

10.31653/smf49.2024.88-97

Очеретяний Ю.О., Романов А.М., Шевченко В.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ ХОЛОДОПОТРЕБИ СУДНОВОЇ СИСТЕМИ КОМФОРТНОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ВІД КОЕФІЦІЄНТА РЕЦИРКУЛЯЦІЇ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Процес комфортного кондиціонування повітря у зв'язку з Всесвітнім потеплінням перетворюється із статті розкішу в статтю жорсткої необхідності і не тільки в урбаністичних містах держав Африки, але і повсюдно в цивілізованих державах Європи і Америки. Широке використання процесу кондиціонування, не тільки комфортного, але й технологічного, стримується неймовірно великою потужністю холодильної машини. Це обумовлюється великою теплою, затрачуємою на охолодження і осушення повітря, яка має місце в процесі тепло-масообміну, що здійснюється в повітроохолоджувачах, тобто в випарниках холодильної машини. Цю теплоту можна зменшити шляхом регенеративного теплообміну між часткою свіжого повітря припливного повітря, що подається в кондиціонуванні приміщення і часткою холодного повітря кондиціонованого приміщення, яка замінюється свіжим.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Головним і найбільш енергозатратним серед сукупності процесів тепловологістної обробки повітря при його комфортному кондиціонуванні в літньому режимі є процес його охолодження і сушіння, тобто процес тепло-масообміну[1]. Енергозатрати на його здійснення значно більші теплоти, що проникає в кондиціонуванні приміщення, в рази, до того ж вона збільшуються з підвищенням температури і вологості оточуючого повітря.

В роботі пропонується спосіб зменшення енерговитратності в цьому процесі шляхом регенеративного охолодження частки зовнішнього свіжого повітря, яка входить до складу припливного повітря кондиціонованих приміщень, шляхом застосування змішуючого теплообмінника свіжого та рециркуляційного повітря. Такий спосіб тепло-масообміну придатний при обмеженій контролюємій кількості споживачів припливного повітря кондиціонера, коли мала ймовірність його зараження мікробами і забруднення неприємними запахами. В залежності від ступеня регенерації (k_p) вдається суттєво змень-

шити холод потребу кондиціонера і, відповідно, потужність холодильної машини, яка обслуговує кондиціонер: при $k_p=0,6$ її теоретична потужність зменшується на 87%, а при $k_p=0,8$ – в 2,7 рази.

Постановка завдання. Завданням дослідження є визначення залежності теоретичної холод потреби центрального кондиціонера від коефіцієнта рециркуляції тобто, якщо перейти: а) на граничну 80% рециркуляцію, б) на прямоточну систему кондиціонування.

Виклад основного матеріалу дослідження. Розглянемо параметри, величини яких можна отримати на основі прямих вимірів, виконаних під час експлуатації.

Розрахунок можна виконати двома способами: графічно за допомогою діаграми H-d, або аналітично (за допомогою машинної програми для персонального комп'ютера[2]) з використанням залежностей:

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

$$d = 0,622 \frac{P_n}{P_b - P_n} = 0,622 \frac{\phi \cdot P_s}{P_b - \phi \cdot P_s} \quad (2)$$

де H – ентальпія вологого повітря, кДж/(кг сухого повітря), далі кДж/(кг с.п.);

d – вологовміст, (кг вологи)/(кг сухого повітря), далі (кг вол.)/(кг с.п.);

p_n – парціальний тиск водяної пари, бар (МПа);

p_b – атмосферний (барометричний) тиск повітря, бар (МПа); звичайно приймається рівним 1 бар,

ϕ – відносна вологість повітря, $\phi = p_n/p_s$,

p_s – тиск насиченої пари при температурі вологого повітря.

При виконанні завдання розглядаються обидва алгоритми її виконання, а результати аналітичного (машинного) способу записуються як значно точніші. На рис. 1 в діаграмі H,d зображена сукупність процесів тепловологістної обробки повітря в літньому режимі кондиціонування в заданій судновій системі комфортного кондиціонування повітря (ССККП).

