

Sterowanie energoptymalne systemami HVAC z recyrkulacją i odzyskiem ciepła w pomieszczeniach czystych

Energy-optimized control of HVAC systems with recirculation and heat recovery in cleanrooms

MONIKA JAKUBIAK, MIECZYŚLAW POROWSKI

DOI 10.36119/15.2021.7-8.3

W artykule zaprezentowano algorytmy energoptymalnego sterowania standardowym systemem HVAC (Heating, Ventilation, Air Conditioning) z recyrkulacją, odzyskiem ciepła (obrotowym regeneratorem energii) i chłodnicą suchą w obiegu recyrkulacyjnym dla pomieszczenia czystego ISO5 (M3.5, kl. 100). Wyznaczono roczne zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza i przypadku realnych obciążeń oraz parametrów eksploatacyjnych, a także dwóch wariantów sterowania: standardowego – wariantu I i energoptymalnego – wariantu II. Jako narzędzie analizy sformułowano model symulacyjny działania systemu HVAC w ciągu całego roku. Wykazano, iż wdrożenie algorytmów sterowania energoptymalnego (wariantu II) pozwala zmniejszyć roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną systemu HVAC aż o 39,2% w stosunku do strategii standardowej (wariantu I).

Słowa kluczowe: sterowanie energoptymalne, systemy HVAC, pomieszczenia czyste

The article presents algorithms of energy-optimal control of a standard HVAC system with recirculation, heat recovery (rotary energy regenerator) and a dry cooler in a recirculation cycle for a cleanroom ISO5 (M3.5, cl. 100). The annual demand for usable, final and primary energy was determined for thermodynamic air treatment and the case of real loads and operating parameters, as well as two control variants: standard – variant I and energy-optimal – variant II. A simulation model of the HVAC system operation throughout the year was formulated as an analysis tool. It has been shown that the implementation of energy-optimal control algorithms (variant II) allows to reduce the annual primary energy demand of the HVAC system by as much as 39.2% compared to the standard strategy (variant I).

Keywords: energy-optimal control, HVAC systems, cleanrooms

Wprowadzenie

Systemy HVAC pomieszczeń czystych generują bardzo duże zużycie energii. Wynika to z relatywnie dużych wymagań strumieni powietrza, trójstopniowej filtracji i na ogół konieczności ciągłego działania. Udział systemów HVAC w zapotrzebowaniu na energię w fabrykach o zaawansowanych technologiach według Hu i in. [2] oraz Zhao i in. [14] wynosi 40÷50%, natomiast według Shana i Wanga [11] oraz Tsao i in. [12, 13] przedział ten jest szerszy i wynosi 30÷65%.

Skala nakładów energetycznych na klimatyzację pomieszczeń czystych inspirowane do podejmowania działań, których celem

jest zmniejszenie zapotrzebowania na energię. Badania w tym zakresie obejmują zarówno optymalizację struktury systemów HVAC jak i algorytmów sterowania.

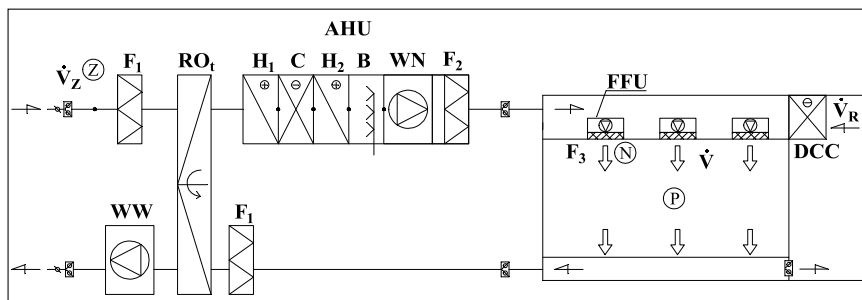
Standardem, w przypadku braku ograniczeń higienicznych jest tutaj powszechne stosowanie recyrkulacji powietrza uzupełnione – w zależności od klimatu – odzyskiem ciepła. Struktury systemów HVAC pomieszczeń czystych z różnymi opcjami recyrkulacji przedstawił m. in. Hu i Tsao [3]. Z kolei szereg prac poświęconych badaniom nad energoptymalnym sterowaniem systemami HVAC pomieszczeń czystych opublikowali Zhuang, Wang i Shan [15,16]. Również Autorzy przedstawili wyniki badań w tym zakresie w pracach [6, 7, 8, 9].

