

УДК 621.44:629.425

DOI 10.47049/2226-1893-2024-1-131-144

ТЕПЛОВЕ МАЙБУТНЄ ПЛАНЕТИ ЗЕМЛЯ

Г.К. Лавренченко

д.т. н., професор

*Інститут низькотемпературних енерготехнологій
а/с 285, м. Одеса, Україна, 65023*

О.Г. Слинько

к.т.н., професор кафедри

«Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація»

С.В. Козловський, А.С. Бойчук

к.т.н., доценти кафедри

«Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація»

В.М. Галкін

кандидат технічних наук,

Одеський національний морський університет, Одеса, Україна

Анотація. В роботі тепловими розрахунками термодинамічних циклів енергетичних і холодильних установок та процесів, що здійснюються в кондиціонерах, показується одна з причин підвищення температури атмосфери планети «Земля». Для зменшення темпу підвищення температури необхідно обмежити використання вуглецевої енергетики (нафто- і газовикористання), перейти на відновлювальні види енергії і оптимізувати використання деяких благ цивілізації. Щоб уповільнити процес підвищення температури атмосфери, необхідно постійно удосконалювати термодинамічні цикли енергетичних і холодильних установок та процеси, що використовуються в кондиціонерах. Ці установки і пристрої є, і залишаться, суттєвими тепловими забруднювачами атмосфери Землі. Так установки для перетворення теплоти, яка отримується із нафти, що видобувається за добу тільки чотирма провідними нафто-видобуваючими Світовими державами, в механічну роботу, забруднюють атмосферу теплотою, яка еквівалентна потужності 334-х Запорізьких АЕС. Вся ж теплота тільки з цієї нафти, яка в кінці кінців потрапляє в атмосферу, дорівнює сумарній потужності майже 500 Запорізьких АЕС. Відстань між ними, якщо їх рівномірно розташувати вздовж Екватору, дорівнює всього лише 80 км. Кондиціонер, підтримуючий комфортний мікроклімат в приміщенні при температурі зовнішнього повітря 35 °С, теплоприпливи в яке дорівнюють 20 кВт, викидає в атмосферу 220 кВт теплоти. При підвищенні температури зовнішнього повітря на 5 °С потужність теплоти, яка забруднює атмосферу, зростає до 330 кВт, тобто коефіцієнт теплового забруднення сучасним кондиціонером дорівнює 16,5.

© Лавренченко Г.К., Слинько О.Г., Козловський С.В., Бойчук А.С., Галкін В.М., 2024

Такими ж тепловими забруднювачами атмосфери є звичайні холодильні установки, які викидають в оточуюче середовище на 30-50 % більше теплоти ніж їх холодопродуктивність. До того ж, холодильні установки, як правило, працюють на високотехнологічній енергії, при виробництві якої має місце теплове забруднення атмосфери, якщо це не гідроелектроенергія. Зупинити процес теплового забруднення атмосфери Землі неможливо, можна тільки його уповільнити, застосовуючи тільки відновлюємі види енергії і удосконалюючи використовуємі зараз термодинамічні цикли енергетичних і холодильних установок та тепло-масообмінні процеси в комфортних, технічних і технологічних кондиціонерах.

Ключеві слова: вуглецева енергетика, енергетична, холодильна і кондиціонуюча техніка, теплове забруднення атмосфери Землі.

УДК 621.44:629.425

DOI 10.47049/2226-1893-2024-1-131-144

HEAT FUTURE OF PLANET EARTH

G.K. Lavrenchenko

Doctor of technical science, Professor

*Institute of Low Temperature Energy Technologies
p/b 285, Odesa, 65023, Ukraine*

A.G. Slynko

PhD in Technical Sciences,

Professor of the Department of Ship Power Plants and Technical Operation

S.V. Kozlovskiy, A.S. Boychuk

PhDs in Technical Sciences,

Associate professors of the Department of Ship Power Plants and Technical Operation

V.M. Halkin

PhD in Technical Sciences

Odesa National Maritime University, Odesa, Ukraine

Abstract. *In the work of thermal calculations of thermodynamic cycles of energy and refrigeration plants and processes carried out in air conditioners, it is proved that the temperature rise of the atmosphere of the planet «Earth» is inevitable. In order to reduce the rate of temperature increase, it is necessary to abandon the use of oil and gas, to switch to renewable energy sources and to abandon some of the benefits of civilization. It is clear that it is impossible to abandon the latter, therefore, in order to slow down the process of temperature increase, it is necessary to constantly improve the thermodynamic cycles of energy and refrigeration plants and the processes used in air conditioners. These devices are, and will remain, significant thermal pollutants of the Earth's atmosphere.*

Thus, the converters of the heat received from the oil produced per day by only four leading oil-producing countries of the world into mechanical work pollute the atmosphere with heat equivalent to the power of 334 Zaporizhzhia nuclear power plants. All the heat obtained only from this oil, which eventually enters the atmosphere, is equal to the total capacity of almost 500 Zaporizhzhia nuclear power plants. The distance between the stations, if they are evenly spaced along the Equator, is only 80 km.

