



POLITECHNIKA POZNAŃSKA

Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki

**Instytut Inżynierii Środowiska i Instalacji Budowlanych
Zakład Ogrzewnictwa, Klimatyzacji i Ochrony Powietrza**

mgr inż. Monika JAKUBIAK

**Wybór energoptymalnego odzysku ciepła
i konfiguracji chłodziw w centralach systemów
klimatyzacyjnych pomieszczeń czystych**

ROZPRAWA DOKTORSKA

Promotor:

dr hab. inż. Mieczysław Porowski prof. PP

Poznań, 2025

*Szanownemu Promotorowi
dr hab. inż. Mieczysławowi Porowskiemu prof. PP
składam podziękowania za nieocenione wsparcie merytoryczne,
opiekę naukową i zaangażowanie*

*Rodzinie – Mężowi i Mamie
za każdy dzień wsparcia, wiarę i wyrozumiałość
Synkowi – za bez troski, dziecięcy uśmiech w chwilach zwątpienia*

SPIS TREŚCI

Streszczenie	5
Spis oznaczeń	7
1. Wprowadzenie, geneza podjęcia badań.....	12
2. Klasyfikacja pomieszczeń czystych, parametry powietrza wewnętrznego	13
3. Stan badań nad optymalizacją systemów HVAC pomieszczeń czystych	18
3.1. Optymalizacja struktury systemów HVAC	18
3.2. Optymalizacja algorytmów sterowania systemów HVAC	21
3.3. Konkluzje, wyzwania i obszary dalszych badań	23
4. Problem badawczy, cel i teza pracy	24
5. Zagadnienie optymalizacji i metoda rozwiązania w aplikacji do wyznaczania optymalnej recyrkulacji, odzysku ciepła i układu chłodziw w centralach systemów HVAC pomieszczeń czystych	26
5.1. Algorytm ogólny	26
5.2. Procedura wyznaczania struktur dopuszczalnych systemów HVAC pomieszczeń czystych	30
6. Dopuszczalne struktury systemu HVAC pomieszczeń czystych	32
6.1. Parametry stałe normowane, zmienne decyzyjne.....	32
6.2. Zbiór wszystkich możliwych wariantów	33
6.3. Warunki ograniczające, zbiór wariantów dopuszczalnych	45
7. Optymalne struktury układów recyrkulacji powietrza w systemach HVAC pomieszczeń czystych	47
8. Optymalne układy odzysku ciepła w systemach HVAC pomieszczeń czystych	52
8.1. Zbiór rozwiązań dopuszczalnych, zmienne decyzyjne	52
8.2. Klimaty zewnętrzne – reprezentacja	55
8.3. Modele symulacyjne, warianty optymalne.....	57
8.3.1. Funkcja celu.....	57
8.3.2. Zapotrzebowanie na chłód, współczynniki efektywności energetycznej EER	58

8.3.2	Algorytm modelu symulacyjnego	64
8.5.	Dane wejściowe, wyniki obliczeń, interpretacja	72
8.6.	Optymalne struktury układów odzysku ciepła	79
9.	Optymalne układy konfiguracji chłodziw powietrza w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC pomieszczeń czystych	80
9.1.	Zbiór rozwiązań dopuszczalnych, zmienne decyzyjne	80
9.2.	Modele symulacyjne, warianty optymalne	82
9.2.1.	Funkcja celu.....	82
9.2.2.	Algorytm modelu symulacyjnego	83
9.3.	Dane wejściowe, wyniki obliczeń, interpretacja	87
9.4.	Optymalne konfiguracje układu chłodziw w centralach klimatyzacyjnych.....	97
10.	Weryfikacja wyników obliczeń symulacyjnych.....	99
10.1.	Założenia i dane wejściowe.....	99
10.2.	Wyniki obliczeń na podstawie źródła literaturowego	102
10.3.	Wyniki obliczeń na podstawie autorskiego modelu symulacyjnego.....	104
10.4.	Porównanie wyników obliczeń.....	104
11.	Podsumowanie.....	106
12.	Bibliografia.....	110
13.	Załączniki	115

STRESZCZENIE

W rozprawie zaprezentowano zagadnienie wyboru energoptymalnego odzysku ciepła i konfiguracji chłodziń powietrza w centralach systemów klimatyzacyjnych - HVAC (Heating, Ventilation, Air Conditioning) pomieszczeń czystych. Sformułowano i wykazano tezę badawczą, iż energoptymalne struktury systemów HVAC pomieszczeń czystych, w tym opcje układu odzysku ciepła i konfiguracji chłodziń powietrza w centralach klimatyzacyjnych, są funkcjami kombinacji kluczowych parametrów: klasy czystości (C_s), udziału powietrza zewnętrznego (α_o), jednostkowego obciążenia chłodniczego (q_j) oraz parametrów klimatu zewnętrznego (p). Systemy HVAC opisano za pomocą wektorów, których współrzędnymi są parametry stałe i zmienne decyzyjne. Jako narzędzia badawcze wykorzystano analizę systemową, modelowanie symulacyjne i optymalizację wielopoziomową, w której funkcją celu było minimum jednostkowego zapotrzebowania na energię pierwotną (E_p) do obróbki termodynamicznej powietrza w ciągu roku. W zakresie opcji odzysku ciepła wykazano, iż dla systemów bez recyrkulacji ($\bar{x}_1$) lub z recyrkulacją wewnętrzną ($\bar{x}_3$) zastosowanie odzysku ciepła dla klimatu kontynentalnego i subarktycznego jest zdecydowanie opłacalne – oszczędności energii pierwotnej wynoszą 64÷67% dla regeneratora sorpcyjnego, dla pozostałych opcji odzysku ciepła 7÷35%. Dla klimatu subtropikalnego uzyskuje się oszczędności tylko dla regeneratora sorpcyjnego – 14÷39%. Wykazano również, iż dla systemów z recyrkulacją zewnętrzną ($\bar{x}_2$) lub wewnętrzną i zewnętrzną ($\bar{x}_4$), zastosowanie urządzenia do odzysku ciepła generalnie nie ma energetycznego uzasadnienia. Analizując zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego w alternatywie do chłodzenia 1-temperaturowego stwierdzono, iż kluczową zmienną decyzyjną jest klimat zewnętrzny. Dla klimatu kontynentalnego i subarktycznego chłodzenie 2-temperaturowe nie ma uzasadnienia energetycznego – do rozważania jedynie w szczególnych przypadkach, natomiast dla klimatu subtropikalnego uzyskano oszczędności zapotrzebowania na energię pierwotną w przedziale 5÷28%. Dla celów aplikacyjnych opracowano wykresy, na podstawie których można wyznaczyć optymalne energetycznie opcje odzysku ciepła lub konfiguracji chłodziń w centralach systemów HVAC pomieszczeń czystych w funkcji klasy czystości pomieszczenia (C_s), jednostkowego obciążenia chłodniczego (q_j), udziału powietrza zewnętrznego (α_o) oraz wariantu dopuszczalnego układu klimatyzacyjnego – ($\bar{x}_1$), ($\bar{x}_2$), ($\bar{x}_3$), ($\bar{x}_4$).

ABSTRACT

The dissertation presents the issue of selecting energy-optimal heat recovery and configuration of air coolers in air conditioning systems - HVAC (Heating, Ventilation, Air Conditioning) of clean rooms. A research thesis was formulated and demonstrated that the energy-optimal structures of cleanroom HVAC systems, including heat recovery system options and air cooler configurations in air conditioning units, are functions of a combination of key parameters: cleanliness class (C_s), outdoor air share (α_o), specific cooling load (q_j) and outdoor climate parameters (p). HVAC systems were described using vectors whose coordinates were constant parameters and decision variables. The research tools used were systems analysis, simulation modeling, and multilevel optimization, with the objective function being the minimum unit primary energy demand (E_p) for thermodynamic air treatment over the course of a year. In terms of heat recovery options, it has been shown that for systems without recirculation ($\bar{x}_1$) or with internal recirculation ($\bar{x}_3$), the use of heat recovery for continental and subarctic climates is definitely profitable – primary energy savings of 64÷67% for the sorption regenerator, and 7÷35% for the other heat recovery options. For subtropical climates, savings are achieved only for the sorption regenerator – 14÷39%. It has also been shown that for systems with external recirculation ($\bar{x}_2$) or internal and external recirculation ($\bar{x}_4$), the use of a heat recovery device is generally not energetically justified. In the analyses concerning the use of 2-temperature cooling as an alternative to 1-temperature cooling, it was found that the key decision variable is the external climate. For continental and subarctic climates, 2-temperature cooling has no energy justification – it should only be considered in special cases, while for subtropical climates, primary energy demand savings of 5÷28% were achieved. For application purposes, charts have been developed to determine the energy-optimal heat recovery options or cooler configurations in cleanroom HVAC system units as a function of the room cleanliness class (C_s), specific cooling load (q_j), share of outside air (α_o) and the permissible variant of the air conditioning system – ($\bar{x}_1$), ($\bar{x}_2$), ($\bar{x}_3$), ($\bar{x}_4$).

SPIS OZNACZEŃ

a	– współczynniki kierunkowe linii granicznych $\dot{q}_j = a\alpha_0$
C_s	– klasa czystości
EER_1, EER_2	– współczynniki efektywności energetycznej dla chłodziń 1-stopnia, 2-stopnia,
E_1, E_2, E_3	– skuteczność filtra powietrza 1., 2., 3. – stopnia,
E	– teoretyczny współczynnik wydajności chłodniczej
$E_{el,pom}$	– roczne zapotrzebowanie na energię elektryczną końcową do napędu urządzeń pomocniczych systemu HVAC,
E_p	– roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną systemu HVAC,
g_{nn}	– wartość binarna w macierzy ograniczeń $\mathbf{G}$ dla n-tego wariantu struktury systemu HVAC opisanego wektorem $\bar{x}_n$ w macierzy $\mathbf{X}^J$,
$g_{r(i,m_i)r(i,m_i)}$	– wartość binarna w macierzy eliminacji zbędnych zmiennych decyzyjnych $\mathbf{G}^i$ dla $r(i,m_i)$ – tego wariantu kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j do normowania x_i – tego parametru stałego opisanego wektorem $\bar{w}_{r(i,m_i)}$ w macierzy $\mathbf{W}$,
$g_{()k(x_j)}$	– k-te ograniczenie (T) – technologiczne, (H) – higieniczne, (A) – akustyczne, (E) – energetyczne, (M) – materiałowe, (AK) – architektoniczno-konstrukcyjne, (BN) – bezpieczeństwa i niezawodności
$\mathbf{G}$	– macierz binarna warunków ograniczających dla macierzy $\mathbf{X}^J$,
$\mathbf{G}^i$	– macierz binarna warunków ograniczających dla macierzy $\mathbf{W}$,
$\mathbf{G}^j$	– macierz binarna eliminacji zbędnych zmiennych decyzyjnych dla macierzy $(\mathbf{G}^i \times \mathbf{W})$,
H	– wysokość pomieszczenia,
k_d	– dopuszczalna koncentracja (stężenie) zanieczyszczeń w pomieszczeniu,
$\dot{m}$	– strumień masy powietrza,
$\dot{m}_c$	– strumień masy czynnika chłodniczego,
N_{el}	– moc elektryczna,
N_s	– teoretyczna moc sprężarki,
p_k	– ciśnienie parowania,
p_0	– ciśnienie skraplania,
$\dot{q}_j$	– jednostkowe obciążenie chłodnicze pomieszczenia, W/m^2 ,
$\dot{q}_{jc}$	– jednostkowe obciążenie chłodnicze odprowadzane przez centralę AHU, W/m^2 ,
$\dot{q}_{jDC}$	– jednostkowe obciążenie chłodnicze pomieszczenia odprowadzane przez chłodziń suchą w obiegu wewnętrznym recyrkulacyjnym, W/m^2 ,
q_0	– wydajność właściwa urządzenia chłodniczego,
$Q_{H,n}, Q_{He,n}, Q_{C,n}, Q_{B,n}$	– roczne zapotrzebowanie na energię netto dla nagrzewnic, nagrzewnic elektrycznych, chłodziń, nawilżaczy parowych,
$Q_{K,H}, Q_{K,C}, Q_{K,B}$	– roczne zapotrzebowanie na energię końcową dla nagrzewnic (ciepło końcowe), chłodziń (chłód końcowy), nawilżaczy parowych (ciepło końcowe dla nawilżaczy),
Q_0	– moc urządzenia chłodniczego,
τ	– czas,

t	– temperatura,
t_0	– temperatura parowania czynnika chłodziwczego,
t_R	– temperatura punktu rosy,
t_G	– temperatura powietrza zewnętrznego (o udziale α_o) dla której następuje odprowadzenie zysków ciepła jawnego bez odzysku ciepła ($\phi_t = 0$), ogrzewania lub chłodziwania w centrali AHU,
$t_{G'}$	– temperatura powietrza zewnętrznego (o udziale α_o) dla której następuje odprowadzenie zysków ciepła jawnego przy maksymalnej skuteczności odzysku ciepła $\phi_t = \phi_{tmax}$, lecz bez ogrzewania powietrza lub chłodziwania w centrali AHU,
$t_{G''}$	– temperatura powietrza zewnętrznego, przy której zapotrzebowanie na energię pierwotną dla opcji maksymalnego odzysku ciepła ($\phi_t = \phi_{tmax}$) i chłodziwania jest równe temu zapotrzebowaniu dla opcji tylko ogrzewania,
t_{GR0}	– temperatura graniczna powietrza zewnętrznego, poniżej której następuje oszronienie rekuperatora,
t_k	– temperatura skraplania czynnika chłodziwczego,
t_N	– temperatura nawiewu,
t_{NC}	– temperatura nawiewu za centralą AHU, dla której następuje odprowadzenie zysków ciepła jawnego z pomieszczenia w wyniku zmieszania tego powietrza (o udziale α_o) z powietrzem recyrkulowanym wewnętrznie,
t_p	– temperatura powietrza w pomieszczeniu,
t_z	– temperatura powietrza zewnętrznego,
Δt_D	– dochłodziwanie czynnika chłodziwczego,
Δt_p	– przegrzanie czynnika chłodziwczego,
Δt_z	– różnica między temperaturą zewnętrzną a temperaturą skraplania czynnika chłodziwczego,
T_u	– stopień turbulencji,
$\dot{V}_j$	– jednostkowy obliczeniowy strumień powietrza wentylacyjnego dla pomieszczenia czystego, m^3/hm^2 ,
$\dot{V}_{js}$	– jednostkowy wymagany strumień powietrza będący funkcją klasy czystości pomieszczenia, m^3/hm^2 ,
$\dot{V}_{jc}$	– jednostkowy wymagany strumień powietrza będący funkcją obciążeń chłodziwzych odprowadzanych przez centralę AHU, m^3/hm^2 ,
$\dot{V}_{jo}$	– jednostkowy wymagany strumień powietrza zewnętrznego, m^3/hm^2 ,
w	– średnia prędkość powietrza w pomieszczeniu
w_i	– współczynnik nakładu nieodnawialnej energii pierwotnej na wytworzenie i dostarczenie nośnika energii (lub energii) końcowej – do osłony bilansowej budynku (w_H – dotyczy ciepła dla nagrzewnic, w_C – dotyczy chłodu dla chłodziw, w_B – dotyczy ciepła dla nawilżaczy parowych, w_{el} – dotyczy energii elektrycznej),
$\bar{w}_{m_i}$ lub $\bar{w}_{r(i, m_i)}$	– wektor binarny opisujący m_i -ty lub $r(i, m_i)$ -ty wariant (m_i^g -ty lub
$(\bar{w}_{m_i^g}$ lub $\bar{w}_{r(i, m_i^g)})$	$r(i, m_i^g)$ -ty wariant dopuszczalny) kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j dla normowania x_i -tego parametru stałego systemu HVAC (wyraz macierzy $\mathbf{W}(\mathbf{W}^g)$,

w_{m_j} lub $w_{r(i,m_i)j}$	– wartość binarna dla j-tej zmiennej decyzyjnej m_i -tego lub $r(i,m_i)$ -tego wariantu kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych normujących x_i -ty parametr stały systemu HVAC,
$\mathbf{W}(\mathbf{W}^g)$	– macierz binarna wszystkich możliwych wariantów (wariantów dopuszczalnych) kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j do normowania wszystkich parametrów stałych x_i systemu HVAC,
w_s	– wydajność właściwa sprężarki,
x_i	– parametr stały systemu HVAC,
x_j	– zmienna decyzyjna systemu HVAC,
$\bar{x}_i$	– wektor normowanych parametrów stałych systemu HVAC,
$\bar{x}_{opt}$	– wektor wariantu optymalnego systemu HVAC,
$\bar{x}$	– wektor systemu HVAC,
$\bar{x}_n(\bar{x}_n^g)$	– wektor binarny opisujący n-ty wariant (n^g -ty wariant dopuszczalny) struktury systemu HVAC do normowania wszystkich parametrów stałych,
$x_{m_i^g}$ lub $x_{r(i,m_i^g)n}$ ($x_{m_i^g n^g}$ lub $x_{r(i,m_i^g)n^g}$)	– wartość binarna w n-tym wariantcie (n^g -tym wariantcie dopuszczalnym) struktury systemu HVAC dla m_i^g -tego lub $r(i,m_i^g)$ -tego wariantu kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych do normowania x_i -tego parametru stałego opisanego wektorem $\bar{w}_{m_i^g}$ lub $\bar{w}_{r(i,m_i^g)}$ w macierzy $\mathbf{W}(\mathbf{W}^g)$, wyraz macierzy $\mathbf{X}^J$ (macierzy $\mathbf{X}$),
$\mathbf{X}^J(\mathbf{X})$	– macierz binarna wszystkich możliwych wariantów (wariantów dopuszczalnych) systemu HVAC do normowania parametrów stałych,
$\mathbf{X}^{I^*}$	– macierz binarna parametrów stałych normowanych x_i systemu HVAC,
$\alpha_o(\alpha_{os})$	– udział powietrza zewnętrznego odniesiony do jednostkowego obliczeniowego strumienia powietrza nawiewanego do pomieszczenia czystego $\dot{V}_j$ (jednostkowego wymaganego strumienia powietrza będącego funkcją klasy czystości - $\dot{V}_{js}$),
α_{og}	– graniczne udziały powietrza zewnętrznego,
α_c	– udział powietrza podlegającego obróbce termodynamicznej w centrali AHU w strumieniu powietrza nawiewanego do pomieszczenia - $\dot{V}_j$,
α_1, α_2	– udział powietrza podlegającego recyrkulacji zewnętrznej, wewnętrznej w strumieniu powietrza nawiewanego do pomieszczenia - $\dot{V}_j$,
ε_{sdop}	– względna koncentracja mikroorganizmów,
$\eta_{H,t}, \eta_{He,t}, \eta_{C,t}, \eta_{B,t}$	– średnia sezonowa sprawność całkowita systemu grzewczego dla nagrzewnic, systemu grzewczego dla nagrzewnic elektrycznych, systemu chłodu dla chłodziń, systemu grzewczego dla nawilzaczy parowych,
η_{tot}	– sprawność całkowita urządzenia chłodniczego,
η_w	– sprawność przetwarzania przez urządzenia do odzysku ciepła
ϕ_R	– wilgotność względna powietrza w pomieszczeniu,
Δp	– różnica ciśnień (nadciśnienie, podciśnienie w pomieszczeniu),
Δp_{HR}	– strata ciśnienia dla wymiennika odzysku ciepła,
Δh	– zmiana entalpii właściwej powietrza,
ϕ_t, ϕ_x	– skuteczność odzysku ciepła jawnego, wilgoci,
π	– spręż urządzenia chłodniczego,

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,

Indeksy

i	– numer parametru stałego systemu HVAC,
I	– liczba parametrów stałych systemu HVAC,
I^*	– liczba parametrów stałych normowanych systemu HVAC,
j	– numer zmiennej decyzyjnej systemu HVAC,
j^*	– numer zmiennej decyzyjnej systemu HVAC z uniwersalnego zbioru w tablicy A.1.
J	– liczba zmiennych decyzyjnych systemu HVAC,
k	– indeks k-tego ograniczenia,
k	– numer k-tej kombinacji wartości kluczowych parametrów stałych systemu HVAC,
K	– liczba kombinacji wartości kluczowych parametrów stałych systemu HVAC,
k	– k-ta godzina roku porównawczego (TRY – Test Reference Year, $k=1\div 8760$),
l	– opcje układu chłodziw w centrali klimatyzacyjnej,
m_i lub $r(i, m_i)$	– numer m_i -tego lub $r(i, m_i)$ -tego wariantu kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j do normowania x_i -tego parametru stałego systemu HVAC,
m_i^g lub $r(i, m_i^g)$	– numer m_i^g -tego lub $r(i, m_i^g)$ -tego wariantu kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j do normowania x_i -tego parametru stałego systemu HVAC, po uwzględnieniu ograniczeń,
$M_i(M_i^g)$	– liczba wszystkich możliwych wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych x_j do normowania x_i -tego parametru stałego systemu HVAC, (j.w. po uwzględnieniu ograniczeń),
$n(n^g)$	– numer n-tego wariantu (n^g -tego wariantu dopuszczalnego) systemu HVAC,
N	– liczba wszystkich możliwych wariantów systemu HVAC do normowania parametrów stałych,
p	– numer urządzenia lub opcji odzysku ciepła,
q	– numer klimatu zewnętrznego,

Symbole i zwroty

AHU	– air-handling unit,
HR	– heat recovery,
MAU	– make-up air handling unit,
RU (RDCU)	– return unit (return dry cooling unit),
FFU (FDCU)	– filter fan unit (fan dry cooling unit),
DCC	– dry cooling coil,
RO _t	– obrotowy regeneratory energii,

RO _h	– obrotowy regeneratory entalpii,
C ₁ , C ₂	– chłodzenie 2-temperaturowe,
(MR)	– maksymalny odzysk ciepła,
(VR)	– regulowany odzysk ciepła,
H ₁	– ogrzewanie (nagrzewnica wstępna),
H ₂	– ogrzewanie (nagrzewnica wtórna),
H _{el}	– ogrzewanie (nagrzewnica elektryczna),
C'	– chłodzenie jawne (bez osuszania),
C	– chłodzenie z osuszaniem,
B	– nawilżanie parowe,
R	– recyrkulacja,
O	– brak obróbki termodynamicznej,
P	– stan powietrza w pomieszczeniu,
N	– stan powietrza nawiewanego do pomieszczenia,
M	– stan powietrza po zmieszaniu przed centralą AHU,
NC	– stan powietrza za centralą AHU,
R	– punkt rosy,
D	– stan powietrza przy powierzchni chłodnicy.

1. WPROWADZENIE, GENEZA PODJĘCIA BADAŃ

Upowszechnienie wysoko zaawansowanych technologii implikuje co raz większą potrzebę budowy pomieszczeń czystych. Znalazły one zastosowanie w wielu dziedzinach przemysłu, między innymi: produkcji półprzewodników, procesorów komputerowych, biotechnologii i medycynie. Z definicji, pomieszczenie czyste to wydzielony obszar, w którym cząstki zanieczyszczeń pyłowych lub mikrobiologicznych, a także temperatura powietrza, wilgotność względna i ciśnienie są ściśle kontrolowane i utrzymywane na poziomie wynikającym z obowiązujących przepisów i norm. Unoszące się w powietrzu cząstki zanieczyszczeń stwarzają ryzyko dla produktu lub prawidłowego przebiegu procesu produkcyjnego zachodzącego w pomieszczeniu czystym, w związku z tym utrzymanie niskiego stężenia cząstek zanieczyszczeń jest kluczowe i możliwe poprzez wprowadzenie do pomieszczenia czystego relatywnie dużych, poddanych 3-stopniowej filtracji, strumieni powietrza. W zależności od pełnionej funkcji, strefy czyste mogą składać się z kilku pomieszczeń o różnych poziomach czystości. W celu zapobiegania rozprzestrzenianiu się cząstek zanieczyszczeń pomiędzy różnymi strefami czystości ważne jest zachowanie odpowiedniego, stabilnego gradientu ciśnień. Systemy HVAC pomieszczeń czystych zapewniają nie tylko wymagany poziom czystości pyłowej lub mikrobiologicznej, ale również utrzymują parametry termodynamiczne powietrza – temperaturę i wilgotność względną – często w dość wąskich przedziałach.

Dążenie do spełnienia wymagań stawianym pomieszczeniom czystym wiąże się z zastosowaniem rozwiązań systemów HVAC, które generują duże zużycie energii i koszty eksploatacyjne. Podręcznik ASHRAE [1] podaje, iż wskaźnik zużycia energii dla systemu klimatyzacji pomieszczeń czystych jest większy niż $10\,000\text{ kWh/m}^2$ w przypadku fabryk półprzewodników. Szacuje się, iż całkowite roczne zużycie energii w pomieszczeniach czystych na całym świecie wynosi około 100 miliardów kWh (2019r.) [2]. Zaawansowane technologicznie fabryki półprzewodników zużywają około 14,33 miliarda kWh. Dla pojedynczej fabryki półprzewodników, roczne zużycie energii elektrycznej wynosi $20\,908\text{ kWh/m}^2$ co odpowiada trzykrotności średniego zużycia energii elektrycznej dla obiektów typu data center na całym świecie oraz około stukrotności zużycia energii elektrycznej dla budynków użyteczności publicznej [3]. Z kolei dla pomieszczeń czystych w fabrykach farmaceutycznych zużycie energii elektrycznej jest 25 razy większe niż dla budynku komercyjnego. W USA, według Kirchera i in. [4] systemy HVAC pomieszczeń czystych zużywają 30÷50% razy więcej energii niż budynki komercyjne.

Wyniki badań potwierdzających energochłonność systemu HVAC pomieszczeń czystych cytowane są szeroko w literaturze. Badanie rozkładu zużycia energii w fabrykach półprzewodników przeprowadzili Hu i in. [5]. Wykazali, iż około 56,6% energii elektrycznej zużywane jest przez urządzenia do obróbki termodynamicznej powietrza. Shan i Wang [6] oraz Tsao i in. [7] dowiedli, iż systemy HVAC pomieszczeń czystych w fabrykach o zaawansowanych technologiach mogą odpowiadać za 30÷65% całkowitego zużycia energii.

Ograniczenie zużycia energii pierwotnej wpisuje się w ideę rozwoju zrównoważonego, którego celem jest zaspokojenie potrzeb teraźniejszości, bez szkodliwego wpływu na rozwój przyszłych pokoleń. Nadmierne zużycie energii powoduje emisję dwutlenku węgla do atmosfery, tym samym negatywnie wpływając na globalne zmiany klimatyczne. Dlatego też, istnieje pilna potrzeba w poszukiwaniu rozwiązań pozwalających na zmniejszenie zużycia energii przez system HVAC pomieszczeń czystych. W przypadku pomieszczeń czystych zmniejszenie zużycia energii przez system HVAC przy jednoczesnym zapewnieniu wymaganych parametrów środowiska wewnętrznego stanowi wielkie wyzwanie.

2. KLASYFIKACJA POMIESZCZEŃ CZYSTYCH, PARAMETRY POWIETRZA WEWNĘTRZNEGO

Pomieszczenia czyste określa się jako wydzielone obszary bilansowania, w których utrzymywane jest ściśle określone stężenie cząstek zanieczyszczeń pyłowych lub mikrobiologicznych. W związku z tym istnieją dwie kategorie klasyfikacji i klas czystości pomieszczeń czystych: klasy czystości pyłowej i klasy czystości mikrobiologicznej. W każdym z tych przypadków klasę czystości definiuje się jako dopuszczalną liczbę cząstek kryterialnych (pyłowych lub aktywnych) w jednostce objętości.

Jedną z pierwszych norm klasyfikacji pyłowej, która wywarła największy wpływ na projektowanie i działanie pomieszczeń czystych była norma opublikowana w 1963 roku i opracowana przez zespół Sandia Corporation norma Federal Standard 209. W jej najnowszej wersji Federal Standard 209E [8] klasyfikacja pomieszczeń czystych dokonana jest na podstawie liczby cząstek $\geq 0,5 \mu\text{m}$ na m^3 tworząc łącznie 13 klas pomieszczeń czystych i oznaczając je jako M1, M1,5 ... M7.

Międzynarodowa Organizacja Normalizacyjna (ISO) opracowała szereg norm obejmujących ważny zakres dotyczący projektowania, testowania oraz obsługi pomieszczeń czystych. Norma ISO 14644-1 „Klasyfikacja czystości powietrza”[9] przedstawia metodologię klasyfikacji pomieszczeń czystych, a podział na 9 zdefiniowanych klas ISO oparto na równaniu:

$$C_n = 10^N \cdot \left[\frac{0,1}{D} \right]^{2,08} \quad (2.1)$$

gdzie:

C_n – maksymalne dozwolone stężenie, cząsteczek/m³,

N – numer klasyfikacji ISO, który nie może przekraczać wartości 9,

D – rozmiar cząstek, μm .

Warto zaznaczyć, iż istnieje przyporządkowanie klas ISO równoważnym klasom FS 209E. Stężenie cząstek wyznaczone dla klasyfikacji zgodnie z normą ISO 14644-1 podzielone przez 35,2 pozwala uzyskać liczbę cząstek zanieczyszczeń w jednostce odpowiedniej dla klasyfikacji wg Federal Standard 209E – liczba/ft³.

Zestawienie klas czystości według normy ISO 14644-1 oraz odpowiedniki klasy czystości wg Federal Standard 209E przedstawiono w tablicy 2.1

Tablica 2.1 Klasyfikacja pomieszczeń czystych [10]

Klasa czystości		Dopuszczalne stężenie cząstek [cząstek/m ³]					
ISO 14644-1	FS 209E	$\geq 0,1 \mu\text{m}$	$\geq 0,2 \mu\text{m}$	$\geq 0,3 \mu\text{m}$	$\geq 0,5 \mu\text{m}$	$\geq 1 \mu\text{m}$	$\geq 5 \mu\text{m}$
ISO 1		10	2				
ISO 2		100	24	10	4		
ISO 3	M1.5	1000	237	102	35	8	
ISO 4	M2.5	10000	2370	1020	352	83	
ISO 5	M3.5	100000	23700	10200	3520	832	29
ISO 6	M4.5	1000000	2327000	102000	35200	8320	293
ISO 7	M5.5				352000	83200	2930
ISO 8	M6.5				3520000	832000	29300
ISO 9					35200000	8320000	293000

Dla pomieszczeń bioczystych, w których oprócz zanieczyszczeń pyłowych istotna jest koncentracja zanieczyszczeń mikrobiologicznych stosowane są odrębne wytyczne technologiczne [11]. Klasyfikację klas czystości mikrobiologicznej przedstawiono w tablicy 2.2, natomiast korelację klas czystości mikrobiologicznej i pyłowej ilustruje tablica 2.3. Tablica 2.3 stanowi również syntezę i porównanie klas czystości pyłowej i mikrobiologicznej według różnych standardów.