Zapotrzebowanie na energię systemu HVAC o określonej strukturze zależy od algorytmów sterowania tym systemem – można tutaj wykazać znaczące różnice w nakładach energetycznych dla różnych strategii sterowania.

Aplikację w tym zakresie przedstawiono w artykule, w którym zaprezentowano algorytmy sterowania klasycznym systemem HVAC z recyrkulacją i odzyskiem ciepła dla pomieszczenia czystego.

Model systemu HVAC

Model technologiczny systemu HVAC pomieszczenia czystego przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1.

Model technologiczny systemu HVAC pomieszczenia czystego

ROt – obrotowy regenerator energii, AHU (Air Handling Unit) – centrala klimatyzacyjna, DCC (Dry Cooling Coil) – chłodnica sucha, FFU (Filter Fan Unit) – moduł recyrkulacyjny z filtrem absolutnym, H₁, H₂ – nagrzewnica wstępna, wtórna, C – chłodnica, B – nawilżacz parowy, F₁, F₂, F₃ – filtry powietrza wstępny, dokładny, absolutny, V_Z, V_R, V – strumień powietrza zewnętrznego, recyrkulacyjnego, całkowity, WN, WW – wentylator nawiewny, wywiewny

Fig. 1. Technological model of HVAC system for cleanrooms

ROt – rotary energy regenerator, AHU – Air Handling Unit, DCC – Dry Cooling Coil, FFU (Filter Fan Unit) – recirculation module with absolute filter, H₁, H₂ – pre-heater, secondary heater, C – cooler, B – steam humidifier, F₁, F₂, F₃ – air filters: preliminary, precise, absolute, V_Z, V_R, V – external, recirculating, total air stream, WN, WW – supply, exhaust fan

Jest to jedna z typowych struktur systemu HVAC z recyrkulacją wewnętrzną dla szerokiego przedziału klas czystości: ISO5 (M3.5, kl.100) ÷ ISO8 (M6.5, kl.10.000) [1, 4] uzupełniona tutaj o odzysk ciepła – obrotowy regenerator energii.

Dla modelu technologicznego (rys. 1) opracowano model symulacyjny działania systemu HVAC w ciągu całego roku dla dwóch wariantów strategii sterowania:

- wariant I
 - centrala AHU (Air Handling Unit) przygotowuje powietrze o temperaturze równej temperaturze w pomieszczeniu $t_{NC} = t_p$ oraz wilgotności względnej odpowiedniej dla odprowadzenia obciążeń wilgotnościowych, w przypadku ich braku $\phi_{NC} \in [\phi_{Pmin}, \phi_{Pmax}]$
 - chłodnica sucha DCC (Dry Cooling Coil) w obiegu recyrkulacyjnym odprowadza obciążenia ciepłem jawnym,
- wariant II
 - centrala AHU i chłodnica sucha DCC odprowadzają obciążenia ciepłem jawnym $t_{NC} = f(t)$,
 - centrala AHU odprowadza obciążenia wilgotnościowe, w przypadku ich braku $\phi_{NC} \in [\phi_{Pmin}, \phi_{Pmax}]$

Punktem wyjścia było tutaj wyznaczenie algorytmów energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza zgodnie z funkcją celu w postaci:

$$f_c = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i |\Delta h_i| = \min \quad (1)$$

gdzie:

- \dot{m}_i – strumień masy powietrza w i-tej operacji,
- Δh_i – zmiana entalpii właściwej w i-tej operacji

Następnie wyznaczono zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza na podstawie relacji [10]

$$E_p = \frac{w_H}{\eta_{H,t}} \cdot Q_{H,t} + \frac{w_C}{\eta_{C,t}} \cdot Q_{C,n} + \frac{w_{DC}}{\eta_{DC,t}} \cdot Q_{DC,n} + \frac{w_B}{\eta_{B,t}} \cdot Q_{B,n} \quad (2)$$

$$Q_{K,H} = \frac{1}{\eta_{H,t}} Q_{H,N} \quad (3)$$

$$Q_{K,C} = \frac{1}{\eta_{C,t}} Q_{C,n} \quad (4)$$

$$Q_{K,DC} = \frac{1}{\eta_{DC,t}} Q_{DC,n} \quad (5)$$

$$Q_{K,B} = \frac{1}{\eta_{B,t}} Q_{B,n} \quad (6)$$

gdzie:

$Q_{H,n}$ – roczne zapotrzebowanie na ciepło (netto) nagrzewnic wodnych, kWh/rm²,

$Q_{C,n}$, $Q_{DC,n}$ – roczne zapotrzebowanie na chłód (netto) chłodnicy w centrali, chłodnicy suchej, kWh/rm²,

$Q_{B,n}$ – roczne zapotrzebowanie na ciepło (netto) nawilżaczy parowych, kWh/rm²,

$Q_{K,H}$ – roczne zapotrzebowanie na energię końcową nagrzewnic – ciepło końcowe kWh/rm²,

$Q_{K,C}$, $Q_{K,DC}$ – roczne zapotrzebowanie na energię końcową chłodnicy w centrali, chłodnicy suchej – chłód końcowy, kWh/rm²,

$Q_{K,B}$ – roczne zapotrzebowanie na energię końcową nawilżaczy paro-

wych – ciepło końcowe nawilżaczy, kWh/rm²,

$\eta_{H,t}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu grzewczego z wodnymi nagrzewnicami powietrza, $\eta_{H,t} = \eta_{H,g} \eta_{H,s} \eta_{H,d} \eta_{H,e}$, przyjęto $\eta_{H,t} = 0,81$ ($\eta_{H,g} = 0,90$ – wytwarzanie, $\eta_{H,s} = 1,0$ – akumulacja, $\eta_{H,d} = 0,94$ – dystrybucja, $\eta_{H,e} = 0,95$ – regulacja i sterowanie),

$\eta_{C,t}$, $\eta_{DC,t}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu z chłodnicami powietrza, $\eta_{C,t} = \text{ESEER} \eta_{C,s} \eta_{C,d} \eta_{C,e}$; $\eta_{DC,t} = \text{ESEER}_{DC} \eta_{C,s} \eta_{C,d} \eta_{C,e}$ (ESEER, ESEER_{DC} – średni europejski współczynnik efektywności energetycznej wytwornicy chłodu dla chłodnicy w centrali, chłodnicy suchej DCC, $\eta_{C,s} = 0,95$ – akumulacja, $\eta_{C,d} = 0,94$ – dystrybucja, $\eta_{C,e} = 0,97$ – regulacja i sterowanie),

$\eta_{B,t}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu grzewczego zasilania nawilżaczy parowych, $\eta_{B,t} = \eta_{B,g} \eta_{B,d} \eta_{B,e}$ ($\eta_{B,g}$ – wytwarzanie, $\eta_{B,d}$ – dystrybucja, $\eta_{B,e}$ – regulacja i sterowanie), przyjęto $\eta_{B,t} = 0,95$,

w_i – współczynnik nakładu nieodnawialnej energii pierwotnej na wytworzenie i dostarczenie nośnika energii (lub energii) końcowej (w_H – dotyczy ciepła, w_C – dotyczy chłodu, w_B – dotyczy pary, w_{el} – dotyczy energii elektrycznej) przyjęto $w_H = 1,1$ – kocioł gazowy/olejowy, $w_C = 3,0$ – agregat chłodniczy o napędzie elektrycznym, $w_B = 3,0$ – elektryczna wytwornica pary

Dane wyjściowe

Obliczenia przeprowadzono dla reprezentatywnego pomieszczenia czystego klasy ISO5 [4] (M3.5, kl. 100 [1]) oraz reprezentatywnych danych technologicznych dotyczących: parametrów powietrza w pomieszczeniu, jednostkowych obciążeń chłodniczych, udziału powietrza zewnętrznego, a także jednostkowego strumienia powietrza wentylacyjnego (prędkości powietrza lub krotności wymian). Dane wyjściowe w modelu symulacyjnym zestawiono w tabeli 1. Założono, iż chłodnice w centrali klimatyzacyjnej i chłodnice suche (DCC) w obiegu recyrkulacyjnym zasilane będą z odrębnych agregatów chłodniczych o różnych współczynnikach EER (Energy Efficiency Rating).