The air conditioner, which maintains a comfortable microclimate in the room at an outside air temperature of 35 °C, heat inflows equal to 20 kW, emits 220 kW of heat into the atmosphere. When the temperature of the outside air is increased by 5 °C, the power of heat that pollutes the atmosphere increases to 330 kW, that is, the thermal pollution coefficient of a working air conditioner is equal to 16.5.

The same heat pollutants of the atmosphere are ordinary refrigeration units, which emit 30...50% more heat than their cooling capacity into the environment. In addition, refrigeration units, as a rule, work on high-tech energy, the production of which causes thermal pollution of the atmosphere, if it is not hydroelectricity. It is impossible to stop the process of thermal pollution of the Earth's atmosphere, it can only be slowed down by using only renewable types of energy and improving the currently used thermodynamic cycles of power and refrigeration plants and heat and mass exchange processes in comfortable, technical and technological air conditioners.

Keywords: Carbon energy, energy, refrigerating and air-conditioning equipment, thermal pollution of the Earth's atmosphere.

Вступ. Майбутнє завжди цікавило, хвилювало та дуже тривожило Людство. Найбільш відомими і часто цитуєними пророками і провісниками (Нострадамусу (1503/12/14 – 1566) і Ванзі (1911/01/31 – 1996/08/11) якось вдавалося в завуальованій формі передбачити події, які так чи інакше, значно пізніше здійснювалися. Ми не провісники і, тим більше, не пророки, але оголосимо деякі наукові факти з питання, винесеного в заголовок статті, а висновок Ви – читачі-опоненти, зробіте самі.

Планета Земля «спроєктована» так, що за будь-який термін часу вона одержує від Сонця, як правило, фіксовану кількість енергії у вигляді світла й електромагнітних хвиль. Частина сонячної енергії споживається флорою, частина витрачається на перетворення води в пару, частина відбивається назад у Космос. Дійсне співвідношення між вказаними частками сонячної енергії мінялось та встановлювалося мільярди років у процесі утворення Всесвіту і його частки – Сонячної системи.

Відповідно з сучасними поглядами повернення назад, у Космос, частки енергії Сонця перешкоджає так званий «парниковий ефект», який, знову таки, за сучасними поглядами, підсилюється антропогенною діяльністю Людства, тобто частка теплоти, що відбивається Землею в Космос, зменшується.

Крім зовнішнього теплового впливу на Землю, має місце, так би мовити, «внутрішній» тепловий вплив, внаслідок цивілізаційної антропогенної діяльності Людства. Якщо, на початковій стадії розвитку нашої цивілізації, що прослідковується зараз, внутрішній тепловий вплив на Землю обмежувався багаттями, на яких значно менша кількість мешканці Землі, чим зараз, жарили м'ясо мамонтів, то

зараз внутрішній тепловий вплив стає порівняним з зовнішнім – з сонцевим. Складові «внутрішньої теплоти», їх причин, як вони впливають один на одного і як відтермінувати «теплову смерть» планети Земля розглядається в цій роботі.

Ціль статті є звернути увагу науковців і можновладців на першопричини спостережаемого зараз потепління атмосфери Землі, їх складові та їх взаємний вплив, і, накінець, на можливі шляхи відтермінування теплової «смерті» Землі.

Виклад основного матеріалу. На шляху свого цивілізаційного розвитку Людство винайшло дуже багато пристроїв, полегшуючих його фізичний труд та комфортність життя. Насамперед, це машини, що виробляють штучну механічну енергію (на відміну від природної енергії – вітрової, сонячної та фізичної енергії тварин, тощо). Для одержання штучної енергії використовуються устрої, в яких робочі тіла змінюють свої фізичні стани (потенціали), що безупинно передуються при майже сталому зовнішньому потенціалі. Стани характеризуються тиском і температурою. Для отримання високого потенційного стану робочого тіла використовується теплота спалювання палива. У зв'язку з великою різницею температур між робочим тілом і продуктами горіння не вся теплота, що утворюється при горінні палива, підводиться до робочого тіла – частина її викидається в навколишнє середовище. Тобто має місце *перше теплове забруднення атмосфери в процесі перетворення теплоти в роботу*, яке явно проявляється в локальному підвищенні температури в місцях масового скупчення дрібних перетворювачів теплоти в механічну енергію або одного потужного. В якості палива спочатку використовувалися дрова, потім – вугілля, зараз – нафтопродукти, а в майбутньому буде використовуватися водень.

