

Підхід до визначення складових теплового навантаження систем кондиціонування припливного повітря

Е. І. Трушляков, М. І. Радченко[✉], А. А. Зубарєв, В. С. Ткаченко

Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, проспект Героїв України 9, Миколаїв, 54002, Україна

✉ e-mail: nirad50@gmail.com

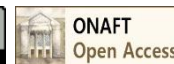
Запропоновано підхід до визначення складових теплового навантаження системи кондиціонування припливного повітря (СКПП) з урахуванням поточних кліматичних умов експлуатації, який базується на гіпотезі розкладання поточних змінних теплових навантажень на відносно стабільну складову як базову для вибору встановленої (проектної) холодопродуктивності холодильної машини, що працює на номінальних або близьких йому режимах, і нестабільне теплове навантаження, що припадає на попереднє охолодження зовнішнього повітря при змінних поточних зовнішніх температурах. Для обґрунтування підходу до вибору складових теплового навантаження СКПП виконаний аналіз поточних значень питомих теплових навантажень на холодильну машину СКПП при охолодженні зовнішнього повітря від його змінної поточної температури до температур 10, 15 і 20 °С. Показано, що виходячи з різного темпу приросту річного виробітку холоду, обумовленого зміною теплового навантаження у відповідності з поточними кліматичними умовами протягом року, необхідно вибрати таке проектне теплове навантаження на холодильну машину СКПП охолодження повітря (її встановлену потужність охолодження), яке забезпечує досягнення максимального або близького йому річного виробітку холоду при відносно високих темпах його збільшення. При цьому значення теплового навантаження, що припадає на попереднє охолодження зовнішнього повітря, розраховують за залишковим принципом як різницю раціонального загального теплового навантаження і її базової відносно стабільної складової. Запропонований метод доцільно використовувати при розрахунку проектної базової холодопродуктивності холодильної машини СКПП, що працює на номінальному або близьких йому режимах, і бустерної складової теплового навантаження на попереднє охолодження зовнішнього повітря при змінних поточних зовнішніх температурах з використанням енергозберігаючих методів: акумуляції надлишкового (невикористаного) холоду при знижених поточних теплових навантаженнях на СКПП і його витрачання на попереднє охолодження зовнішнього повітря, річкучерпачі охолоджуючого потенціалу повітря, яке відводиться для попереднього охолодження зовнішнього повітря.

Ключові слова: кондиціонування, зовнішнє повітря, теплове навантаження, холодильна машина, кліматичні умови

© The Author(s) 2018. 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. Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Експлуатація систем кондиціонування припливного повітря (СКПП) характеризується значними коливаннями теплового навантаження, відповідно і енергоспоживання [1, 2]. Крім внутрішніх тепло- і вологовиділень і теплопритоків ззовні енергозатрати на обробку повітря в значній мірі визначаються тепловологими параметрами зовнішнього повітря (температурою $t_{\text{нв}}$ і відносною вологістю $\phi_{\text{нв}}$). Енерговитрати на тепловологу обробку зовнішнього повітря цілком визначаються поточними кліматичними умовами і характеризуються коливаннями теплового навантаження на повітроохолоджувачі (ВО) СКПП і відповідно систему холодопостачання. Тому проблема вибору встановленої (проектної) холодопродуктивності Q_0 холодильних машин (ХМ) СКПП в умовах нерівномірних теплових навантажень стоїть дуже гостро, і від її вирішення залежить

ефективність використання встановлених холодильних потужностей, тобто тривалість експлуатації ХМ в році.

Мета дослідження – розробити підхід до визначення складових теплового навантаження СКПП з урахуванням її зміни відносно до поточних кліматичних умов.

2. Результати дослідження

Ефективність роботи систем кондиціонування повітря, як і будь-який енергогенеруючої установки, визначається кількістю виробленої енергії (в нашому випадку - холоду) за певний період, наприклад рік, і витратами на її виробництво. Цілком очевидно, що кількість виробленого холоду відповідає його споживанню і в разі СКПП - витрачання на тепловологу обробку (кондиціонування) припливного повітря, яке залежить від поточних тепловологових параметрів зовнішнього повітря (температури $t_{\text{нв}}$ та відносною волого-

сті $\varphi_{\text{нв}}$) і глибини його охолодження, а також тривалості τ роботи СКПП.