Tablica 2.2 Czystość mikrobiologiczna [11]

Klasa czystości	Próbka powietrza liczba komórek/m ³	Płytki osadowe (śr.90mm) liczba komórek/4godz.	Płytki odciskowe (śr.55mm) liczba komórek/4godz.	Odcisk rękawicy 5 placów liczba komórek/rękawice
A	< 1	< 1	< 1	< 1
B	10	5	5	5
C	100	50	25	-
D	200	100	50	-

Tablica 2.3 Klasyfikacja pomieszczeń czystych wg obowiązujących standardów [12]

GMP	FS 209E	FS 209D	ISO 14644-1	Maksymalna dopuszczalna liczba cząstek/m ³ równych lub większych niż podana wielość					
				0,1µm	0,2µm	0,3µm	0,5µm	1,0µm	5,0µm
			ISO 1	10	2				
			ISO 2	100	24	10	4		
	M1			350	75,5	30,9	10		
			ISO 3	1000	237	102	35	8	
	M1,5			1240	265	106	35.3		
	M2			3.500	757	308	100		
			ISO 4	10.000	2.370	1.020	352	83	
	M2,5	10		12.400	2.650	1.060	353		
	M3			35.000	7.570	3.090	1.000		
A / B							3.500		1
			ISO 5	100.000	23.700	10.200	3.520	832	29
	M3,5	100			26.500	10.600	3.530		
	M4				75.700	30.900	10.000		
			ISO 6	1.000.000	237.000	102.000	35.200	8.320	293
	M4,5	1000					35.300		247
	M5						100.000		618
C							350.00.0		2.000
			ISO 7				352.000	83.200	2.930
	M5,5	10.000					353.000	1	2.470
	M6						1.000.000		6.180
D							3.500.000		20.000
			ISO 8				3.520.000	832.000	29.300
	M6,5	100.000					3.530.000		24.700
	M7						10.000.000		61.800
			ISO 9				35.200.000	8.320.000	293.000

Określenie zakresu dopuszczalnych parametrów powietrza wewnętrznego w pomieszczeniu czystym – temperatury powietrza oraz wilgotności względnej – zależy w głównej mierze od jego funkcji użytkowej oraz technologii.

Obiekty służby zdrowia są najbradziej popularną grupą, w której technologia pomieszczeń czystych znalazła najszerze zastosowanie. W związku z tym istnieje wiele norm i zaleceń określających zakres wymaganej temperatury powietrza wewnętrznego i wilgotność względną powietrza. Zgodnie z normą DIN-1946-4 [13] w przypadku sal operacyjnych temperatura powietrza powinna znajdować się w przedziale $19\div 26^{\circ}\text{C}$, natomiast zarówno dla sal pooperacyjnych, sal zabiegowych, sal intensywnej terapii oraz izolatek zalecany przedział temperatury wewnętrznej to $22\div 26^{\circ}\text{C}$, a wilgotności względnej $30\div 60\%$. Kolejnym źródłem dostarczającym informacji dotyczących zalecanych projektowych temperatur powietrza oraz wilgotności względnej, które powinny być utrzymane w pomieszczeniu, jest poradnik ASHRAE [1]. W poradniku opublikowana została tabela przedstawiająca szeroki przekrój pomieszczeń z podziałem na funkcję dla obiektów służby zdrowia. Zgodnie z tabelą, dla pomieszczeń sal operacyjnych przedział zaleanych temperatur oraz wilgotności względnej wynosi odpowiednio $20\div 24^{\circ}\text{C}$ i $30\div 60\%$. Dla pomieszczeń pełniących funkcję intensywnej opieki medycznej, diagnostycznej, np. laboratorium cytologii lub sale zabiegowe, zalecane są temperatury powietrza w zakresie $21\div 24^{\circ}\text{C}$, natomiast wilgotność względna dla większości pomieszczeń określona jest również w przedziale $30\div 60\%$. W polskich „Wytycznych projektowania, wykonania, odbioru i eksploatacji systemów wentylacji i klimatyzacji dla podmiotów wykonujących działalność leczniczą” [14] zestawiono również parametry projektowe powietrza wewnętrznego w zależności od klasy pomieszczenia:

- pomieszczenia klasy S1 – sale operacyjne – zaleca się przyjęcie temperatury powietrza w zakresie $19\div 23^{\circ}\text{C}$, a wilgotności względnej $30\div 65\%$,
- pomieszczenia klasy S2 i S3 – izolatki, oddziały anestezyjologii i intensywnej terapii, sale pooperacyjne, pomieszczenia przygotowania pacjenta i lekarza – zaleca się przyjęcie temperatury powietrza wewnętrznego dla zimy 21°C , dla lata 23°C oraz wilgotność względna między 30% a 65% .

Kolejną grupą, w których zastosowanie znalazła technologia pomieszczeń czystych, są fabryki półprzewodników. W tego typu obiektach, projektowe parametry powietrza wewnętrznego powinny być utrzymywane na stałym poziomie $22 \pm 0,3^{\circ}\text{C}$, a wilgotność względna mieścić się w przedziale $30\div 50\%$ [1].

Z kolei w przemyśle lotniczym należy utrzymywać temperaturę powietrza wewnętrznego między $20\div 26^{\circ}\text{C}$, a wilgotność względna nie powinna przekraczać 60% [1].

Zgodnie z [1] temperatura pomieszczeń w obiektach bioczystych – produkcja leków, kosmetyków lub spożywcza – może wynosić od 18°C do 24°C w zależności od typu laboratorium, a

przyjmowane zakresy wilgotności względnej wynoszą 30÷50%. Należy zaznaczyć, iż każda przestrzeń laboratoryjna powinna być analizowana indywidualnie pod kątem przeprowadzanych procesów, gdyż jakość produktu może wymagać parametrów w węższym zakresie.

Potwierdzenie przyjmowania zalecanych parametrów powietrza wewnętrznego dla fabryk półprzewodników i farmaceutycznych znaleźć można w literaturze naukowej i technicznej. W tablicy 2.4 zestawiono parametry powietrza wewnętrznego na podstawie analizowanej literatury.

Tablica 2.4 Parametry projektowe powietrza wewnętrznego dla fabryk farmaceutycznych i półprzewodników (dane literaturowe)

Literatura	Funkcja	Temperatura powietrza wewnętrznego	Wilgotność względna
		°C	%
Zhao W., Li H., Wang S. [15]	fabryka półprzewodników	23 ±1	45 ±5
Hu S.C., Tsao J.M. [16]	fabryka półprzewodników	+23	45
T. Lin, S. Hu, T. Xu [17]	fabryka półprzewodników	23 ±1	45 ±5
J. Yin, T. Zhang, Z. Ma i inni [18]	fabryka półprzewodników	23 ±1	45 ±5
C. Liu, H. Ma, S. Liu i inni [19]	fabryka farmaceutyczne	18÷24	40÷65
I.Permana, F. Wang [20]	fabryka farmaceutyczne	20 ±2	<60

3. STAN BADAŃ NAD OPTYMALIZACJĄ SYSTEMÓW HVAC POMIESZCZEŃ CZYSTYCH

3.1. Optimalizacja struktury systemów HVAC

Optimalizacja struktury systemów HVAC jest jednym z kroków w dążeniu do zmniejszenia zużycia energii i kosztów eksploatacyjnych. Zagadnienie to podejmowało w swoich pracach wielu światowych badaczy.

Lin i in. [17] w swoich badaniach analizowali zużycie energii przez tradycyjny, ścienny układ recyrkulacyjny zbudowany z MAU (Make-up Air Unit) + FFU (Filter Fan Unit) + DCC (Dry Cooling Coil) oraz układ zmodyfikowany, w którym chłodziw suchą (DCC) zlokalizowaną w module recyrkulacyjnym ściennym zastąpiono modułami FDCU (Fan Dry Cooling Unit) zlokalizowanymi w stropie pomieszczenia czystego. Modyfikacja układu pozwoliła na eliminację podciśnienia nad stropem podwieszonym oraz zmniejszenie strat na przetłaczanie. W efekcie układ zmodyfikowany z FDCU zużywał o 4,3% mniej energii niż system tradycyjny z DCC.

Porównania wydajności energetycznej pięciu różnych struktur systemu HVAC dla fabryki półprzewodników dokonali w swojej pracy Hu i Tsao [16]. Porównanie dotyczyło następujących konfiguracji: RCU (Recirculation Cooling-Coil Unit), RCU + MAU, MAU + RCU + FCU (Fan Coil Unit), MAU + DCC, MAU + DCC + FFU. Dodatkowo jako źródło chłodu zastosowano dwa agregaty: wysokotemperaturowy o współczynniku COP równym 4,0 oraz niskotemperaturowy o współczynniku COP równym 3,5. Otrzymane przez Autorów wyniki wskazywały, iż najbardziej optymalnym systemem jest struktura w konfiguracji MAU + DCC + FFU. Dla każdej z konfiguracji wyznaczyli także współczynnik „Energy Consumption Evaluation”, którego wartość wynosiła 1,08, 1,12, 1,19 i 3,80 w stosunku do struktury optymalnej. Analizę porównawczą trzech opcji struktur systemu HVAC w przemyśle farmaceutycznym przeprowadzili również Shan i Wang [6]. Zaprezentowali wyniki symulacji zużycia energii elektrycznej, gazu dla chłodzenia i ogrzewania dla trzech opcji: „Interactive option”, „Partially decupled option” oraz „Fully decoupled option”. Wykazali, iż poprzez zastosowanie opcji „Partially decupled option” zużycie energii elektrycznej i gazu dla chłodzenia oraz ogrzewania zmniejszyło się odpowiednio o 69,8% i 87,8%.

Naukowcy z ośrodków azjatyckich Tsao i in. [21] w swojej pracy badawczej zaprezentowali wyniki symulacji dla ośmiu konfiguracji komponentów struktury systemu HVAC. Badania obejmowały następujące kombinacje: lokalizację wentylatora w centrali – push-through vs. draft-through, agregat wysokotemperaturowy lub niskotemperaturowy oraz wykorzystanie odzysku ciepła skraplania w agregatach do podgrzewu wtórnego w centrali. Dowiedli, iż zastosowanie konfiguracji: wentylator „draft-through”, dwa agregaty o różnych temperaturach chłodziwa i odzysku ciepła dla podgrzewu wtórnego, obniża zużycie energii elektrycznej o 38,65% w stosunku do konfiguracji: wentylator „push-through”, jeden agregat, brak odzysku ciepła.

Kim i in. [22] przeprowadzili symulację działania systemu HVAC pomieszczenia czystego, który obejmował dwa typy systemów uzdatniania powietrza: typ 1 – udział powietrza zewnętrznego $\alpha=100\%$, typ 2 – $\alpha\neq 100\%$. Dla każdego z systemów zastosowano cztery opcje ich modyfikacji: zmienna objętości strumienia powietrza (VAV), oczyszczanie powietrza poprzez płuczkę moką (AIRWASH), zastosowanie wymiennika obrotowego jak odzysku ciepła (DOAS), zastosowanie bezpośrednich i pośrednich chłodziń wyparnych (IDECOAS). Autorzy, w przeprowadzonej symulacji, uwzględnili również wpływ sześciu klimatów zewnętrznych na uzyskanie potencjalnych oszczędności w rocznym zapotrzebowaniu na chłód i ciepło. Otrzymane wyniki pokazują - poprzez aplikację opcji DOAS i IDECOAS, iż roczne zapotrzebowanie na chłód i ciepło zmniejszyło się odpowiednio o 67,5% i 59,5% w porównaniu do systemu VAV.

Chińscy naukowcy Yin i in.[18] [23] w swoich pracach naukowych zajęli się modyfikacją klasycznego systemu HVAC: MAU + FFU + DCC w celu minimalizacji wtórnego podgrzewu w centrali MAU. Zaproponowali nowatorski system, w którym część powietrza recyrkulacyjnego jest chłodzona w DCC, a podgrzew wtórny w centrali MAU zastąpiono operacją mieszania w przestrzeni nad stropem podwieszanym. W efekcie zapotrzebowanie na chłód dla chłodnicy suchej DCC zmniejszyło się o 40÷52% w stosunku do klasycznego systemu oraz zredukowano zapotrzebowanie na ciepło wtórne w centrali MAU. Ten sam zespół badawczy wykazał, iż wdrożenie wysokotemperaturowych agregatów, odzysku ciepła z DCC do MAU oraz rezygnacji z podgrzewu wtórnego może zmniejszyć zużycie energii o 20,2%. [24]

Również Ma i in. [25] zmodyfikowali układ bloków w centrali MAU likwidując wtórny podgrzew. Dzięki temu, osiągnęli oszczędności energii na przetłaczanie na poziomie 10,7÷17,2%. W kolejnej pracy badawczej [26], wspomniani autorzy zoptymalizowali układ filtrów i proces filtracji w systemie HVAC pomieszczenia czystego. Optymalizacja polegała na oddzielnym filtrowaniu powietrza zewnętrznego i recyrkulowanego. Wykazali, iż dzięki niższym oporom przepływu można uzyskać oszczędności od 25,8% do 45% całkowitego zużycia energii.

Badania nad możliwością zastosowania oraz efektami energetycznymi nawilżania adiabaticznego w systemach HVAC pomieszczeń czystych prowadzili Chena i in. [27]. W swojej pracy wykazali, iż zastosowanie nawilżania adiabaticznego pozwala zmniejszyć zapotrzebowanie na energię aż czterokrotnie w porównaniu z tradycyjnym nawilżaniem parowym. Tematykę optymalizacji układów nawilżania w systemach HVAC pomieszczeń czystych podjęli w swojej pracy również Kim i in. [28]. Wykazali, iż zastosowanie nawilżania wodnego w fabrykach półprzewodników pozwala zmniejszyć zużycie energii elektrycznej o 22,8% w porównaniu do nawilżania parowego. Kwon i in. [29] przeprowadzili ocenę możliwych do uzyskania oszczędności energii poprzez zastosowanie dwóch systemów odzysku energii. Jednym z zaproponowanych systemów jest odzysk energii po stronie wody poprzez wykorzystanie wieży chłodniczej. Jako drugi system zaproponowano odzysk energii po stronie powietrza wykorzystując membranowy wymiennik ciepła. Uzyskane efekty energetyczne autorzy oszacowali za pomocą programu symulacyjnego. W świetle otrzymanych wyników obciążenie chłodnicze jednostki zewnętrznej zmalało przy zastosowaniu odzysku energii po stronie wody o 10,2÷13,1% oraz o 8,5÷11,2% w przypadku zastosowania odzysku energii po stronie powietrza.

Wysokie nakłady energetyczne inspirowały badaczy do poszukiwania oszczędności energetycznych optymalizując również konstrukcję układów chłodzenia systemów HVAC pomieszczeń czystych. Jia i in. [30] zaproponowali system chłodzenia na bazie wody

wodociągowej, który w okresie zimowym odzyskuje ciepło z pomieszczeń w celu wstępnego podgrzewania wody wodociągowej. System ten porównali z perspektywy termodynamicznej, energetycznej, środowiskowej i ekonomicznej z systemem chłodzenia wykorzystującym wieże chłodnicze. Wykazali, iż współczynniki COP systemu chłodzenia na bazie wody wodociągowej są około 7,4 i 2,2 razy większe, niż odpowiednio dla systemów chłodzenia mechanicznego i chłodzenia wykorzystującego wieżę chłodniczą. Roczny wskaźnik oszczędności energii elektrycznej dla chłodzenia na bazie wody wodociągowej wynosił 15,1%. Autorzy wykazali również, iż istotną rolę w minimalizacji zużycia energii elektrycznej odgrywa regulacja prędkości obrotowej pomp w obiegu wody lodowej. Su in. [31] opracowali nowy model matematyczny określający optymalną nastawę różnicy ciśnień w rurociągach chłodniczych. Udowodnili, iż właściwie zadana różnica ciśnień – określona nową metodą – pozwala na oszczędność energii elektrycznej o ponad 42%.

3.2. Optymalizacja algorytmów sterowania systemów HVAC

Niewłaściwy sposób sterowania systemami HVAC pomieszczeń czystych w znaczącej mierze przyczynia się do rosnącego zużycia energii. Badania pokazują, iż prace modernizacyjne nad strategią sterowania – bez modyfikacji struktury – pozwalają osiągnąć do 42% rocznych oszczędności energii [6].

Optymalizację sterowania systemami HVAC pomieszczeń czystych zaproponowali Wang in. [32]. W pracy przedstawili inteligentny model IAC sterowania strukturą systemu HVAC o konstrukcji: MAU + DCC + FFU. Model ten umożliwia jednoczesne sterowanie jednostką MAU i DCC uwzględniając nieliniowe masowe natężenie przepływu. Zastosowanie inteligentnego modelu sterowania pozwala osiągnąć oszczędności energii na poziomie 7,09% w porównaniu z regulatorem PID.

Zagadnienia dotyczące optymalizacji algorytmów sterowania systemów HVAC pomieszczeń czystych poruszał w swoich licznych pracach Zhuang wraz z zespołem [33] [34] [35] [36] [37]. Zhuang i Wang [33] zaproponowali i wdrożyli za pomocą platformy symulacyjnej nowatorską strategię sterowania wielostrefowymi systemami HVAC pomieszczeń czystych w fabryce farmaceutycznej. Poprzez wdrożenie zoptymalizowanej energetycznie strategii osiągnięto 20% oszczędności energii w porównaniu ze standardową strategią sterowania.

W innych badaniach [34], uwzględniając różne warunki klimatyczne, osiągnięto oszczędności na poziomie 6,8÷40,8% w wyniku wdrożenia strategii ADV.

W pracy [35] Zhuang, Wang oraz Shan opracowali probabilistyczną metodę sterowania ADV (adaptacyjna strategia wentylacji odprężonej w pełnym zakresie) dla wielostrefowych systemów

HVAC. Dowiedli, iż wdrożenie tej strategii pozwala obniżyć koszty energii systemu odpowiednio o 18,2%, 13,6% i 6,5% w porównaniu ze strategiami sterowania DV (dedykowana wentylacja zewnętrzna), PD (sterowanie częściowe oddzielone) i IC (sterowanie interaktywne).

W kolejnej pracy [36] autorzy analizowali aplikację energoptymalnej strategii sterowania ADV w zakładach farmaceutycznych w Hongkongu. Udowodniono, iż poprzez zastosowanie strategii ADV roczne zużycie energii zmalało odpowiednio o 21,64%, 15,63% i 7,77% w stosunku do strategii PD, IC i DV. Ten sam zespół badawczy w pracy [37] opracował skoordynowaną strategię wentylacji sterowanej zapotrzebowaniem – CDCV. Strategia ta zakłada optymalizację wartości strumieni powietrza nawiewanego, przy jednoczesnym spełnieniu wymagań dotyczących temperatury powietrza i czystości oraz optymalizację wartości strumieni powietrza zewnętrznego poprzez zmniejszenie kompensacji zimna i ciepła przy jednoczesnym zachowaniu wymagań dotyczących kontroli ciśnienia i wilgotności względnej. W porównaniu z istniejącymi strategiami aplikacja strategii CDCV pozwala zmniejszyć zapotrzebowanie na dogrzewanie o 89,6%, a także zapotrzebowanie na energię o 63,3%.

Optymalnych strategii sterowania w celu oszczędzania energii poszukiwał również Chang wraz z zespołem [38]. Wykorzystując oprogramowanie symulacyjne Fab Energy Simulation zbadali sześć podejść mających na celu oszczędność energii. Badania prowadzili w fabryce wyświetlaczy ciekłokrystalicznych zlokalizowanej na Tajwanie. Poszczególne podejścia obejmowały: (1) regulację nastawy temperatury termometru suchego i wilgotności względnej w pomieszczeniu czystym, (2) obniżenie natężenia przepływu powietrza nawiewanego, (3) zmianę lokalizacji wentylatora w jednostce MAU, (4) połączenie dwustopniowej wężownicy chłodzącej w jednostopniową, (5) zmniejszenie temperatury powietrza na wyjściu z jednostki MAU o 2°C, (6) zmniejszenie spadku ciśnienia na filtrach HEPA poprzez zwiększenie częstotliwości wymiany. Wykazali, iż istotne znacznie w sterowaniu systemami HVAC pomieszczeń czystych ma ustawienie wymaganej temperatury pomieszczenia, tym samym podejście (1) wykazuje największy wpływ na roczne zużycie energii.

Holenderscy naukowcy Loomans i in. [39], [40] oraz Molenaar [41] opracowali i zbadali trzy strategie sterowania systemami HVAC farmaceutycznych pomieszczeń czystych: dostrajanie, filtracja kontrolowana na żądanie – DFC i optymalizacja wzorca przepływu. W przeprowadzonym eksperymencie zbadali intensywność przyrastania stężenia cząstek poza godzinami pracy, również w skrajnym przypadku – przy zerowej wymianie powietrza oraz różnicy ciśnień. Wyniki, które otrzymali wskazują, iż zastosowywanie strategii DFC, przy zmniejszeniu krotności wymian po 30

minutach od zakończenia pracy może zmniejszyć zapotrzebowanie na energię elektryczną aż o 30÷70%.

Odpowiednia strategia sterowania systemami HVAC pomieszczeń czystych z wykorzystaniem freecoolingu po stronie powietrza była przedmiotem badań naukowców z Politechniki w Hongkongu: Zhao, Li oraz Wang [42]. Autorzy zaproponowali nowatorską strategię sterowania powietrzem zewnętrznym, której celem było wykorzystanie potencjału powietrza zewnętrznego do chłodzenia. Metoda ta oparta została na sformułowaniu „dyferencjału energetycznego” w celu ilościowego określenia zmiany zużycia energii, gdy zmienia się objętość powietrza zewnętrznego. Wprowadzono zmienną definiowaną jako pochodna pierwszego rzędu zużycia energii w pomieszczeniu czystym w odniesieniu do objętości powietrza zewnętrznego. Strategia została zweryfikowana dla trzech typowych systemów HVAC: (1) system całkowicie sprężony – jednostka AHU, (2) system częściowo odłączony – jednostka MAU + AHU, (3) system całkowicie odłączony – jednostka MAU + DCC + FFU. Dla poszczególnych systemów badacze określili ilościowo roczne godziny darmowego chłodzenia w 31 głównych chińskich miastach, zlokalizowanych w różnych strefach klimatycznych. Największe oszczędności wynikające z zastosowania zaproponowanej strategii sterowania otrzymano dla systemu całkowicie sprężonego osiągając zmniejszenie miesięcznego zużycia energii o 8%.

Badania numeryczne nad strategią sterowania systemami HVAC pomieszczeń czystych w fabryce satelitów prowadzili Zhao i in. [43]. Autorzy opracowali model CFD hali służącej do przechowywania sztucznych satelitów Ziemi przed ich wystrzeleniem, a następnie zasymulowali różne scenariusze sterowania rzędami dysz nawiewnych uwzględniając wielkość przechowywanych satelitów oraz zajętość hali. W konkluzji, strategia dostosowywania dysz pozwoliła na zmniejszenie wymaganej ilości powietrza w ciągu całego roku o 49,1% w porównaniu z metodą tradycyjną, natomiast zużycie energii przez wentylatory zmalało o 57,8% w ciągu roku.

3.3. Konkluzje, wyzwania i obszary dalszych badań

Analizując aktualny stan badań nad optymalizacją systemów HVAC pomieszczeń czystych można stwierdzić, iż:

- badania dotyczą głównie struktur systemów HVAC w przemyśle produkcji półprzewodników oraz farmaceutycznym zlokalizowanych w głównej mierze w klimatach subtropikalnych,

- w celu wyznaczenia struktur optymalnych systemów HVAC przeprowadza się symulację dla kilku wariantów dopuszczalnych, a następnie wskazuje wariant o minimalnym rocznym zużyciu energii,
- brakuje holistycznego podejścia w metodologii wyznaczenia struktur optymalnych w funkcji kluczowych parametrów stałych lub zmiennych decyzyjnych.

Istnieje zatem luka metodologiczna na etapie wyznaczania zbioru struktur dopuszczalnych systemów HVAC pomieszczeń czystych, które spełniają funkcję użytkową opisaną przez: klasę czystości, temperaturę, wilgotność, względną prędkość powietrza, stopień turbulencji, nadciśnienie, stężenie zanieczyszczeń i udział powietrza zewnętrznego.

Jednocześnie występuje potrzeba podjęcia badań nad narzędziami wsparcia w celu wyznaczenia – ze zbioru wariantów dopuszczalnych – optymalnej struktury i algorytmów sterowania systemu HVAC.

Dla potrzeb aplikacji poszukuje się zatem metod i narzędzi pozwalających w punkcie wejścia określić zbiór dopuszczalnych struktur systemów HVAC na podstawie danych wejściowych – parametrów stałych normowanych określających funkcję użytkową, zmiennych decyzyjnych i warunków ograniczających. W następnej kolejności poszukuje się relacji, na podstawie których można wyznaczyć optymalne struktury i algorytmy sterowania systemami HVAC. W aplikacji istotne jest, aby w relacjach tych argumentami były parametry stałe stanowiące dane wyjściowe w procedurze optymalizacyjnej.

4. PROBLEM BADAWCZY, CEL I TEZA PRACY

W dostępnej literaturze przedmiotu i aplikacjach występuje zbiór różnych rozwiązań struktur systemów HVAC pomieszczeń czystych, brak jest natomiast ścisłych kryteriów ich wyboru. Analiza literatury wskazuje, iż optymalizacja struktury systemów HVAC pomieszczeń czystych według kryterium minimalizacji nakładów energetycznych na przetłaczanie powietrza jest zagadnieniem dobrze rozpoznany w teorii i praktyce – dedykowane są tutaj zwłaszcza systemy zdecentralizowane. Natomiast w zakresie optymalizacji struktury systemów HVAC według kryterium minimalizacji nakładów energetycznych na obróbkę termodynamiczną powietrza zagadnienie rozpoznane jest głównie jakościowo, ilościowych wyników badań jest relatywnie mało, dotyczy to zwłaszcza badań w zakresie optymalnego wyboru:

- opcji recyrkulacji powietrza (zewnętrzna, wewnętrzna lub zewnętrzna i wewnętrzna) – jeśli jest dopuszczalna,
- opcji układu odzysku ciepła lub rezygnacji z odzysku,

- konfiguracji chłodziw w centralach klimatyzacyjnych (chłodzenie jedno- lub dwustopniowe – dwutemperaturowe, chłodzenie suche w układzie zdecentralizowanym).

W związku z tym, na podstawie dotychczasowych studiów literaturowych sformułowano **problem badawczy**, którym jest *brak metody wyznaczania energoptymalnych struktur systemów HVAC pomieszczeń czystych uwzględniającej dopuszczalne konfiguracje komponentów realizujących elementarne przemiany obróbki termodynamicznej powietrza – dotyczy to zwłaszcza wyboru optymalnej opcji odzysku ciepła i konfiguracji chłodziw w centralach klimatyzacyjnych*.

Celem badawczym niniejszej rozprawy jest *opracowanie procedury optymalizacyjnej i wyznaczenie struktur systemów HVAC pomieszczeń czystych realizujących energoptymalną obróbkę termodynamiczną powietrza*.

Cele szczegółowe, rozprawy obejmują:

- wyznaczenie energoptymalnych struktur układów odzysku ciepła w systemach HVAC pomieszczeń czystych,
- wyznaczenie energoptymalnych konfiguracji chłodziw powietrza w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC pomieszczeń czystych,
- wyznaczenie energoptymalnych algorytmów sterowania systemami HVAC pomieszczeń czystych o optymalnych strukturach, obejmujących optymalną opcję odzysku ciepła i optymalną konfigurację chłodziw powietrza.

Analiza stanu wiedzy, problemów badawczych i prognozowanych rezultatów badań prowadzi do postawienia następującej **tezy pracy**:

Energoptymalne struktury systemów HVAC pomieszczeń czystych, w tym opcje układu odzysku ciepła i konfiguracji chłodziw powietrza w centralach klimatyzacyjnych, są funkcjami kombinacji kluczowych parametrów: klasy czystości (C_s), udziału powietrza zewnętrznego (α_0), jednostkowego obciążenia chłodziwczego (q_i) oraz parametrów klimatu zewnętrznego.

Dla realizacji celu pracy i udowodnienia postawionej tezy formułuje się następujące zadania badawcze obejmujące systemy HVAC pomieszczeń czystych:

1. Opis matematyczny systemu HVAC pomieszczenia czystego za pomocą wektora będącego funkcją parametrów stałych oraz zmiennych decyzyjnych.
2. Wyznaczenie zbioru wszystkich możliwych wariantów systemu HVAC, warunków ograniczających oraz zbioru wariantów dopuszczalnych systemu HVAC - spełniających funkcję użytkową i ograniczenia.

3. Wyznaczenie struktur systemów HVAC z optymalnymi opcjami recyrkulacji, w funkcji kombinacji wartości kluczowych parametrów stałych: klasy czystości (C_s), udziału powietrza zewnętrznego (α_{ok}) oraz jednostkowego obciążenia chłodniczego (q_j).
4. Wyznaczenie optymalnych układów odzysku ciepła w systemach HVAC z optymalną opcją recyrkulacji, w funkcji klimatu zewnętrznego jako zmiennej decyzyjnej.
5. Wyznaczenie optymalnych konfiguracji układu chłodziń w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC z optymalną opcją recyrkulacji i odzysku ciepła w funkcji klimatu zewnętrznego jako zmiennej decyzyjnej.

W celu realizacji wymienionych zadań badawczych zastosowano - jako *narzędzia badawcze - analizę systemową, modelowanie symulacyjne i optymalizację wielopoziomową*.

Zadania badawcze 1÷3, opracowane zostały na podstawie wcześniejszych prac Porowskiego [44] oraz Porowskiego i Jakubiak [45] - struktury z optymalnymi opcjami recyrkulacji otrzymane na podstawie wcześniejszych badań [45], są tutaj wariantami dopuszczalnymi dla realizacji zadania 4. i 5. Algorytmy wyznaczania optymalnej opcji odzysku ciepła i optymalnej konfiguracji układu chłodziń w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC pomieszczeń czystych (zadania 4. i 5.) wraz z aplikacjami, stanowią oryginalne zadania badawcze zrealizowane w niniejszej rozprawie.

5. ZAGADNIENIE OPTIMALIZACJI I METODA ROZWIĄZANIA W APLIKACJI DO WYZNACZANIA OPTIMALNEJ RECYRKULACJI, ODZYSKU CIEPŁA I UKŁADU CHŁODNIC W CENTRALACH SYSTEMÓW HVAC POMIESZCZEŃ CZYSTYCH

5.1. Algorytm ogólny

Algorytm ogólny zagadnienia wyboru energooptimalnego systemu HVAC pomieszczenia czystego, oparty na metodzie optymalizacji wielopoziomowej przedstawiono na rys.1. System HVAC pomieszczenia czystego – w analogii do propozycji Porowskiego [44], opisano za pomocą wektora $\bar{x}$, którego współrzędne stanowią parametry stałe x_i oraz zmienne decyzyjne x_j :

$$\bar{x} = [x_1 \dots x_i \dots x_I, x_{I+1} \dots x_{I+j} \dots x_{I+J}] \quad \bar{x} \in X^{(I+J)} \quad (5.1)$$

gdzie:

$x_1 \dots x_i \dots x_I$ – parametry stałe, $i=1 \dots I$,

$x_{I+1} \dots x_{I+j} \dots x_{I+J}$ – zmienne decyzyjne, $j=1 \dots J$

Parametry stałe są niezmiennie w całej procedurze optymalizacyjnej i ustalone są przed jej rozpoczęciem. Uogólniając, parametry stałe mogą być funkcją zarówno czasu jak i przestrzeni.