1. Розрахуємо ентальпію і паровміст зовнішнього повітря в точці 3, використовуючи співвідношення (1) і (2), а при використанні діаграми H,d визначаємо ці ж параметри повітря на перетині ізотерми $t_{зп} = 35^\circ\text{C}$ і ізофіти (лінії сталої відносної вологості повітря) $\phi_{зп}=70\%$.

$$H_{зп} = 100,5 \text{ кДж/(кг с.п.)}, d_{зп} = 25,52 \text{ (г.вол.)/(кг с.п.)}.$$

2. Аналогічно розраховуємо (визначаємо) ці ж параметри повітря в кондиціонованих приміщеннях (точка **II**) при $t_{пн}=24^{\circ}\text{C}$ і відносній вологості $\varphi_{пн}=60\%$:

$$H_{пн} = 52,9 \text{ кДж}/(\text{кг с.п.}), d_{пн} = 11,35 \text{ (г вол.)}/(\text{кг с.п.}).$$

3. Визначаємо підігрів рециркуляційного повітря в повітропроводах на шляху до центрального кондиціонера, який знаходиться в діапазоні $\Delta t_{ст}=1...3^{\circ}\text{C}$ в залежності від їх довжини і якості ізоляції. Оскільки в умовах завдання нічого не сказано про довжину та ізоляцію повітропроводу, приймаємо середнє значення $\Delta t_{ст}=2^{\circ}\text{C}$. Тоді на перетині ізотерми $t_K=26^{\circ}\text{C}$ і лінії $d_K=d_{пн}=11,35 \text{ (г вол.)}/(\text{кг с.п.})$ визначаємо локацію точки **K** і її параметри: $\varphi_K=53,26\%$, $H_K=54,9 \text{ кДж}/(\text{кг с.п.})$. Процес **II-K** характеризує нагрівання рециркуляційного повітря на шляху до центрального кондиціонера.

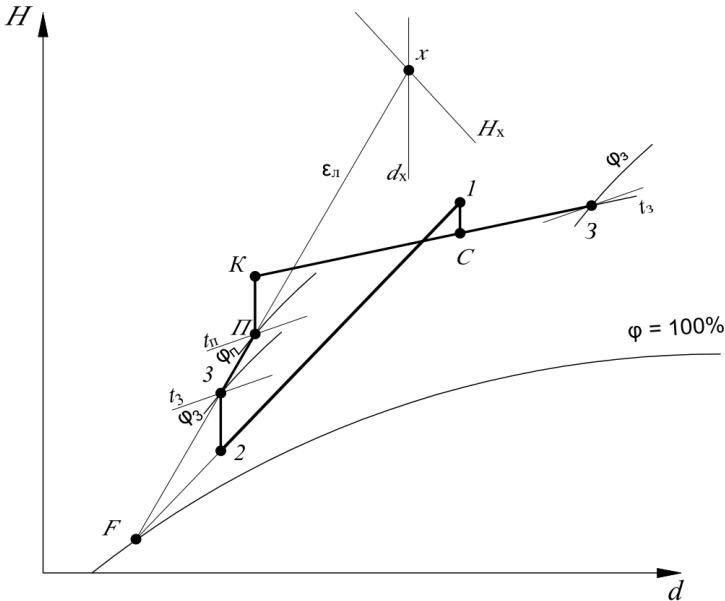


Рис. 1. Зображення в H, d діаграмі сукупності процесів тепловологісної обробки повітря в одноканалній центральній прямоточно-рециркуляційній середньо-напірній ССККП при літньому режимі кондиціонування з випускними розподільниками повітря

При аналітичному розрахунку відносної вологості рециркуляційного повітря в точці **K** використовуємо співвідношення (2), перетворене до виду

$$\phi_k = \frac{d_k \cdot p_{\sigma}}{(0,622 + d_k) \cdot p_{s,k}}$$

За $t_k=26^{\circ}\text{C}$ визначаємо p_s – тиск насиченої пари при температурі вологого повітря (спеціальна підпрограма) і розраховуємо відносну вологість ϕ_k в точці **K**. Знаючи t_k і ϕ_k , розраховуємо (перевіряємо) розраховане вище значення ентальпії вологого повітря в точці **K**.