З огляду на це про ефективність використання СКПП можна судити по використанню встановленої (проектної) холодопродуктивності її холодильної машини (ХМ), яку в свою чергу оцінювати річним виробленням холоду (річною холодопродуктивністю) $\Sigma(Q_0 \cdot \tau)$, кВт·г, де Q_0 - поточна холодопродуктивність (теплове навантаження) ХМ, кВт.

З метою узагальнення результатів і зручності перерахунку на інші холодильні потужності холодопродуктивність ХМ СКПП зручно представляти не в абсолютних, а у відносних (питомих) величинах, що припадають на одиничну витрату повітря ($G_B = 1$ кг/с) - у вигляді питомого теплового навантаження, або холодопродуктивності, $q_0 = Q_0 / G_B$, кВт / (кг / с), або кДж / кг, де Q_0 - повне теплове навантаження (холодопродуктивність) при охолодженні повітря витратою G_B : $Q_0 = (c_{\text{вл}} \xi \cdot \Delta t_B) G_B$, $c_{\text{вл}}$ - теплоємність вологого повітря; ξ - коефіцієнт вологовипадіння; Δt_B - зниження температури повітря [3].

Аналогічним чином представляють і дані по річному виробництву холоду (річної холодопродуктивності) у відносних (питомих) величинах, що припадають на одиничну витрату повітря: $\Sigma(q_0 \cdot \tau) = \Sigma(Q_0 \cdot \tau) / G_B$, кВт·ч/(кг/с).

Значення питомого (при $G_B = 1$ кг/с) річного виробітку холоду (річної холодопродуктивності) $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ в залежності від питомої встановленої холодопродуктивності ХМ q_0 при різних температурах охолодженого повітря t_{B2} : $t_{B2} = 10, 15$ і 20 °С, для кліматичних умов м Вознесенськ, Миколаївська обл. 2017 р., наведені на рисунку 1.

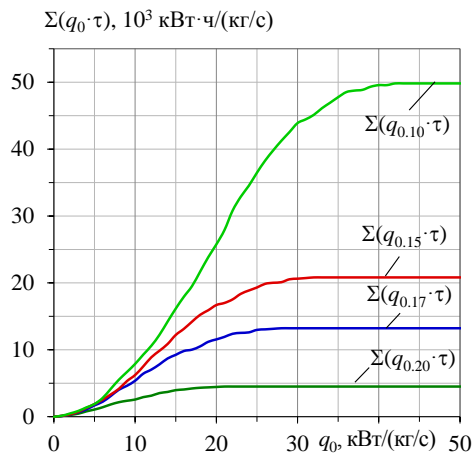
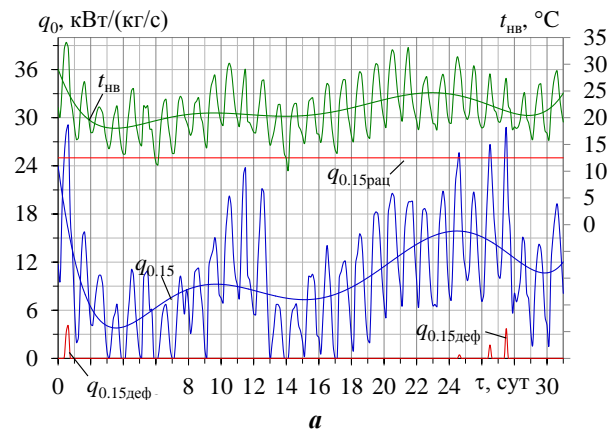


Рисунок 1 – Значення питомого річного виробітку холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ в залежності від питомої встановленої холодопродуктивності ХМ q_0 : $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{10; 15; 20}$ при $t_{B2} = 10; 15$ і 20 °С