W zapisie matematycznym parametry stałe podzielić można na niewymierne i wymierne, natomiast biorąc pod uwagę wymagania formalne (przepisy, normy) parametry te można podzielić na dwie kategorie – normowane lub nienormowane.

$$i=1, \dots, I^*, I^*+1, \dots, I \quad (5.2)$$

gdzie:

$i = 1 \dots I^*$ – parametry stałe normowane,

$i = I^*+1, \dots, I$ – parametry stałe nienormowane.

Parametrami stałymi przyjętymi w procedurze optymalizacyjnej są: klasy czystości (C_s), udział powietrza zewnętrznego (α_o) oraz jednostkowe obciążenia chłodziw (q_j).

Zmienne decyzyjne – w przeciwieństwie do parametrów stałych – są parametrami, które zmieniają się w trakcie procedury optymalizacyjnej, są również argumentami wektora $\bar{x}$ opisującego system HVAC, warunków ograniczających oraz funkcji celu. Analogicznie jak parametry stałe, podzielić je można na wymierne i niewymierne.

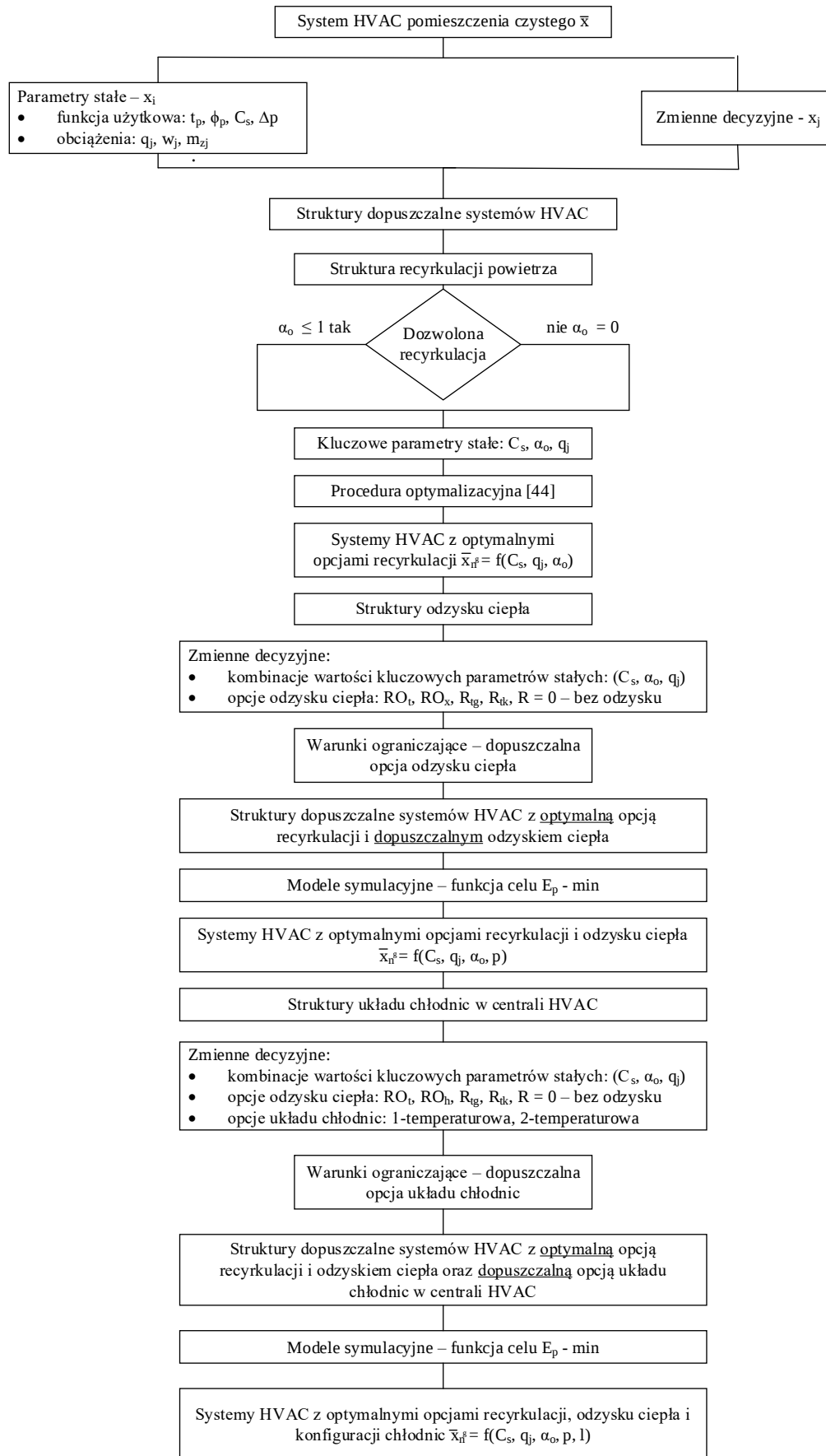
Podstawą do określenia zmiennych decyzyjnych do opisu wektorów $\bar{x}$ są uniwersalne tablice zmiennych decyzyjnych opracowane przez Porowskiego [44] (Załącznik 1).

W prezentowanej metodzie optymalizacji wielopoziomowej można wyszczególnić cztery następujące etapy (rys.5.1):

- Etap 1 – wyznaczenie struktur dopuszczalnych systemów HVAC pomieszczeń czystych.
- Etap 2 - wyznaczenie struktur systemu HVAC z optymalnymi opcjami recyrkulacji powietrza dla kombinacji wartości kluczowych parametrów stałych: klasy czystości (C_s), udziału powietrza zewnętrznego (α_o) oraz jednostkowego obciążenia chłodziw (q_j) - $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o)$.
- Etap 3 - wyznaczenie optymalnych układów odzysku ciepła - $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o, p)$. Na tym etapie wariantami dopuszczalnymi są struktury systemu HVAC z optymalnymi opcjami recyrkulacji.
- Etap 4 - wyznaczenie optymalnych konfiguracji układu chłodziw w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC - $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o, p, l)$. Na tym etapie wariantami dopuszczalnymi są struktury systemu HVAC z optymalnymi opcjami recyrkulacji i optymalnymi opcjami odzysku ciepła.

Funkcją celu na każdym etapie wyznaczania wariantów optymalnych jest minimum zapotrzebowania na energię pierwotną.

Jako narzędzie wyznaczania funkcji celu wykorzystano modele symulacyjne działania systemu HVAC w ciągu całego roku, a dla wyznaczenia wariantu optymalnego metodę bezpośredniego wyszukiwania.



Rys. 5.1. Algorytm ogólny zagadnienia optymalizacji - metoda optymalizacji wielopoziomowej

5.2. Procedura wyznaczania struktur dopuszczalnych systemów HVAC pomieszczeń czystych

Procedurę wyznaczania dopuszczalnych struktur systemów HVAC pomieszczeń czystych przedstawiono na rys. 5.2. – procedura ta oparta jest na metodzie opracowanej przez Porowskiego [44] systemu HVAC wykorzystano analizę systemową i rachunek macierzowy. System HVAC pomieszczenia czystego opisano za pomocą wektora $\bar{x}$, którego współrzędne stanowią parametry stałe i zmienne decyzyjne.

Wykorzystując opis wektorowy systemu HVAC w procedurze optymalizacyjnej, wyznaczono macierze $\mathbf{W}$ wszystkich możliwych wariantów kombinacji zmiennych decyzyjnych x_j do normowania parametrów stałych x_i . Następnie sformułowano warunki ograniczające (ograniczenia) – parametry, które system HVAC musi spełniać oraz wyznaczono macierze ograniczeń $\mathbf{G}^i$ oraz $\mathbf{G}^j$ dla macierzy $\mathbf{W}$. Należy tutaj podkreślić, iż ograniczenia są funkcją parametrów stałych i zmiennych decyzyjnych. Mogą mieć postać równości lub nierówności algebraicznych oraz mogą być formułami rachunku zdań logiki matematycznej. Formułę ogólną ograniczeń można przedstawić w postaci [44]:

$$g_k(x_1, \dots, x_j, \dots, x_J) \geq 0, \quad k = 1, \dots, K \quad (5.3)$$

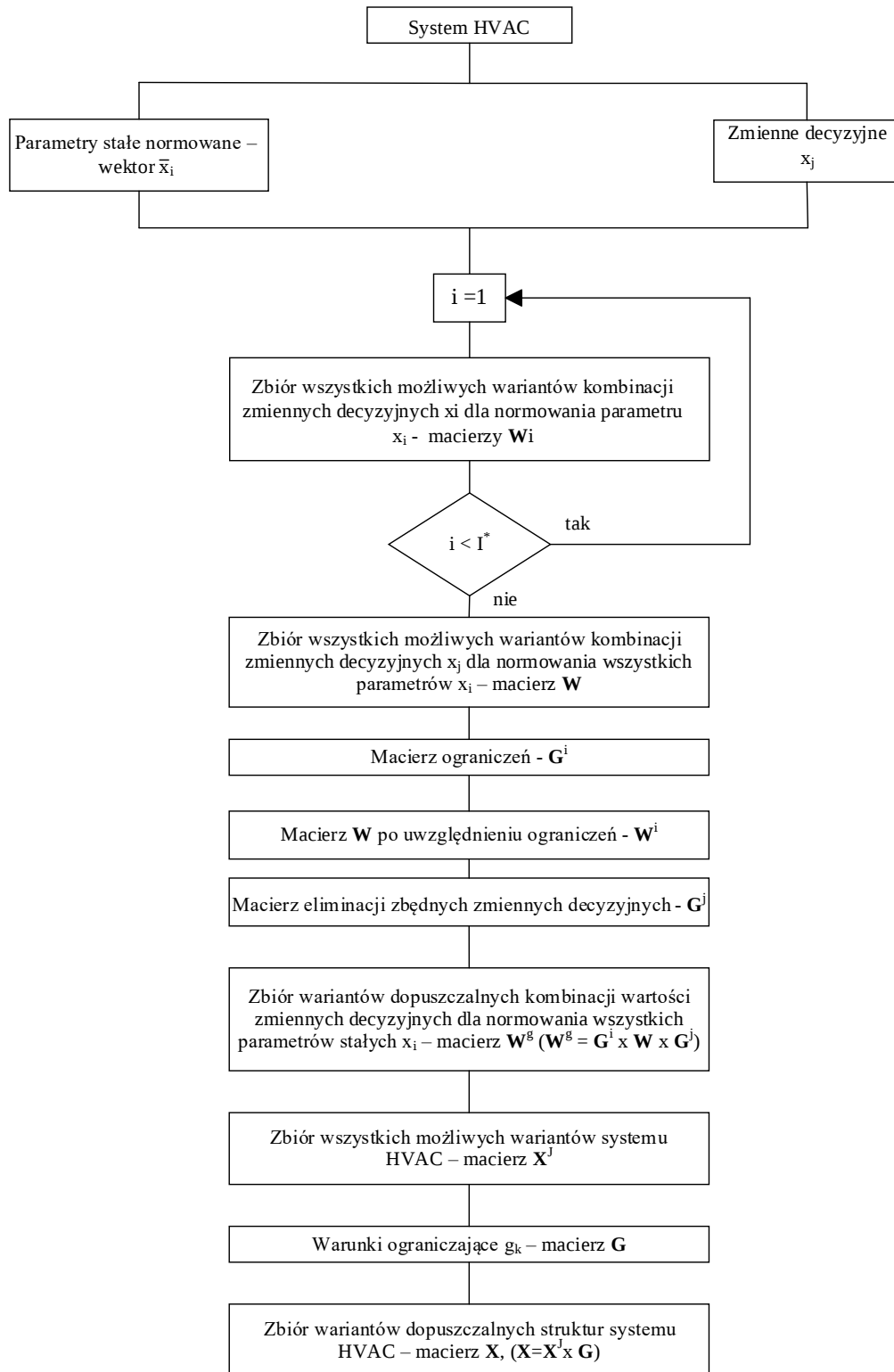
Ograniczenia podobnie jak parametry stałe nie ulegają zmianie w trakcie trwania procedury optymalizacyjnej i określają – łącznie z parametrami stałymi – wszystkie wymagania dla systemu HVAC. Wyróżnić można podstawowe kategorie warunków ograniczających: technologiczne (g_{Tk}), higieniczne (g_{Hk}), akustyczne (g_{Ak}), energetyczne (g_{Ek}), materiałowe (g_{Mk}), architektoniczno-konstrukcyjne (g_{AKk}), bezpieczeństwo i niezawodność (g_{BNk}).

Mając na uwadze kategorie warunków ograniczających, ogólną formułę ograniczeń można zapisać w postaci [44]:

$$g_{Tk, Hk, Ak, Ek, Mk, AKk, BNk}(x_{h,j}^*) = \begin{cases} 1 - \text{tak} \\ 0 - \text{nie} \end{cases} \quad (5.4)$$

Na podstawie macierzy ograniczeń $\mathbf{G}^i$ oraz $\mathbf{G}^j$ i macierzy $\mathbf{W}$ wyznaczono macierz $\mathbf{W}^g$ wariantów dopuszczalnych kombinacji zmiennych decyzyjnych x_j do normowania parametrów stałych x_i , a następnie wyznaczono macierz $\mathbf{X}^j$ wszystkich możliwych wariantów systemu HVAC.

W kolejnym kroku wyznaczono macierz ograniczeń $\mathbf{G}$ dla macierzy $\mathbf{X}^j$ oraz macierz $\mathbf{X}$ wariantów dopuszczalnych systemu HVAC - wykorzystano tutaj operacje mnożenia macierzy.



Rys. 5.2. Procedura wyznaczania struktur dopuszczalnych systemów HVAC pomieszczeń czystych

6. DOPUSZCZALNE STRUKTURY SYSTEMU HVAC POMIESZCZEŃ CZYSTYCH

Wyznaczenie dopuszczalnych struktur systemów HVAC pomieszczeń czystych na podstawie procedury zaprezentowanej na rys.5.2 jest pierwszym etapem w algorytmie ogólnym rozwiązania zagadnienia optymalizacyjnego przedstawionym na rys.5.1. Zagadnienie to w formie syntetycznej przedstawione zostało w publikacji [45], tutaj natomiast zaprezentowano wszystkie elementy aplikacji procedury do pomieszczeń czystych.

6.1. Parametry stałe normowane, zmienne decyzyjne

Do wyznaczenia dopuszczalnych struktur systemów HVAC przyjęto szeroki zakres parametrów stałych normowanych w pomieszczeniu czystym:

- temperaturę, t_p ,
- wilgotność względną $\varphi_p \in (\varphi_{p1}, \varphi_{p2})$,
- dopuszczalne stężenie zanieczyszczeń, k_d ,
- klasę czystości, C_s ,
- nadciśnienie, Δp ,
- udział powietrza zewnętrznego, α_c .

Macierz parametrów stałych normowanych przyjmuje postać:

$$X^{1*} = \begin{array}{|c|c|c|} \hline i & x_i & \bar{x}_i \\ \hline 1 & t_p & 1 \\ \hline 2 & \varphi_p & 0 \\ \hline 3 & k_d & 1 \\ \hline 4 & C_s & 1 \\ \hline 5 & \epsilon_{sdop}^{1/} & 0 \\ \hline 6 & T_u^{1/} & 0 \\ \hline 7 & \Delta p & 1 \\ \hline 8 & \alpha & 0 \\ \hline \end{array} \quad (6.1)$$

^{1/}korelacja z klasą czystości C_s dotyczy szczególnych przypadków (DIN 1946-4, 12/2008 [13])

Zbiór zmiennych decyzyjnych x_{j*} (j^* – numer zmiennej decyzyjnej) opracowano opierając się na uniwersalnych tablicach zmiennych decyzyjnych opublikowane w [44]. Wykorzystane tutaj zmienne decyzyjne zawarto w tablicy Z1 – Załącznik 1.

W przyjętej metodologii zbiór zmiennych decyzyjnych otrzymuje się w wyniku analizy kolejnych zmiennych decyzyjnych ujętych w tablicy Z1 i ich akceptacji lub eliminacji. Zmienne decyzyjne, które wpływają na parametry stałe normowane x_i są akceptowane i nie podlegają eliminacji. Eliminacji podlegają te zmienne decyzyjne, które należą do jednej z kategorii:

- zmiennych decyzyjnych, o których wiadomo, iż przyjmują wartość $x_j = 0$ w wyniku uwzględnienia warunków ograniczających przed przystąpieniem do rozwiązywania zagadnienia,
- zmiennych decyzyjnych, które normują ten sam parametr x_i i które można zastąpić na tym etapie jedną zmienną skumulowaną – dotyczy to urządzeń o tej samej funkcji, lecz odmiennej konstrukcji.

Podejście to pozwala, znacząco ograniczyć wielkość zagadnienia, a tym samym pozwala na zmniejszenie wymiaru macierzy w algorytmie metody.

6.2. Zbiór wszystkich możliwych wariantów

Macierze ujęte w algorytmie metody zestawiono w kolejnym etapie analizy.

Kombinacje zmiennych decyzyjnych ujęte w kolejnych macierzach normowania parametrów stałych są podzbiorami zbioru tych zmiennych ujętych w tablicy Z1– Załącznik 1.

Macierz binarna $\mathbf{W}_1$ ($i=1, x_1=t_p$) przyjmuje postać:

			Zmienne decyzyjne x_j							
			$j=j^*$							
			1	6	32	35	41	42	43	51
			1	2	3	4	5	6	7	8
$W_1 =$	Warianty	m_1	1	1	1	1	1	1	1	1
	$\bar{w}_{m_1}$		2	1	1	1	0	1	1	1

gdzie: $m_1=1,2$ ($M_1=2$)

Interpretację wektorów $\mathbf{w}_{m1}$ (wierszy macierzy $\mathbf{W}_1$) wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych dla normowania temperatury t_p przedstawiono w tabelicy 6.1.

Tablica 6.1 Interpretacja wektorów $\bar{\mathbf{w}}_{m1}$ (wierszy macierzy $\mathbf{W}_1$)

m ₁	$\bar{w}_{m_1}$
	interpretacja
1	System powietrzny jednokanałowy ze stałym strumieniem powietrza (CAV) jednostrefowy, jedna centrala MAU z odzyskiem ciepła, nagrzewnicą pierwotną, chłodnicą i nagrzewnicą wtórną
2	System powietrzny jednokanałowy ze stałym strumieniem powietrza (CAV) jednostrefowy, jedna centrala MAU z odzyskiem ciepła, chłodnicą, nagrzewnicą wtórną

Macierz binarna $\mathbf{W}_2$ ($i=2, x_2=\phi_p$) przyjmuje postać:

[illegible]

gdzie: $m_2=1,2$ ($M_2=2$)

Interpretacja wektorów $\bar{w}_{m_2}$ (wierszy macierzy $\mathbf{W}_2$) – wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych do normowania wilgotności względnej przedstawiono w tabelicy 6.2.

Tablica 6.2 Interpretacja wektorów $\bar{\mathbf{w}}_{m_2}$ (wierszy macierzy $\mathbf{W}_2$)

m ₂	$\bar{W}_{m_2}$
	interpretacja
1	Centrala z chłodnicą, nagrzewnicą wtórną i nawilżaczem parowym – osuszanie kondensacyjne i nawilżanie parowe zintegrowane z centralą
2	Jak m ₂ =1, lecz nawilżacz parowy kanałowy

Macierz binarna $\mathbf{W}_3$ ($i=3, x_3=k_d$) przyjmuje postać:

$$\mathbf{W}_3 = \begin{array}{|c|c|c|c|} \hline \text{Warianty } \bar{w}_{m_3} & m_{33} & 1 & \\ \hline \end{array} \begin{array}{|c|c|c|c|c|c|c|} \hline \text{Zmienne decyzyjne } x_j & & & & & & \\ \hline j=j^* & & & & & & \\ \hline 67 & 71 & 88 & 89 & 117 & 118 & 121 \\ \hline 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 \\ \hline \end{array} \quad (6.4)$$

gdzie: $m_3=1,2$ ($M_3=1$)

W interpretacji, istnieje jeden wariant kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych dla normowania dopuszczalnego stężenia zanieczyszczeń k_d , zdefiniowany jednoznacznie w wymaganiach technologicznych – wykonanie higieniczne central, trzy stopnie filtracji na nawiewie, filtr 3. stopnia zintegrowany z nawiewnikiem, jeden stopień filtracji na wywiewie.

Macierz binarna $\mathbf{W}_4$ ($i=4$, $x_4=C_s$) przyjmuje postać:

$$\mathbf{W}_4 = \begin{array}{c} \begin{array}{cc} \text{Warianty} \\ \bar{w}_{m_4} \end{array} \begin{array}{c} m_4 \\ 1 \\ 2 \end{array} \begin{array}{c} \text{Zmienne decyzyjne } x_j \\ j=j^* \\ \begin{array}{ccccccccc} 24 & 25 & 26 & 67 & 71 & 88 & 89 & 117 & 118 & 121 \\ 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 & 10 \end{array} \end{array} \end{array} \quad (6.5)$$

gdzie: $m_4=1,2$ ($M_4=2$)

W interpretacji, istnieją dwa warianty kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych dla normowania klasy czystości C_s : nawilżanie parowe (w centrali lub w kanale), centrala w wykonaniu higienicznym, trzy stopnie filtracji na nawiewie, filtr 3. stopnia zintegrowany z nawiewnikiem, jeden stopień filtracji na wywiewie.

Macierz binarna $\mathbf{W}_7$ ($i=7$, $x_7=\Delta p$) przyjmuje postać:

$$\mathbf{W}_7 = \begin{array}{c} \begin{array}{cc} \text{Warianty} \\ \bar{w}_{m_7} \end{array} \begin{array}{c} m_7 \\ 1 \\ 2 \\ 3 \end{array} \begin{array}{c} \text{Zmienne decyzyjne } x_j \\ j=j^* \\ \begin{array}{cccc} 37 & 38 & 39 & 124 \\ 1 & 2 & 3 & 4 \end{array} \end{array} \end{array} \quad (6.6)$$

gdzie: $m_7=1,2,3$ ($M_7=3$)

W interpretacji, istnieją trzy warianty kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych dla normowania różnicy ciśnień Δp w pomieszczeniu uwarunkowane zastosowaniem wentylatorów w kaskadzie lub regulatorów zmiennego przepływu.

Macierz binarna $\mathbf{W}_8$ ($i=8, x_8=\alpha_z$) przyjmuje postać:

$$\mathbf{W}_8 = \begin{array}{c|c|c|c|c|c|c|c|c} & & & \text{Zmienne decyzyjne } x_j & & & & & \\ & & & j=j^* & & & & & \\ & & & 37 & 38 & 39 & 58 & 59 & 60 \\ & & & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 \\ \mathbf{W}_8 = & \begin{array}{c|c} \text{Warianty} \\ \bar{w}_{m_7} \end{array} & \begin{array}{c} m_7 \\ 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \end{array} & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ & & & 2 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ & & & 3 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ & & & 4 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 \\ & & & 5 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{array} \quad (6.7)$$

gdzie: $m_8=1 \div 5$ ($M_8=5$)

W interpretacji, istnieje pięć wariantów kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych dla normowania udziału powietrza zewnętrznego α_z :

- recyrkulacja zewnętrzna (przed centralą MAU), jedna centrala,
- recyrkulacja zewnętrzna (przed centralą MAU), dwie centrale, (MAU+AHU),
- recyrkulacja wewnętrzna (przed помещением lub w помещениu) – zmienna skumulowana:
 - bez chłodnicy suchej (DDC),
 - z chłodnicą suchą (DDC),
 - oraz dwie centrale, (MAU+RCU lub FFU),
- recyrkulacja zewnętrzna i wewnętrzna, trzy centrale, (AHU+MAU+ RCU lub FFU),
- brak recyrkulacji, jedna centrala MAU.

Macierz $\mathbf{W}$ wszystkich możliwych wariantów kombinacji zmiennych decyzyjnych dla normowania wszystkich parametrów stałych systemu HVAC przyjmuje postać:

		i	m _i	r _(i,m_i)	Zmienne decyzyjne x _j																											
					j=j*																											
					1	6	24	25	26	28	30	32	35	37	38	39	41	42	43	51	58	59	60	67	71	88	89	117	118	121	124	
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	
W=	Warianty $\bar{w}_{r(i,m_i)} = \bar{w}_{r,m_i}$	1	1	1	1	1	0				0	1	1	0		0	1	1	1	1	0									0		
			2	2	1	1	0				0	1	1	0			0	1	1	1	0										0	
		2	1	3	1	0	1	1	0	1	1	0	1	0			0	1	1	0											0	
			2	4	1	0	1	0	1	1	1	0	1	0			0	1	1	0											0	
		3	1	5	0																	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	
			1	6	0	0	1	1	0													0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	
		4	2	7	0	0	1	0	1	0												0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	
			1	8	0								0	1	0															0	1	
		7	2	9									0	1	0															0	1	
			3	10											0	1	0													0	1	
			1	11	0									0	1	0					0	1	0								0	
		8	2	12	0									0	1	0					0	1	0								0	
			3	13	0									0	1	0				0	1	0									0	
			4	14	0										0	1	0			0	1	1	0								0	
			5	15	0									0	1	0					0	1	0								0	

(6.8)

gdzie: m_i=1... M_i

Macierz $\mathbf{W}$ jest typu (15,27). Macierz ograniczeń $\mathbf{G}^i$ dla macierzy $\mathbf{W}$ jest typu (15,15) i przyjmuje postać:

$$\mathbf{G}^i = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 & 10 & 11 & 12 & 13 & 14 & 15 \end{matrix} \\ \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 9 \\ 10 \\ 11 \\ 12 \\ 13 \\ 14 \\ 15 \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (6.9)$$

Interpretację wyrazów $g_{r(i,m_i)r(i,m_i)} = 0$ – eliminowanych wariantów w macierzy $\mathbf{W}$ przedstawiono w tablicy 6.3.

Tablica 6.3 Interpretacja wyrazów $g_{r(i,m_i)r(i,m_i)} = 0$ w macierzy $\mathbf{G}$

$r(i,m_i)$	ograniczenia $g_{0k(x_j)}$	Komentarz
2	g_{T6}	brak nagrzewnicy pierwotnej, przy dużym zróżnicowaniu mocy dla lata i zimy uniemożliwia dokonanie optymalnego doboru współczynników wydatku k_v zaworów regulacyjnych dla nagrzewnicy wtórnej – w konsekwencji powoduje niestabilną pracę zaworów regulacyjnych i poszerzenie zakresu tolerancji temperatury powietrza nawiewanego
	g_{T19}	brak nagrzewnicy pierwotnej stwarza niebezpieczeństwo zamarznięcia chłodziwy wodnej
4	g_{T11}	Nawilżacz parowy z lancą w kanale nie zapewnia łatwego dostępu eksploatacyjnego do bloku nawilżania dla kontroli i dezynfekcji – utrudnienia eksploatacyjne i zmniejszenie bezpieczeństwa
	g_{T28}	
7	g_{T11}	Nawilżacz parowy z lancą w kanale nie zapewnia łatwego dostępu eksploatacyjnego do bloku nawilżania dla kontroli i dezynfekcji – utrudnienia eksploatacyjne i zmniejszenie bezpieczeństwa
	g_{T28}	

Macierz $\mathbf{W}^i$ – po uwzględnieniu ograniczeń – otrzymuje się jako iloczyn macierzy zgodnie z relacją:

$$\mathbf{W}^i = \mathbf{G}^i \times \mathbf{W} \quad (6.10)$$

Po eliminacji macierzy wierszy zerowych macierz $\mathbf{W}^i$ typu (12,27) ma postać:

Macierz G^i typu (27,27) eliminacji zbędnych zmiennych decyzyjnych przyjmuje postać:

$$G^i = \begin{array}{c|cccccccccccc|c} & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & . & . & . & & & 27 \\ \hline 1 & 1 & & & & & & & & & & & \\ 2 & & 1 & & & & & & & & & & \\ 3 & & & 1 & & & & & & & & & \\ 4 & & & & 1 & & & & & & & & \\ 5 & & & & & 0 & & & & & & & \\ 6 & & & & & & 1 & & & & & & \\ . & & & & & & & . & & & & & \\ . & & & & & & & & . & & & & \\ . & & & & & & & & & . & & & \\ . & & & & & & & & & & . & & \\ 27 & & & & & & & & & & & & 1 \end{array} \quad (6.12)$$

Macierz W^g – po uwzględnieniu ograniczeń i eliminacji zbędnych zmiennych decyzyjnych otrzymuje się jako iloczyn macierzy w postaci:

$$W^g = G^i \times W \times G^j \quad (6.13)$$

Po eliminacji wierszy i kolumn zerowych macierz W^g ma postać:

		i	m_i	m_i^g	$r_{(i,m_i^g)}$	Zmienne decyzyjne x_j																									
						$j=j^*$																									
						1	6	24	25	28	30	32	35	37	38	39	41	42	43	51	58	59	60	67	71	88	89	117	118	121	124
						1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Warianty $\bar{W}_{r_{(m_i^g)}} = \bar{W}_{m_i^g}$	7	1	1	1	1	1	1	0			0	1	1	0		0	1	1	1	1	0									0	
		2	1	1	2	1	0	1	1	1	1	0	1	1	0		0	1	1	0										0	
		3	1	1	3	0														0	1	1	1	1	1	1	1	1	0		
		4	1	1	4	0	0	1	1	0										0	1	1	1	1	1	1	1	1	0		
	7	1	1	5	0							0	1	0														1	0		
		2	2	6	0								0	1	0														0	1	
		3	3	7	0									0	1	0												0	1		
	8	1	1	8	0							0	1	0						0	1	0							0		
		2	2	9	0								0	1	0					0	1	0							0		
		3	3	10	0									0	1	0				0	1	0	0						0		
		4	4	11	0										0	1	0				0	1	1	0					0		
		5	5	12	0									0	1	0						0	1	0					0		

(6.14)

(6.14)

Korzystając z prawa łączności mnożenia macierzy, procedurę wyznaczenia macierzy $\mathbf{W}^g$ (wszystkich możliwych wariantów kombinacji zmiennych decyzyjnych do normowania parametrów stałych systemu HVAC po uwzględnieniu ograniczeń i eliminacji zbędnych zmiennych decyzyjnych) można sformułować alternatywnie i bardziej syntetycznie wyznaczając macierz $\mathbf{W}^g$ w postaci iloczynu:

$$\mathbf{W}^g = \mathbf{G}^i \times \mathbf{W}^i \times \mathbf{G}^j \quad (6.15)$$

i eliminując wiersze i kolumny zerowe.