4. При виконанні завдання за допомогою H,d діаграми проводимо через точки **H** і **K** відрізок прямої лінії. Відстань між цими точками множимо на заданий коефіцієнт рециркуляції. Отримане значення відкладаємо від точки **Z** вліво і отримуємо точку **C**. Із точки **C** відкладаємо вгору по лінії $d_c = \text{idem}$ значення температури нагрівання повітря у вентиляторі ССККП: $\Delta t_{\text{ев}}=2^{\circ}\text{C}$ (звичайно $\Delta t_{\text{ев}}=1...3^{\circ}\text{C}$ і залежить від тиску повітря, утворююмого вентилятором; при високонапірній системі $\Delta t_{\text{ев}}=3^{\circ}\text{C}$). У підсумку отримуємо точку **I**, яка відповідає стану припливного повітря на вході в охолоджувач повітря. Параметри повітря в цій точці:

$H_1=75,19$ кДж/(кг с.п.), $d_1=17,01$ (г вол.)/(кг с.п.), $t_1=31,6^{\circ}\text{C}$ і $\phi_1=57,17\%$.

При аналітичному розв'язанні задачі параметри повітря в точці **C** розраховуються із співвідношень

$$\begin{aligned}d_c &= k_p d_k + (1 - k_p) d_H \\H_c &= k_p H_k + (1 - k_p) H_H \\t_c &= k_p t_k + (1 - k_p) t_H\end{aligned}$$

де k_p – коефіцієнт рециркуляції повітря.

5. Для ідентифікації на діаграмі H,d процесу тепловологоасиміляції (ухилу процесу) через точку **II** слід провести пряму із заданим значенням ухилу процесу $\varepsilon_L=30 \cdot 10^3$ кДж/(кг вол.). Для цього задаємося навмання значенням $\Delta d_x=1$ (г вол.)/(кг с.п.) (чим прийняте Δd_x більше, тим точніше побудова, але точка **X** може опинитися за межами діаграми).

$$\text{Тоді } \Delta H_x = \varepsilon \Delta d_x = 30 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 30 \text{ кДж/(кг с.п.)}$$

Розраховуємо параметри допоміжної точки **X**

$$H_x = H_H + \Delta H_x = 52,9 + 30 = 82,9 \text{ кДж/кг с.п.}$$

$$d_x = d_H + \Delta d_x = 11,35 + 1 = 12,35 \text{ (г вол.)/(кг с.п.)}$$

На перетині ліній $H_x = \text{idem}$ і $d_x = \text{idem}$ визначаємо точку **X**. Через точки **X** та **II** проводимо пряму **X-II** до перетину з $\phi=100\%$ в точці **F**.

При аналітичному розв'язанні задачі використовуємо вираз для ухилу процесу тепловологоасиміляції:

$$\varepsilon_n = \frac{H_n - H_F}{d_n - d_F} \quad (3)$$

Методом ітерації (наприклад, метод половинного ділення) при фіксованому значенні $\varphi_F=100\%$ визначаємо основні параметри насиченого повітря в точці **F** при заданих умовах кондиціонування:

$$t_F = 15,32^\circ\text{C}, H_F = 43,2 \text{ кДж}/(\text{кг с.п.}) \text{ і } d_F = 11,02 \text{ (г вол.)}/(\text{кг с.п.})$$

6. Для визначення параметрів припливного повітря, що подається в кондиціонуванні приміщення задаємось температурою припливного повітря. Оскільки в умовах завдання сказано, що використовується простий випускний розподільник повітря, то приймаємо температуру припливного повітря на 6°C нижче температури повітря в приміщеннях, тобто 18°C . На перетині ізотерми 18°C з лінією ухилу процесу тепловологоасиміляції (лінія **X-F**) визначаємо положення точки **3** і її параметри, які відповідають параметрам припливного повітря в кондиціонованих приміщеннях.

При аналітичному розв'язанні задачі (при використанні комп'ютерної програми) розраховуємо коефіцієнт пропорційності:

$$k = \frac{t_{II} - t_3}{t_{II} - t_F}$$

після чого визначаємо вологовміст і ентальпію припливного повітря із співвідношень:

$$H_3 = H_{II} - k_{np} (H_{II} - H_F); \quad d_3 = d_{II} - k_{np} (d_{II} - d_F)$$

Відносну вологість припливного повітря в точці **3** визначаємо із співвідношення

$$\phi_3 = \frac{d_3 \cdot p_6}{(0,622 + d_3) \cdot p_{s,3}}$$

Отже, розраховані параметри припливного повітря в кондиціонуванні приміщення дорівнюють:

$$t_3=18,55^\circ\text{C}, \phi_3=82,35\%, H_3=46,8 \text{ кДж}/\text{кг с.п.} \text{ і } d_3=11,12 \text{ г вол.}/(\text{кг с.п.})$$