Добовий видобуток нафти тільки чотирма провідними світовими нафтовидобуваючими світовими країнами (США, Саудівська Аравія, Росія, Іран) дорівнює $40\,664 \cdot 10^3$ барелей [1], а це $6\,465\,576 \cdot 10^3$ л/добу. Якщо прийняти теплотворну здатність 1 літра палива рівної $40 \cdot 10^3$ кДж/кг, то за добу на планеті Земля додатково утворюється $258\,623\,040 \cdot 10^3$ МДж/добу теплоти. Якщо прийняти, що ця теплота використовується тільки в енергетичних установках, що перетворюють її в механічну роботу, то в середньому 33 % її перетворюється в механічну енергію, а решта 67 % викидається в навколишнє середовище.

Тоді, добова теплота, що викидається в атмосферу перетворювачами її в роботу, дорівнює $173\,277\,437 \cdot 10^3$ МДж/добу, що відповідає потужності $2\,005,525\,889 \cdot 10^3$ МВт. Номінальна потужність найбільшої в Європі Запорізької АЕС дорівнює 6000 МВт [2]. Тобто, потужність теплоти, що викидається в атмосферу перетворювачами теплоти в механічну роботу, які працюють на вуглецевому паливі, яке видобувається на добу тільки чотирма провідними світовими нафтовидобуваючими країнами, дорівнює сумарній добовій потужності майже 334-х ЗАЕС. Якщо їх рівномірно розташувати вздовж Екватору, то відстань між ними буде 120 км.

У відповідності із другим законом термодинаміки для безперервного перетворення теплоти в роботу необхідно два джерела теплоти – гаряче і холодне – від гарячого теплота підводить до робочого тіла, частина підведеної теплоти перетворюється в механічну роботу, а решта, що не перетворилася в роботу, викидається в навколишнє середовище. Чим *вище* температура холодного джерела

теплоти, тим *менше* підведеної до робочого тіла теплоти, перетворюється в роботу і більше теплоти викидається в оточуюче середовище. Тому підвищення температури навколишнього середовища в результаті першого теплового забруднення, підвищує *другий вид теплового забруднення атмосфери*.

Механічна енергія, яка одержується в прямому енергетичному циклі, широко використовується для привода електродвигунів. Електрична енергія використовується в нескінченному ряді устроїв – від електродвигунів до мобільних телефонів, і, в кінці-кінців, також перетворюється в теплоту, що викидається в навколишнє середовище.

Отже, теплова потужність, яка одержується з нафти, що видобувається тільки чотирма потужними нафтовидобувними країнами Світу дорівнює сумарній потужності майже 500 Запорізьких АЕС. Відстань між ними, рівномірно розташованими вздовж Екватора, дорівнює лиш 80 км.

У випадку використання електродвигунів для привода компресорів холодильних установок, в навколишнє середовище викидається не тільки теплота, що забирається від штучно охолоджуемого/охоложеного об'єкту, але й теплота, еквівалентна індикаторній потужності компресора, який використовує енергію, при виробництві якої вже мало місце теплове забруднення атмосфери. Отже, у випадку парного використання прямого (енергетичного) і зворотного (холодильного) термодинамічних циклів має місце *третій вид теплового забруднення атмосфери*.

Особливо велике теплове забруднення атмосфери Землі має місце при використанні кондиціонерів. Це дуже важливо, тому розглянемо його докладніше.

Для дослідження теплового забруднення атмосфери Землі кондиціонерами виконаємо тепловий розрахунок одноканальної прямо токової середньо напірної системи комфортного кондиціонування з випускними розподільниками повітря.

Для розрахунків приймемо такі вхідні дані. Параметри зовнішнього повітря: $t_{з.в.} = 35$ °С, відносна вологість $\varphi_{з.в.} = 70$ %. У кондиціонуємих приміщеннях підтримується температура повітря $t_{п.} = 24$ °С при відносній вологості $\varphi_{п.} = 60$ %. Теплоприпливи в кондиціонуємі приміщення – $Q_{пр} = 20$ кВт. Ухил процесу тепло-масоасиміляції $\varepsilon_{п.} = 30 \cdot 10^3$ кДж/(кг вол.).