Macierz $\mathbf{X}^J$ wszystkich możliwych wariantów systemu HVAC przyjmuje postać:

$$\mathbf{X}^J = \begin{array}{c} \text{Warianty} \\ \bar{\mathbf{W}}_{r(i,m_i^g)} = \bar{\mathbf{W}}_{m_i^g} \end{array} \begin{array}{c} \begin{array}{c} i \\ m_i \\ m_i^g \\ r(i,m_i^g) \end{array} \begin{array}{c} \text{Warianty } \bar{x}_n \\ n \end{array} \end{array} \quad (6.16)$$

					Warianty $\bar{x}_n$															
					n															
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
$\mathbf{X}^J$	Warianty $\bar{\mathbf{W}}_{r(i,m_i^g)} = \bar{\mathbf{W}}_{m_i^g}$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
			2	1	1	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
			3	1	1	3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
			4	1	1	4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		7	1	1	5	1	1	1	1	1	0									0
			2	2	6	0				0	1	1	1	1	1	0				0
			3	3	7										0	1	1	1	1	1
			1	1	8	1	0			0	1	0			0	1	0			0
		8	2	2	9	0	1	0			0	1	0			0	1	0		0
			3	3	10	0	0	1	0			0	1	0			0	1	0	0
			4	4	11	0		0	1	0			0	1	0			0	1	0
			5	5	12	0			0	1	0			0	1	0			0	1

Wektor $\bar{x}_n$ tworzy się wybierając z macierzy $\mathbf{W}^g$ po jednym wariancie kombinacji zmiennych decyzyjnych $\bar{w}_{r(i,m_i^g)} = \bar{w}_{m_i^g}$ z przedziałów $m_i^g = 1 \dots M_i^g$ dla każdego z normowanych parametrów stałych x_i , $i = 1 \dots I^*$ i przyporządkowując temu wariantowi wartość $x_{r(i,m_i^g)} = 1$, a pozostałym wariantom z przedziału $m_i^g = 1 \dots M_i^g$ każdego z normowanych parametrów stałych x_i wartość $x_{r(i,m_i^g)} = 0$.

Liczba tak utworzonych wszystkich możliwych wektorów $\bar{x}_n$ – wszystkich możliwych wariantów systemu HVAC pomieszczenia czystego wynosi:

$$N = \prod_{i=1}^8 M_i^g = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 3 \cdot 4 = 12 \quad (6.17)$$

Interpretację wektorów $\bar{x}_n$ – kolumn macierzy $\mathbf{X}^J$ przedstawiono w tablicy 5.4

Tablica 6.4 Interpretacja wektorów $\bar{x}_n$ (kolumn macierzy $\mathbf{X}^J$)

n	i	x_i	$\bar{x}_n$ - interpretacja
1	1	t_p	System powietrzny jednokanałowy ze stałym strumieniem powietrza (CAV) jednostrefowy, jedna centrala z odzyskiem ciepła, nagrzewnicą pierwotną, chłodnicą i nagrzewnicą wtórną

	2	φ_P	Centrala AHU z chłodziwą, nagrzewnicą wtórną i nawilżaczem parowym – w centrali AHU
	3	k_d	Centrala w wykonaniu higienicznym, trzy stopnie filtracji na nawiewie, filtr 3. stopnia zintegrowany z nawiewnikiem, jeden stopień filtracji na wywiewie
	4	C_s	Centrala w wykonaniu higienicznym, trzy stopnie filtracji na nawiewie, filtr 3. stopnia zintegrowany z nawiewnikiem, jeden stopień filtracji na wywiewie
	7	Δp	Jedna centrala, nawiewno-wywiewna i regulatory zmiennego przepływu
	8	α_z	Recyrkulacja zewnętrzna (przed centralą AHU), jedna centrala
2	1	t_P	Jak dla $n=1$, $i=1 \div 4$, 7
	2	φ_P	
	3	k_d	
	4	C_s	
	7	Δp	
	8	α_z	Recyrkulacja zewnętrzna (przed centralą AHU), kaskada dwóch central
3	1	t_P	Jak dla $n=1$, $i=1 \div 4$, 7
	2	φ_P	
	3	k_d	
	4	C_s	
	7	Δp	
	8	α_z	Recyrkulacja wewnętrzna (pomieszczenie), dwie centrale
4	1	t_P	Jak dla $n=1$, $i=1 \div 4$, 7
	2	φ_P	
	3	k_d	
	4	C_s	
	7	Δp	
	8	α_z	Recyrkulacja zewnętrzna (przed centralą AHU) i wewnętrzna (pomieszczenie), trzy centrale
5	1	t_P	Jak dla $n=1$, $i=1 \div 4$, 7
	2	φ_P	
	3	k_d	
	4	C_s	
	7	Δp	
	8	α_z	Układ bez recyrkulacji, $\alpha_z=1$, jedna centrala
6	1	t_P	Jak dla $n=1$, $i=1 \div 4$,
	2	φ_P	
	3	k_d	
	4	C_s	
	7	Δp	Kaskada dwóch central (wentylatorów) dla nawiewu, regulatory zmiennego przepływu
	8	α_z	Recyrkulacja zewnętrzna (przed centralą AHU), jedna centrala
7	1	t_P	Jak dla $n=6$, $i=1 \div 4$, 7
	2	φ_P	
	3	k_d	
	4	C_s	
	7	Δp	
	8	α_z	Recyrkulacja zewnętrzna (przed centralą AHU), dwie centrale w kaskadzie
8	1	t_P	Jak dla $n=6$, $i=1 \div 4$, 7
	2	φ_P	
	3	k_d	
	4	C_s	
	7	Δp	

	8	α_z	Recyrkulacja wewnętrzna (pomieszczenie), dwie centrale
9	1	t_p	Jak dla $n=6$, $i=1 \div 4, 7$
	2	φ_p	
	3	k_d	
	4	C_s	
	7	Δp	
	8	α_z	Recyrkulacja zewnętrzna (przed centralą AHU) i wewnętrzna (pomieszczenie), trzy centrale
10	1	t_p	Jak dla $n=6$, $i=1 \div 4, 7$
	2	φ_p	
	3	k_d	
	4	C_s	
	7	Δp	
	8	α_z	Układ bez recyrkulacji, $\alpha_z=1,0$
11	1	t_p	Jak dla $n=1$, $i=1 \div 4$,
	2	φ_p	
	3	k_d	
	4	C_s	
	7	Δp	Kaskada trzech central (wentylatorów) dla nawiewu, regulatory zmiennego przepływu
	8	α_z	Recyrkulacja zewnętrzna (przed centralą AHU), jedna centrala
12	1	t_p	Jak dla $n=11$, $i=1 \div 4, 7$
	2	φ_p	
	3	k_d	
	4	C_s	
	7	Δp	
	8	α_z	Recyrkulacja zewnętrzna (przed centralą AHU), dwie centrale w kaskadzie
13	1	t_p	Jak dla $n=11$, $i=1 \div 4, 7$
	2	φ_p	
	3	k_d	
	4	C_s	
	7	Δp	
	8	α_z	Recyrkulacja wewnętrzna (pomieszczenie), dwie centrale
14	1	t_p	Jak dla $n=11$, $i=1 \div 4, 7$
	2	φ_p	
	3	k_d	
	4	C_s	
	7	Δp	
	8	α_z	Recyrkulacja zewnętrzna (przed centralą AHU) i wewnętrzna (pomieszczenie), trzy centrale
15	1	t_p	Jak dla $n=11$, $i=1 \div 4, 7$
	2	φ_p	
	3	k_d	
	4	C_s	
	7	Δp	
	8	α_z	Układ bez recyrkulacji, $\alpha_z=1,0$

6.3. Warunki ograniczające, zbiór wariantów dopuszczalnych

Macierz G typu (15,15) warunków ograniczających dla macierzy X^J wszystkich możliwych wariantów systemu HVAC pomieszczenia czystego przyjmuje postać:

$$G = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 & 10 & 11 & 12 & 13 & 14 & 15 \end{matrix} \\ \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 9 \\ 10 \\ 11 \\ 12 \\ 13 \\ 14 \\ 15 \end{matrix} & \begin{bmatrix} 0 & & & & & & & & & & & & & & \\ & 0 & & & & & & & & & & & & & \\ & & 0 & & & & & & & & & & & & \\ & & & 0 & & & & & & & & & & & \\ & & & & 1 & & & & & & & & & & \\ & & & & & 0 & & & & & & & & & \\ & & & & & & 1 & & & & & & & & \\ & & & & & & & 1 & & & & & & & \\ & & & & & & & & 0 & & & & & & \\ & & & & & & & & & 0 & & & & & \\ & & & & & & & & & & 0 & & & & \\ & & & & & & & & & & & 0 & & & \\ & & & & & & & & & & & & 0 & & \\ & & & & & & & & & & & & & 1 & \\ & & & & & & & & & & & & & & 0 \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (6.18)$$

Interpretację wyrazów $g_{n,n}=0$ – eliminowanych wektorów $\bar{x}_n$ w macierzy X^J – ujęto w tablicy 6.5.

Tablica 6.5 Interpretacja wektorów $g_{n,n}=0$ w macierzy X^J

n	Komentarz
1	Wariant tożsamy termodynamicznie z wariantem $\bar{x}_7$ ($n=7$), wariant $\bar{x}_7$ korzystniejszy dla regulacji nadciśnienia w pomieszczeniu
2	Brak spójności – regulacja Δp – jedna centrala, regulacja α – dwie centrale
3	Brak spójności – regulacja Δp – jedna centrala, regulacja α – dwie centrale
4	Brak spójności – regulacja Δp – jedna centrala, regulacja α – trzy centrale
6	Brak spójności – regulacja Δp – dwie centrale w kaskadzie, regulacja α – jedna centrala
9	Brak spójności – regulacja Δp – dwie centrale w kaskadzie, regulacja α – trzy centrale
10	Wariant nieracjonalny – dwie centrale (wentylatory) w kaskadzie w układzie bez recyrkulacji
11	Brak spójności – regulacja Δp – trzy centrale, regulacja α – jedna centrala
12	Brak spójności – regulacja Δp – trzy centrale, regulacja α – dwie centrale
13	Brak spójności – regulacja Δp – trzy centrale, regulacja α – dwie centrale
15	Wariant nieracjonalny – trzy centrale (wentylatory) w kaskadzie w układzie bez recyrkulacji

Macierz X wariantów dopuszczalnych struktury systemu HVAC pomieszczenia czystego otrzymuje się jako iloczyn:

$$X = X^J \times G \quad (6.19)$$

po eliminacji kolumn zerowych.

Macierz X przyjmuje postać:

$$\mathbf{X} = \begin{array}{c} \text{Warianty} \\ \bar{W}_{r(i,m_i^g)} = \bar{W}_{m_i^g} \end{array} \begin{array}{c} \begin{array}{c} i \\ m_i \\ m_i^g \\ r_{(i,m_i^g)} \end{array} \begin{array}{c} \text{Warianty} \\ \bar{X}_n \quad \bar{X}_{n_n}^g \end{array} \end{array} \begin{array}{c} \begin{array}{c} 5 \quad 7 \quad 8 \quad 14 \quad n \\ 1 \quad 2 \quad 3 \quad 4 \quad n^g \end{array} \end{array} \quad (6.20)$$

	i	m _i	m _i ^g	r _(i,m_i^g)	Warianty				
					$\bar{X}_n$		$\bar{X}_{n_n}^g$		n
					5	7	8	14	
Warianty $\bar{W}_{r(i,m_i^g)} = \bar{W}_{m_i^g}$	1	1	1	1	1	1	1	1	
	2	1	1	2	1	1	1	1	
	3	1	1	3	1	1	1	1	
	4	1	1	4	1	1	1	1	
	7	1	1	5	1	0	0	0	
		2	2	6	0	1	1	0	
		3	3	7	0	0	0	1	
	8	1	1	8	0	0	0	0	
		2	2	9	0	1	0	0	
		3	3	10	0	0	1	0	
		4	4	11	0	0	0	1	
		5	5	12	1	0	0	0	

Analizując i interpretując wstecz wartości wyrazów kolejnych macierzy $\mathbf{X}$, $\mathbf{X}^J$ i $\mathbf{W}^g$ będących funkcją parametrów stałych i zmiennych decyzyjnych, można zidentyfikować pełną strukturę wariantów dopuszczalnych systemu HVAC.

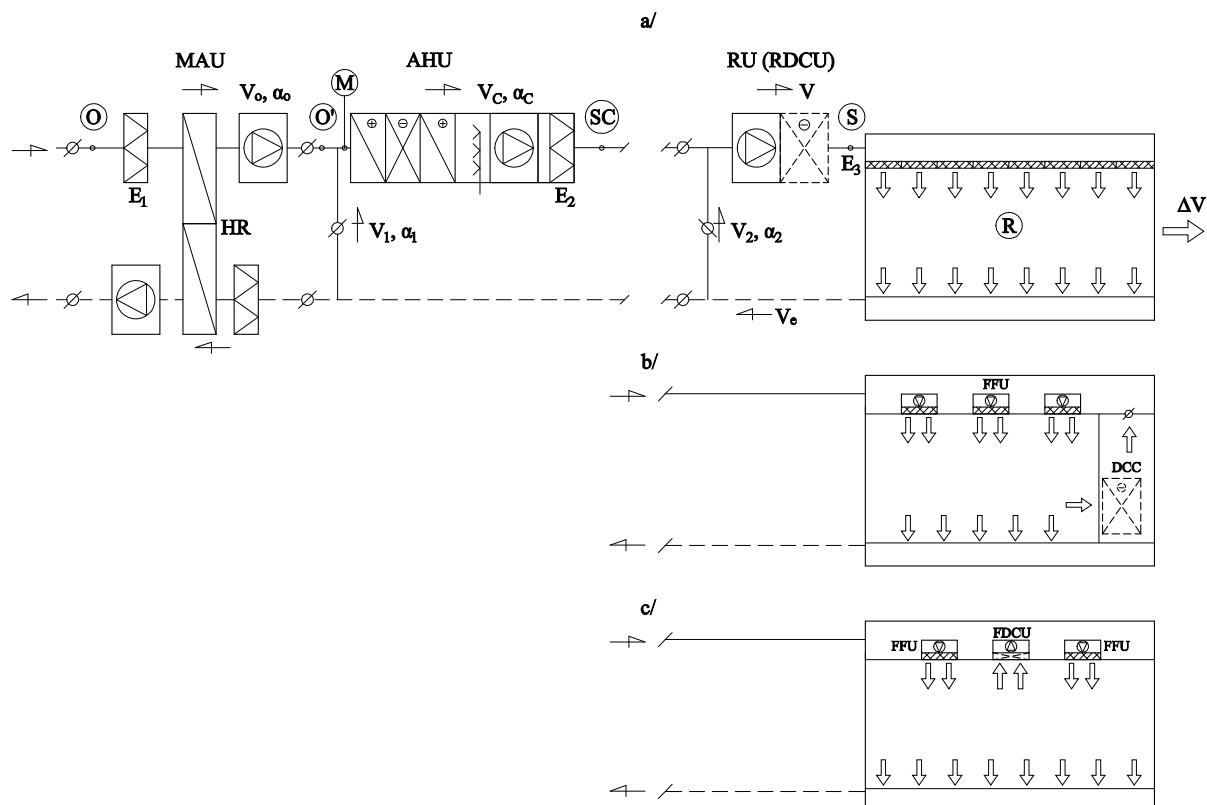
Warianty dopuszczalne $\bar{X}_{n^g}$ struktury systemu HVAC pomieszczenia czystego przedstawiono w tablicy 6.6, natomiast struktury tych systemów zaprezentowano syntetycznie w formie modelu ogólnego wariantów dopuszczalnych na rys 6.1.

Tablica 6.6 Warianty dopuszczalne systemu HVAC pomieszczenia czystego

n_g	$\bar{X}_{n^g}$ - interpretacja
1	System powietrzny CAV bez recyrkulacji: - centrala AHU – obróbka termodynamiczna: odzysk ciepła, nagrzewnica pierwotna, chłodziwa, nagrzewnica wtórna, nawilżacz parowy - standard higieniczny: trzy stopnie filtracji, filtr 3. stopnia zintegrowany z nawiewnikiem, wykonanie higieniczne - instalacja: regulatory zmiennego przepływu
2	System powietrzny CAV z recyrkulacją zewnętrzną: - dwie centrale w kaskadzie po stronie nawiewu: MAU+AHU, - centrala powietrza zewnętrznego z odzyskiem ciepła MAU, - centrala AHU – obróbka termodynamiczna: nagrzewnica pierwotna, chłodziwa, nagrzewnica wtórna, nawilżacz parowy - standard higieniczny: trzy stopnie filtracji, filtr 3. stopnia zintegrowany z nawiewnikiem, wykonanie higieniczne - instalacja: regulatory zmiennego przepływu
3	System powietrzny CAV z recyrkulacją wewnętrzną (pomieszczenie): - dwie centrale w kaskadzie po stronie nawiewu: AHU+RU (RDCU)^{1/} - centrala AHU – obróbka termodynamiczna: odzysk ciepła, nagrzewnica pierwotna, chłodziwa, nagrzewnica wtórna, nawilżacz parowy - centrala RU (RDCU)^{1/} - recyrkulacja (recyrkulacja z chłodzeniem suchym) - standard higieniczny: trzy stopnie filtracji, filtr 3. stopnia zintegrowany z nawiewnikiem, wykonanie higieniczne - instalacja: regulatory zmiennego przepływu
4	System CAV z recyrkulacją zewnętrzną i wewnętrzną (pomieszczenie): - trzy centrale w kaskadzie po stronie nawiewu: AHU+RU (RDCU)^{1/} - centrala powietrza zewnętrznego z odzyskiem ciepła MAU - centrala AHU obróbka termodynamiczna: nagrzewnica pierwotna, chłodziwa, nagrzewnica wtórna, nawilżacz parowy - centrala RU (RDCU)^{1/} - recyrkulacja (recyrkulacja z chłodzeniem suchym) - standard higieniczny: trzy stopnie filtracji, filtr 3. stopnia zintegrowany z nawiewnikiem, wykonanie higieniczne - instalacja: regulatory zmiennego przepływu

^{1/} Alternatywa

- FFM+DC,
- FFM+FDCU



Rys. 6.1 Model ogólny wariantów dopuszczalnych struktur systemu HVAC pomieszczenia czystego: $\bar{x}_1$ - bez recyrkulacji ($\alpha_1=0, \alpha_2=0, \alpha_o=1$), $\bar{x}_2$ - z recyrkulacją zewnętrzną ($\alpha_1 \neq 0, \alpha_2=0$), $\bar{x}_3$ - z recyrkulacją wewnętrzną ($\alpha_1=0, \alpha_2 \neq 1$), $\bar{x}_4$ - z recyrkulacją zewnętrzną i wewnętrzną ($\alpha_1 \neq 0, \alpha_2 \neq 0$)

Opcje recyrkulacji wewnętrznej ($\alpha_2 \neq 0$): a/ RU lub RDCU, b/ FFU lub FFU + DCC, c/ FFU + FDCU

$\dot{V}_o, \dot{V}_c, \dot{V}, \dot{V}_e, \dot{V}_1, \dot{V}_2, \Delta V$ – strumień objętości powietrza zewnętrznego, obróbkowego, nawiewanego, wywiewanego, recyrkulacyjnego zewnętrznego, recyrkulacyjnego wewnętrznego, różnica bilansowa, $\alpha_o = \dot{V}_o / \dot{V}, \alpha_c = \dot{V}_c / \dot{V}, \alpha_1 = \dot{V}_1 / \dot{V}, \alpha_2 = \dot{V}_2 / \dot{V}$ – udziały powietrza zewnętrznego, obróbkowego, recyrkulacji zewnętrznej, recyrkulacji wewnętrznej, E1, E2, E3 – skuteczność filtracji 1°, 2° i 3° stopnia, HR – odzysk ciepła

7. OPTIMALNE STRUKTURY UKŁADÓW RECYRKULACJI POWIETRZA W SYSTEMACH HVAC POMIESZCZEŃ CZYSTYCH

Zadanie badawcze polegające na wyznaczeniu struktur systemów HVAC pomieszczeń czystych z optymalnymi opcjami recyrkulacji powietrza, zostało opracowane na podstawie wcześniejszych prac Porowskiego [44] oraz Porowskiego i Jakubiak [45]. Wyznaczone struktury systemów HVAC z optymalnymi opcjami recyrkulacji są tutaj wariantami dopuszczalnymi dla realizacji kolejnych zadań: wyznaczenia optymalnych układów odzysku ciepła oraz optymalnych konfiguracji chłodziw powietrza w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC pomieszczeń czystych.

Na podstawie algorytmu zaprezentowanego w pracy [45], wyznaczone zostały struktury systemów HVAC z energoptymalnymi opcjami recyrkulacji w funkcji kluczowych parametrów stałych:

klasy czystości pomieszczenia C_s , jednostkowych obciążeń chłodniczych q_j oraz udziału powietrza zewnętrznego α_o . W analizach przyjęto szeroki zakres zmienności przedziałów tych parametrów: klasy czystości C_s - ISO5, ISO7, ISO8, jednostkowych obciążeń chłodniczych $q_j = (100 \div 500) \text{ W/m}^2$ i udziału powietrza zewnętrznego $\alpha_o = (5 \div 100) \%$.

W algorytmie metody bezpośrednimi kryteriami wyboru struktury systemu HVAC z optymalną opcją recyrkulacji powietrza były wartości jednostkowych strumieni powietrza:

- jednostkowego strumienia powietrza będącego funkcją klasy czystości pomieszczenia C_s (wyznaczonego na podstawie średnich prędkości powietrza z przedziałów przyporządkowanych klasom czystości według ASHRAE [1])
- jednostkowego strumienia powietrza będącego funkcją obciążeń chłodniczych w pomieszczeniu – $\dot{V}_{jc} = \dot{V}_{jc_{min}} = f(\dot{q}_j)$,
- jednostkowego strumienia powietrza zewnętrznego będącego funkcją wymagań higienicznych (stężenie zanieczyszczeń – k_d), nadciśnienia (Δp) lub kompensacji wywiewu z odciągów miejscowych ($\dot{V}_{jodc}$) – $\dot{V}_{jo} = f(k_d, \Delta p, \dot{V}_{jodc})$

Relacje między wartościami tych trzech strumieni powietrza $\dot{V}_{js}$, $\dot{V}_{jc}$ i $\dot{V}_{jo}$ były członami porównawczymi w algorytmie wyznaczania optymalnej struktury systemu HVAC.

Wyznaczone struktury systemów HVAC z optymalnymi opcjami recyrkulacji powietrza dla reprezentatywnych wariantów kombinacji kluczowych parametrów stałych zestawiono tablicy 7.1[45].

Tablica 7.1 Struktury systemu HVAC pomieszczenia czystego z optymalnymi opcjami recyrkulacji $\bar{x}_{ng}^*$ [45]

Wariant parametrów stałych	Klasa czystości ISO (US. FSD.209e)	$q_j^{/6}$ W/m ²	$\alpha_{os}^{/4}$ %	$\dot{V}_{js}$ m ³ /hm ²	$\dot{V}_{jo}$ m ³ /hm ²	$\dot{V}_{jc}^{/7}$ m ³ /hm ²	Struktura optymalna systemu HVAC					
							$\bar{x}_{ng}^*$	$\dot{V}_j$ m ³ /hm ²	$\alpha_o^{/5}$ %	α_c %	α_1 %	α_2 %
1.1.1	ISO Class 5 [/] (M3.5 – kl.100)	100	5	900	45	27,1	$\bar{x}_3$	900	5	5	-	95
1.1.2			10	900	90	27,1	$\bar{x}_3$	900	10	10	-	90
1.1.3			30	900	270	27,1	$\bar{x}_3$	900	30	30	-	70
1.1.4			50	900	450	27,1	$\bar{x}_3$	900	50	50	-	50
1.1.5			100	900	900	27,1	$\bar{x}_1$	900	100	100	-	-
1.2.1		300	5	900	45	81,4	$\bar{x}_4$	900	5	9	4	91
1.2.2			10	900	90	81,4	$\bar{x}_3$	900	10	10	-	90
1.2.3			30	900	270	81,4	$\bar{x}_3$	900	30	30	-	70
1.2.4			50	900	450	81,4	$\bar{x}_3$	900	50	50	-	50
1.2.5			100	900	900	81,4	$\bar{x}_1$	900	100	100	-	-
1.3.1		500	5	900	45	135,7	$\bar{x}_4$	900	5	15	10	85
1.3.2			10	900	90	135,7	$\bar{x}_4$	900	10	15	5	85
1.3.3			30	900	270	135,7	$\bar{x}_3$	900	30	30	-	70
1.3.4			50	900	450	135,7	$\bar{x}_3$	900	50	50	-	50
1.3.5			100	900	900	135,7	$\bar{x}_1$	900	100	100	-	-
2.1.1	ISO Class 7 [/] (M5.5 – kl.10 000)	100	5	216	10,8	27,1	$\bar{x}_4$	216	5	12,5	7,5	87,5
2.1.2			10	216	21,6	27,1	$\bar{x}_4$	216	10	12,5	2,5	87,5
2.1.3			30	216	64,8	27,1	$\bar{x}_3$	216	30	30	-	70
2.1.4			50	216	108	27,1	$\bar{x}_3$	216	50	50	-	50
2.1.5			100	216	216	27,1	$\bar{x}_1$	216	100	100	-	-
2.2.1		300	5	216	10,8	81,4	$\bar{x}_4$	216	5	37,7	32,7	62,3
2.2.2			10	216	21,6	81,4	$\bar{x}_4$	216	10	37,7	27,7	62,3
2.2.3			30	216	64,8	81,4	$\bar{x}_4$	216	30	37,7	7,7	62,3
2.2.4			50	216	108	81,4	$\bar{x}_3$	216	50	50	-	50
2.2.5			100	216	216	81,4	$\bar{x}_1$	216	100	100	-	-
2.3.1		500	5	216	10,8	135,7	$\bar{x}_4$	216	5	62,8	57,8	37,2
2.3.2			10	216	21,6	135,7	$\bar{x}_4$	216	10	62,8	52,8	37,2
2.3.3			30	216	64,8	135,7	$\bar{x}_4$	216	30	62,8	32,8	37,2
2.3.4			50	216	108	135,7	$\bar{x}_4$	216	50	62,8	12,8	37,2
2.3.5			100	216	216	135,7	$\bar{x}_1$	216	100	100	-	-
3.1.1	ISO Class 8 [/] (M6.5 – kl.100 000)	100	5	90	4,5	27,1	$\bar{x}_4$	90	5	30	25	70
3.1.2			10	90	9	27,1	$\bar{x}_4$	90	10	30	20	70
3.1.3			30	90	27	27,1	$\bar{x}_3$	90	30	30	-	70
3.1.4			50	90	45	27,1	$\bar{x}_3$	90	50	50	-	50
3.1.5			100	90	90	27,1	$\bar{x}_1$	90	100	100	-	-
3.2.1		300	5	90	4,5	81,4	$\bar{x}_4$	90	5	90	85	10
3.2.2			10	90	9	81,4	$\bar{x}_4$	90	10	90	80	10
3.2.3			30	90	27	81,4	$\bar{x}_4$	90	30	90	60	10
3.2.4			50	90	45	81,4	$\bar{x}_4$	90	50	90	40	10
3.2.5			100	90	90	81,4	$\bar{x}_1$	90	100	100	-	-
3.3.1		500	5	90	4,5	135,7	$\bar{x}_2$	135,7	3,3	100	96,7	-
3.3.2			10	90	9	135,7	$\bar{x}_2$	135,7	6,6	100	93,4	-
3.3.3			30	90	27	135,7	$\bar{x}_2$	135,7	19,9	100	80,1	-
3.3.4			50	90	45	135,7	$\bar{x}_2$	135,7	33,2	100	66,8	-
3.3.5			100	90	90	135,7	$\bar{x}_1$	135,7	100	100	-	-

1/ $w = 0,25$ m/s (300 1/h, H=3m), 2/ $w = 0,06$ m/s (72 1/h, H=3m), 3/ $w = 0,025$ m/s (30 1/h, H=3m) [1]4/ $\alpha_{os} = \dot{V}_{jo} / \dot{V}_{js}$, 5/ $\alpha_o = \dot{V}_{jo} / \dot{V}_j$, 6/ $q_j = q_{jc}$, 7/ $\Delta t_{Smax} = 11$ °C,

Uwaga: wierszami wytłuszczonymi w tab 7.1 oznaczono struktury systemów HVAC z optymalną opcją recyrkulacji, które zostaną wykorzystane w niniejszej Rozprawie jako struktury dopuszczalne w aplikacjach dotyczących wyboru optymalnego odzysku ciepła – tablica 8.1.

W przypadku klas czystości, dla których strukturami optymalnymi systemu HVAC są warianty $\bar{x}_3$ lub $\bar{x}_4$ wyznaczono – na podstawie relacji (7.1) – graniczne udziały powietrza α_{og} (równe udziałom powietrza dla odprowadzenia obciążeń chłodniczych), które stanowią kryterium wyboru struktury optymalnej zgodnie z warunkami (7.2) i (7.3).

$$\alpha_{og} = \frac{\dot{V}_{jc}}{\dot{V}_{js}} \quad (7.1)$$

$$\alpha_o \geq \alpha_{og} - \text{optymalna struktura } \bar{x}_3 \quad (7.2)$$

$$\alpha_o < \alpha_{og} - \text{optymalna struktura } \bar{x}_4 \quad (7.3)$$

W przypadku klas czystości, dla których strukturami optymalnymi systemu HVAC są warianty $\bar{x}_2$, $\bar{x}_3$ lub $\bar{x}_4$ wyznaczono dodatkowo graniczne jednostkowe obciążenie chłodnicze $\dot{q}_{jg}$ ze wzoru:

$$\dot{q}_{jg} = \dot{V}_{js} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta t_{SCmax} \quad (7.4)$$

Otrzymane wartości $\dot{q}_{jg}$ oznaczają maksymalne obciążenie chłodnicze, które może być odprowadzone strumieniem powietrza wynikającym z klasy czystości pomieszczenia $\dot{V}_{jc} = \dot{V}_{js}$ oraz stanowią kryterium wyboru struktury optymalnej systemu HVAC zgodnie z relacją:

$$\dot{q}_j \geq \dot{q}_{jg} - \text{optymalna struktura } \bar{x}_2 \quad (7.5)$$

$$\dot{q}_j < \dot{q}_{jg} - \text{optymalna struktura } \bar{x}_3 \text{ lub } \bar{x}_4 \quad (7.6)$$

Otrzymane wyniki przedstawiono w tablicy 7.2.