З точки **3** проводимо вертикальну лінію до перетину з прямою **I-F** у точці **2**, тим самим визначаємо параметри припливного повітря на виході із повітроохолоджувача:

$$H_2 = 43,75 \text{ кДж}/(\text{кг с.п.}), d_2 = 11,12 \text{ г вол.}/(\text{кг с.п.}) \text{ і } \phi_2 = 99,15\%.$$

Процес **2-3** – нагрівання припливного повітря в повітропроводах на шляху від центрального кондиціонера до кондиціонованих приміщень – в нашому випадку становить $\Delta t_{нт} = 2,22^\circ\text{C}$.

Отже, цикл тепловологісної обробки повітря в центральній прямоточно-рециркуляційній середньонапорній ССККП з випускними розподільниками повітря побудований і розрахований. Тепер розраховуємо процеси, в яких має місце тепловологоасиміляція, тобто виконаємо тепловологістний розрахунок заданої ССККП:

– визначаємо кількість припливного повітря, яке необхідно подавати в кондиціонуванні приміщення для тепловологоасиміляції з його повітрям

$$M_{\text{пр}} = Q_{\text{пр}} / (H_{\text{п}} - H_3) = 20 / (52,9 - 46,21) = 2,99 \text{ кг/с};$$

– необхідна холод потреба кондиціонера, тобто холодопродуктивність холодильної машини, яка обслуговує задану ССККП:

$$Q_o = M_{\text{п}}(H_1 - H_2) = 2,99 \cdot (75,19 - 43,62) = 94,39 \text{ кВт};$$

– кількість вологи (пари) на годину, що конденсується при охолодженні припливного повітря в повітроохолоджувачі:

$$M_{\text{вод}} = M_{\text{п}}(d_1 - d_2) \cdot 3600 = 2,99 \cdot (17,01 - 11,12) \cdot 3600 = 63,40 \text{ кг/г}.$$

Для можливості дослідження залежності теоретичної потужності кондиціонера від коефіцієнта рециркуляції результати, як вище розрахованого варіанту для $k_p=0,6$, так і для варіантів $k_p=0,8$ (гранична рециркуляція при літньому режимі кондиціонування) і $k_p=0,0$ (прямоточний режим кондиціонування), виконуємо аналогічно, а результати зводимо у відповідні таблиці.

Таблиця 1 Порівняння параметрів повітря в характерних точках сукупності процесів кондиціонування в досліджуваній ССККП

Точки	Коефіцієнт рециркуляції											
	$k_p=0,6$				$k_p=0,8$				$k_p=0,0$			
	t,°C	φ ,%	d,	H,	t,°C	φ ,%	d,	H,	t,°C	φ ,%	d,	H,
П	24,0	60,0	11,35	52,9	24,0	60,0	11,35	52,9	24,0	60,0	11,35	52,9
З	35,0	70,0	25,52	100,5	35,0	70,0	25,52	100,5	35,0	70,0	25,52	100,5
К	26,0	53,26	11,35	54,9	26,0	53,26	11,35	54,9	26,0	53,26	11,35	54,9
С	29,6	63,83	17,01	73,19	27,8	63,83	14,18	64,07	35,0	70,0	25,52	100,05
1	31,6	57,17	17,01	75,19	29,8	59,64	14,18	66,08	37,0	62,73	25,52	102,64
F	15,32	100,0	11,02	43,22	15,32	100,0	11,02	43,22	15,32	100,0	11,02	43,22
2	15,43	99,15	11,12	43,62	15,78	97,97	11,12	43,94	15,47	99,93	11,12	43,62
3	18,0	85,09	11,12	46,21	18,0	85,09	11,12	46,21	18,0	85,09	11,12	46,21

Таблиця 2. Порівняння параметрів повітря в характерних точках сукупності процесів кондиціонування в досліджуваній ССККП в залежності від коефіцієнта рециркуляції