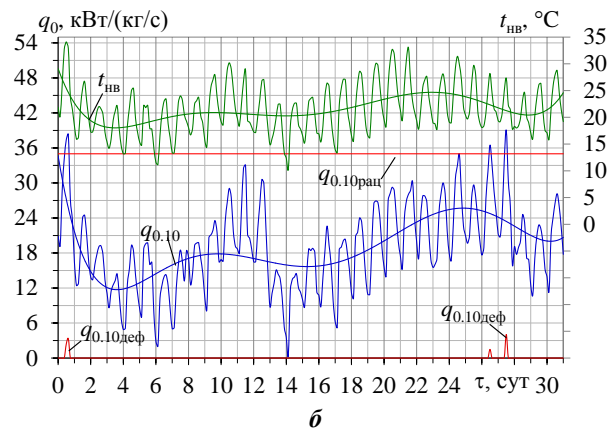
Як видно, для розглянутих кліматичних умов при охолодженні повітря до температури $t_{B2} = 10$ °С в СКП з холодильною машиною встановленої питомої (при $G_B = 1$ кг/с) холодопродуктивністю $q_0 = 35$ кВт/(кг/с) величина питомого вироблення холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ за 2017 р складає 48 кВт·ч/(кг/с), причому при збереженні високих темпів її нарощування. Через падіння темпів приросту $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ для ХМ холодопродуктивністю q_0

більше 35 кВт / (кг / с) помітного зростання $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ не відбувається. Питому холодопродуктивність ХМ $q_0 = 35$ кВт/(кг/с) приймають за раціональну і виходячи з неї вибирають повну встановлену холодильну потужність ХМ для витрати повітря G_B : $Q_0 = G_B \cdot q_0$, кВт. Застосування ХМ більшої холодопродуктивності q_0 : $q_0 > 35$ кВт/(кг/с), не призводить до помітного збільшення $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, але викликає зростання вартості на 20 ... 30%. Відповідно при охолодженні повітря до температури $t_{B2} = 15$ °С за раціональну приймають питому холодопродуктивність ХМ $q_0 = 25$ кВт/(кг/с), а до $t_{B2} = 20$ °С - величину $q_0 = 15$ кВт/(кг/с)..

Підтвердженням правомірності такого вибору значень раціональної встановленої (проектної) питомої холодопродуктивності $q_{0.10\text{рац}}$ і $q_{0.15\text{рац}}$ служать результати їх порівняння з поточними значеннями питомих теплових навантажень відповідно $q_{0.10}$ і $q_{0.15}$ при охолодженні повітря до температур $t_{B2} = 10$ і 15 °С (рис .2).



а



б

Рисунок 2 – Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{\text{нв}}$, питомого теплового навантаження $q_{0.15}$ охолодження повітря від температури $t_{\text{нв}}$ до $t_{B2} = 15$ °С, раціонального проектного питомого теплового навантаження $q_{0.15\text{рац}} = 25$ кВт/(кг/с) і дефіциту $q_{0.15\text{деф}}$ раціонального питомого теплового навантаження $q_{0.15\text{рац}}$ в порівнянні з поточним $q_{0.15}$ (а), питомим тепловим навантаженням $q_{0.10}$ охолодження повітря від температури $t_{\text{нв}}$ до $t_{B2} = 10$ °С, раціонального проектного (питомого) теплового навантаження $q_{0.10\text{рац}} = 35$ кВт/(кг/с) і дефіциту $q_{0.10\text{деф}}$ раціонального питомого теплового навантаження $q_{0.10\text{рац}}$ в порівнянні з поточним $q_{0.10}$ (б).

У найбільш спекотні періоди буде мати місце деякий дефіцит (недолік) питомої холодопродуктивності $q_{0,деф}$ і, як наслідок, недоохолодження повітря до температури $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ або $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, оскільки значення раціональної встановленої (проектної) питомої холодопродуктивності $q_{0,10рац}$ і $q_{0,15рац}$ обрані трохи менше максимального теплового навантаження, що зустрічається в перебігу року (рис. 1). При цьому дефіцит питомої холодопродуктивності обчислювали як $q_{0,10деф} = q_{0,10} - q_{0,10рац}$ і $q_{0,15деф} = q_{0,15} - q_{0,15рац}$.