Tablica 7.2 Graniczne udziały powietrza zewnętrznego α_{og} oraz graniczne jednostkowe obciążenie chłodnicze $\dot{q}_{jg}$ dla optymalnych struktur systemów HVAC [45]

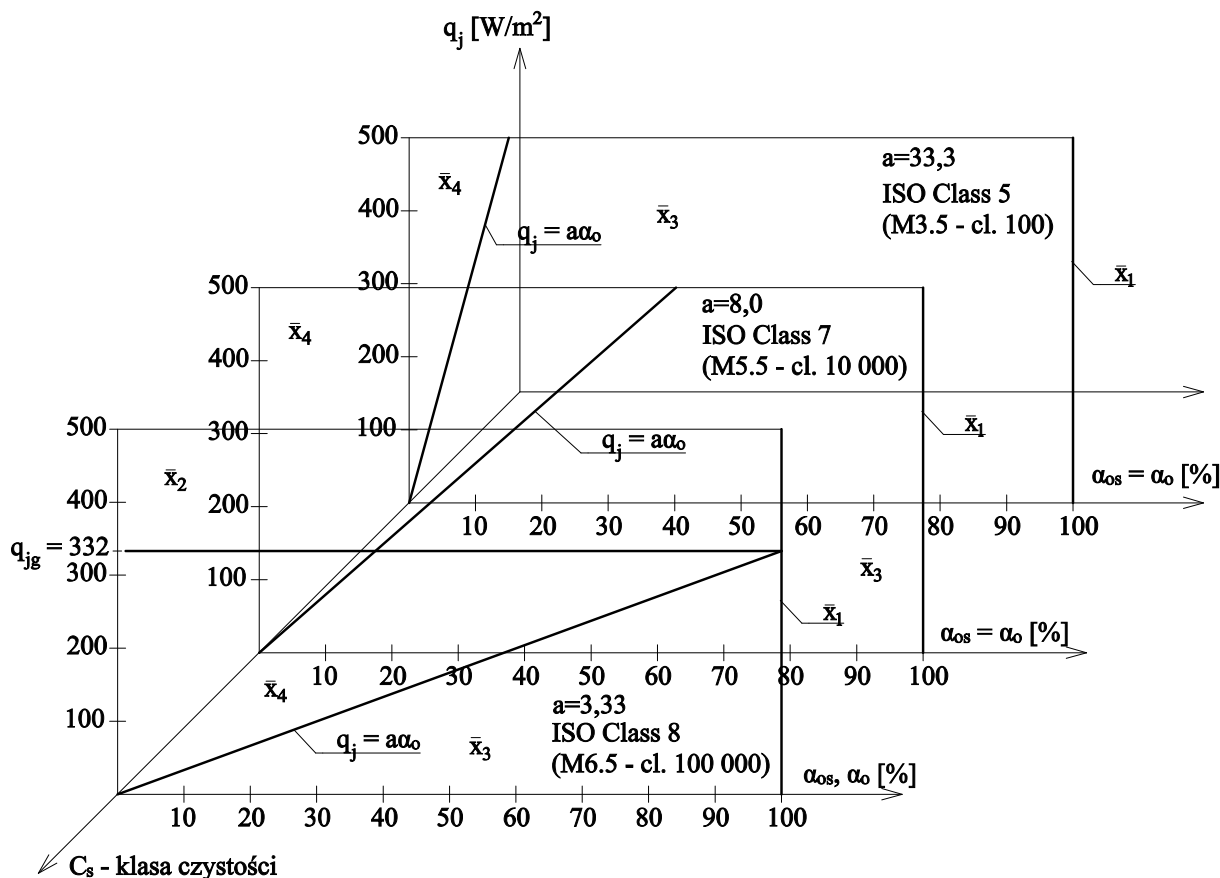
Klasa czystości ISO 14644-1 (USFStd 209e)	$\dot{q}_j$ W/m ²	$\dot{V}_{js}$ m ³ /hm ²	$\dot{V}_{jc}$ m ³ /hm ²	α_{og} %	$\dot{q}_{jg}$ W/m ²
ISO5 (M 3.5 – kl. 100)	100	900	27,1	3	3300 ^{*/}
	300		81,4	9	
	500		135,7	15	
ISO5 (M 5.5 – kl. 10 000)	100	216	27,1	12,5	796 ^{*/}
	300		81,4	37,7	
	500		135,7	62,8	
ISO8 (M 6.5 – kl. 100 000)	100	90	27,1	30	332
	300		81,4	90	
	500		135,7	- **/	

^{*/} w aplikacjach $\dot{q}_j < \dot{q}_{jg}$

^{**/} nie wyznacza się, gdyż optymalną strukturą systemu HVAC jest $\bar{x}_2$ ($\dot{V}_j = \dot{V}_{jc}$)

Zaprezentowane w tablicach 7.1 i 7.2 wyniki stanowiły bazę do wyznaczenia funkcji aproksymujących w formie wykresów ilustrujących strefy optymalnych struktur systemów HVAC pomieszczeń czystych.

Funkcje te, w układzie współrzędnych $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, \alpha_o, q_j)$ dla klas czystości ISO5, ISO7 i ISO8 przedstawiono na rys. 7.1[45].



Rys.7.1 Funkcja $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, \alpha_o, q_j)$ - strefy optymalnych struktur systemów HVAC pomieszczeń czystych klasy ISO Class 5 (M3.5 – kl.100), ISO Class 7 (M5.5 – kl. 10 000), ISO Class 8 (M6.5 – kl. 100 000) [45].

Na podstawie wyników obliczeń zilustrowanych funkcjami aproksymującymi $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, \alpha_o, q_j)$ – rys. 7.1, sformułowano następujące wnioski [45]:

- 1° Dominującymi optymalnymi strukturami systemów HVAC pomieszczeń czystych z dopuszczoną recyrkulacją są układy z recyrkulacją wewnętrzną - $\bar{x}_3$ oraz układy z recyrkulacją wewnętrzną i zewnętrzną $\bar{x}_4$.
- 2° Współczynniki kierunkowe linii granicznych $\dot{q}_j = a\alpha_o$ rozdzielających strefy optymalnych struktur systemów HVAC $\bar{x}_3$ i $\bar{x}_4$ są odwrotnie proporcjonalne do klasy czystości pomieszczeń i wynoszą:
 - $a = 33,3$ – dla ISO5 (M3.5 – kl.100),
 - $a = 8,0$ – dla ISO7 (M5.5 – kl.10 000),
 - $a = 3,33$ – dla ISO8 (M6.5 – kl.100 000),

- 3° Układy z recyrkulacją wewnętrzną – $\bar{x}_3$ są optymalnymi strukturami systemu HVAC dla pomieszczeń o małych obciążeniach chłodniczych $\dot{q}_j$ i relatywnie dużych udziałach powietrza zewnętrznego α_o .
- 4° Układy z recyrkulacją wewnętrzną i zewnętrzną – $\bar{x}_4$ są optymalnymi strukturami systemu HVAC dla pomieszczeń o dużych obciążeniach chłodniczych $\dot{q}_j$ i relatywnie małych udziałach powietrza zewnętrznego α_o .
- 5° Układy z recyrkulacją zewnętrzną – $\bar{x}_2$ są optymalnymi strukturami systemu HVAC dla pomieszczeń o dużych obciążeniach chłodniczych $\dot{q}_j$ i małych wymaganiach w zakresie czystości – wysokich klas czystości.
- 6° Linia graniczą w układzie $\dot{q}_j=f(\alpha_o)$ między strefą optymalnych struktur $\bar{x}_2$ i $\bar{x}_3$ lub $\bar{x}_2$ i $\bar{x}_4$ jest rzędna $\dot{q}_{jg}$ (linia pozioma). Dla klasy czystości ISO8 (M6.5 – kl. 100 000) graniczne jednostkowe obciążenie chłodnicze wynosi $\dot{q}_{jg} = 332 \text{ W/m}^2$.
- 7° Dla jednostkowych obciążeń chłodniczych $\dot{q}_j \geq \dot{q}_{jg}$ optymalną strukturą układu HVAC jest układ z recyrkulacją zewnętrzną – $\bar{x}_2$, natomiast dla $\dot{q}_j < \dot{q}_{jg}$ optymalnymi strukturami są układy z recyrkulacją wewnętrzną – $\bar{x}_3$ lub układy z recyrkulacją wewnętrzną i zewnętrzną – $\bar{x}_4$. Granicą rozdziału optymalnych stref $\bar{x}_3$ i $\bar{x}_4$ jest linia $\dot{q}_j = \alpha\alpha_o$.
- 8° Funkcje aproksymujące w formie wykresu $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, \alpha_o, q_j)$ ze strefami optymalnych struktur systemów HVAC pomieszczeń czystych na rys.7.1 mają duże znaczenie aplikacyjne na etapie wyboru i projektowania energooszczędnych systemów HVAC tych pomieszczeń. Na podstawie klasy czystości C_s , jednostkowych obciążeń chłodniczych $\dot{q}_j$ oraz udziału powietrza zewnętrznego α_o pozwalają w sposób jednoznaczny wyznaczyć optymalną energetycznie strukturę systemu HVAC pomieszczenia czystego.

8. OPTYMALNE UKŁADY ODZYSKU CIEPŁA W SYSTEMACH HVAC POMIESZCZEŃ CZYSTYCH

8.1. Zbiór rozwiązań dopuszczalnych, zmienne decyzyjne

Zgodnie z algorytmem ogólnym zagadnienia optymalizacji (rys.5.1), strukturami dopuszczalnymi systemu HVAC na etapie wyznaczania optymalnego układu odzysku ciepła są struktury systemów HVAC z optymalnymi opcjami recyrkulacji $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o)$, wyznaczone w rozdziale 7 (tablica 7.1, rys. 7.1). Optymalne opcje recyrkulacji oznaczają (rys. 6.1):

- brak recyrkulacji ($\alpha_1=0$, $\alpha_2=0$, $\alpha_o=1$) – $\bar{x}_1^*$,

- recyrkulacja zewnętrzna ($\alpha_1 \neq 0, \alpha_2 = 0$) – $\bar{x}_2^*$,
- recyrkulacja wewnętrzna ($\alpha_1 = 0, \alpha_2 \neq 0$) – $\bar{x}_3^*$,
- recyrkulacja zewnętrzna i wewnętrzna ($\alpha_1 \neq 0, \alpha_2 \neq 0$) – $\bar{x}_4^*$.

Na obecnym etapie analizy odzysk ciepła jako zmienną skumulowaną zastępuje się pięcioma zmiennymi decyzyjnymi opisującymi następujące urządzenia lub opcje odzysku ciepła:

- regenerator obrotowy energii (RO_t), $\phi_t \neq \text{const.}$ (płynna regulacja),
- regenerator obrotowy entalpii (RO_h), $\phi_t \neq \text{const.}$, $\phi_x \neq \text{const.}$ (płynna regulacja),
- wymiennik krzyżowy lub przeciwprądowy z by-passem (R+by-pass), $\phi_t = \phi_{\text{tmax}}$ lub $\phi_t = 0$,
- wymiennik krzyżowy lub przeciwprądowy z by-passem i nagrzewnicą wstępną elektryczną ($N_{el} + R+\text{by-pass}$),
- brak odzysku ciepła,
- wymiennik glikolowy, $\phi \neq \text{const.}$

Kolejną zmienną skumulowaną jest klimat zewnętrzny, dla której przyjmuje się następujące warianty klimatów zewnętrzných:

- klimat kontynentalny (Poznań, Polska)
- klimat subarktyczny (Irkuck, Rosja)
- klimat subtropikalny (Sao Paulo, Brazylia),
- klimat subtropikalny (Taipei, Tajwan).

Na dalszym etapie badań, każdej dopuszczalnej strukturze systemu HVAC $\bar{x}_{n^g}$ przyporządkowuje się kombinację dwóch zmienných decyzyjnych opisujących urządzenie do odzysku ciepła i klimat zewnętrzny. Ostatecznie otrzymuje się warianty systemu HVAC opisujące dopuszczalną strukturę systemu HVAC, urządzenie do odzysku ciepła i klimat zewnętrzny. Warianty te oznaczają się wektorami $\bar{x}_{n^g p q}$ gdzie:

- n^g – numer dopuszczalnej struktury systemu HVAC ($n^g = 1 \div 4$),
- p – numer urządzenia lub opcji odzysku ciepła,
 - $p = 1$ – regenerator obrotowy energii (RO_t), $\phi_t \neq \text{const.}$ (płynna regulacja),
 - $p = 2$ – regenerator obrotowy entalpii (RO_h), $\phi_t \neq \text{const.}$, $\phi_x \neq \text{const.}$ (płynna regulacja),
 - $p = 3$ – wymiennik krzyżowy lub przeciwprądowy z by-passem (R+ by-pass), $\phi_t = \phi_{\text{tmax}}$ lub $\phi_t = 0$,
 - $p = 4$ – wymiennik krzyżowy lub przeciwprądowy z by-passem i nagrzewnicą wstępną elektryczną ($N_{el} + R+\text{by-pass}$),
 - $p = 5$ – brak odzysku ciepła,

- $p = 6$ – wymiennik glikolowy, $\phi \neq \text{const}$,
- q – numer klimatu zewnętrznego ,
 - $q = 1$ – klimat kontynentalny (Poznań, Polska),
 - $q = 2$ – klimat subarktyczny (Irkuck, Rosja),
 - $q = 3$ – klimat subtropikalny (Sao Paulo, Brazylia),
 - $q = 4$ – klimat subtropikalny (Taipei, Tajwan).

Część aplikacyjną ilustrującą procedurę wyboru energo optymalnego układu odzysku ciepła w systemach HVAC z optymalną opcją recyrkulacji, zrealizowano przyjmując reprezentatywne warianty dopuszczalnego systemu HVAC – po jednym wariantie z każdej optymalnej opcji recyrkulacji ($\bar{x}_1^*$, $\bar{x}_2^*$, $\bar{x}_3^*$, $\bar{x}_4^*$) z tablicy 7.1 (wiersze wytłuszczone) – warianty te zestawiono w tablicy 8.1.

Tablica 8.1 Warianty reprezentatywne dopuszczalnych systemów HVAC w procedurze wyznaczania energo optymalnych układów odzysku ciepła - $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o)$.

Struktura optymalna systemu HVAC $\bar{x}_{ng}^*$	Oznaczenie wariantu ISO N $\bar{x}_{n^*pq}$	Wariant parametrów stałych ^{1/}	Klasa czystości	q_j	α_o	Odzysk ciepła			Klimat zewnętrzny
				W/m ²	%	$p^{2/}$	ϕ_t %	$\Phi_{s,}$ %	$q^{3/}$
$\bar{x}_1^*$	ISO 8 $\bar{x}_{11q}^*$	3.1.5	ISO8	100	100	1	70	0	1,2,3,4
	ISO 8 $\bar{x}_{12q}^*$					2		60	
	ISO 8 $\bar{x}_{13q}^*$					3		0	
	ISO 8 $\bar{x}_{14q}^*$					4		0	
	ISO 8 $\bar{x}_{15q}^*$					5	0	0	
	ISO 8 $\bar{x}_{16q}^*$					6	70	0	
$\bar{x}_2^*$	ISO 8 $\bar{x}_{21q}^*$	3.3.3	ISO8	500	19,9	1	70	0	1,2,3,4
	ISO 8 $\bar{x}_{22q}^*$					2		60	
	ISO 8 $\bar{x}_{23q}^*$					3		0	
	ISO 8 $\bar{x}_{24q}^*$					4		0	
	ISO 8 $\bar{x}_{25q}^*$					5	0	0	
	ISO 8 $\bar{x}_{26q}^*$					6	70	0	
$\bar{x}_3^*$	ISO 5 $\bar{x}_{31q}^*$	1.2.3	ISO5	300	30	1	70	0	1,2,3,4
	ISO 5 $\bar{x}_{32q}^*$					2		60	
	ISO 5 $\bar{x}_{33q}^*$					3		0	
	ISO 5 $\bar{x}_{34q}^*$					4		0	
	ISO 5 $\bar{x}_{35q}^*$					5	0	0	
	ISO 5 $\bar{x}_{36q}^*$					6	70	0	
$\bar{x}_4^*$	ISO 7 $\bar{x}_{41q}^*$	2.2.2	ISO7	300	10	1	70	0	1,2,3,4
	ISO 7 $\bar{x}_{42q}^*$					2		60	
	ISO 7 $\bar{x}_{43q}^*$					3		0	
	ISO 7 $\bar{x}_{44q}^*$					4		0	
	ISO 7 $\bar{x}_{45q}^*$					5	0	0	
	ISO 7 $\bar{x}_{46q}^*$					6	70	0	

^{1/} wg tablicy 7.1

^{2/} $p = 1$ – regenerators obrotowy energii (RO), $\phi_t \neq \text{const}$. (płynna regulacja),

$p = 2$ – regenerators obrotowy entalpii (RO_e), $\phi_t \neq \text{const}$, $\phi_s \neq \text{const}$. (płynna regulacja),

$p = 3$ – wymiennik krzyżowy lub przeciwpłdowy z by-passsem (R+ by-pass), $\phi_t = \phi_{\text{max}}$ lub $\phi_t = 0$,

$p = 4$ – wymiennik krzyżowy lub przeciwpłdowy z by-passsem i nagrzewnicą wstępną elektryczną (N_{el} + R+by-pass),

$p = 5$ – brak odzysku ciepła,

$p = 6$ – wymiennik glikolowy,

^{3/} $q = 1, 2, 3, 4$ – klimat kontynentalny (Poznań, Polska), subarktyczny (Irkuck, Rosja), subtropikalny (Sao Paulo, Brazylia), subtropikalny (Taipei, Tajwan) [46].

Wynikowo, liczba analizowanych reprezentatywnych wariantów dopuszczalnych systemu HVAC pomieszczenia czystego przy tych założeniach wynosi 96 (4x6x4) – przyjmując opcję sterowania energoptymalnego dla każdego urządzenia odzysku ciepła. Oznacza to przyjęcie płynnej regulacji odzysku ciepła dla regeneratora obrotowego i wymiennika glikolowego – $\phi \neq \text{const.}$ Dla pozostałych wariantów: $\phi = \phi_{\text{max}}$ lub $\phi = 0$ – regulacja dwupołożeniowa i $\phi = \phi_{\text{max}}$ regulacja z maksymalną skutecznością.

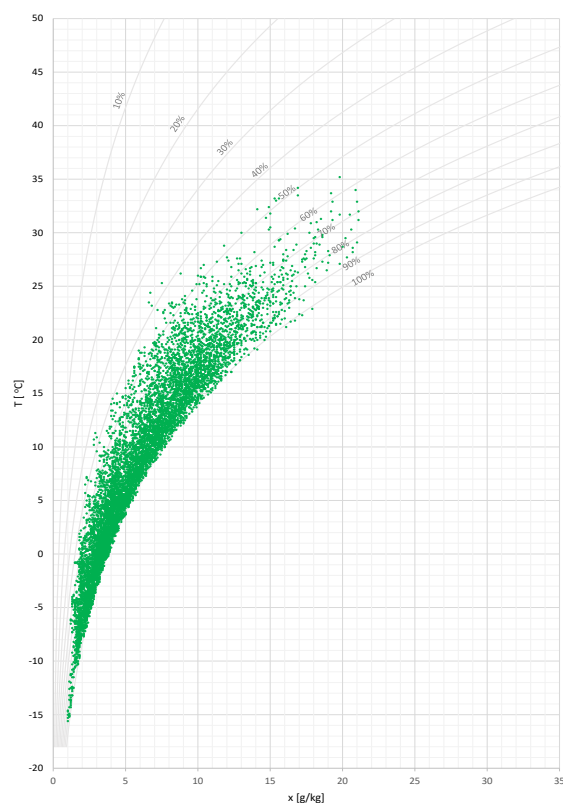
8.2. Klimaty zewnętrzne – reprezentacja

Wyznaczenie optymalnego układu odzysku ciepła oraz - w kolejnym etapie procedury optymalizacyjnej - konfiguracji układu chłodziw w centrali klimatyzacyjnej systemu HVAC pomieszczenia czystego, przeprowadzono w funkcji klimatu zewnętrznego jako zmiennej decyzyjnej. Przyjęto – zgodnie z opracowanymi mapami i klasyfikacją Köppen – Geiger [46] – następujące klimaty reprezentatywne:

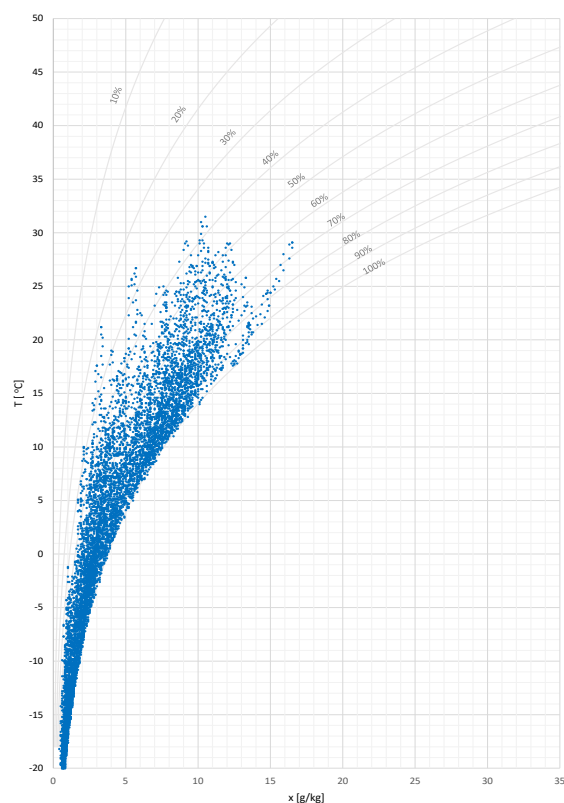
- klimat kontynentalny z łagodnym latem, opady cały rok – Poznań, Polska.
- klimat subarktyczny ze srogą i suchą zimą, chłodne lato – Irkuck, Rosja.
- klimat subtropikalny wilgotny, bez pory suchej i z gorącym latem – Sao Paulo, Brazylia.
- klimat subtropikalny wilgotny, bez pory suchej i z gorącym latem – Taipei, Tajwan.

Dane klimatyczne dla klimatu kontynentalnego pochodzą z materiałów dostępnych na stronie rządowej, natomiast dla pozostałych klimatów dane pobrano z NSRDB [47].

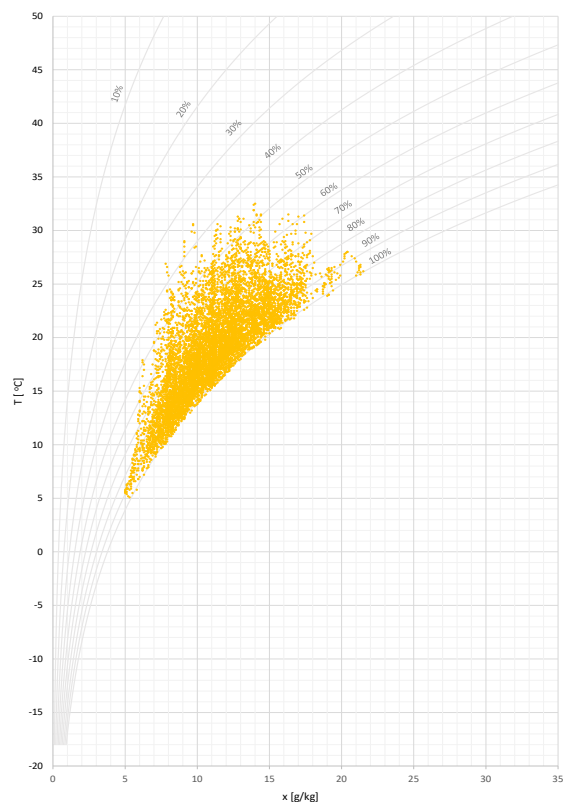
Charakterystykę klimatów zewnętrznych w formie chmury punktów przedstawiono na wykresach h-x na rys. 8.1.



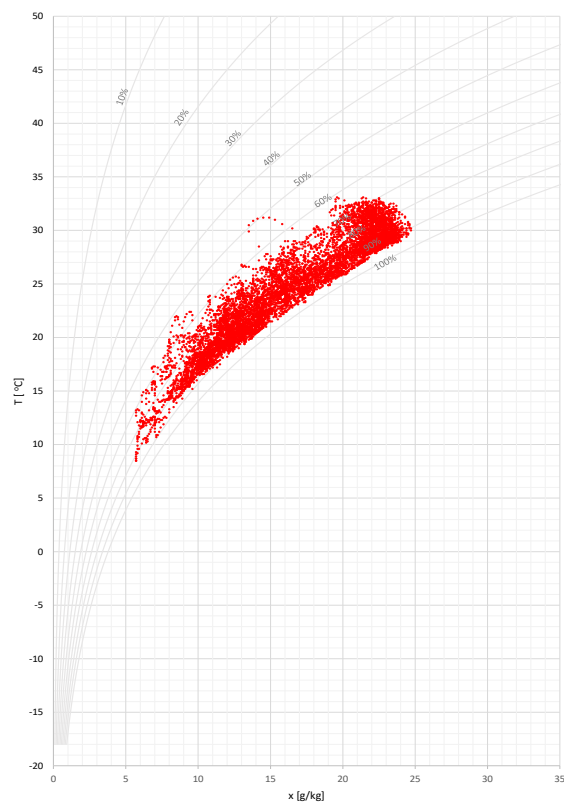
Klimat kontynentalny (Poznań, Polska)



Klimat subarktyczny (Irkuck, Rosja)



Klimat subtropikalny (Sao Paulo, Brazylia)



Klimat subtropikalny (Taipei, Tajwan)

Rys. 8.1. Charakterystyka klimatów zewnętrznych

8.3. Modele symulacyjne, warianty optymalne

8.3.1. Funkcja celu

Funkcję celu wyznacza się dla dopuszczalnych struktur systemów HVAC na podstawie modeli symulacyjnych działania systemów HVAC w ciągu całego roku.

W prezentowanym algorytmie optymalizacji funkcję celu stanowi minimum rocznego zapotrzebowania na energię pierwotną zgodnie z relacją (8.1), wartości średnich sezonowych sprawności oraz współczynników nakładów nieodnawialnej energii pierwotnej przyjęto zgodnie z [48],[49].

$$E_p = \frac{w_H}{\eta_{H,t}} \cdot Q_{H,n} + \frac{w_{el}}{\eta_{Hel,t}} \cdot Q_{Hel,n} + \frac{w_C}{\eta_{C,t}} \cdot Q_{C,n} + \frac{w_B}{\eta_{B,t}} \cdot Q_{B,n} + w_{el} E_{el,pom} \quad (8.1)$$

gdzie:

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

$Q_{Hel,n}$ – roczne zapotrzebowanie na ciepło netto nagrzewnic elektrycznych, kWh/rm²,

$Q_{C,n}$ – roczne zapotrzebowanie na chłód netto chłodziw, kWh/rm²,

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

$E_{el,pom}$ – roczne zapotrzebowanie energii elektrycznej końcowej do napędu urządzeń pomocniczych, kWh/rm²,

$\eta_{H,t}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu grzewczego dla nagrzewnic wodnych 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),

$\eta_{Hel,t}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu grzewczego dla nagrzewnicy elektrycznej, $\eta_{Hel,t} = \eta_{Hel,g} \eta_{Hel,d} \eta_{Hel,e}$ ($\eta_{Hel,g}$ – wytwarzanie, $\eta_{Hel,d}$ – dystrybucja, $\eta_{Hel,e}$ – regulacja i sterowanie), przyjęto $\eta_{Hel,t} = 0,95$,

$\eta_{C,t}$ – średnie sezonowe sprawności całkowite systemu chłodu, $\eta_{C,t} = EER \eta_{C,s} \eta_{C,d} \eta_{C,e}$, ($\eta_{C,s} = 0,95$ – akumulacja, $\eta_{C,d} = 0,94$ – dystrybucja, $\eta_{C,e} = 0,97$ – regulacja i sterowanie),

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

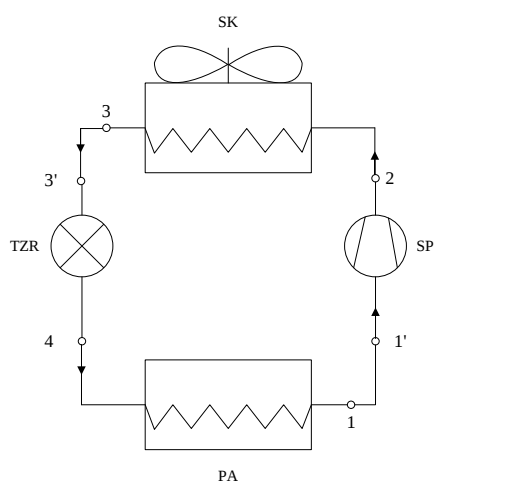
w_i – współczynniki nakładu nieodnawialnej energii pierwotnej na wytworzenie i dostarczenie nośnika energii (lub energii) końcowej (w_H – dotyczy ciepła, w_C – dotyczy chłodu, w_B – dotyczy pary, w_{el} – dotyczy energii elektrycznej) przyjęto $w_H = 1,1$ – kocioł gazowy/olejowy, $w_C = 2,5$ – agregat chłodziw o napędzie elektrycznym, $w_B = 2,5$ – elektryczna wytwornica pary, $w_{el} = 2,5$ energia elektryczna dla nagrzewnicy elektrycznej).

8.3.2 Zapotrzebowanie na chłód, współczynniki efektywności energetycznej EER

Kluczowym parametrem w algorytmie wyznaczania zapotrzebowania na chłód w relacji (8.1) jest współczynnik efektywności energetycznej dla źródła chłodu EER. Producenci urządzeń chłodniczych udostępniają dane dotyczące współczynników efektywności energetycznej dla obliczeniowych parametrów powietrza zewnętrznego w lecie. W modelach symulacyjnych analizy obejmowały cały rok porównawczy dla klimatów reprezentatywnych, stąd też parametry powietrza zewnętrznego zmieniały się z każdą i-tą godziną. Uwzględnienie wpływu zmienności parametrów powietrza zewnętrznego na wydajność urządzenia chłodniczego możliwe było poprzez wyznaczenie współczynnika efektywności energetycznej EER w każdej k-tej godzinie roku porównawczego (TRY) w której występuje zapotrzebowanie na chłód. Na podstawie wyznaczonego współczynnika efektywności energetycznej EER obliczono zapotrzebowanie na energię elektryczną dla urządzenia chłodniczego – energię końcową.

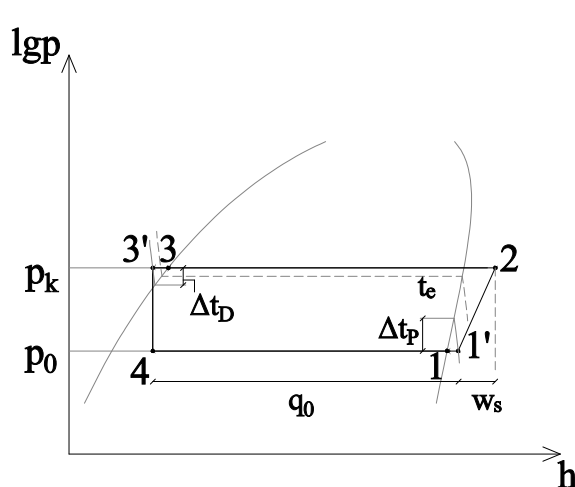
Przyjęto, iż przemiany obiegu chłodniczego przebiegają jak dla standardowego sprężarkowego urządzenia chłodniczego zgodnie z rys. 8.2.

a/



SP - sprężarka, SK - skraplacz, TZR - termostaticzny zawór rozprężny, PA - parownik

b/



Rys. 8.2 a/ Schemat analizowanego sprężarkowego urządzenia chłodniczego, b/ Przemiany obiegu chłodniczego na wykresie lg p-h

Bazując na dostępnym oprogramowaniu doborowym i katalogu sprężarek producenta Bitzer [50] przeprowadzono symulację doboru sprężarki i wyznaczenia mocy chłodniczej dla następujących danych wejściowych:

- typ sprężarki – scroll,
- czynnik chłodniczy R410A,

- moc chłodnicza [kW],
- temperatura parowania: $t_0 = 5^\circ\text{C}$ oraz $t_0 = 10^\circ\text{C}$,
- przegrzanie czynnika chłodniczego $\Delta t_p = 5^\circ\text{C} = \text{const.}$,
- dochłodzenie czynnika chłodniczego $\Delta t_D = 5^\circ\text{C} = \text{const.}$,
- różnica temperatury $\Delta t_z = t_z - t_k$, $\Delta t_z = 10^\circ\text{C}$.

