam, not taking into account the heat spent on cooling the corresponding amount of air in which it is located. It is proposed to use a heat-recovery combined energy cooling plant to obtain fresh water from the air, the steam generator of which operates on the heat of the car engine cooling liquid. To confirm the feasibility and efficiency of the proposed method of obtaining fresh water from the heat of the liquid cooling the internal combustion engine, the corresponding heat and energy calculations of the utilization heat-using combined energy-cooling plant were performed. The calculations showed that when the internal combustion engine with a capacity of 100 kW is operating, using the proposed plant, it is possible to obtain in Odessa 17,09 (18,55) l/h of water and 0,4464 (0,4846) m<sup>3</sup>/sec of air from the carburetor and diesel internal combustion engines, respectively. Calculations for ten randomly selected cities on planet Earth showed that using the proposed device, it is possible to obtain from 15,1 to 20,9 liters of fresh water per hour. In addition to fresh water, dry ( $d = <5$  g hum/kg dry steam) air cooled to a temperature of (2,8...4,4) °C is obtained in an amount of 0,5962...0,3393 m<sup>3</sup>/sec.*

**Keywords:** Fresh water; Cold air; Additional power; Coolant; Internal combustion engine; Heat recovery combined energy cooling plant

## References

1. Fresh water will run out on Earth in just 25 years – scientists. Retrieved 12 February 2024 from <https://www.unian.ua/ecology/naturalresources/1214014-prisna-voda-zakinchitsya-na-zemli-vje-cherez-25-rokiv-vcheni.html>.
2. **Selyverstov, V.M.** (1974) Thermal power equipment of lifting and transport machines. *M.: Transport*, 264.
3. **Lavrenchenko, G.K., Slynko, O.G., Galkin, V.M., Kozlovskiy, S.V., Boychuk, A.S.** (2022). Utilization combined energy refrigeration unit with full regenerative heat exchange. *Refrigeration Engineering and Technology*, 58(1), 50-61.
4. **Vasserman, O.A., Slynko, O.G., Shutenko, M.A.** (2020) Innovative cycles of power plants. *Odesa: Fenix Publishing House*, 182.
5. **Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O.** (2007) NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP, Version 8.0. *Gaithersburg*, 51
6. **Lavrenchenko, G.K., Slynko, O.G., Galkin, V.M., Kozlovskiy, S.V., Boychuk, A.S.** (2022). Hydrodynamic method of converting liquid into superheated steam. *Refrigeration Engineering and Technology*, 58(2), 92-97.
7. **Lipa, O.I.** (2010) Conditioning of the air. The basics of the theory. Modern technologies of air treatment. *Odesa: OSAR, VMV Publishing House*, 607.

---

Received 11 February 2025

Approved 04 March 2025

Available in Internet 31 March 2025