З рис. 2 видно, що раціональних питомих холодопродуктивностей $q_{0,10} = 35 \text{ кВт/(кг/с)}$ і $q_{0,15} = 25 \text{ кВт/(кг/с)}$, розрахованих виходячи з річної холодопродуктивності (рис. 1), досить для охолодження зовнішнього повітря від $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10$ і 15°C практично протягом усього липня 2017, крім проміжків по 2 ... 3 години 1, 27, 28 липня.

Для обґрунтування підходу до вибору раціонального теплового навантаження СКПП виконаний аналіз поточних значень питомих теплових навантажень q_0 на ХМ СКПП при охолодженні зовнішнього повітря від поточної температури $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10, 15$ і 20°C , відповідно $q_{0,10}$, $q_{0,15}$ і $q_{0,20}$, а з метою підтвердження гіпотези про можливість виділення з поточних змінних теплових навантажень відносно стабільної складової - розраховані різниці теплових навантажень $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$ і $q_{0,10-20} = q_{0,10} - q_{0,20}$ для найбільш теплового липня місяця 2017 року (рис. 3-10).

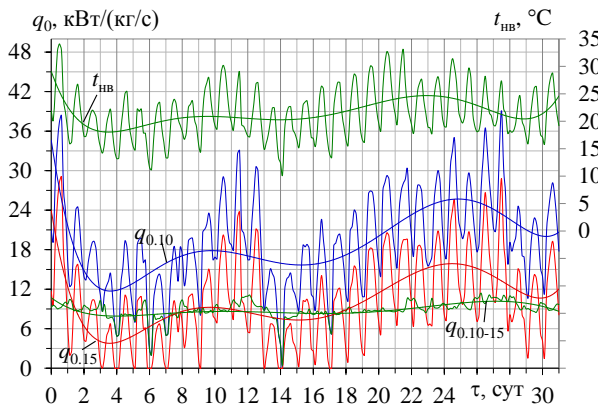


Рисунок 3 – Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, питомих теплових навантажень на СКПП $q_{0,10}$ і $q_{0,15}$ при охолодженні зовнішнього повітря від його поточної температури $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10$ і 15°C відповідно, а також їх різниці $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$

Як видно, при охолодженні зовнішнього повітря від $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ коливання поточного теплового навантаження на ПО СКПП $q_{0,15}$ вельми значні. У той же час при доохолодженні повітря від проміжної температури $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ коливання теплового навантаження на ПО СКПП $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$ порівняно невеликі: 9...11 кВт/(кг/с), беручи до уваги 3-5 короткочасних сплесків-падінь величини $q_{0,10-15}$, обумовлених, як буде показано нижче, коливаннями поточних теплових навантажень $q_{0,15}$.

Таким чином, характер теплового навантаження на ПО СКПП різний: значні зміни теплового навантаження $q_{0,15}$ попереднього охолодження зовнішнього

повітря від $t_{нв}$ до проміжної температури $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ і відносно стабільне теплове навантаження $q_{0,10-15}$ при глибокому охолодженні повітря від $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$.

З урахуванням відносно стабільного характеру питомого теплового навантаження на ПО СКПП $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$ при охолодженні повітря від температури $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ в порівнянні з охолодженням зовнішнього повітря від $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ її доцільність приймати в якості проектної для глибокого охолодження повітря від $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$. Відповідно, теплове навантаження, що припадає на попереднє охолодження зовнішнього повітря від поточної температури $t_{нв}$ до $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ (назвемо його бустерним ступенем охолодження зовнішнього припливного повітря) можна визначати за залишковим принципом: як різниця між раціональним тепловим навантаженням $q_{0,10рац} = 35 \text{ кВт/(кг/с)}$ для всього процесу охолодження повітря від поточної $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$, що забезпечує близький максимальному річний виробіток холоду $\sum(q_0 \cdot \tau) \approx 48 \text{ кВт}\cdot\text{ч/(кг/с)}$ (рис. 1), і його стабільної складової у вигляді різниці теплових навантажень $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$, тобто як $q_{0,б10-15} = 35 - q_{0,10-15}$ (рис. 4).