TABELA 1. Dane wyjściowe w modelu symulacyjnym

TABLE 1. Output data in simulation model

Parametry	Wariant 1	Wariant 2
klasa czystości	ISO5 [4] (M3.5, kl.100 [1])	
t_p , °C	+ 22	
ϕ_p , %	50 ± 5 (45÷55)	
t_{NC} , °C	+ 22	$t_{NC} = f(\tau)$
ϕ_{NC} , %	50 ± 5 (45÷55) ^{1/}	50 ± 5 (45÷55) ^{1/}
t_{zi} , °C	TRY (Test Reference Year) – Poznań	
ϕ_{zi} , %	TRY – Poznań	
q_i , W/m ²	200	
w_i , g/h	0 ^{1/}	
α_z , %	10	
V_i , m ³ /sm ²	0,25	
t_D , °C	10,0	
$t_{D'}$, °C	14,0	
ϕ_i , –	0 ÷ 0,7 ($\phi_{i\max} = 0,70$)	
EER	3,96 ^{3/}	
EER _{DC}	4,43 ^{3/}	
τ , h/r	8760	
c_p , kJ/kgK	1,005	
c_{pp} , kJ/kgK	1,86	
r_o , kJ/kg	2500,8	
ρ , kg/m ³	1,2	
p_a , kPa	100	

- 1/ Jednostkowe zyski wilgoci pomijalnie małe w stosunku do strumienia powietrza recykulacyjnego.
- 2/ Odpowiada prędkości powietrza $w_p=0,25$ m/s lub krotności wymian $n=300$ 1/h dla wysokości pomieszczenia $H=3$ m.
- 3/ Wartość średnia wg programów doborowych tego samego typoszeregu wytwornic wody lodowej. [5]
- 1/ Unit gains of moisture are negligible in relation to the recirculating air stream.
- 2/ It corresponds to the air velocity $w_p=0,25$ m/s or air changes rate $n=300$ 1/h for the room height $H=3$ m.
- 3/ Average value according to selection programs of the same series of types of ice water generators. [5]

gdzie:

- t_p, ϕ_p – temperatura, wilgotność względna powietrza w pomieszczeniu,
- t_{NC}, ϕ_{NC} – temperatura, wilgotność względna powietrza nawiewanego za centralą AHU,
- t_{zi}, ϕ_{zi} – temperatura, wilgotność względna powietrza zewnętrznego w i-tej godzinie roku porównawczego, TRY – ($i = 1 \div 8760$),
- q_i – jednostkowe obciążenie chłodnicze,
- w_i – jednostkowy strumień wilgoci,
- α_z – udział powietrza zewnętrznego,
- V_i – jednostkowy średni strumień powietrza wentylacyjnego odpowiadający wymaganej klasie czystości,
- $t_D, t_{D'}$ – temperatura powierzchni chłodnicy odpowiednio w centrali klimatyzacyjnej, chłodnicy suchej w obiegu recykulacyjnym,
- ϕ_t – skuteczność odzysku ciepła jawnego obrotowego regeneratora energii,
- EER, EER_{DC} – średnie współczynniki efektywności energetycznej odpowiednio dla wytwornicy wody chłodzą-

- cej zasilającej chłodnicę w centrali klimatyzacyjnej, chłodnicy suchej (DCC) w obiegu recykulacyjnym,
- τ – czas działania instalacji w ciągu roku (założono pracę ciągłą),
- c_p – ciepło właściwe powietrza,
- c_{pp} – ciepło właściwe pary wodnej,
- r_o – ciepło parowania wody w temperaturze 0°C,
- ρ – średnia gęstość powietrza,
- p_a – ciśnienie barometryczne,

Algorytmy sterowania energoptymalnego

Na podstawie funkcji celu (1) wyznaczono optymalne trajektorie przemian termodynamicznych powietrza dla obu wariantów sterowania systemem HVAC. W wyniku otrzymano strefy energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza odzworowane na wykresie h-x, które przedstawiono na rys. 2.