Wartości temperatury parowania czynnika chłodniczego przyjęto w korelacji do zakładanych parametrów chłodziwa zasilających chłodziw central klimatyzacyjnych w systemie HVAC pomieszczenia czystego: $t_0 = 5^\circ\text{C}$ (parametry chłodziwa $t_z / t_p = +7/12^\circ\text{C}$), $t_0 = 10^\circ\text{C}$ (parametry chłodziwa $t_z / t_p = +12/17^\circ\text{C}$).

Jako kolejny krok doboru przyjęto zmianę temperatury skraplania zgodnie z zależnością:

$$t_k = t_k + 1 [^\circ\text{C}] \quad (8.2)$$

gdzie:

t_k – temperatura skraplania dla danego typoszeregu sprężarki, $t_{kmin} = 20^\circ\text{C}$

Na podstawie wygenerowanego doboru sprężarki dla każdego kroku t_k odczytano następujące dane:

- temperaturę t_2' (temperaturę za przemianą sprężania – rys. 8.2),
- moc chłodniczą Q_o [kW],
- moc elektryczną N_{el} [kW],
- strumień masy czynnika chłodniczego $\dot{m}_c$ [kg/h].

Dla odczytanych danych, wykorzystując otwarte oprogramowanie CoolProp [51], wyznaczono punkty oraz wartości charakterystyczne obiegu chłodniczego przedstawione na rys 8.2b.

Kolejno dla każdego kroku wyznaczania mocy sprężarki w obliczono spręż jako iloraz ciśnienia skraplania do ciśnienia ssania zgodnie z równaniem:

$$\pi = \frac{p_k}{p_0} \quad (8.3)$$

gdzie:

p_k – ciśnienie skraplania, bar,

p_0 – ciśnienie parowania, bar.

Następnie wyznaczono teoretyczną moc sprężarki określoną wzorem:

$$N_s = \dot{m}_c \cdot w_s \quad (8.4)$$

gdzie:

$\dot{m}_c$ – strumień masy czynnika [kg/s],

w_s – jednostkowa moc sprężania [kJ/kg].

Na podstawie wyznaczonej mocy teoretycznej sprężarki wyznaczono sprawność całkowitą urządzenia zgodnie z relacją:

$$\eta_{tot} = \frac{N_s}{N_{el}} \quad (8.5)$$

Wyznaczenie sprawności całkowitej urządzenia pozwoliło na określenie współczynnika efektywności energetycznej EER:

$$EER = \frac{Q_0}{N_s} \cdot \eta_{tot} \quad (8.6)$$

oraz teoretycznego współczynnika wydajności chłodniczej:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_s} \quad (8.7)$$

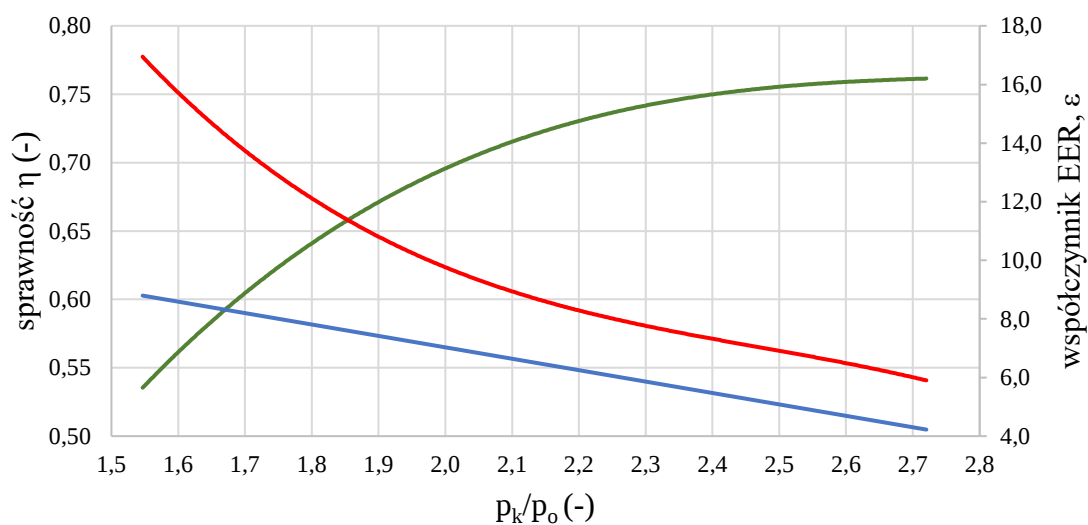
Na bazie otrzymanych wartości sprawności całkowitej η_{tot} , współczynnika efektywności energetycznej EER oraz współczynnika wydajności chłodniczej ε wyznaczono – dla dwóch wartości temperatury parowania $t_0 = 5^\circ\text{C}$ oraz $t_0 = 10^\circ\text{C}$ – równania aproksymacyjne w funkcji sprężu π urządzenia chłodniczego. Równania te zestawiono w tabeli 8.2.

Tablica 8.2 Równania aproksymacyjne

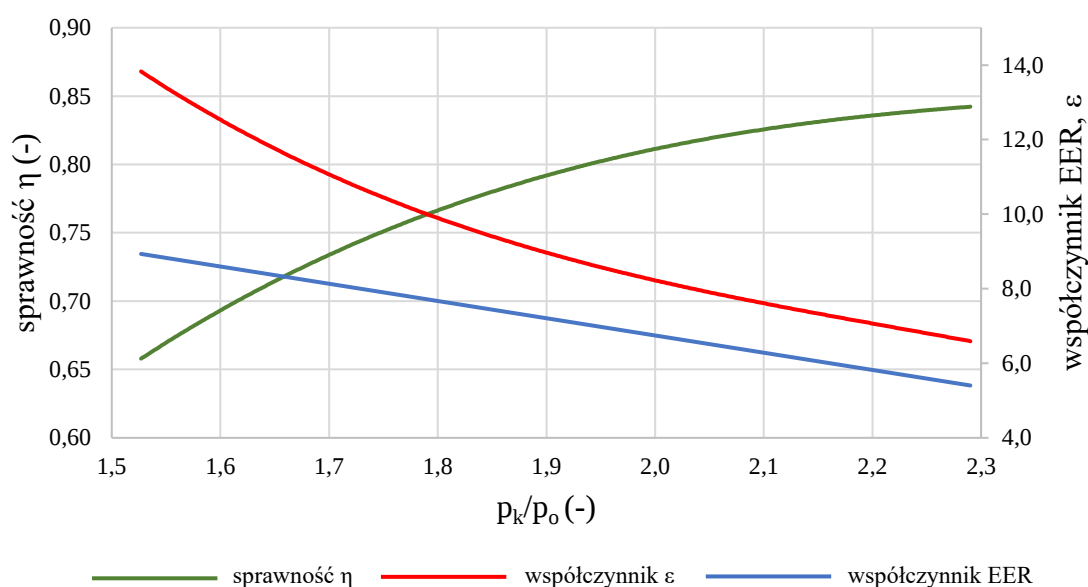
	$t_0 = 5^\circ\text{C}$	$t_0 = 10^\circ\text{C}$
Sprawność η_{tot}	$0,1002\sigma^3 - 0,8518\sigma^2 + 2,4241\sigma - 1,5471$	$0,1625\sigma^3 - 0,1,2306\sigma^2 + 3,1399\sigma - 1,8458$
Współczynnik ε	$-7,7459\sigma^3 + 57,468\sigma^2 - 146,19\sigma + 134,23$	$-9,3991\sigma^3 + 62,872\sigma^2 - 145,22\sigma + 122,55$
Współczynnik EER	$-3,9014\sigma + 14,834$	$-4,6259\sigma + 15,994$

Zmienność wyznaczonych wartości sprawności całkowitej η_{tot} , współczynnika efektywności energetycznej EER oraz współczynnika efektywności ε w funkcji sprężu π przedstawiono na rys. 8.3.

a/

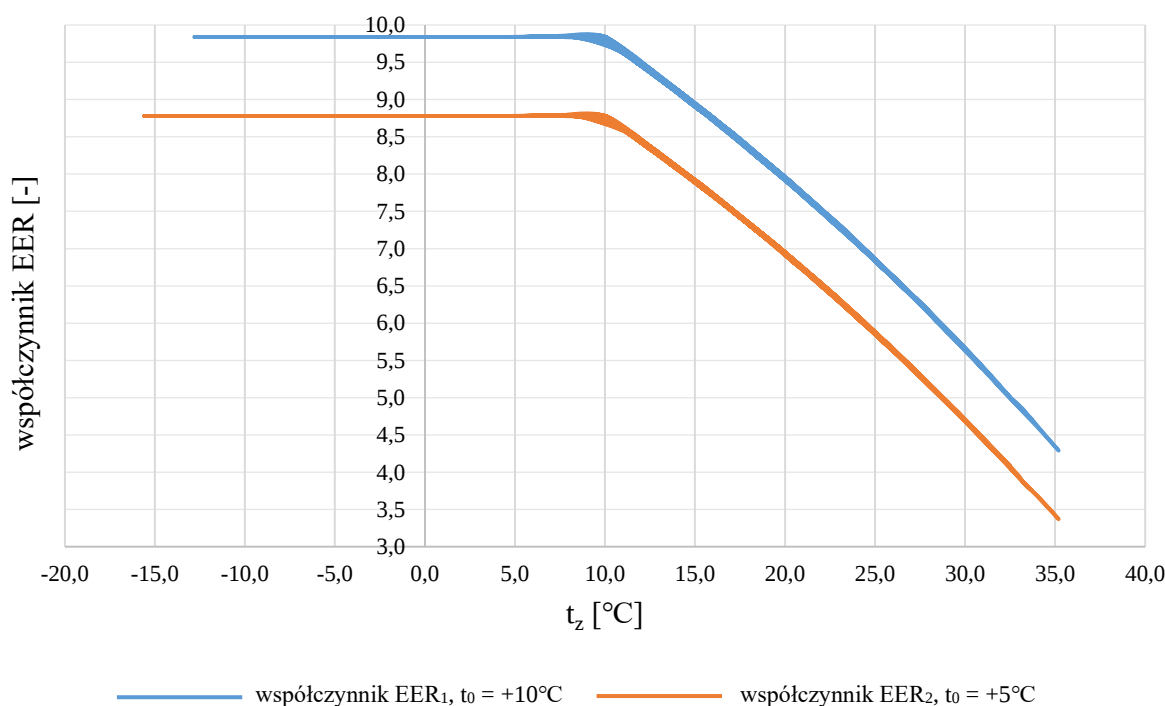


b/



Rys. 8.3. Funkcje aproksymacyjne sprawności η_{tot} , współczynnika efektywności ε oraz współczynnika efektywności energetycznej EER w funkcji sprężu p_k/p_0 urządzenia chłodziwczego: a/ dla $t_0 = 5^\circ\text{C}$, b/ dla $t_0 = 10^\circ\text{C}$.

W kolejnym kroku wyznaczono – na podstawie otrzymanych wyników – zależność współczynników efektywności energetycznej EER od temperatury zewnętrznej – $\text{EER} = f(t_z)$.

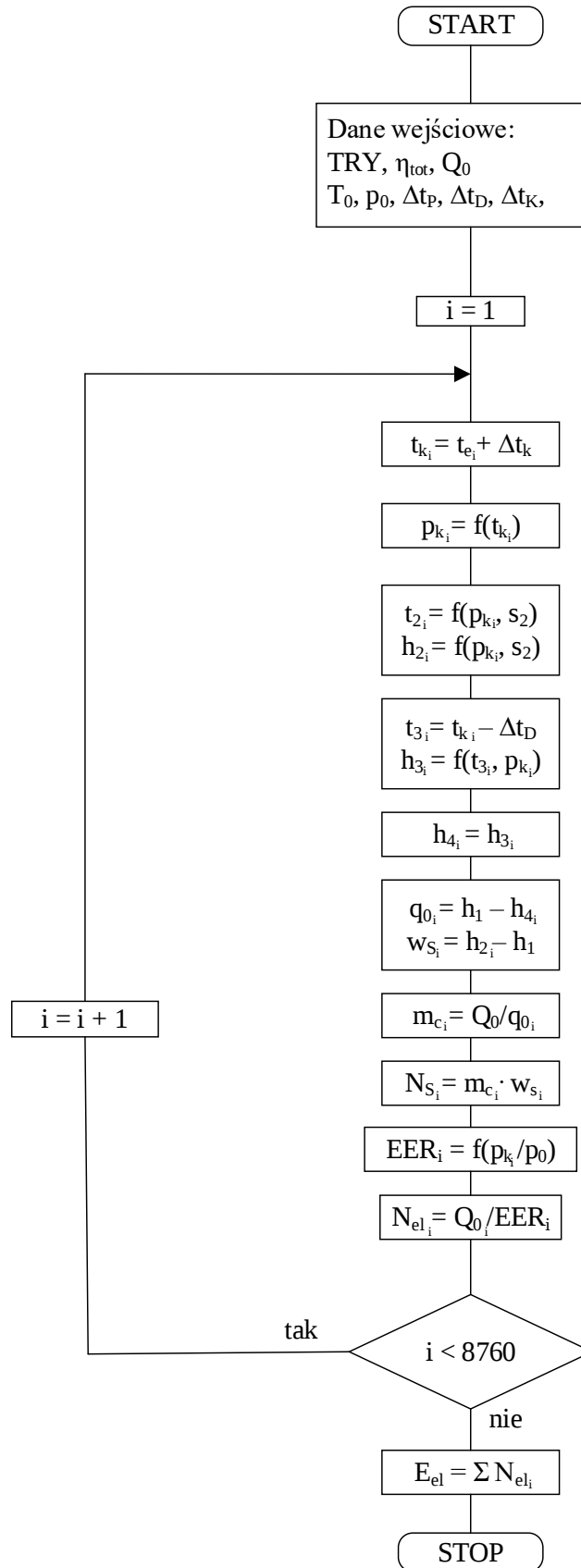


Rys. 8.4 Współczynnik $EER = f(t_z)$ – w funkcji temperatury zewnętrznej t_z

W modelach symulacyjnych dla wyznaczenia optymalnego układu odzysku ciepła oraz struktury układu chłodziw w systemach HVAC pomieszczeń czystych, wykorzystano równanie aproksymacyjne współczynnika efektywności energetycznej $EER = f(\pi)$ do wyznaczenia zapotrzebowania na energię elektryczną urządzenia chłodziwego – energię końcową – zgodnie z algorytmem przedstawionym na rys. 8.5.

W algorytmach obliczeń zapotrzebowania na energię do wytworzenia chłodu i algorytmach energoptymalnego sterowania, zakłada się wykorzystanie powietrza zewnętrznego do wolnego chłodzenia – free coolingu. Zakłada się, iż w układzie źródła chłodu (agregatu wody chłodzącej) będzie zastosowany wymiennik free coolingu, który będzie źródłem chłodu dla następujących przedziałów temperatury powietrza zewnętrznego:

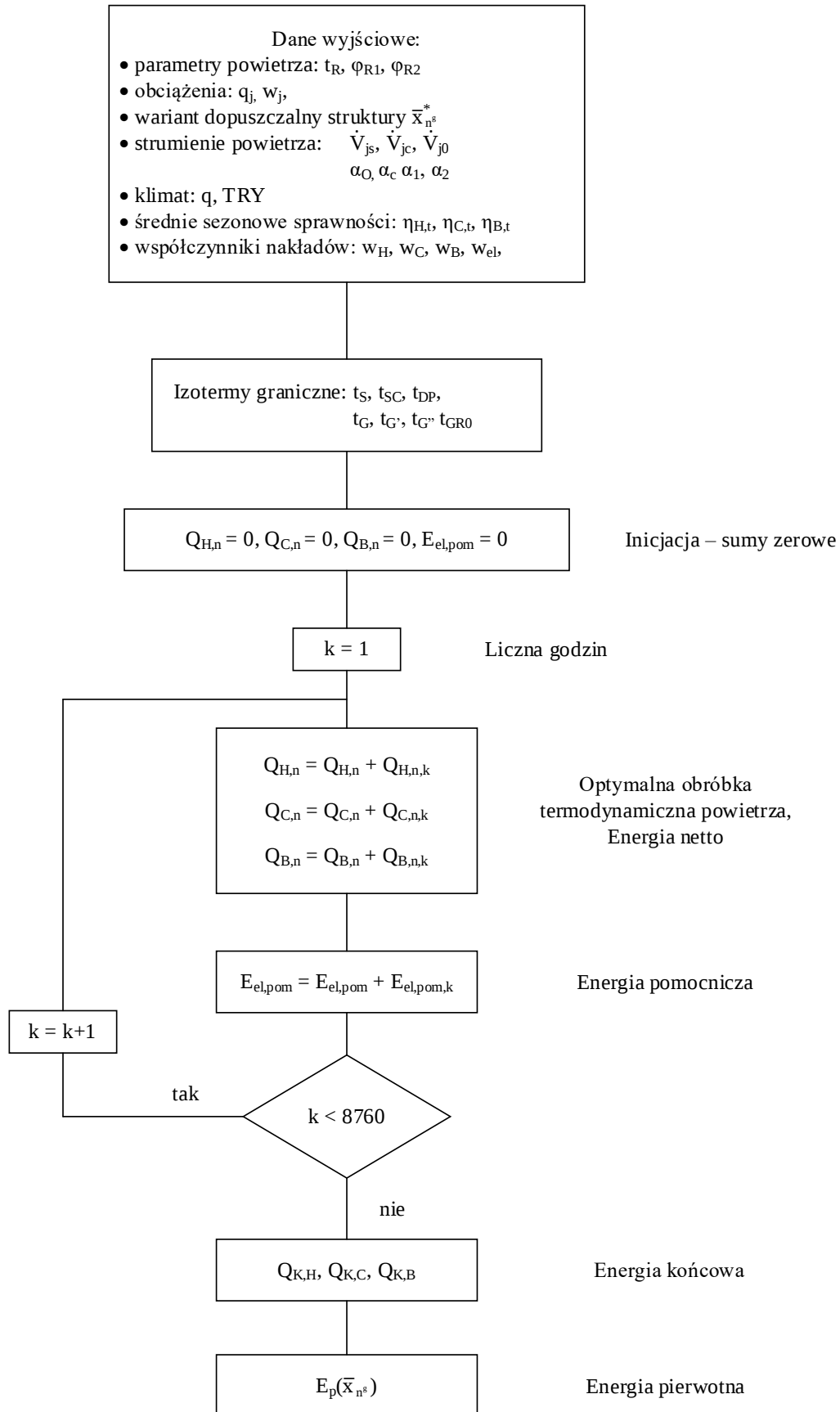
- $t_z \leq +5^\circ\text{C}$ (parametry chłodziwa $t_z/t_p = +7/12^\circ\text{C}$),
- $t_z \leq +10^\circ\text{C}$ (parametry chłodziwa $t_z/t_p = +12/17^\circ\text{C}$).



Rys. 8.5 Algorytm wyznaczania zapotrzebowania na energię elektryczną oraz współczynnika EER urządzenia chłodniczego w każdej k-tej godzinie roku porównawczego (TRY)

8.3.2 Algorytm modelu symulacyjnego

Algorytm ogólny modelu symulacyjnego wyznaczania zapotrzebowania na energię netto (użytkową) i końcową nagrzewnic, chłodziw i nawilżaczy parowych oraz energię pierwotną dla systemu HVAC w ciągu całego roku, przedstawiono na rys. 8.6.



Rys.8.6. Algorytm ogólny modelu symulacyjnego

Algorytmy energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza wyznaczono na podstawie funkcji celu w postaci:

$$f_c = \sum_{k=1}^n \dot{m}_k |\Delta h_k| = \min \quad (8.8)$$

gdzie:

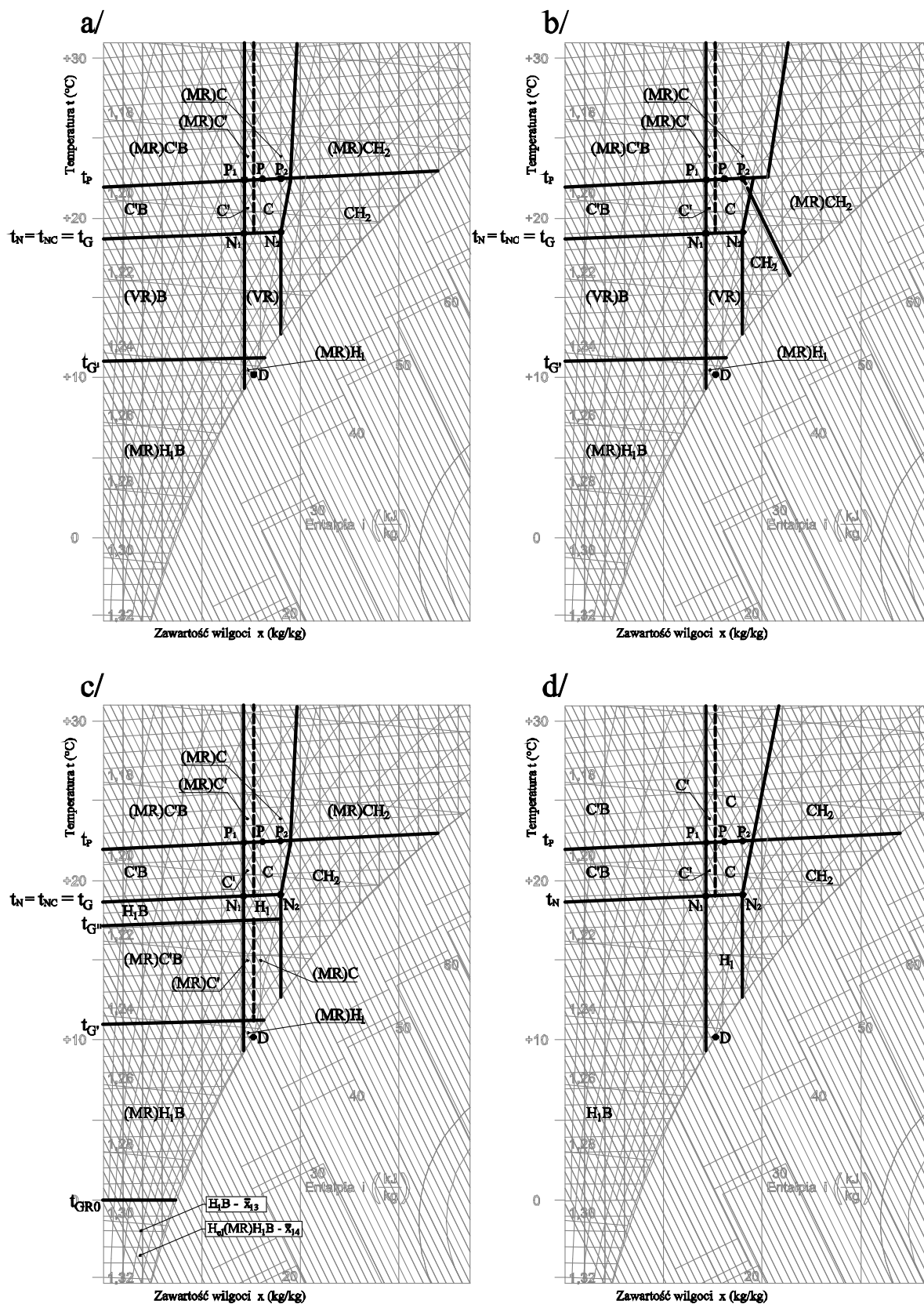
$\dot{m}_k$ – strumień masy w k-tej operacji,

Δh_k – zmiana entalpi właściwej w k-tej operacji,

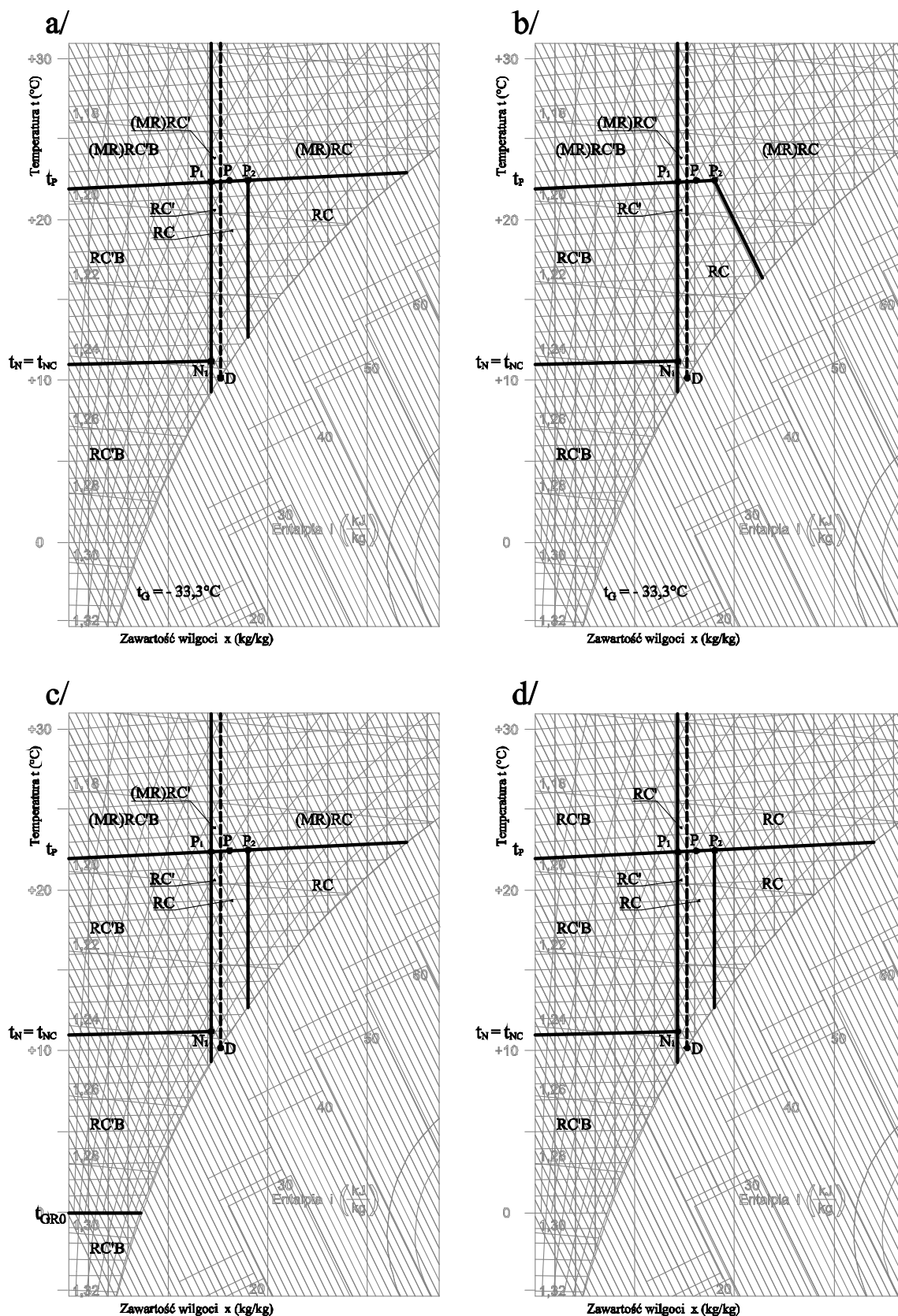
Dla każdego z wyszczególnionych w tablicy 8.1 wariantów reprezentatywnych dopuszczalnych systemów HVAC - $\bar{x}_1^*, \bar{x}_2^*, \bar{x}_3^*, \bar{x}_4^*$, wyznaczono strefy energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza zilustrowane na wykresach h-x – rys. 8.7 ÷ 8.10. W celu identyfikacji stref przyjęto następujące oznaczenia:

(MR) – maksymalny odzysk ciepła, (VR) – regulowany odzysk ciepła, H₁ – ogrzewanie (nagrzewnica wstępna), H₂ – ogrzewanie (nagrzewnica wtórna), H_{el} – ogrzewanie (nagrzewnica elektryczna), C' – chłodzenie jawne (bez osuszania), C – chłodzenie z osuszaniem, B – nawilżanie parowe, R – recyrkulacja, O – brak obróbki termodynamicznej, P – stan powietrza w pomieszczeniu, N – stan powietrza nawiewanego do pomieszczenia, M – stan powietrza po zmieszaniu przed centralą AHU, NC – stan powietrza za centralą AHU, R – punkt rosy, D – stan powietrza przy powierzchni chłodziw.

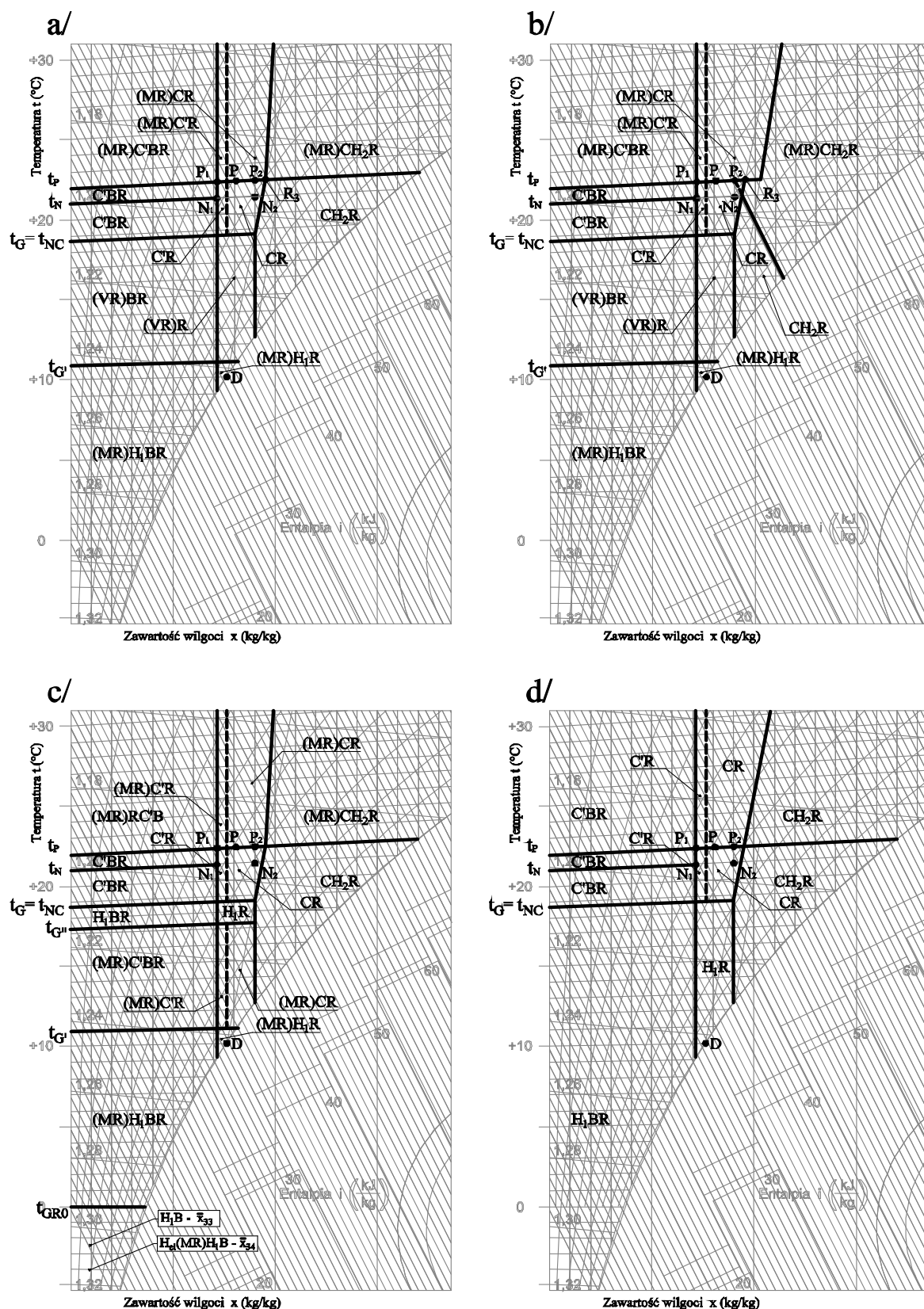
Równania linii granicznych między strefami energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza zestawiono w tablicy 8.3. Wykorzystując równania linii granicznych oraz algorytmy sterowania energoptymalnego, wyznaczono formuły obliczeniowe zapotrzebowania na energię dla poszczególnych wariantów reprezentatywnych dopuszczalnych systemów HVAC - $\bar{x}_1^*, \bar{x}_2^*, \bar{x}_3^*, \bar{x}_4^*$ wyszczególnionych w tablicy 8.1. Uwzględniając opcje układu odzysku ciepła (6 opcji) opracowano algorytmy energoptymalnego sterowania dla 24 wariantów systemów HVAC.