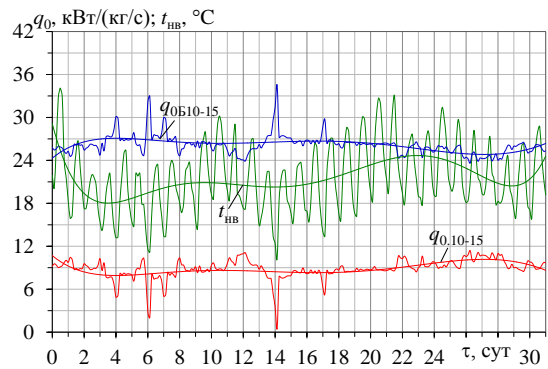


Рисунок 4 – Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, питомого теплового навантаження $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$ глибокого охолодження повітря від температури $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$, теплового навантаження $q_{0,б10-15} = 35 - q_{0,10-15}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря від $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, розрахованої за залишковим принципом

Як видно, графік питомого теплового навантаження $q_{0,б10-15} = 35 - q_{0,10-15}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря від $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, розрахованої за залишковим принципом як $q_{0,б10-15} = 35 - q_{0,10-15}$, є дзеркальним відображенням графіка питомого теплового навантаження $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$ глибокого охолодження повітря від температури $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$.

Про те, що причиною короткочасних сплесків-падінь величин $q_{0,10-15}$ і $q_{0,б10-15}$, є коливання поточних теплових навантажень $q_{0,15}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря від $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, служать результати розрахунків на рис. 5 і 6.

Як видно з рис. 5, сплески (надлишок) поточних значень питомого теплового навантаження $q_{0,б10-15}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря від

його поточної температури $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ понад її проектної величини мають місце при падінні поточного питомого теплового навантаження $q_{0.15}$ до нуля і, навпаки, найбільші зниження (дефіцит проектного теплового навантаження) поточної величини $q_{0.Б10-15}$ відбуваються при максимальних поточних теплових навантаженнях $q_{0.15}$, що перевищують проектну величину для попереднього охолодження зовнішнього повітря від його поточної температури $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$.

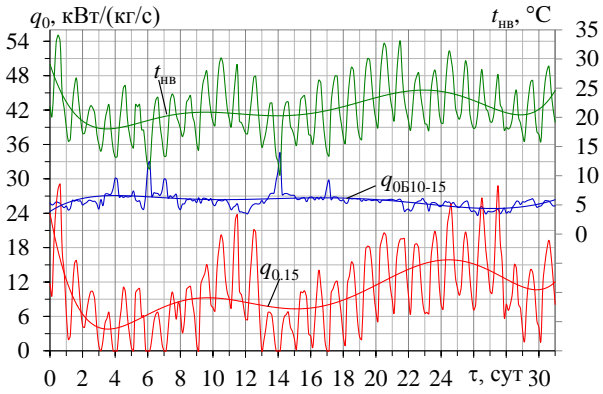


Рисунок 5 – Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, питомого теплового навантаження $q_{0.15}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря від його поточної температури $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ і теплового навантаження попереднього охолодження повітря $q_{0.Б10-15} = 35 - q_{0.10-15}$, розрахованої за залишковим принципом

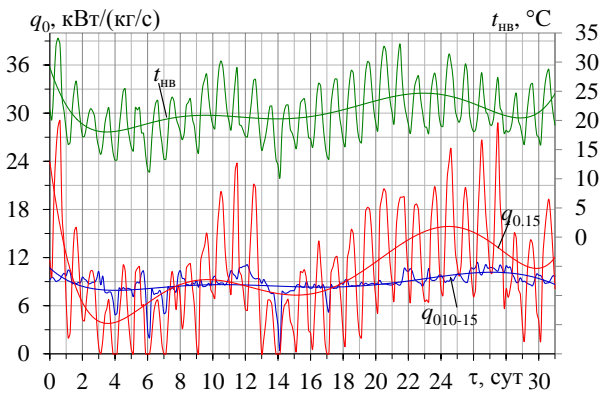


Рисунок 6 – Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, питомого теплового навантаження $q_{0.5}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря від його поточної температури $t_{нв}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ і теплового навантаження $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ глибокого охолодження повітря від $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$

Дефіцит (брак) проектного теплового навантаження попереднього охолодження зовнішнього повітря в порівнянні з поточним навантаженням $q_{0.Б10-15}$ супроводжується відповідним зростанням теплового навантаження $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ глибокого охолодження повітря від температури трохи вище 15°C до температури $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ з утворенням відповідно її дефіциту у вигляді перевищення проектної величини поточними навантаженнями $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$, що має місце при

підвищених температурах зовнішнього повітря $t_{нв}$ (рис. 6). І навпаки, надлишок проектного теплового навантаження глибокого охолодження повітря понад поточних величин $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ у вигляді падіння останніх аж до нуля відбувається при знижених температурах зовнішнього повітря $t_{нв}$ нижче 15°C .