Równania izoterm granicznych oraz linii granicznych między strefami optymalnej obróbki termodynamicznej powietrza na wykresach h-x (rys. 2) przyjmują postać:

- izoterma t_G
$$t_G = t_p - \frac{1}{\alpha_z} (t_p - t_N) \quad (7)$$

- izoterma
$$t_{G'} = t_p - \frac{t_p - t_N}{\alpha_z (1 - \phi_{t\max})} \quad (8)$$

- linia graniczna [(MR)C+DC']/[(MR)CH₂R (wariant II)]

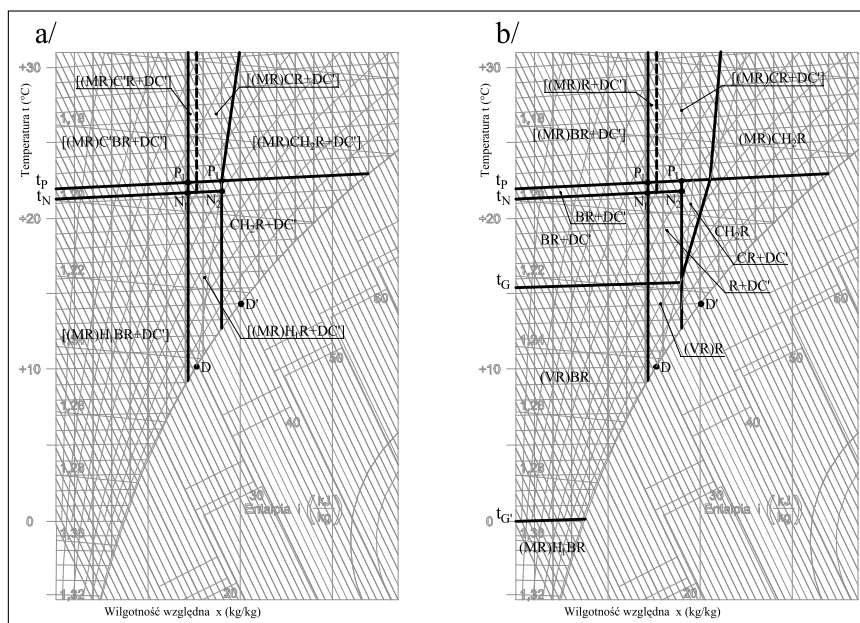
$$t_{zg} = \frac{1}{1 - \phi_t} \left(t_p \frac{x - x_D}{x_{P3} - x_D} - t_p \frac{x - x_{P3}}{x_{P3} - x_D} \right) - \frac{\phi_t}{1 - \phi_t} t_p \quad (9)$$

$$x_{P3} = x_D + (x_{N2} - x_D) \frac{t_p - t_D}{t_{NC} - t_D} \quad (10)$$

- linia graniczna CR+DC'/CH₂R (wariant II)

$$t_{zg} = t_D + (t_{NC} - t_D) \frac{x - x_D}{x_{N2} - x_D} \quad (11)$$

- linia graniczna [(MR)C+DC']/[(MR)CH₂R+DC'] (wariant II)



Rys. 2. Strefy energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza a/ wariant I ($t_{NC} = t_p, \phi_{NC} \in [\phi_{p\min}, \phi_{p\max}]$), b/ wariant II ($t_{NC} = f(\tau), \phi_{NC} \in [\phi_{p\min}, \phi_{p\max}]$) (MR) – maksymalny odzysk ciepła, (VR) – regulowany odzysk ciepła, H₁ – ogrzewanie (nagrzewnica wstępna), H₂ – ogrzewanie (nagrzewnica wtórna), C', DC' – chłodzenie jawne (bez osuszania) w centrali, w chłodnicy suchej DCC, C – chłodzenie z osuszaniem, B – nawilżanie parowe, R – recykulacja, P – stan powietrza w pomieszczeniu, N – stan powietrza nawiewanego do pomieszczenia, NC – stan powietrza za centralą AHU, D – stan powietrza przy powierzchni chłodnicy w centrali, D' – stan powietrza przy powierzchni chłodnicy suchej (DCC) w obiegu recykulacyjnym
Fig. 2. Zones for energy-optimal thermodynamic air treatment a/ variant I ($t_{NC} = t_p, \phi_{NC} \in [\phi_{p\min}, \phi_{p\max}]$), b/ variant II ($t_{NC} = f(\tau), \phi_{NC} \in [\phi_{p\min}, \phi_{p\max}]$) (MR) – maximum heat recovery, (VR) – adjustable heat recovery, H1 – heating (preliminary heater), H2 – heating (secondary heater), C', DC' – sensible cooling (without drying) in the AHU, in a dry cooler DCC, C – cooling with dehumidification, B – steam humidification, R – recirculation, P – air condition in the room, N – air condition of the air supplied to the room, NC – air condition behind the AHU, D – air condition at the cooler surface in the air handling unit, D' – air condition at the dry cooler surface (DCC) in the recirculation circuit