Розрахунки виконаємо аналітично (за допомогою комп'ютерної програми), використовуючи залежності:

$$H = (1 + 1,89 \cdot d) \cdot t + 2500 \cdot d$$
$$d = 0,622 \frac{p_{п.}}{p_{атм} - p_{п.}} = 0,622 \frac{\varphi \cdot p_s}{p_{атм} - \varphi \cdot p_s}$$

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

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

$p_{п.}$ – парціальний тиск водяної пари, бар (МПа);

$p_{атм}$ – атмосферний (барометричний) тиск повітря, бар (МПа);

φ – відносна вологість повітря, $\varphi = p_{п.}/p_s$;

p_s – тиск насиченої пари при температурі повітря.

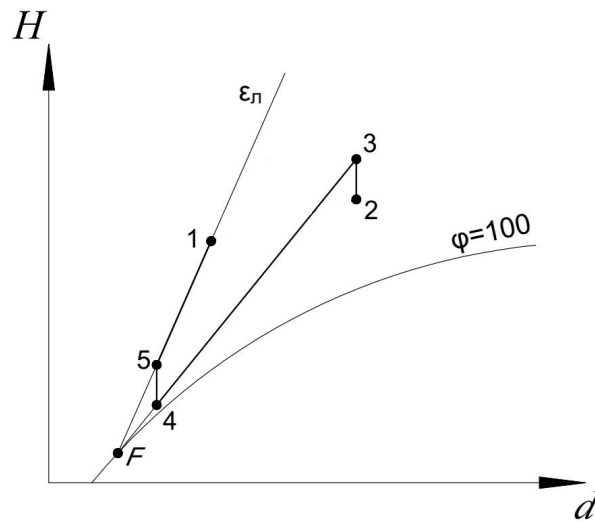


Рис. 1. Сукупність процесів тепломасообміну в прямотоковому комфортному кондиціонері, що обслуговує кілька приміщень:
2-3 – процес стиснення зовнішнього повітря вентилятором, який подає його в кондиціонуєме приміщення;
3-4 – процес охолодження і осушення припливного повітря;
4-5 – процес підігріву припливного повітря в повітропроводах на шляху до кондиціонуємих приміщень;
5-1 – процес тепловологоасіміляції припливним повітрям теплоти і вологи, що проникають/ утворюються в кондиціонуємих приміщеннях

Результати, розрахованих тепловологістних властивостей повітря в зазначених на рис. 1 точках сукупності процесів тепломасообміну, зведено в табл. 1.

Таблиця 1

Тепловологістні властивості повітря в характерних точках сукупності тепло-масообмінних процесів у прямо токовому комфортному кондиціонері, що обслуговує кілька приміщень при температурі навколишнього середовища $t_2 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

Точки	Температура, $t, \text{ }^\circ\text{C}$	Відносна вологість, $\varphi, \%$	Вологовміст, $d, \text{ г вол./кг с.п.}$	Ентальпія, $H, \text{ кДж/кг}$
1	24	60	11,20	52,52
2	35	70	25,17	99,65
3	37	62,73	25,17	101,7
4	15,47	98,69	10,97	42,87
5	18	85,07	10,97	45,82
F	15,31	100,0	10,87	42,83

Тепловологістні властивості повітря в точках 1 і 2 визначалися за заданими температурою і відносною вологістю в цих точках. Властивості повітря в точці 3 визначалися за умови $t_3 = t_2 + \Delta t_{\text{ев}} = 35 + 2 = 37 \text{ }^\circ\text{C}$ і $d_3 = d_2$. де $\Delta t_{\text{ев}} = 1-3 \text{ }^\circ\text{C}$ підігрів повітря у вентиляторі; приймається залежно від надлишкового тиску в системі кондиціонування.

Параметри повітря в точці F , температура якої визначає граничну температуру випару холодоагенту холодильної машини, визначалися методом ітерації, використовуючи значення ухилу процесу тепломасоасиміляції та тепло-вологістні властивості повітря в точці 1.

Температура припливного повітря в точці 5 приймається нижче температури повітря в кондиціонуємих приміщеннях залежно від використовуваного розподільника повітря. Тепловологістні властивості припливного повітря в цій точці визначалися залежно від прийнятої температури і вище розрахованих параметрів повітря в точках 1 і F . Діапазон різниці температури повітря в приміщенні і припливного звичайно коливається від 4°C до 11°C . Визначивши параметри повітря в точці 5, розраховуємо властивості повітря на виході із повітроохолоджувача (точка 4) за умови $d_4 = d_5$ і що точка 4 знаходиться на прямій 3- F . Визначенням властивостей припливного повітря в точці 4 закінчується розрахунок тепловологістних властивостей повітря в характерних точках сукупності процесів сучасного кондиціонера в номінальному режимі його роботи.