З рис.6 видно, що вибір проміжної температури охолодженого зовнішнього повітря $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ в якості "порогового" її значення між попереднім охолодженням зовнішнього повітря, що характеризується значними коливаннями теплового навантаження $q_{0.15}$, і наступним доохолодженням повітря від $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ цілком коректний, про що свідчить відносно стабільний характер теплового навантаження $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ (рис. 3 і 4).

Очевидно, що чим вужчий діапазон змінних теплових навантажень, тобто чим вище граничне значення температури попереднього охолодження зовнішнього повітря, тим більше тривалість експлуатації холодильної машини бустерної ступені попереднього охолодження повітря в році при величинах теплового навантаження (холодопродуктивності), близьких номінальної.

З метою визначення верхньої межі для порогового значення температури попереднього охолодження зовнішнього повітря були виконані розрахунки процесів охолодження зовнішнього повітря від $t_{нв}$ до більш високої проміжної температури $t_{в2} = 20^\circ\text{C}$ і відповідних теплових навантажень на подальше доохолодження повітря $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ від $t_{в2} = 20^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ (рис. 7).

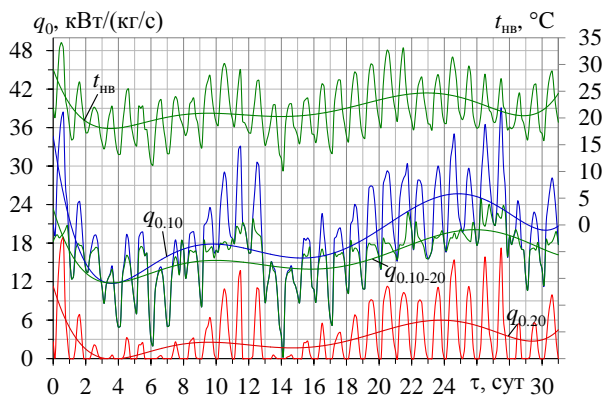


Рисунок 7 – Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, питомих теплових навантажень на ВО СКПП $q_{0.10}$ і $q_{0.20}$ при охолодженні зовнішнього повітря від його поточної температури $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10$ и 20°C відповідно, а також їх різниці $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$

Як видно з рис. 7, теплове навантаження СКПП $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ на доохолодження повітря від $t_{в2} = 20^\circ\text{C}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ вельми нестабільна. Це викликано більш раннім (при більш високій проміжній температурі $t_{в2}$) падінням до нуля теплового навантаження $q_{0.20}$ на ПО попереднього охолодження зовнішнього повітря, обумовленим звуженням діапазону температур $\Delta t_{20} = t_{нв} - 20^\circ\text{C}$ охолодженні зовнішнього повітря при підвищеній проміжній температурі $t_{в2} = 20^\circ\text{C}$ (в порівнянні $\Delta t_{15} = t_{нв} - 15^\circ\text{C}$ при $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$), наслідком чого є

відповідне збільшення теплового навантаження $q_{0,10-20} = q_{0,10} - q_{0,20}$ на подальше доохолодження повітря від температури $t_{в2} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 8).