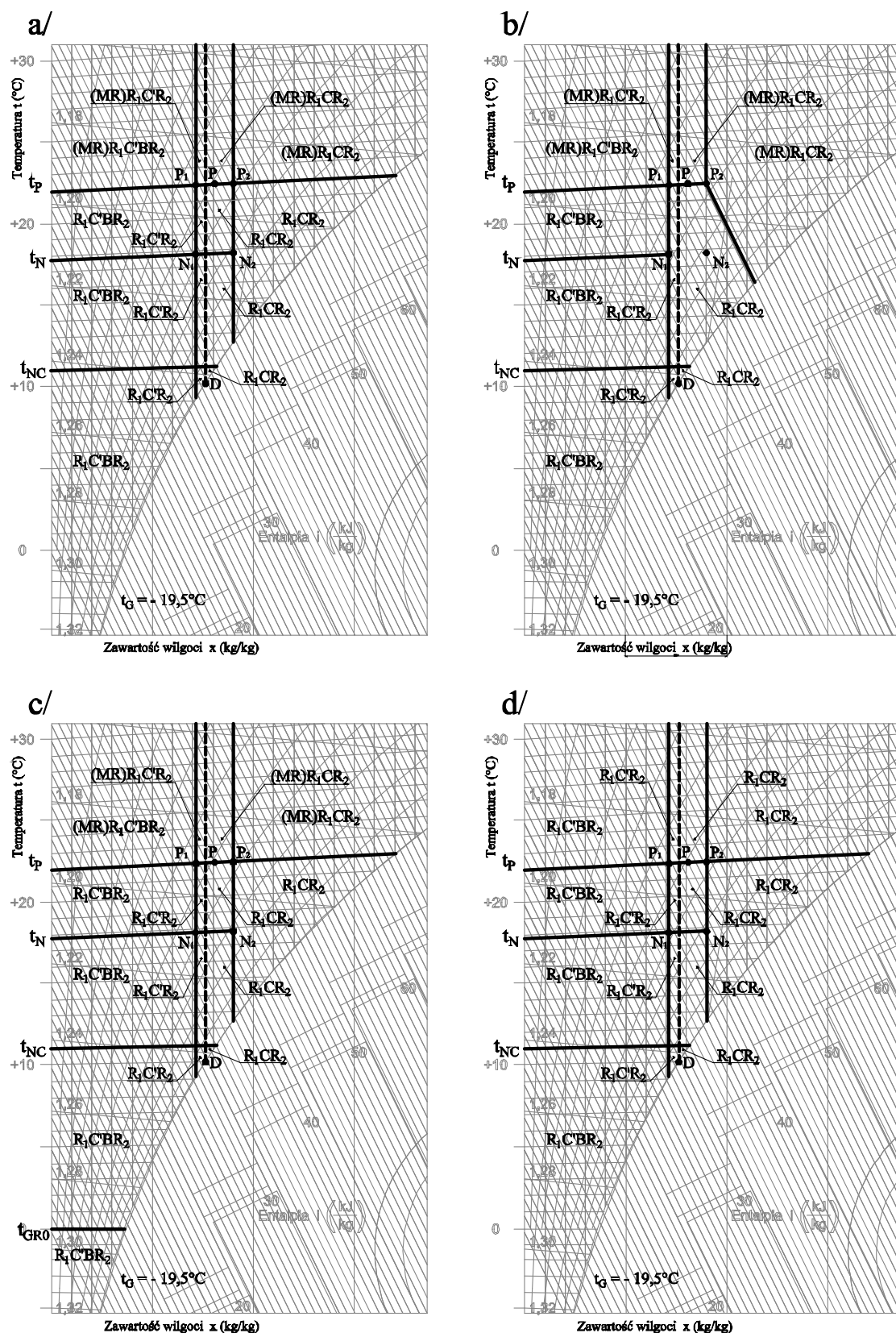
Rys.8.7. Strefy energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza dla reprezentatywnych dopuszczalnych systemów HVAC z odzyskiem ciepła – wariant ISO8 a/ $\bar{x}_{11}^*$; $\bar{x}_{16}^*$, b/ $\bar{x}_{12}^*$, c/ $\bar{x}_{13}^*$ - $\bar{x}_{14}^*$, d/ $\bar{x}_{15}^*$ (bez recyrkulacji)



Rys. 8.8. Strefy energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza dla reprezentatywnych dopuszczalnych systemów HVAC z odzyskiem ciepła – wariant ISO8 a/ $\bar{x}_{21}^*$; $\bar{x}_{26}^*$, b/ $\bar{x}_{22}^*$, c/ $\bar{x}_{23}^*$ - $\bar{x}_{24}^*$, d/ $\bar{x}_{25}^*$ (recyrkulacja zewnętrzna)



Rys. 8.9. Strefy energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza dla reprezentatywnych dopuszczalnych systemów HVAC z odzyskiem ciepła – wariant ISO5 a/ $\bar{x}_{31}^*$; $\bar{x}_{36}^*$, b/ $\bar{x}_{32}^*$, c/ $\bar{x}_{33}^*$ - $\bar{x}_{34}^*$, d/ $\bar{x}_{35}^*$ (recyrkulacja wewnętrzna)



Rys. 8.10. Strefy energooptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza dla reprezentatywnych dopuszczalnych systemów HVAC z odzyskiem ciepła – wariant ISO5 a/ $\bar{x}_{41}^*$; $\bar{x}_{46}^*$, b/ $\bar{x}_{42}^*$, c/ $\bar{x}_{43}^*$ - $\bar{x}_{44}^*$, d/ $\bar{x}_{45}^*$ (recyrkulacja zewnętrzna i wewnętrzna)

Tablica 8.3. Zestawienie równań wybranych linii granicznych między strefami optymalnej obróbki termodynamicznej powietrza

Rysunek (algorytm)	Linie graniczne
Rys. 8.7 a/ ($\bar{x}_{11}, \bar{x}_{16}$)	- izoterma t_N $t_N = t_P - \frac{q_j}{\dot{m}_j c_p} \quad (8.9)$ - izoterma $t_{G'}$ $t_{G'} = t_P - \frac{t_P - t_N}{\alpha_Z (1 - \phi_{t_{\max}})} \quad (8.10)$ - linia graniczna (MR)C/(MR)CH₂ $t_{zg} = \frac{1}{1 - \phi_t} \left(\frac{x - x_D}{x_{N_2} - x_D} t_N - \frac{x - x_{N_2}}{x_{N_2} - x_D} t_D \right) - \frac{\phi_t}{1 - \phi_t} t_P \quad (8.11)$ - linia graniczna C/CH₂ $t_{zg} = t_D + (t_N - t_D) \frac{x - x_D}{x_{N_2} - x_D} \quad (8.12)$
Rys. 8.7 b/ ($\bar{x}_{12}$)	- linia graniczna (MR)C/(MR)CH₂ $t_{zg} = \frac{(t_N - t_D) [x - \phi_x (x - x_P) - x_D] - (\phi_t t_P - t_D) (x_{N_2} - x_D)}{(1 - \phi_t) (x_{N_2} - x_D)} \quad (8.13)$ - linia graniczna C/CH₂ – wg wzoru (8.12) - linia graniczna CH₂/(MR)CH₂ $t_{zg} = h_{p2} = \text{const.}$
Rys. 8.7 c/ ($\bar{x}_{13}, \bar{x}_{14}$)	- izoterma $t_{GR0} = 0^\circ\text{C}$ - izoterma $t_{G'}$ – wg wzoru (8.10) - izoterma t_G'' $t_{G''} = \frac{t_G \left(\frac{w_H}{\eta_{H,t}} + \frac{w_C}{\eta_{C,t}} \right) - \frac{w_C}{\eta_{C,t}} \phi_t t_P}{\frac{w_H}{\eta_{H,t}} + \frac{w_C}{\eta_{C,t}} (1 - \phi_t)} \quad (8.14)$ - linia graniczna (MR)C/(MR)CH₂ – wg wzoru (16) - linia graniczna C/CH₂ – wg wzoru (8.12)
Rys. 8.7 d/ ($\bar{x}_{15}$)	linia graniczna C/CH₂ – wg wzoru (8.12)
Rys. 8.8 a/, c/, d/ ($\bar{x}_{21}, \bar{x}_{23} \div \bar{x}_{26}$)	- izoterma t_N – wg wzoru (8.9) - izoterma t_G $t_G = t_P - \frac{1}{\alpha_Z} (t_P - t_N) \quad (8.15)$ - izoterma $t_{GR0} = 0^\circ\text{C} - \bar{x}_{23}, \bar{x}_{24}$
Rys. 8.8 b/ ($\bar{x}_{22}$)	linia graniczna RC/(MR)RC $t_{zg} = h_{p2} = \text{const.}$
Rys. 8.9 a/ ($\bar{x}_{31}, \bar{x}_{36}$)	- izoterma t_N – wg wzoru (8.11) - izoterma t_{NC} $t_{NC} = t_P - \frac{q_j}{\dot{m}_j c_p} \quad (8.16)$ - izoterma t_G – wg wzoru (8.15) - izoterma $t_{G'}$ – wg wzoru (8.10) - linia graniczna (MR)CR/(MR)CH₂R $t_{zg} = \frac{1}{1 - \phi_t} \left(\frac{x - x_D}{x_{P_3} - x_D} t_P - \frac{x - x_{P_3}}{x_{P_3} - x_D} t_D \right) - \frac{\phi_t}{1 - \phi_t} t_P \quad (8.17)$ - linia graniczna C/CH₂ $x_{P_3} = x_D + (x_{N_2} - x_D) \frac{t_P - t_D}{t_{NC} - t_D} \quad (8.18)$

Rys. 8.9 b/ ($\bar{x}_{32}$)	- linia graniczna $\text{CH}_2\text{R}/(\text{MR})\text{CH}_2\text{R } t_{zg} = h_{p2} = \text{const.}$ - linia graniczna $(\text{MR})\text{CR}/(\text{MR})\text{CH}_2\text{R}$ $t_{zg} = \frac{(t_{NC}-t_D)[x-\phi_x(x-x_{p2})-x_D]-(\phi_t t_P-t_D)(x_{p2}-x_D)}{(1-\phi_t)(x_{p2}-x_D)} \quad (8.19)$
Rys. 8.9 c/ ($\bar{x}_{33}, \bar{x}_{34}$)	- izoterma t_N – wg wzoru (8.9) - izoterma t_{NC} – wg wzoru (8.16) - izoterma t_G – wg wzoru (8.15) - izoterma $t_{G'}$ – wg wzoru (8.10) - izoterma $t_{G''}$ – wg wzoru (8.14) - izoterma $t_{GR0} = 0^\circ\text{C}$
Rys. 8.9 d/ ($\bar{x}_{35}$)	- izoterma t_N – wg wzoru (8.9) - izoterma t_{NC} – wg wzoru (8.16) - izoterma t_G – wg wzoru (8.15)
Rys. 8.10 a/ d/ ($\bar{x}_{41}, \bar{x}_{45}, \bar{x}_{46}$)	- izoterma t_N – wg wzoru (8.9) - izoterma t_{NC} – wg wzoru (8.16) - izoterma t_G – wg wzoru (8.15)
Rys. 8.10 b/ ($\bar{x}_{42}$)	- izoterma t_N – wg wzoru (8.9) - izoterma t_{NC} – wg wzoru (8.16) - izoterma t_G – wg wzoru (8.15) - linia graniczna $\text{R}_1\text{CR}_2/(\text{MR})\text{R}_1\text{CR}_2 t_{zg} = h_{p2} = \text{const.}$
Rys. 8.10 c/ ($\bar{x}_{43}, \bar{x}_{44}$)	- izoterma t_N – wg wzoru (8.9) - izoterma t_{NC} – wg wzoru (8.16) - izoterma t_G – wg wzoru (8.15) - izoterma $t_{GR0} = 0^\circ\text{C}$

8.5. Dane wejściowe, wyniki obliczeń, interpretacja

W obliczeniach przyjęto następujące założenia i dane wyjściowe:

- 1° Reprezentatywne parametry powietrza w pomieszczeniu czystym wynoszą: $t_P = +22^\circ\text{C}$, $\phi_P = (50 \pm 5) \% - \phi_{P1} = 45\%$, $\phi_{P2} = 55\%$.
- 2° Przyjmuje się, że zyski wilgoci w pomieszczeniu są pomijalnie małe ($w_j=0$) – bardzo duże wartości strumieni powietrza implikują pomijalnie mały przyrost zawartości wilgoci w przemianie powietrza w pomieszczeniu $\Delta x = 0$, $x_N = x_P$.
- 3° Temperaturę powierzchni chłodnicy przyjęto równą $t_D = t_R - 1^\circ\text{C}$ (skorelowana z parametrami chłodziwa $+7/12^\circ\text{C}$, $t_0 = +5^\circ\text{C}$)
- 4° Obliczenia przeprowadzono dla czterech reprezentatywnych typów klimatów zewnętrznych wg Köppen – Geiger [46]– punkt 8.2.
- 5° Zakłada się ciągłą pracę systemu HVAC – $\tau = 24$ h/dobę ze stałymi strumieniami powietrza.
- 6° Pomija się zapotrzebowanie na energię końcową i pierwotną na przetłaczanie powietrza z wyjątkiem wymienników do odzysku ciepła, dla których przyjęto realną stratę ciśnienia równą $\Delta p_{HR} = 150$ Pa oraz sprawność całkowitą przetłaczania $\eta_w = 80\%$.

Wynikowo składnik $E_{el,pom}$ w równaniu (8.1) ma postać:

$$E_{el,pom} = \Delta E_R = \frac{\dot{V}_o \Delta p_{HR}}{\eta_w} \cdot \tau \cdot 10^{-3}, \text{ kWh/rm}^2 \quad (8.20)$$

gdzie:

ΔE_R – zapotrzebowanie na energię końcową na przetłaczanie przez wymienniki do odzysku ciepła

Do oceny opłacalności energetycznej zastosowania wymienników do odzysku ciepła konieczne jest uwzględnienie nakładów energetycznych na przetłaczanie powietrza przez te wymienniki. Pominięcie zapotrzebowania na energię dla wentylatorów – jako składowej funkcji celu (8.1) można uzasadnić następująco:

- zapotrzebowanie na energię dla wentylatorów nie wpływa na wybór struktury optymalnej – składnik energii pomocniczej na przetłaczanie ma wartość jednakową w równaniu (8.1) dla każdej dopuszczalnej struktury systemu HVAC,
- wyznaczenie zapotrzebowania na energię dla wentylatorów wymagałoby przyjęcia strat ciśnienie w układzie, co nie jest parametrem obiektywnym,
- celem badań jest wyznaczenie optymalnego odzysku ciepła (oraz konfiguracji układu chłodziw – rozdział 9) w centrali wentylacyjnej – do osiągnięcia tego celu, nie jest konieczne wyznaczenie zapotrzebowania na energię dla wentylatorów.

7° Pomija się zapotrzebowanie na energię końcową do napędu urządzeń pomocniczych – pomp, sterowników i napędów wykonawczych,

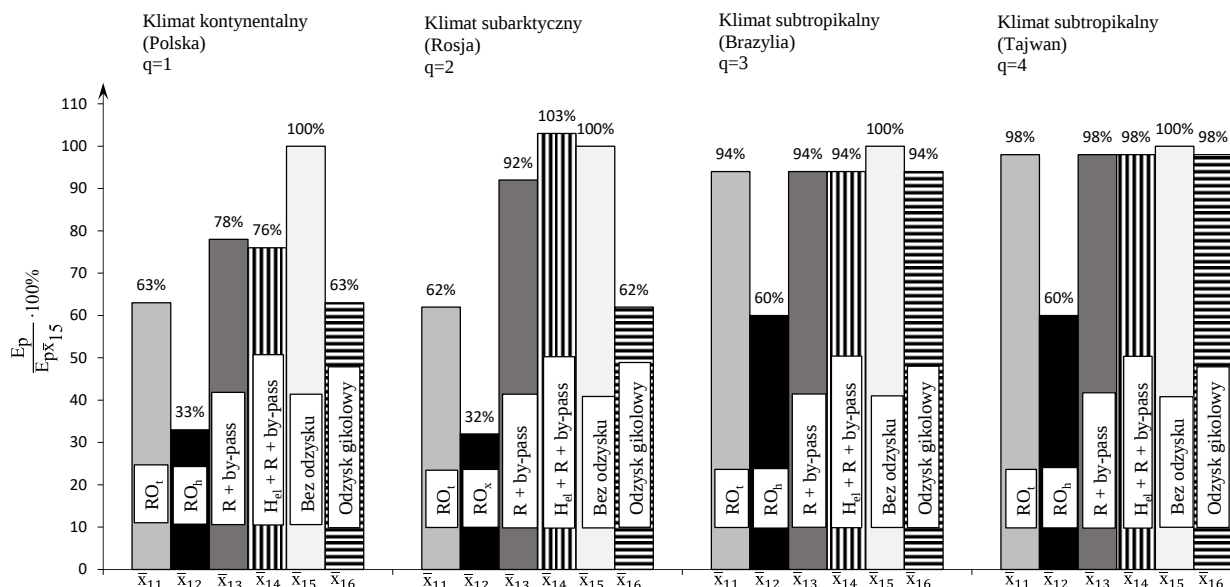
8° Przyjęto następujące wartości stałych fizycznych:

gęstość powietrza $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$, ciepło właściwe powietrza $c_p = 1,005 \text{ kg/kgK}$, ciepło właściwe pary wodnej $c_{pp} = 1,86 \text{ kg/kgK}$, ciepło parowania wody dla temperatury 0°C $r_0 = 2500,8 \text{ kJ/kg}$, ciśnienie atmosferyczne $p_a = 10^5 \text{ Pa}$, ciepło właściwe glikolu etylenowego $c_p = 3,58 \text{ kg/kgK}$, gęstość glikolu etylenowego $\rho_c = 1050 \text{ kg/m}^3$,

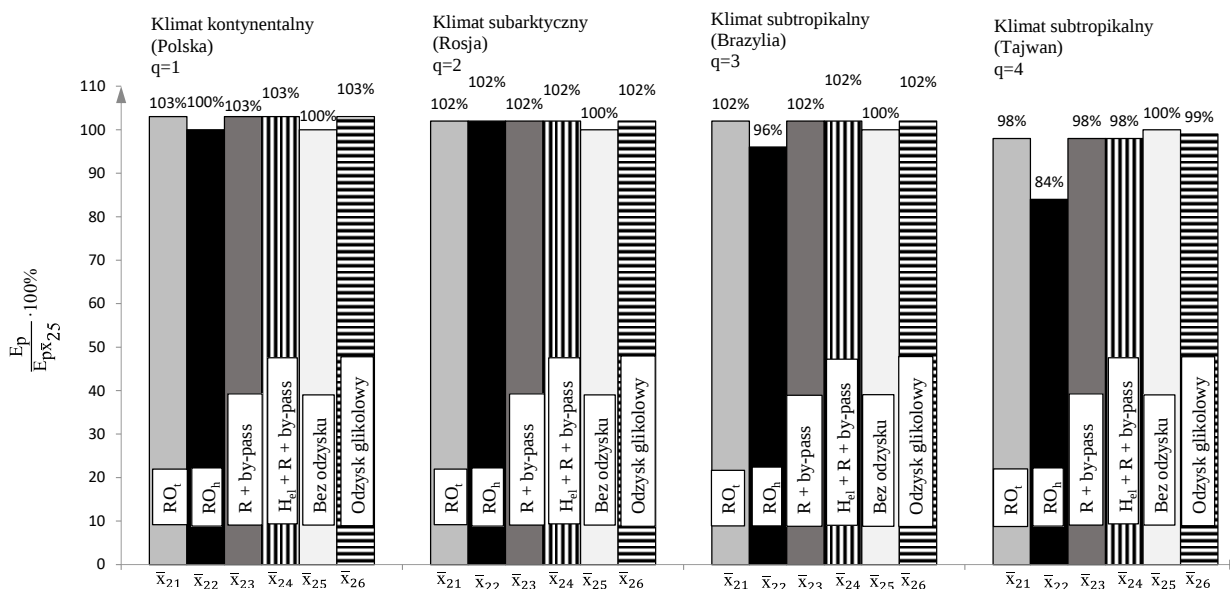
9° Parametry termodynamiczne powietrza wilgotnego wyznaczono na podstawie [52].

Wyniki obliczeń symulacyjnych rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, końcową i pierwotną dla reprezentatywnych wariantów dopuszczalnych systemów HVAC (tablica 8.1): $\bar{x}_1^*$, $\bar{x}_2^*$, $\bar{x}_3^*$, $\bar{x}_4^*$ przy czym $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o)$, zestawiono w tablicach Z.2 ÷ Z.5 w załączniku 2. Uwzględniając liczbę wariantów struktury systemu HVAC, opcji układu odzysku ciepła i opcji klimatu zewnętrznego wykonano łącznie 96 symulacji.

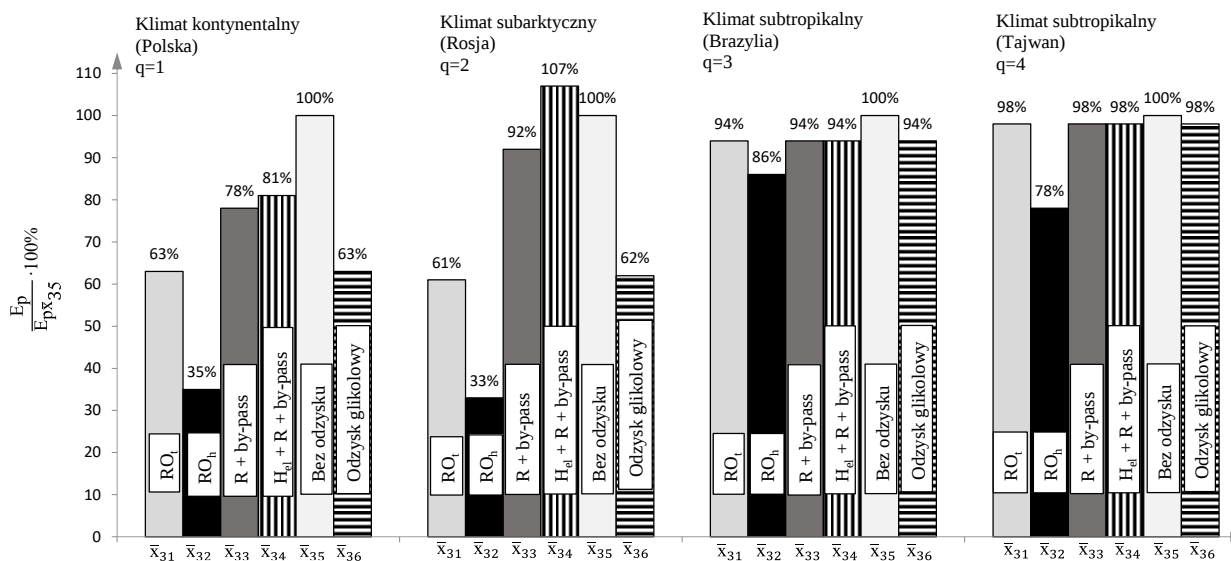
Procentowe porównanie jednostkowego rocznego zapotrzebowania na energię pierwotną wariantów reprezentatywnych dopuszczalnych systemów HVAC dla różnych klimatów zewnętrznych i rodzajów odzysku ciepła w odniesieniu do wariantów bez odzysku ciepła przedstawiono na rys. 8.11÷8.14.



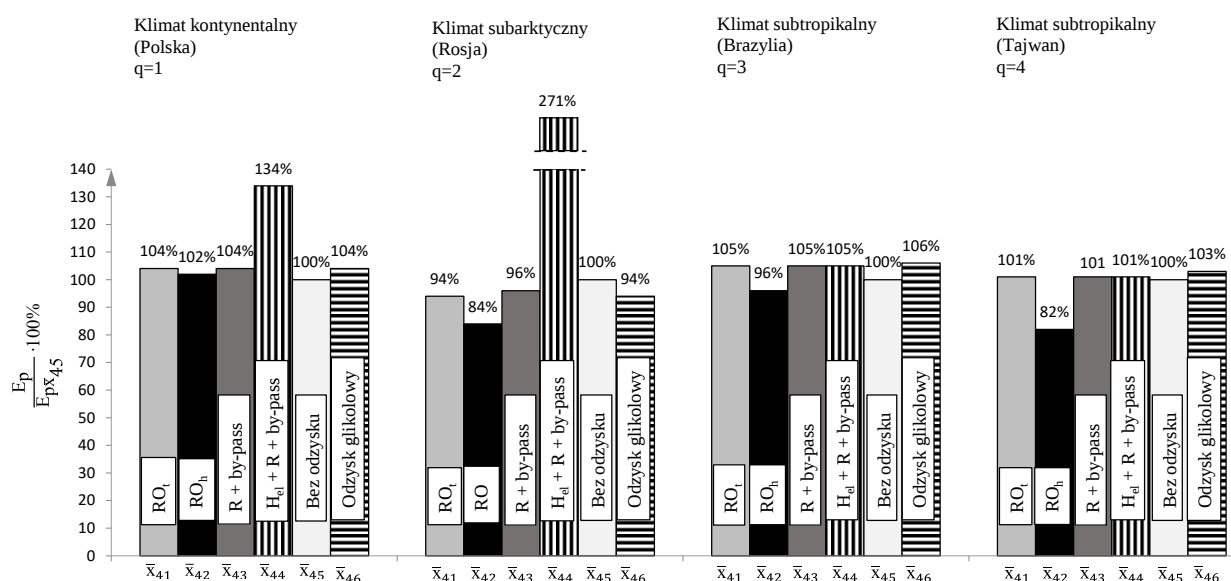
Rys. 8.11. Roczne względne zapotrzebowanie na energię pierwotną wariantów systemu HVAC ISO8 - $\bar{x}_{1pq}$ dla różnych klimatów zewnętrznych i rodzajów odzysku ciepła, odniesione do wariantów bez odzysku ciepła.



Rys. 8.12. Roczne względne zapotrzebowanie na energię pierwotną wariantów systemu HVAC ISO8 - $\bar{x}_{2pq}$ dla różnych klimatów zewnętrznych i rodzajów odzysku ciepła, odniesione do wariantów bez odzysku ciepła.



Rys. 8.13. Roczne względne zapotrzebowanie na energię pierwotną wariantów systemu HVAC ISO5 - $\bar{x}_{3pq}$ dla różnych klimatów zewnętrznych i rodzajów odzysku ciepła, odniesione do wariantów bez odzysku ciepła.



Rys. 8.14. Roczne względne zapotrzebowanie na energię pierwotną wariantów systemu HVAC ISO7 - $\bar{x}_{4pq}$ dla różnych klimatów zewnętrznych i rodzajów odzysku ciepła, odniesione do wariantów bez odzysku ciepła.

Na podstawie przeprowadzonych analiz i otrzymanych wyników można sformułować następujące wnioski:

- 1° Dla systemów HVAC bez recyrkulacji powietrza – $\bar{x}_1$ optymalnym urządzeniem do odzysku ciepła jest kolejno: obrotowy regenerator sorpcyjny (p=2), wymiennik glikolowy

($p=6$) lub regenerator energii ($p=1$) następnie wymiennik krzyżowy ($p=3$ lub $p=4$). Uzyskane oszczędności energetyczne są tutaj funkcją klimatu.

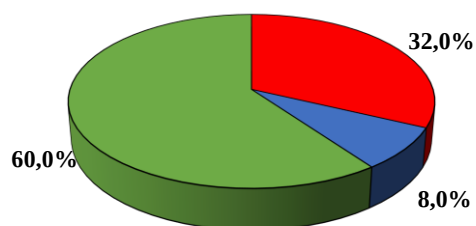
W wyniku zastosowania obrotowego regeneratora sorpcyjnego zmniejszono roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną o 67%, 68% oraz 40% i 40% odpowiednio dla klimatu subarktycznego ($q=2$), kontynentalnego ($q=1$) oraz subtropikalnego – Brazylia ($q=3$) i subtropikalnego – Tajwan ($q=4$).

Analizując uzyskane oszczędności należy wziąć pod uwagę również udziały rocznego zapotrzebowania na energię pierwotną do obróbki termodynamicznej powietrza dla poszczególnych składników. Udziały te, dla wariantu optymalnego ISO8 - $\bar{x}_{12}$, przedstawiono na rys. 8.15.

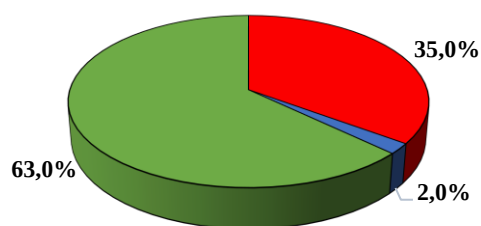
W przypadku klimatu kontynentalnego ($q=1$) oraz subarktycznego ($q=2$) wyraźnie widać, iż w rocznym zapotrzebowaniu na energię pierwotną dominującym składnikiem jest nawilżanie powietrza – odpowiednio 60% i 63%. Kolejnym znaczącym składnikiem jest ogrzewanie powietrza – odpowiednio 32% i 35%, następnie chłodzenie – 8% i 2%.

Dla klimatu subtropikalnego Brazylia ($q=3$) oraz Tajwan ($q=4$) dominuje udział chłodzenia odpowiednio 47% i 59%, następnie ogrzewanie 51% i 40% oraz marginalny udział nawilżania – 2% i 0,3%.