Витрата припливного повітря в номінальному режимі кондиціонування

$$m_{np} = \frac{Q_{np}}{H_1 - H_5} = \frac{20}{52,52 - 45,82} = 2,985 \frac{\text{кВт с.п.}}{\text{с}}$$

Тепловологістне навантаження на кондиціонер у номінальному режимі роботи

$$Q_{\text{кондиціонер}} = m_{np} \cdot (H_3 - H_4) = 2,985 \cdot (101,7 - 42,87) = 175,61 \text{ кВт}$$

Виконаємо розрахунки кондиціонеру при різних температурах зовнішнього повітря.

1. Теплове навантаження на конденсатор холодильної машини, яка обслуговує сучасний кондиціонер при температурі зовнішнього повітря $35 \text{ }^\circ\text{C}$

Визначаємо:

- температуру конденсації пари холодоагенту

$$t_{\text{конд}} = t_{\text{зп}} + \Delta t_{\text{конд}} = 35 + (10 \dots 12) \text{ }^\circ\text{C} = 47 \text{ }^\circ\text{C}$$

- температуру кипіння холодоагенту

$$t_{\text{кип}} = t_F - (10 \dots 12) \text{ }^\circ\text{C} = 15,31 - (10 \dots 12) = 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

де t_F – температура насиченого повітря (у нашому випадку температура повітря в точці F дорівнює $15,31 \text{ }^\circ\text{C}$).

У якості холодоагенту вибираємо фреон R32. За цими температурами, використовуючи програму REFPROP [3], визначаємо:

- тиск конденсації холодоагенту

$$p_{\text{конд}} = f(t_{\text{конд}}=47) = 2,4783 \text{ МПа};$$

- тиск кипіння (випаровування)

$$p_{\text{кип}} = f(t_{\text{кип}}=5) = 0,95145 \text{ МПа}.$$

Розраховуємо відношення тисків конденсації і випару холодоагенту

$$\pi = p_{\text{конд}}/p_{\text{кип}} = 2,48/0,95 = 2,6.$$

Оскільки розраховане значення $\pi < 8$, використовуємо просту одноступінчасту холодильну установку з безпосередньою системою охолодження повітря в повітроохолоджувачі / випарнику, термодинамічний цикл якої приводиться на рис. 2.

Термодинамічні властивості холодоагенту в точці 2 визначаємо за умови $s_2 = s_1 = 2,1363 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ і $p_2 = p_{\text{конд}} = f(t_{\text{конд}} = 47) = 2,9297 \text{ МПа}$. Температура і ентальпія перегрітої пари в цій точці дорівнює: $t_2=77,874 \text{ }^\circ\text{C}$, $h_2= 561,26 \text{ кДж}/\text{кг}$. Ентальпія в точці 4, що знаходиться в стані насиченої рідини, дорівнює $h_4 = 290,71 \text{ кДж}/\text{кг}$.

Тоді:

- питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_1 - h_4 = 516,11 - 290,71 = 225,40 \text{ кДж}/\text{кг},$$

- теоретична питома робота стиснення

$$l_T = h_2 - h_1 = 561,26 - 516,11 = 45,15 \text{ кДж}/\text{кг},$$

- холодильний коефіцієнт

$$\eta = \frac{q_0}{l_T} = \frac{225,40}{45,15} = 4,99.$$

Витрата холодоагенту через елементи холодильної установки

$$m_{\text{хА}} = \frac{Q_{\text{кондиціонер}}}{q_0} = \frac{175,61}{225,40} = 0,7791 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

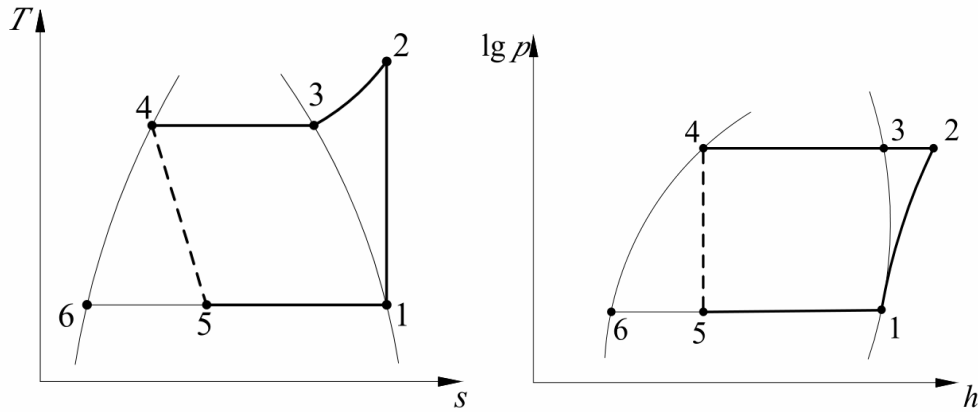


Рис. 2. Термодинамічний цикл простої холодильної установки, використовуємої в досліджуємому кондиціонері