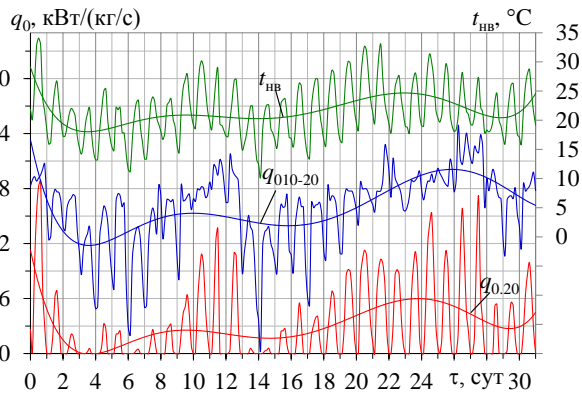


Рисунок 8 – Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, питомого теплового навантаження $q_{0,20}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря від його поточної температури $t_{нв}$ до $t_{в2} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ і теплового $q_{0,10-20} = q_{0,10} - q_{0,20}$ доохолодження повітря від $t_{в2} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$

При цьому теплове навантаження $q_{0,10-20} = q_{0,10} - q_{0,20}$ доохолодження повітря від температури $t_{в2} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ практично в два рази більше в порівнянні з величиною $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$ охолодження повітря від $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, тобто на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ проти $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Наслідком знижених теплових навантажень $q_{0,в10-20}$ і $q_{0,20}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря через звуження їх діапазону при більш високій проміжній температурі $t_{в2} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ є передача решти змінних навантажень від ступеня попереднього охолодження зовнішнього повітря на шабелі доохолодження повітря (рис. 9).

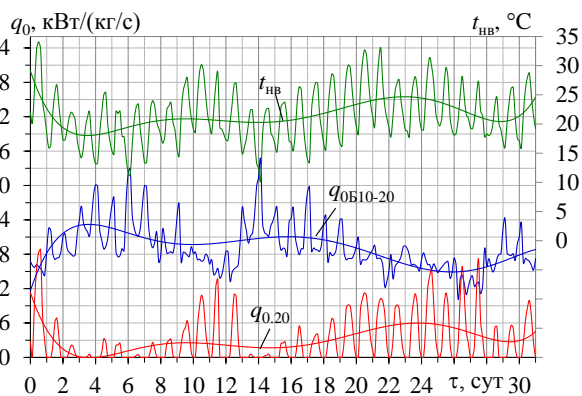


Рисунок 9 – Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, питомого теплового навантаження $q_{0,20}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря від його поточної температури $t_{нв}$ до $t_{в2} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ і теплового навантаження попереднього охолодження повітря $q_{0,в10-20} = 34 - q_{0,10-20}$, розрахованої за залишковим принципом

В результаті порівняння питомих теплових навантажень глибокого охолодження повітря $q_{0,10-15} =$

$= q_{0,10} - q_{0,15}$ и $q_{0,10-20} = q_{0,10} - q_{0,20}$ можна зробити висновки, що стабілізація теплового навантаження відбувається в результаті попереднього охолодження зовнішнього повітря до більш низької проміжної температури $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ в порівнянні з $t_{в2} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

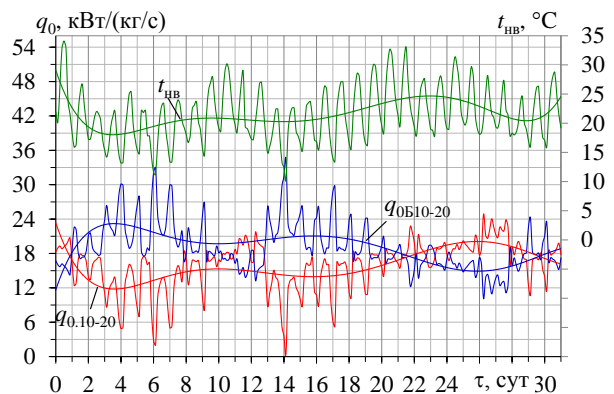


Рисунок 10 – Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, питомого теплового навантаження $q_{0,10-20} = q_{0,10} - q_{0,20}$ глибокого охолодження повітря від температури $t_{в2} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{в2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, теплового навантаження $q_{0,в10-20} = 34 - q_{0,10-20}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря від $t_{нв}$ до $t_{в2} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, розрахованої за залишковим принципом

Таким чином, теплове навантаження $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$ слід приймати в якості базового, що забезпечує ефективну роботу ХМ в режимі, близькому номінальному, і виходячи з нього розраховувати теплове навантаження попереднього охолодження повітря $q_{0,в10-15}$ до температури $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ за залишковим принципом як $q_{0,в10-15} = q_{0,10\text{рац}} - q_{0,10-15}$.