$$t_{zg} = \frac{1}{1-\phi_t} (t_p - t_D) \frac{x - x_D}{x_{N_2} - x_D} + \frac{1}{1-\phi_t} (t_D - \phi_i t_p) \quad (12)$$

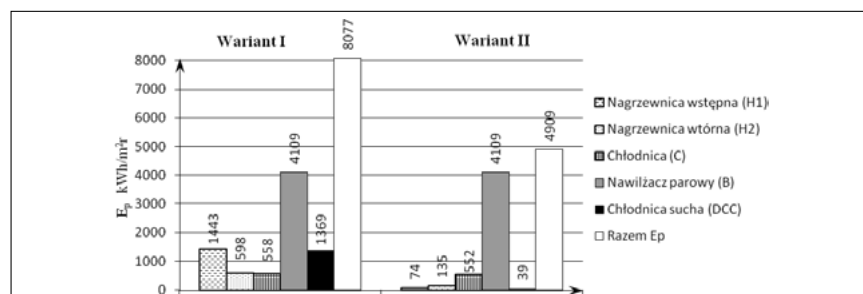
Wyniki obliczeń, interpretacja

Wyniki obliczeń rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, końcową i pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza i rozpatrywanych wariantów sterowania systemem HVAC pomieszczenia czystego przedstawiono w tabeli 2.

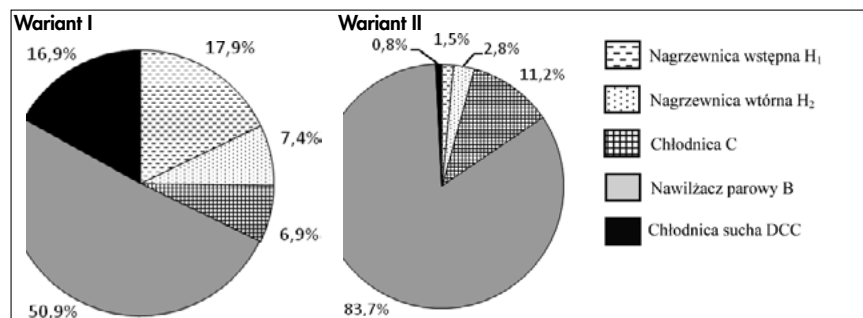
TABELA 2. Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza systemu HVAC pomieszczenia czystego

TABLE 2. Annual usable, final and primary energy demand for thermodynamic air treatment of the cleanroom HVAC system

Energia użytkowa/ (końcowa)/pierwotna*		Wariant I	Wariant II
		$t_{NC} = t_p$ $\phi_{NC} \in [\phi_{Pmin}, \phi_{Pmax}]$	$t_{NC} = f(t)$ $\phi_{NC} \in [\phi_{Pmin}, \phi_{Pmax}]$
Nagrzewnica wstępna (H1)	kWh/m ² r	1062,0/ (1312,0)/ 1443,0*	55,0/ (67,0)/ 74,0*
Nagrzewnica wtórna (H2)	kWh/m ² r	440,0/ (544,0)/ 598,0*	99,0/ (122,0)/ 135,0*
Chłodnica (C)	kWh/m ² r	638,0/ (186,0)/ 558,0*	632,0/ (184,0)/ 552,0*
Nawilżacz parowy (B)	kWh/m ² r	1301,0/ (1370,0)/ 4109,0*	1301,0/ (1370,0)/ 4109,0*
Chłodnica sucha (DCC)	kWh/m ² r	1752,0/ (456,0)/ 1369,0*	50,0/ (13,0)/ 39,0*
Zapotrzebowanie na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza	kWh/m ² r	8077,0*	4909,0*