Теоретична потужність компресора

$$N_T = m_{xA} \cdot l_T = 0,7791 \cdot 45,15 = 35,18 \text{ кВт}.$$

Індикаторна потужність компресора

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} = \frac{35,18}{0,7847} = 44,83 \text{ кВт}.$$

де

$$\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_B = 0,7722 + 0,0025 \cdot 5 = 0,7847,$$

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_K + 40} = \frac{278}{313 + 40} = 0,7722.$$

Теплове навантаження на конденсатор (теплове забруднення атмосфери)

$$Q_{\text{конденсатор}} = Q_{\text{кондиціонер}} + N_i = 175,61 + 44,83 = 220,44 \text{ кВт}.$$

2. Теплове навантаження на конденсатор холодильної машини, яка обслуговує сучасний кондиціонер при підвищенні температури зовнішнього повітря до 40 °С

Таблиця 2

Тепловологістні властивості повітря
в характерних точках сукупності тепло-масообмінних процесів кондиціонування
при температурі зовнішнього повітря $t_2 = 40^\circ\text{C}$, рис. 1

Точки	Температура, $t, ^\circ\text{C}$	Відносна вологість, $\varphi, \%$	Вологовміст, $d, \text{г вол./кг с.п.}$	Ентальпія, $H, \text{кДж/кг с.п.}$
1	24	60	11,20	52,52
2'	40	70	33,45	126,2
3'	42	62,97	33,45	128,3
4'	15,53	98,22	10,97	42,93
5	18	85,07	10,97	42,82
F	15,31	100,0	10,87	42,83

Використовуючи дані табл. 2, розраховуємо тепловологістне навантаження на кондиціонер при підвищенні температури зовнішнього повітря до 40°C , тобто на 5°C у порівнянні з номінальною температурою

$$Q_{\text{кондиціонер}} = m_{\text{пр}} \cdot (H_3 - H_4) = 2,985 \cdot (128,3 - 42,93) = 254,83 \text{ кВт.}$$

Примітка: Збільшенням теплоприпливу через огороження приміщень підвищенням температури зовнішнього повітря нехтуємо.

Визначаємо:

- тиск конденсації холодоагенту

$$p_{\text{конд}} = f(t_{\text{конд}}=52) = 3,2887 \text{ МПа};$$

- тиск кипіння (випаровування) холодоагенту

$$p_{\text{кип}} = f(t_{\text{кип}}=5) = 0,95145 \text{ МПа.}$$

Термодинамічні властивості холодоагенту в точці 2 визначаємо за умови $s_1 = s_2 = 2,1363 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ і $p_2 = p_{\text{конд}} = f(t_{\text{конд}} = 52) = 3,2887 \text{ МПа}$. Температура і ентальпія перегрітої пари в цій точці дорівнює: $t_2 = 86,293^\circ\text{C}$ $h_2 = 566,34 \text{ кДж/кг}$. Ентальпія в точці 4, що перебуває в стані насиченої рідини, дорівнює $h_4 = 302,12 \text{ кДж/кг}$.

Тоді:

- питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_1 - h_4 = 516,11 - 302,12 = 213,99 \text{ кДж/кг},$$

- теоретична питома робота стиснення

$$l_T = h_2 - h_1 = 566,34 - 516,11 = 50,23 \text{ кДж/кг},$$

- холодильний коефіцієнт

$$\eta = \frac{q_0}{l_T} = \frac{213,99}{50,23} = 4,26.$$

Витрата холодоагенту через елементи холодильної установки

$$m_{XA} = \frac{Q_{\text{кондиціонер}}}{q_0} = \frac{254,83}{213,99} = 1,1908 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Теоретична потужність компресора

$$N_T = m_{XA} \cdot l_T = 1,1908 \cdot 50,23 = 59,82 \text{ кВт}.$$

Індикаторна потужність компресора

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} = \frac{59,82}{0,7741} = 77,27 \text{ кВт}.$$

де

$$\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_B = 0,7616 + 0,0025 \cdot 5 = 0,7741,$$

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_K + 40} = \frac{278}{325 + 40} = 0,7616.$$

Теплове навантаження на конденсатор (теплове забруднення навколишнього середовища)

$$Q_{\text{конденсатор}} = Q_{\text{кондиціонер}} + N_i = 254,83 + 77,27 = 332,10 \text{ кВт}.$$

Висновки. Отже, сучасний кондиціонер, що розрахований на відвід з кондиціонуємих приміщень 20 кВт теплоти при температурі зовнішнього повітря 35 °С, викидає в навколишнє середовище 220 кВт теплоти, тобто коефіцієнт теплового забруднення атмосфери дорівнює 11. При підвищенні температури зовнішнього повітря на 5 °С, він буде викидати в навколишнє середовище 330 кВт теплоти, а коефіцієнт теплового забруднення буде досягати значення 16,5; і це, не враховуючи підвищення теплоприпливу теплоти в приміщення при підвищенні температури зовнішнього повітря.