Висновки

Запропоновано підхід до визначення складових теплового навантаження СКПП з урахуванням поточних кліматичних умов, який базується на гіпотезі розкладання змінних теплових навантажень на відносно стабільну складову, як базу для вибору встановленої холодопродуктивності ХМ, яка працює з високою енергетичною ефективністю на номінальному або близьких йому режимах, і нестабільне теплове навантаження, що припадає на попереднє охолодження зовнішнього повітря при його мінливих поточних температурах. При цьому раціональну базу відносно стабільну складову загального теплового навантаження СКПП визначають виходячи з отримання максимального (близького їй) річного виробітку холоду (річний холодопродуктивності), а забезпечує покриття нестабільних (часткових) режимів навантаження, розраховують за залишковим принципом як різниця раціонального сумарного теплового навантаження СКПП і його базової стабільної складової.

Література

1. **Marque, R.P.** Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and

electricity load demands [Text] / R.P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J.A.R. Parise. - Energy and Buildings. - 2010. - Vol. 42. - pp. 2323 - 2330.

2. **Ortiga, J.** Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Text] / Ortiga Jordi, Bruno Joan Carles, Coronas Alberto. - Applied Thermal Engineering. - 2013. - Vol. 50. - pp. 1536 - 1542.

3. **Трушляков, Е. И.** Методологический подход к энергосберегающему хладоснабжению систем кондиционирования воздуха адаптацией к текущим климатическим условиям / Е.И. Трушляков //Авиационно-космическая техника и технология. – 2018. – № 4(148). – С. 58–62.

Отримана в редакції 03.07.2018, прийнята до друку 04.09.2018

Approach to determine the components of ambient air conditioning system heat load

E. I. Trushliakov, M. I. Radchenko, A. A. Zubarev, V. S. Tkachenko

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine

An approach to determine the components of ambient air conditioning system (AACS) heat load (a rational heat load on the air conditioning system) with taking into account the current climatic conditions of operation, that is based on the hypothesis of sharing the current changeable heat loads on the relatively stable share as basic one for choosing installed (design) refrigeration capacity of refrigeration machine, operating in nominal or close it modes, and unstable heat load, corresponding to ambient air precooling at changeable current temperatures, is proposed. To prove the approach to determine the components of heat load on the AACS the current values of heat loads on the refrigeration machine of AACS during cooling the ambient air from its changeable current temperature to the temperature of 10, 15 and 20 °C are analyzed. It is shown that because of different rates of annular refrigeration capacity production increment to cover the current heat loads with increasing the installed refrigeration capacity of refrigeration machine, caused by the changes in heat load according to current climatic conditions during all the year round, it is necessary to choose a such heat load on the refrigeration machine of AACS (its installed refrigeration capacity), that provides a maximum or close it annular refrigeration capacity production at relatively high rates of its increment. With this a value of heat load for ambient air precooling is calculated according to remained principle as difference between the rational total heat load and its basic relatively stable share. The proposed method is useful for determining a basic installed refrigeration capacity of refrigeration machine of AACS, operating in nominal or close it modes, and booster heat loads for ambient air precooling at changeable current temperatures covered by using some energy saving methods: with accumulation of excessive (unused) refrigeration capacity at lowered current heat loads on AACS and its using for ambient air precooling, by recuperation of exhaust air refrigeration capacity with precooling incoming ambient air and others.

Keywords: conditioning, ambient air, heat load, refrigeration machine, climatic conditions.

References

1. **Marques, R. P., Hacon, D., Tessarollo, A., Parise, J.A.R.** (2010) Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands. *Energy and Buildings*, Vol. 42, pp. 2323 - 2330.

2. **Ortiga, J., Bruno, J.C., Coronas, A.** (2013) Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network. *Applied Thermal*

Engineering, Vol. 50, pp. 1536 - 1542.

3. **Trushliakov E.I.** (2018) methodological approach to energy saving cold supply of air conditioning system by matching current climatic conditions. *Aerospace technics and technology*, No. 4(148), pp. 58–62.

Received 03 July 2018

Approved 04 September 2018

Available in Internet 30 September 2018