Rys. 3. Struktura rocznego zapotrzebowania na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza systemu HVAC, wariant I ($t_{NC} = t_p$, $\phi_{NC} \in [\phi_{Pmin}, \phi_{Pmax}]$), wariant II ($t_{NC} = f(t)$, $\phi_{NC} \in [\phi_{Pmin}, \phi_{Pmax}]$)



Rys. 4. Porównanie udziałów rocznego zapotrzebowania na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza systemu HVAC, wariant I ($t_{NC} = t_p$, $\phi_{NC} \in [\phi_{Pmin}, \phi_{Pmax}]$), wariant II ($t_{NC} = f(t)$, $\phi_{NC} \in [\phi_{Pmin}, \phi_{Pmax}]$)

Strukturę rocznego zapotrzebowania na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza systemu HVAC oraz udziały procentowe poszczególnych składników przedstawiono odpowiednio na rys. 3 i 4.

Na podstawie otrzymanych wyników sformułować można następujące wnioski i uwagi szczegółowe:

1° Wariantem optymalnym energetycznie jest wariant II ($t_{NC} = f(t)$, $\phi_{NC} \in [\phi_{Pmin}, \phi_{Pmax}]$), dla którego roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza

jest mniejsze aż o 39,2% w stosunku do wariantu I ($t_{NC} = t_p$, $\phi_{NC} \in [\phi_{Pmin}, \phi_{Pmax}]$).

- 2° Dla wariantu II (optymalnego) wszystkie składniki równania bilansu energii pierwotnej – poza nawilżaczem parowym – są mniejsze w stosunku do wariantu I. Wartości te są mniejsze o:
- 94,9% – w odniesieniu do nagrzewnicy wstępnej (H₁),
 - 1,1% – w odniesieniu do chłodnicy (C) w centrali AHU,
 - 77,4% – w odniesieniu do nagrzewnicy wtórnej (H₂),
 - 97,2% – w odniesieniu do chłodnicy suchej (DCC).

Zapotrzebowanie na energię dla nawilżacza parowego w obu wariantach jest jednakowe.

- 3° W strukturze udziałów poszczególnych składników w równaniu rocznego zapotrzebowania na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza i wariantu I dominuje nawilżacz parowy (B) – 50,9%, następnie nagrzewnica wstępna (H₁) – 17,9%, chłodnica sucha (DCC) – 16,9%, nagrzewnica wtórna (H₂) – 7,4% i chłodnica w centrali (C) – 6,9%.

- 4° W strukturze udziałów poszczególnych składników w równaniu bilansu rocznego zapotrzebowania na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza i wariantu II – optymalnego zdecydowanie dominuje nawilżacz parowy (B) – 87,3%, następnie chłodnica w centrali (C) – 11,2%, nagrzewnica wtórna (H₂) – 2,8%, nagrzewnica wstępna (H₁) – 1,5% i śladowo chłodnica sucha (DCC) – 0,8%.

Podsumowanie

Standardową strukturą systemu HVAC dla pomieszczeń czystych przy braku ograniczeń higienicznych, jest układ z recyrkulacją, odzyskiem ciepła i opcjonalnie – chłodnicą suchą (DCC) w obiegu recyrkulacyjnym.

Zapotrzebowanie na energię dla takiej struktury systemu HVAC jest funkcją strategii sterowania. W artykule zaprezentowano wyniki obliczeń symulacyjnych rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, końcową i pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza systemu HVAC pomieszczenia czystego oraz dwóch wariantów strategii sterowania: wariantu I ($t_{NC} = t_p$, $\phi_{NC} \in [\phi_{Pmin}, \phi_{Pmax}]$) i wariantu II ($t_{NC} = f(t)$, $\phi_{NC} \in [\phi_{Pmin}, \phi_{Pmax}]$) – energoptymalnego.