Це обумовлюється зворотнім «Архімедовим важелем», в якому витрата припливного повітря, використовуваного для утримання комфортних умов в приміщенні (процес 5-1), коефіцієнт зволоження в якому дорівнює $\xi \approx 1$, отримується в процесі охолодження і осушення такої ж кількості зовнішнього повітря в процесі 3-4, у якому коефіцієнт осушення дорівнює $\xi \approx 2$. До того ж, таке відносно велике теплове забруднення атмосфери сучасними кондиціонерами доповнюється великою індикаторною потужністю компресора, яка сумується з тепловологістним навантаженням кондиціонера. Індикаторна потужність компресора холодильної машини в розглянутому випадку збільшилася майже в 2 рази при підвищенні температури зовнішнього повітря всього лише на 5 °С. При цьому також збільшується і тепловологістне навантаження сучасних кондиціонерів майже на 50 %.

Ніхто із сучасних жителів планети Земля не готовий, а тим більше їх нащадки не будуть згодні, відмовитися від «нормальних» благ цивілізації (від автомобілів, холодильників, кондиціонерів, айфонів, тощо), тому фінал цієї цивілізаційної гонки очевидний і співпадає із прихованим заголовком статті.

Можна тільки уповільнити цей процес, тобто відтермінувати фінал досліджуваного в роботі процесу. По-перше, ширше використовувати відновлюємі види енергії. Для цього, наприклад, побудувати в тропіках, або в пустелі Сахара, сонячні термінали для отримання водню і перевезення його для використання по всьому Світі. По-друге, шляхом подальшого удосконалення термодинамічних циклів енергетичних та холодильних установок, працюючих на вуглецевих і водневих паливах, наприклад, розглянутих в роботах [4-11]. До речі, Природа вже зараз протиставляє неприродному для неї потеплінню – США, Японія та Китай вже зараз потерпають від торнадо, смерчів, потужних дощів, засух, тощо.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. https://uk.wikipedia.org/wiki/Список_країн_за_видобутком_нафти
2. <https://www.ukrinform.ua/rubric-economy/3160336-zaporizka-aes-vperse-v-istorii-vijde-na-svou-povnu-proektnu-potuznist-glava-ergoatoma.html>
3. Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP, Version 8.0. – Gaithersburg, 2007. – 51 p.
4. Бойчук А.С., Лавренченко Г.К., Слинко О.Г., Козловський С.В. (2021). Газопаротурбінна установка із загальним газопароутворюючим пристроєм і незалежними турбінами. *Refrigeration Engineering and Technology*, 57(4), 254-263. <https://doi.org/10.15673/ret.v57i4.2208>
5. Лавренченко Г.К., Слинко О.Г., Галкін В.М., Козловський С.В., Бойчук А.С. (2022). Утилізаційна комбінована енергохолодильна установка з повним регенеративним теплообміном. *Refrigeration Engineering and Technology*, 58(1), 50-61. <https://doi.org/10.15673/ret.v58i1.2315>

6. Лавренченко Г.К., Слинько О.Г., Галкін В.М., Козловський С.В., Бойчук А.С. (2022). Гідродинамічний метод перетворення рідини в перегріту пару. *Refrigeration Engineering and Technology*, 58 (2), 92-97. <https://doi.org/10.15673/ret.v58i2.2381>
7. Лавренченко Г.К., Слинько О.Г., Галкін В.М., Козловський С.В., Бойчук А.С. (2022). Термодинамічний цикл комбінованої водневопаротурбінної установки. *Refrigeration Engineering and Technology*, 58(3), 164-172. <https://doi.org/10.15673/ret.v58i3.2488>
8. Georg K. Lavrenchenko, Alexey G. Slinko, Artem S. Boychuk, Vitalii M. Halkin, Serhii V. Kozlovskiy (2023). Improved thermodynamic cycle of a steam turbine plant. *Journal of Chemistry and Technologies*, 31(1), 178-185 <https://doi.org/10.15421/jchemtech.v31i1.274768>
9. Georg K. Lavrenchenko, Alexey G. Slinko, Artem S. Boychuk, Vitalii M. Halkin, Serhii V. Kozlovskiy (2023). Conversion of liquid to steam. how and why? *Journal of Chemistry and Technologies*, 31(3), 678-684 <https://doi.org/10.15421/jchemtech.v31i3.285771>
10. Вассерман О.А., Слинько О.Г., Шутенко М.А. (2020). Інноваційні термодинамічні цикли енергетичних установок. Одеса, Фенікс. 182 с.
11. [Вассерман О.А.], Слинько О.Г. (2022) Холодильні установки та їх інноваційні цикли: монографія. Одеса, Фенікс. 424 с.