Точки	κ_p	$t, ^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$D,$ Г ВОЛ./ (КГ С.П.)	$H,$ кДж/(КГ С.П.)
П	0,0	24,0	60,0	11,35	52,9
	0,6				
	0,8				
З	0,0	35,0	70,0	25,52	100,5
	0,6				
	0,8				
К	0,0	26,0	53,26	11,35	11,35
	0,6				
	0,8				
С	0,0	35,0	70,0	25,52	100,5
	0,6	29,6	63,83	17,01	73,19
	0,8	27,8	59,64	14,18	64,07
1	0,0	37,0	62,73	25,52	102,64
	0,6	31,6	57,17	17,01	75,19
	0,8	29,8	59,64	14,18	66,08
F	0,0	15,32	100,0	11,02	43,22
	0,6				
	0,8				
3	0,0	18,0	85,08	11,12	46,21
	0,6				
	0,8				
2	0,0	15,47	99,93	11,12	43,62
	0,6	15,59	99,15		43,75
	0,8	15,78	97,97		43,94

Розраховуємо потужність холодильної машини, яка обслуговує кондиціонер

1. Визначаємо температуру конденсації пари холодоагенту:

$$t_k = t_{\text{эл}} + \Delta t_k = 35^\circ\text{C} + (5 \dots 8) \text{C} = 43^\circ\text{C}.$$

2. Визначаємо температуру кипіння холодоагенту:

$$t_{\text{кип}} = t_F - (10 \dots 12)^\circ\text{C} = 15,32 - 10,32 = 5^\circ\text{C},$$

де t_F – температура поверхні охолоджувача повітря (в нашому випадку температура повітря в точці F).

3. В якості холодоагенту вибираємо фреон R32. За цими температурами, використовуючи програму REFPROB [2], визначаємо:

– тиск конденсації холодоагенту

$$p_k = f(t_k) = 2,66 \text{ МПа};$$

– тиск кипіння (випаровування) холодоагенту

$$p_{\text{кип}} = f(t_{\text{кип}}) = 0,95 \text{ МПа}.$$

Розраховуємо відношення тисків конденсації та випаровування холодоагенту $\pi = p_k/p_{\text{кип}} = 2,66/0,95 = 2,8$. Оскільки розраховане $\pi < 8$, використовуємо просту одноступеневу холодильну установку з безпосередньою системою охолодження повітря в повітроохолоджувачі, термодинамічний цикл якої наводиться на рис. 2.

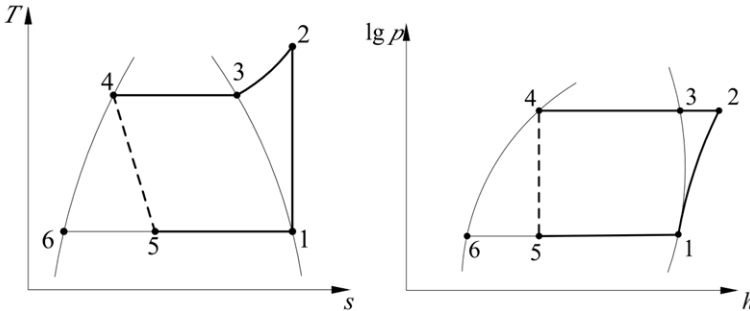


Рис. 2. Термодинамічний цикл простої холодильної установки, який використовується в досліджуваній ССКП

Термодинамічні властивості холодоагенту в точці **1** визначаємо по температурі кипіння $t_i = 5^\circ\text{C}$, використовуючи вказану програму:

$$h_1 = 516,11 \text{ кДж/кг}, s_1 = 2,1363 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}, v_1 = 0,03862 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Термодинамічні властивості холодоагенту в точці **2** визначаємо за допомогою тієї ж програми за умови $s_2 = s_1 = 2,1363 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ і $p_2 = p_k = f(t_k) = 2,6647 \text{ МПа}$. Точка **2** знаходиться в області перегрітої пари на перетині ізобари $p_2 = 2,66 \text{ МПа}$ та ізентропи $s_2 = 2,1363 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. Ентальпія перегрітої пари в цій точці $h_2 = 557,17 \text{ кДж/кг}$. Ентальпія в точці **4**, що знаходиться в стані насиченої рідини, розраховуємо за умови $p_4 = 2,66 \text{ МПа}$ $h_4 = 281,92 \text{ кДж/кг}$.

Тоді теоретичний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = q_0/l_{\text{цикл}} = (h_1 - h_5)/(h_2 - h_1) = (516,11 - 281,92)/(557,17 - 516,11) = 5,70,$$

так як $h_5 = h_4 = 281,98 \text{ кДж/кг}$.