Wykazano ilościowo, iż w rozważanym przypadku pomieszczenia czystego

ISO5 [4] (M3.5 kl. 100 [1]) wdrożenie strategii energoptymalnego sterowania (wariantu II) pozwala zmniejszyć roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza systemu HVAC aż o 39,2%, w stosunku do strategii standardowej (wariantu I). Wykazano również, iż różnica w zapotrzebowaniu na energię w obu wariantach wynika głównie ze zmniejszenia zapotrzebowania na energię dla nagrzewnicy wstępnej (H_1) i chłodnicy suchej (DCC) w wariantcie energoptymalnym. W interpretacji fizycznej oznacza to, iż w wariantcie sterowania energoptymalnego (wariantcie II) powietrze zewnętrzne podlegające obróbce w centrali AHU wykorzystywane jest optymalnie do odprowadzenia obciążeń chłodniczych w pomieszczeniu – w konsekwencji następuje radykalne zmniejszenie zapotrzebowania na ciepło dla nagrzewnicy wstępnej (H_1) i chłodu dla chłodnicy suchej (DCC).

Należy zauważyć, iż wdrożenie algorytmów optymalnej obróbki termodynamicznej powietrza wymaga zastosowania zaawansowanych systemów sterowania cyfrowego.

LITERATURA

- [1] Federal Standard, Airborne particular cleanliness classes in cleanrooms and zones. Fed-Std-209e, 1992.
- [2] Hu S.-C. Chua Y.K., Power consumption of semiconductor fabs in Taiwan, *Energy – Int. J.* 28 (2003) s.895–907.
- [3] Hu S.-C., Tsao J.-M., A comparative study on energy consumption for HVAC systems of high-tech FABs, *Applied Thermal Engineering.* (2007) s. 2758–2766.
- [4] ISO 14644-1 "Cleanrooms and associated controlled environments – Part 1: Classification of air cleanliness".
- [5] Karty doborowe wytwornic wody chłodzącej typoszeregu NX/CA firmy Mitsubishi (2021)
- [6] Maćkowiak M., Porowski M., Sterowanie energoptymalne układu klimatyzacyjnego z recyrkulacją i obrotowym regeneratorem energii dla pomieszczenia czystego. *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja.* 50/8. (2019) s.310-317.
- [7] Maćkowiak M., Porowski M., Zapotrzebowanie na energię oraz koszty klimatyzacji w układzie z recyrkulacją i rekuperatorem dla pomieszczenia czystego. *Instal* 10/2019, s.28-33, DOI 10.36.119/15.2019.10.4.
- [8] Porowski M., Energy optimization of HVAC system from a holistic perspective: Operating theater application, *Energy Conversion and Management* 182. (2019), s.461-496.
- [9] Porowski M., Ocena energetyczna układów klimatyzacyjnych sal operacyjnych z recyrkulacją powietrza *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 46/12. (2015), s.485-489.
- [10] Porowski M., The optimization method of HVAC system from a holistic perspective according to energy criterion, *Energy Conversion and Management.* 181. (2019), s.621-644.
- [11] Shan K., Wang S., Energy efficient design and control of cleanroom environment control systems in subtropical regions – A comparative analysis and on-site validation, *Applied Energy.* 204 (2017) s.582–595.
- [12] Tsao J.-M., Hu S.-C., Xu T., Chan David Y.L., Capturing energy-saving opportunities in make-up air systems for cleanrooms of high-technology fabrication plant in subtropical climate, *Energy and Buildings.* 42 (2010) s. 2005–2013.
- [13] Tsao J.J.M., Hu S.-C., Kao W.-C., Chien L.-H., Clean Room Exhaust Energy Recovery Optimization Design, *ASHRAE Transactions.* 116 (2010) Part 1 s. 81 – 86.
- [14] Zhao Y., Li N., Tao C., Chen Q., Jiang M., A comparative study on energy performance assessment for HVAC systems in high-tech fabs, *Journal of Building Engineering.* 39 (2021) 102188.
- [15] Zhuang C., Wang S., Shan K., Adaptive full-range decoupled ventilation strategy and air-conditioning systems for cleanrooms and buildings requiring strict humidity control and their performance evaluation, *Energy* 168. (2019) s. 883 – 896.
- [16] Zhuang C., Wang S., Shan K., Probabilistic optimal design of cleanroom air-conditioning systems facilitating optimal ventilation control under uncertainties, *Applied Energy.* 253 (2019) 113576.