REFERENCES

1. https://uk.wikipedia.org/wiki/Список_країн_за_видобутком_нафти [Electronic resources]
2. <https://www.ukrinform.ua/rubric-economy/3160336-zaporizka-aes-vperse-v-istorii-vijde-na-svou-povnu-proektну-potuznist-glava-energoatoma.html> [Electronic resources]
3. Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. (2007). *NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP, Version 8.0.* – Gaithersburg. – 51 p.
4. Boychuk A.S., Lavrenchenko G.K., Slynko A.G., Kozlovskiy S.V. (2021). Gazoparoturbinnna ustanovka iz zagal'nym gazoparoutvorjuchym pry-strojem i nezalezhnymy turbinamy. [Gas-steam turbine unit with common gas-steam generating device and independent turbines]. *Refrigeration Engineering and Technology*, 57(4), P. 254-263. DOI: <https://doi.org/10.15673/ret.v57i4.2208> (in Ukraine)
5. Lavrenchenko G.K., Slynko A.G., Halkin V.M., Kozlovskiy S.V., Boychuk A.S. (2022). Utylizacijna kombinovana energoholodyl'na ustanovka z povnym regeneratyvnym teploobminom. [Recycling combined refrigeration power unit with complete regenerative heat exchange] *Refrigeration Engineering and Technology*, 58(1), P. 50-61. DOI: <https://doi.org/10.15673/ret.v58i1.2315> (in Ukraine).

6. Lavrenchenko G.K., Slynko A.G., Halkin V.M., Kozlovskiy S.V., Boychuk A.S. (2022). *Gidrodinamichnyj metod peretvorennja ridyny v peregritu paru [Hydrodynamic method of liquid conversion to overheated vapor]* *Refrigeration Engineering and Technology*, 58 (2), P. 92-97. DOI: <https://doi.org/10.15673/ret.v58i2.2381> (in Ukraine).
7. Lavrenchenko G.K., Slynko A.G., Halkin V.M., Kozlovskiy S.V., Boychuk A.S. (2022). *Termodynamichnyj cykl kombinovanoi' vodnevo paroturbinoi' ustanovky [Thermodynamic cycle of a combined hydrogen-steam turbine unit]*. *Refrigeration Engineering and Technology*, 58 (3), P. 164-172. DOI: <https://doi.org/10.15673/ret.v58i3.2488> (in Ukraine).
8. G.K. Lavrenchenko, A.G. Slinko, A.S. Boychuk, V.M. Halkin, S.V. Kozlovskiy (2023). *Improved thermodynamic cycle of a steam turbine plant*. *Journal of Chemistry and Technologies*, 31(1), P. 178-185. DOI: <https://doi.org/10.15421/jchemtech.v31i1.274768>
9. G.K. Lavrenchenko, A.G. Slinko, A.S. Boychuk, V.M. Halkin, S.V. Kozlovskiy (2023). *Conversion of liquid to steam. How and why?* *Journal of Chemistry and Technologies*, 31(3), P. 678-684. DOI: <https://doi.org/10.15421/jchemtech.v31i3.285771>
10. Vasserman O.A., Slynko A.G., Shutenko M.A. (2020). *Innovacijni termodynamichni cykly energetychnyh ustanovok [Innovative thermodynamic cycles for power plants]*. Odesa. Phoenix. 182 p. (in Ukraine)
11. Vasserman O.A., Slynko A.G. (2022). *Holodyl'ni ustanovky ta i'h innovacijni cykly [Refrigeration plants and their innovation cycles]*. Odesa. Phoenix. 424 p. (in Ukraine).

Стаття надійшла до редакції 20.01.2024

Посилання на статтю: Лавренченко Г.К., Слинко О.Г., Козловський С.В., Бойчук А.С., Галкін В.М. Теплове майбутнє планети «Земля»: *Вісник Одеського національного морського університету*: Зб. наук. праць, 2024. № 1 (72). С. 131-144. DOI 10.47049/2226-1893-2024-1-131-144.

Article received 20.01.2024

Reference a journalartic: Lavrenchenko G., Slinko A., Boychuk A., Kozlovskiy S., Halkin V. Heat future of the Planet «Earth»: *Herald of the Odesa national maritime university*: Coll. scient. works, 2024. № 1 (72). 131-144. DOI 10.47049/2226-1893-2024-1-131-144.