Теоретична потужність холодильної установки, яка обслуговує кондиціонер при $k_p = 0,6$:

$$N_T = M_{\text{ха}} (h_2 - h_1) = 0,4032 \cdot (557,17 - 516,11) = 16,56 \text{ кВт},$$

де $M_{\text{ха}}$ – масова витрата холодоагенту через елементи холодильної машини;

$$M_{\text{ха}} = Q_0/q_0 = 94,39/234,13 = 0,4032 \text{ кг/с},$$

де $q_0 = (h_1 - h_5) = (516,11 - 281,98) = 234,13$ кДж/кг – питома масова холодопродуктивність холодильного циклу.

Теоретична потужність холодильної установки, яка обслуговує кондиціонер при $k_p=0,8$. В цьому режимі роботи ССККП змінюється теоретична потужність холодильної установки, оскільки змінилась відповідна холодопродуктивність кондиціонеру, тоді масова витрата холодоагенту через компресор

$$M_{ха} = Q_0 / q_0 = 66,14 / 234,13 = 0,2825 \text{ кг/с.}$$

Тоді теоретична потужність холодильної установки

$$N_T = M_{ха} I_{цик} (h_2 - h_1) = 0,2825 \cdot 41,06 = 11,60 \text{ кВт,}$$

де $I_{цик} = (h_2 - h_1) = (557,17 - 516,11) = 41,06$ кДж/кг – питома робота компресора.

Теоретична потужність холодильної установки, яка обслуговує кондиціонер в режимі $k_p=0$.

В цьому прямоточному режимі роботи ССККП також змінюється теоретична потужність холодильної установки, оскільки змінилась відповідна холодопродуктивність кондиціонеру, тоді масова витрата холодоагенту через її елементи

$$M_{ха} = Q_0 / q_0 = 176,28 / 234,13 = 0,7529 \text{ кг/с.}$$

Тоді теоретична потужність холодильної установки

$$N_T = M_{ха} I_{цик} = 0,7529 \cdot 41,06 = 30,91 \text{ кВт.}$$

Для можливості (облегшення) аналізу розрахованих даних про залежність теоретичної потужності холодильної установки від режиму роботи ССККП, зводимо їх в табл. 3.

Таблиця 3. Порівняння теплоенергетичних характеристик кондиціонера в досліджуваній ССККП в залежності від коефіцієнта рециркуляції

Коефіцієнт рециркуляції, k_p	$M_{пов}$ кг/с	$M_{води}$, кг/Г	Q_0 , кВт	N_T , кВт
0,0	2,99	154,78	176,28	30,91
0,6		63,40	94,39	16,56
0,8		32,88	66,14	11,60

Із аналізу табличних даних видно, що теоретична потужність холодильної машини при прямоточному режимі роботи ССККП більше теоретичної потужності при граничній рециркуляції повітря ($k_p = 0,8$) в 2,7 рази.

Висновки та перспективи подальших досліджень. При збільшенні коефіцієнта рециркуляції повітря холодопотребність кондиці-

онера зменшується, але при цьому погіршується санітарна якість (хімічний склад) припливного повітря, що подається в кондиціонуванні приміщення (каюти). Таким чином, перехід ССККП на 80% рециркуляцію призводить до зменшення теоретичної холодопотребности кондиціонера в 2,7 рази в порівнянні з прямооточним режимом кондиціонування, але при цьому погіршується санітарна якість (хімічний склад) припливного повітря, що подається в кондиціонуванні приміщення. Відповідно при прямооточному режимі кондиціонування, підвищується теоретична потужність холодильної установки, обслуговуючої ССККП (див. табл. 3).

Перелік використаних джерел

1. Загоруйко В.О., Голиков О.А. Суднова холодильна техніка. Київ: Наукова думка, 2002. 575 с.
2. Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. REFPROP, Version 8.0. Gaithersburg, 2007.
3. Лавренченко Г.К., Слинко А.Г., Очеретяний Ю.О. Удосконалення тепло-вологісного процесу охолодження повітря у комфортному кондиціонері. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова*. 2023. № 1. С. 73-80.
4. Очеретяний Ю.О. Повний факторний експеримент системи кондиціонування повітря пасажирського судна. *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* 2023. Вип. 46. С. 78-92.