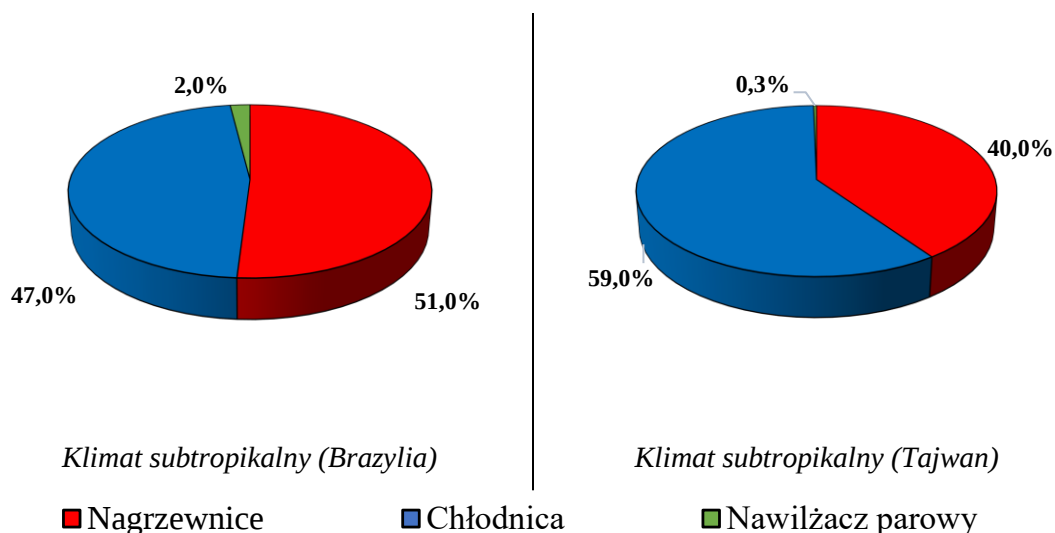
Zauważyć można, iż dla klimatów subtropikalnych ($q=3$ oraz $q=4$) jedynym racjonalnym urządzeniem do odzysku ciepła jest obrotowy regenerator sorpcyjny. Wynika to z faktu, iż znaczącym składnikiem w rocznym zapotrzebowaniu na energię pierwotną jest chłodzenie, stąd też zastosowanie obrotowego regeneratora sorpcyjnego pozwala uzyskać oszczędności na osuszanie powietrza.



Klimat kontynentalny (Polska)



Klimat subarktyczny (Rosja)



Rys. 8.15. Udziały rocznego zapotrzebowania na energię pierwotną do obróbki termodynamicznej powietrza dla poszczególnych składników i wariantu optymalnego ISO8 - $\bar{x}_{12}$ (bez recyrkulacji, obrotowy regenerator sorpcyjny).

2° Zastosowanie wymiennika ciepła w przypadku systemów HVAC z recyrkulacją zewnętrzną – $\bar{x}_2$ nie ma energetycznego uzasadnienia dla klimatu kontynentalnego i subarktycznego dla wszystkich analizowanych urządzeń. Zauważyć tutaj można wzrost zapotrzebowania na energię pierwotną od 1÷3% w stosunku do wariantu bez odzysku ciepła. Efekt odwrotny od oczekiwanego – wzrost nakładów zapotrzebowania na energię pierwotną – spowodowany jest występowaniem sytuacji, w której to nakłady energetyczne na przetłaczanie powietrza przez wymiennik są większe od odzysku ciepła lub chłodu.

W przypadku klimatu subtropikalnego – Brazylia, tylko zastosowanie obrotowego regeneratora sorpcyjnego pozwala na uzyskanie oszczędności rzędu 4%. W przypadku pozostałych urządzeń zauważyć można efekt odwrotny, którego przyczyny występowania są identyczne jak dla klimatu kontynentalnego i subarktycznego. Z kolei dla klimatu subtropikalnego – Tajwan, zastosowanie każdego z urządzeń do odzysku ciepła pozwala na uzyskanie oszczędności. Dla wymiennika obrotowego energii, wymiennika krzyżowego z by-passem oraz wymiennika krzyżowego z by-passem i nagrzewnicą elektryczną oszczędności te wynoszą 2%, dla wymiennika glikolowego 1%. Największe oszczędności pozwala uzyskać zastosowanie regeneratora obrotowego sorpcyjnego – 16%.

Jako przyczynę stosunkowo niewielkich oszczędności lub ich braku można wskazać to, iż systemy z recyrkulacją zewnętrzną ($\bar{x}_2$) są optymalne dla pomieszczeń czystych o dużych jednostkowych obciążeniach chłodniczych q_j i relatywnie niewielkich wymaganiach w

zakresie klasy czystości – powietrze zewnętrzne wykorzystywane jest tutaj do chłodzenia, odzysk ciepła jest zbędny.

- 3° Dla systemów HVAC z recyrkulacją wewnętrzną – $\bar{x}_3$ – podobnie jak dla układów bez recyrkulacji ($\bar{x}_1$) optymalnym urządzeniem do odzysku ciepła dla wszystkich rozpatrywanych klimatów jest obrotowy regenerator sorpcyjny. Zastosowanie obrotowego regeneratora sorpcyjnego dla rozpatrywanego systemu ISO5 pozwala na osiągnięcie oszczędności – w odniesieniu do energii pierwotnej – odpowiednio o 65%, 67%, 14% i 22% dla klimatu kontynentalnego, subarktycznego, subtropikalnego – Brazylia i subtropikalnego – Tajwan.

Zastosowanie regeneratora obrotowego energii, wymiennika krzyżowego z by-passem oraz wymiennika krzyżowego z by-passem i nagrzewnicą elektryczną w przypadku klimatu subtropikalnego – Brazylia i subtropikalnego – Tajwan, pozwala na osiągnięcie jednakowych oszczędności rzędu 6% i 2% dla wszystkich trzech urządzeń. Jednakowy efekt energetyczny uzyskuje się również w przypadku klimatu kontynentalnego i subarktycznego stosując regenerator obrotowy energii i wymiennik glikolowy. Oszczędności te wynoszą odpowiednio 37% i 38%. Natomiast dla wymiennika krzyżowego z by-passem oszczędności te są mniejsze i wynoszą 12% i 8%. W przypadku zastosowania wymiennika krzyżowego z by-passem i nagrzewnicą elektryczną oszczędności uzyskujemy tylko dla klimatu kontynentalnego – 19%, natomiast dla klimatu subarktycznego efekt jest odwrotny – następuje tutaj wzrost zapotrzebowania na energię pierwotną w stosunku do wariantu bez odzysku ciepła o 7%.

Należy nadmienić, iż systemy te są optymalnymi strukturami dla pomieszczeń czystych o małych obciążeniach chłodniczych i relatywnie dużych udziałach powietrza zewnętrznego. Udziały rocznego zapotrzebowania na energię pierwotną do obróbki termodynamicznej powietrza dla poszczególnych składników (nagrzewnice, chłodnica, nawilżacz parowy), wariantu optymalnego ISO5 – $\bar{x}_{32}$ (z regeneratorem sorpcyjnym) oraz klimatów zewnętrznych, są praktycznie identyczne jak dla systemu HVAC $\bar{x}_{12}$ (rys. 18).

- 4° Zastosowanie urządzenia do odzysku ciepła dla systemów HVAC z recyrkulacją zewnętrzną i wewnętrzną – $\bar{x}_4$ – w przypadku klimatu kontynentalnego jest energetycznie nieuzasadnione dla każdego z rozpatrywanych urządzeń. Otrzymany efekt energetyczny jest odwrotny do oczekiwanego, a największy wzrost zapotrzebowania na energię pierwotną – 34% - zauważyć można dla wymiennika krzyżowego z by-pass i nagrzewnicą elektryczną. Wynika to z faktu, iż istotną składową w udziałach rocznego zapotrzebowania

na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza jest tutaj nagrzewnica elektryczna (rys. 8.14, tablica Z.5 – załącznik 2).

Dla klimatu subarktycznego ($q=2$) tylko w przypadku wymiennika krzyżowego z nagrzewnicą elektryczną widać znaczący wzrost zapotrzebowania na energię pierwotną – 171%. Przyczyna jest tutaj identyczna jak dla klimatu kontynentalnego. Dla pozostałych analizowanych urządzeń otrzymany efekt energetyczny – zmniejszenie zapotrzebowania na energię pierwotną – wynosi 6% dla regeneratora obrotowego energii i wymiennika glikolowego, 16% dla regeneratora obrotowego sorpcyjnego i 4% dla wymiennika krzyżowego z by-pass'em.

W klimatach subtropikalnych optymalnym urządzeniem do odzysku ciepła jest obrotowy regenerator sorpcyjny, którego zastosowanie pozwala na uzyskanie oszczędności odpowiednio o 4% i 18% dla Brazylii i Tajwanu. Dla pozostałych urządzeń do odzysku ciepła następuje wzrost zapotrzebowania na energię pierwotną rzędu $(1\div 6)$ %.

Przyczyną wzrostu zapotrzebowania na energię pierwotną – podobnie jak w wariancie z recyrkulacją zewnętrzną ($\bar{x}_2$) – jest występowanie sytuacji, w której to nakłady energetyczne na przetwarzanie powietrza przez wymiennik są większe od odzysku ciepła lub chłodu. Dodatkowo, należy nadmienić, iż systemy te są optymalnymi strukturami dla pomieszczeń czystych o dużych obciążeniach chłodniczych i relatywnie małych udziałach powietrza zewnętrznego.

8.6. Optymalne struktury układów odzysku ciepła

Na podstawie przeprowadzonej procedury wyboru energoptymalnych układów odzysku ciepła w strukturach systemów HVAC pomieszczeń czystych, w tym opłacalności energetycznej zastosowania urządzeń do odzysku ciepła można sformułować następujące wnioski:

1. Energetycznie opłacalne jest zastosowanie odzysku ciepła zwłaszcza dla systemów HVAC bez recyrkulacji ($\bar{x}_1$) lub z recyrkulacją wewnętrzną ($\bar{x}_3$), przy czym największe oszczędności energetyczne uzyskuje się dla klimatu kontynentalnego (Polska) i subarktycznego (Rosja).
2. W każdym przypadku największe oszczędności w zapotrzebowaniu na energię pierwotną uzyskuje się w wyniku zastosowania – jako odzysku ciepła – obrotowego regeneratora sorpcyjnego, następnie regeneratora energii, wymiennika glikolowego i wymiennika krzyżowego (lub przeciwprądowego).
3. Ilościowo, zastosowanie regeneratora sorpcyjnego w energoptymalnych strukturach systemów HVAC dla klasy czystości ISO8 – $\bar{x}_1$ (bez recyrkulacji) i ISO5 – $\bar{x}_3$

(z recyrkulacją wewnętrzną) skutkowało zmniejszeniem zapotrzebowania na energię pierwotną do obróbki termodynamicznej o $(65\div 67)\%$, $(67\div 68)\%$, $(14\div 40)\%$ i $(22\div 40)\%$ odpowiednio dla klimatu kontynentalnego, subarktycznego, subtropikalnego – Brazylia i subtropikalnego – Tajwan. Dla regeneratora energii, wymiennika glikolowego i wymiennika krzyżowego oszczędności te były zdecydowanie mniejsze.

4. Dla energooptimalnych struktur systemów HVAC z recyrkulacją zewnętrzną – $\bar{x}_2$ lub z recyrkulacją zewnętrzną i wewnętrzną – $\bar{x}_4$ zastosowanie urządzeń do odzysku ciepła jest generalnie energetycznie nieuzasadnione i w większości przypadkach powoduje wzrost zapotrzebowania na energię (odzysk ciepła lub chłodu jest mniejszy od nakładów energetycznych na przetłaczanie przez wymiennik do odzysku ciepła). Wyjątkiem jest zastosowanie regeneratora sorpcyjnego w systemie HVAC $\bar{x}_2$ dla klimatu subtropikalnego – Brazylia i subtropikalnego – Tajwan – oszczędności energii pierwotnej do obróbki termodynamicznej powietrza rzędu 4% i 16% w aplikacji ISO 8 – $\bar{x}_{25}$. W przypadku systemu HVAC $\bar{x}_{45}$ dyskusyjny jest przede wszystkim klimat subarktyczny (Rosja), dla którego zastosowanie urządzenia do odzysku ciepła pozwala na uzyskanie efektów energetycznych dla wszystkich rozważanych urządzeń z wyjątkiem wymiennika krzyżowego z nagrzewnicą elektryczną i by-pass'em – wzrost zapotrzebowania na energię pierwotną do obróbki termodynamicznej powietrza o 171%. Dla pozostałych rozważanych opcji odzysku ciepła otrzymuje się oszczędności rzędu: regenerator obrotowy energii – 6%, wymiennik glikolowy – 6%, regenerator obrotowy sorpcyjny – 16%, wymiennik krzyżowy z by-pass'em – 4%. Dla klimatów subtropikalnych i systemu HVAC $\bar{x}_{45}$ oszczędności energetyczne uzyskuje się poprzez zastosowanie regeneratora obrotowego sorpcyjnego – Brazylia 4%, Tajwan 18%.

9. OPTIMALNE UKŁADY KONFIGURACJI CHŁODNIC POWIETRZA W CENTRALACH KLIMATYZACYJNYCH SYSTEMÓW HVAC POMIESZCZEŃ CZYSTYCH

9.1. Zbiór rozwiązań dopuszczalnych, zmienne decyzyjne

Zgodnie z algorytmem ogólnym zagadnienia optymalizacji (rys.5.1), strukturami dopuszczalnymi systemu HVAC na etapie wyznaczania optimalnych konfiguracji układu chłodziw w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC pomieszczeń czystych, są struktury systemu HVAC z optimalnymi opcjami recyrkulacji i optimalnymi układami odzysku ciepła $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o, p)$ wyznaczone w rozdziale 8. Uwzględniając opcje recyrkulacji i odzysku ciepła, zbiór struktur

dopuszczalnych systemów HVAC obejmuje na tym etapie procedury optymalizacyjnej warianty przedstawione w tablicy 9.1.

Tablica 9.1. Struktury dopuszczalne systemów HVAC w procedurze wyznaczania optymalnych konfiguracji układu chłodziw w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC pomieszczeń czystych $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o, p)$

Oznaczenie	Opcja recyrkulacji	Optymalny odzysk	Klasa czystości
$\bar{x}_{16}$	brak	wymiennik glikolowy	ISO8
$\bar{x}_{25}$	zewnętrzna	brak odzysku	ISO8
$\bar{x}_{32}$	wewnętrzna	obrotowy sorpcyjny	ISO5
$\bar{x}_{45}$	zewnętrzna i wewnętrzna	brak odzysku	ISO7

W wielu aplikacjach systemów HVAC pomieszczeń czystych, w centralach klimatyzacyjnych stosuje się dwie chłodziwy w szeregu, zasilane chłodziwem o różnych temperaturach:

- chłodziwa I stopnia – chłodziwo o wyższej temperaturze,
- chłodziwa II stopnia – chłodziwo o niższej temperaturze (funkcja osuszania).

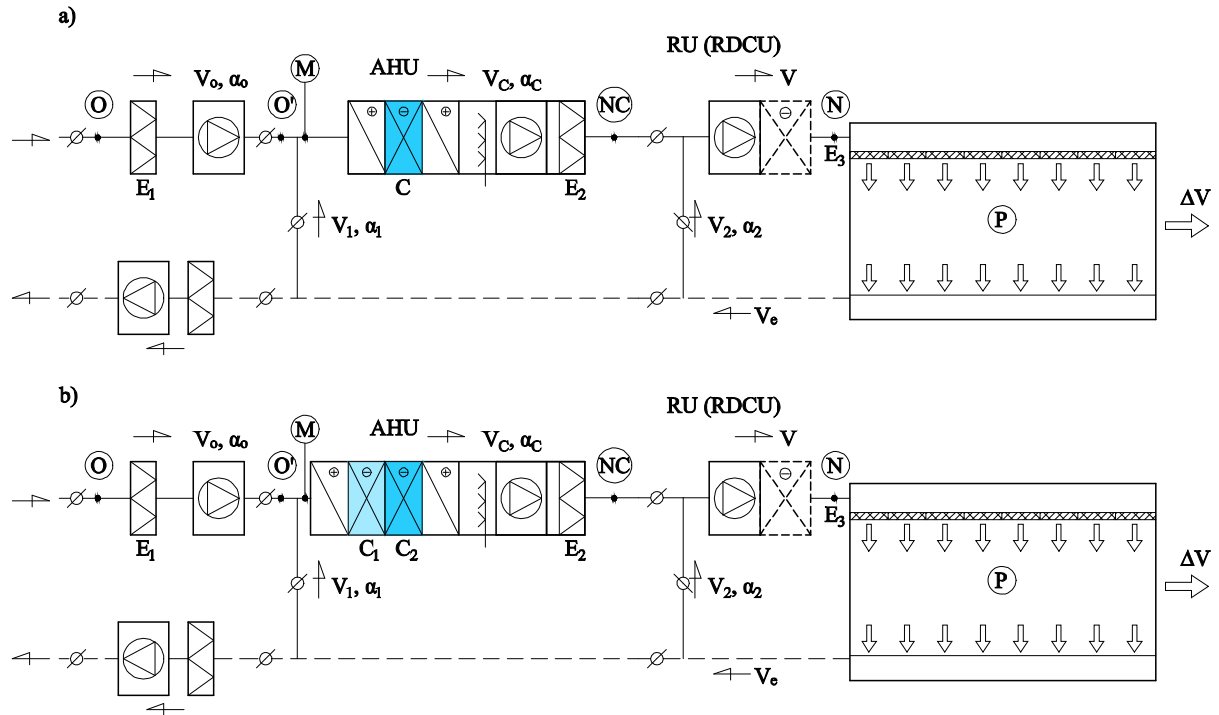
Zróznicowanie temperatury zasilania chłodziw uzasadnione jest tutaj niższymi nakładami energetycznymi dla źródła chłodu do wytworzenia chłodu przy wyższej temperaturze chłodziwa – większe wartości współczynników EER dla wytwornicy wody chłodzącej przy wyższych temperaturach chłodziwa (wyższej temperaturze parowania czynnika chłodniczego). Opłacalność energetyczna chłodzenia dwutemperaturowego uzależniona jest od obciążeń chłodniczych pomieszczenia, klimatu zewnętrznego i struktury układu HVAC pomieszczenia czystego. Od strony jakościowej zagadnienie jest rozpoznane, zadaniem badawczym w niniejszej rozprawie jest rozwiązanie zagadnienia od strony ilościowej.

Parametrami stałymi na tym etapie procedury optymalizacyjnej są wartości parametrów: klasy czystości (C_s), udziału powietrza zewnętrznego (α_o), jednostkowego obciążenia chłodniczego (q_j) oraz opcji układu odzysku ciepła q , dla struktur dopuszczalnych systemu HVAC $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o, p)$. Zmiennymi decyzyjnymi natomiast są tutaj konfiguracje chłodziw powietrza w centrali klimatyzacyjnej:

- $l=1$ – chłodzenie 1- temperaturowe (C),
- $l=2$ – chłodzenie 2 - temperaturowe (C1, C2)

oraz opcje klimatu zewnętrznego.

Schemat ogólny analizowanych struktur konfiguracji układu chłodziw w centrali klimatyzacyjnej przedstawiono na rys. 9.1.



Rys. 9.1. Schemat struktur dopuszczalnych $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o, p)$ w procedurze wyboru optymalnego układu konfiguracji chłodziw powietrza w systemach HVAC pomieszczeń czystych a) chłodzenie 1-temperaturowe (C), b) chłodzenie 2-temperaturowe (C₁, C₂)

9.2. Modele symulacyjne, warianty optymalne

9.2.1. Funkcja celu

Jako kryterium wyboru optymalnego układu konfiguracji chłodziw w systemach HVAC pomieszczeń czystych przyjęto minimalne zapotrzebowanie na energię pierwotną modyfikując wzór funkcji celu (8.1) do postaci:

$$E_p = \frac{w_H}{\eta_{H,t}} \cdot Q_{H,n} + \frac{w_C}{\eta_{C1,t}} \cdot Q_{C1,n} + \frac{w_C}{\eta_{C2,t}} \cdot Q_{C2,n} + \frac{w_B}{\eta_{B,t}} \cdot Q_{B,n} + w_{el} E_{el,pom} \quad (9.1)$$

gdzie:

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

$Q_{C1,n}$ $Q_{C2,n}$ – roczne zapotrzebowanie na chłód netto chłodziw, kWh/rm²,

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

$E_{el,pom}$ – roczne zapotrzebowanie energii elektrycznej końcowej do napędu urządzeń pomocniczych, kWh/rm²

$\eta_{H,t}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu grzewczego dla nagrzewnic wodnych 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),

$\eta_{C1,t}$ – średnie sezonowe sprawności całkowite systemu chłodu C1, $\eta_{C,t} = EER_{C1} \eta_{C,s} \eta_{C,d} \eta_{C,e}$, ($\eta_{C,s} = 0,95$ – akumulacja, $\eta_{C,d} = 0,94$ – dystrybucja, $\eta_{C,e} = 0,97$ – regulacja i sterowanie),

$\eta_{C2,t}$ – średnie sezonowe sprawności całkowite systemu chłodu C2, $\eta_{C,t} = EER_{C2} \eta_{C,s} \eta_{C,d} \eta_{C,e}$, ($\eta_{C,s} = 0,95$ – akumulacja, $\eta_{C,d} = 0,94$ – dystrybucja, $\eta_{C,e} = 0,97$ – regulacja i sterowanie),

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

w_i – współczynniki 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, $w_C = 2,5$ – agregat chłodniczy o napędzie elektrycznym, $w_B = 2,5$ – elektryczna wytwornica pary, $w_{el} = 2,5$ energia elektryczna).

Realizując model symulacyjny przyjęto następujące założenia:

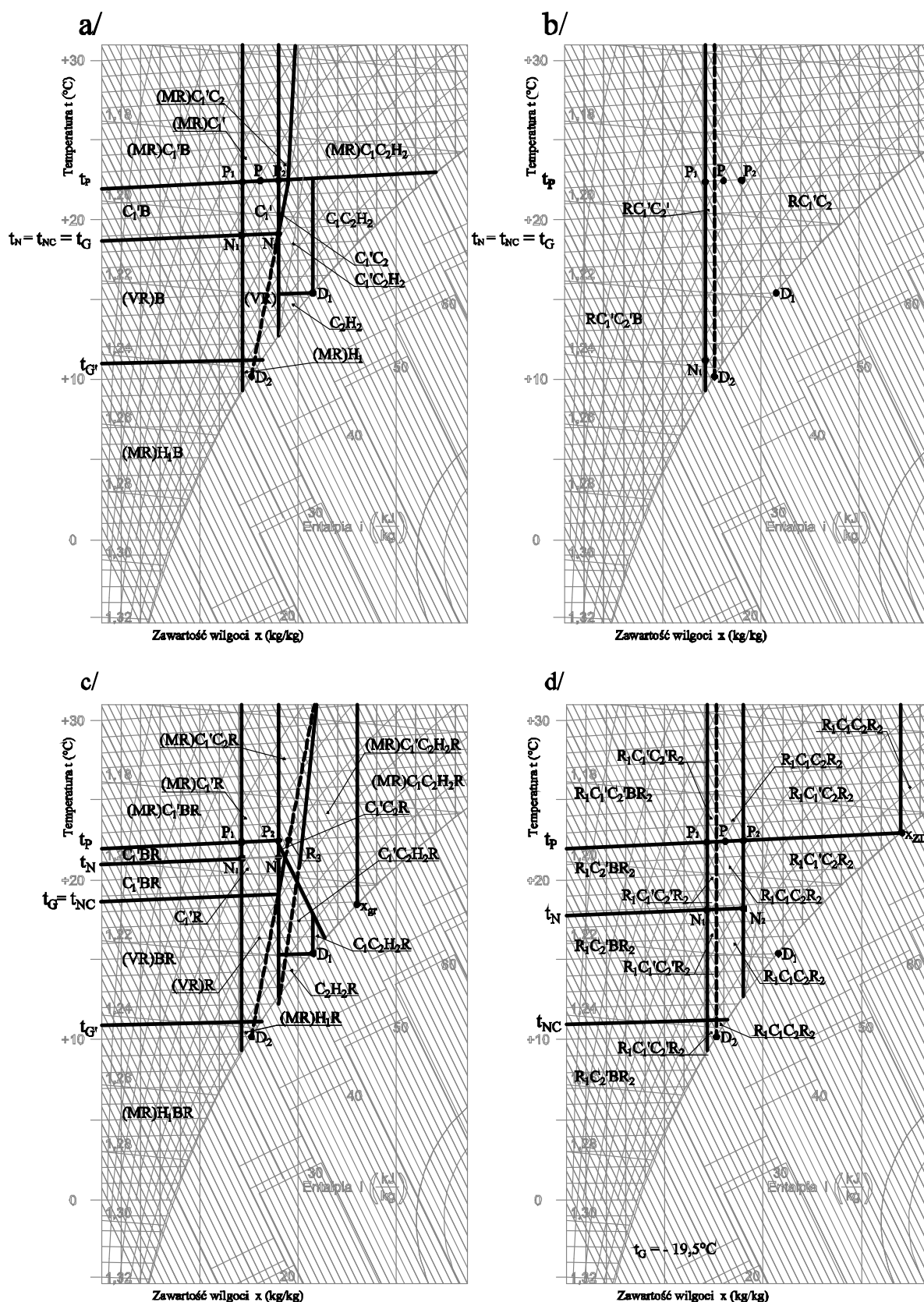
- 1° Przyjęto temperaturę parowania dla chłodziwy 1-stopnia (C1) $t_0 = 10^\circ\text{C}$ (parametry chłodziwa $t_z / t_p = +12/17^\circ\text{C}$), dla chłodziwy 2-stopnia (C2) $t_0 = 5^\circ\text{C}$ (parametry chłodziwa $t_z / t_p = +7/12^\circ\text{C}$).
- 2° Zakłada się, iż w algorytmach energoptymalnego wytwarzania chłodu w źródle chłodu powietrze zewnętrzne będzie wykorzystywane do wolnego chłodzenia – free coolingu dla następujących przedziałów temperatury powietrza zewnętrznego: $t_z \leq +5^\circ\text{C}$ (parametry chłodziwa $t_z / t_p = +7/12^\circ\text{C}$), $t_z \leq +10^\circ\text{C}$ (parametry chłodziwa $t_z / t_p = +12/17^\circ\text{C}$).

9.2.2. Algorytm modelu symulacyjnego

W analizach wykorzystano algorytm ogólny modelu symulacyjnego wyznaczania zapotrzebowania na energię netto (użytkową) i końcową nagrzewnic, chłodziw i nawilzaczy parowych oraz energię pierwotną dla systemu HVAC w ciągu całego roku, przedstawiony na rys. 8.6. Algorytmy sterowania energoptymalnego dla struktur dopuszczalnych systemu HVAC $\bar{x}_{opt} = f(C_s, q_j, \alpha_o, p)$, opracowano na podstawie funkcji celu (8.8). Dla każdej struktury dopuszczalnej systemu HVAC w tablicy 9.1, wyznaczono strefy energoptymalnej obróbki termodynamicznej powietrza dla dwóch opcji konfiguracji chłodziw powietrza w centrali klimatyzacyjnej (rys. 9.1). Strefy energoptymalnej obróbki powietrza dla struktur dopuszczalnych z chłodzeniem 1-temperaturowym są identyczne jak na wykresach h-x przedstawionych na rysunkach w punkcie 8.3.2: wariant $\bar{x}_{16}$ – rys. 8.7a, wariant $\bar{x}_{25}$ – rys. 8.8d, wariant $\bar{x}_{32}$ – rys. 8.9b i wariant $\bar{x}_{45}$ – rys. 8.10d. Strefy energoptymalnej obróbki powietrza dla

struktur dopuszczalnych z chłodzeniem 2-temperaturowym zilustrowano na wykresach h-x przedstawionych na rys. 9.2.

W celu identyfikacji stref przyjęto - analogicznie jak na rys. 8.7 ÷ 8.10 - następujące oznaczenia: (MR) – maksymalny odzysk ciepła, (VR) – regulowany odzysk ciepła, H_1 – ogrzewanie (nagrzewnica wstępna), H_2 – ogrzewanie (nagrzewnica wtórna), H_{el} – ogrzewanie (nagrzewnica elektryczna), C' – chłodzenie jawne (bez osuszania), C – chłodzenie z osuszaniem, B – nawilżanie parowe, R – recyrkulacja, O – brak obróbki termodynamicznej, P – stan powietrza w pomieszczeniu, N – stan powietrza nawiewanego do pomieszczenia, M – stan powietrza po zmieszaniu przed centralą AHU, NC – stan powietrza za centralą AHU, R – punkt rosy, D – stan powietrza przy powierzchni chłodnicy. W tablicy 9.2 zestawiono równania linii granicznych dla wyznaczenia stref energoptymalnej obróbki termodynamicznej dla chłodzenia 2-temperaturowego.



Rys. 9.2 Strefy energooszczędnej obróbki termodynamicznej powietrza dla dopuszczalnych struktur systemów HVAC i opcji chłodzenia 2-temperaturowego: **a/** Wariant $\bar{x}_{16}^*$ - (bez recyrkulacji, wymiennik glikolowy, ISO8); **b/** Wariant $\bar{x}_{25}^*$ - (recyrkulacja zewnętrzna, brak

odzysku ciepła, ISO8); c/ Wariant $\bar{x}_{32}^*$ - (recyrkulacja wewnętrzna, regenerator obrotowy sorpcyjny, ISO5); d/ Wariant $\bar{x}_{45}^*$ - (recyrkulacja zewnętrzna i wewnętrzna, brak odzysku ciepła, ISO7).

Tablica 9.2. Zestawienie równań wybranych linii granicznych między strefami optymalnej obróbki termodynamicznej powietrza dla chłodzenia 2- temperaturowego

Rysunek (algorytm)	Linie graniczne
Rys. 9.2 a/ ($\bar{x}_{16}$)	- izoterma t_N – wg wzoru (8.9) - izoterma t_G – wg wzoru (8.10) - izoterma t_{NC} – wg wzoru (8.16) - linia graniczna $(MR)C_1'C_2/(MR)C_1C_2H_2$ $t_{zg} = \frac{1}{1-\phi_t} \left(\frac{x-x_{D_2}}{x_{N_2}-x_{D_2}} t_N - \frac{x-x_{N_2}}{x_{N_2}-x_{D_2}} t_{D_2} \right) - \frac{\phi_t}{1-\phi_t} t_P \quad (9.2)$ - linia graniczna $C_1'C_2/C_1C_2H_2$ $t_{zg} = t_{D_2} + (t_N - t_{D_2}) \frac{x-x_{D_2}}{x_{N_2}-x_{D_2}} \quad (9.3)$
Rys. 9.2 b/ ($\bar{x}_{25}$)	- izoterma t_{ZD} $t_{ZD} = t_P - \frac{t_P - t_{D_1}}{\alpha_Z} \quad (9.4)$ - izohigra x_{ZD} $x_{ZD} = x_{P_2} - \frac{x_{P_2} - x_M}{\alpha_Z} \quad (9.5)$
Rys. 9.2 c/ ($\bar{x}_{32}$)	- izoterma t_N – wg wzoru (8.9) - izoterma t_G – wg wzoru (8.10) - izoterma t_{NC} – wg wzoru (8.16) - linia graniczna $C_1'C_2R/C_1C_2H_2R$ – wg wzoru (9.3) - linia graniczna $C_1'C_2H_2R/(MR)C_1'C_2H_2R$ $t_{zg} = h_{P_2} = \text{const.}$ - linia graniczna $(MR)C_1C_2R/(MR)C_1C_2H_2R$ $t_{zg} = \frac{(t_{NC} - t_{D_2}) [x - \phi_x (x - x_{P_2}) - x_{D_2}] - (\phi_t t_P - t_{D_2})(x_{N_2} - x_{D_2})}{(1 - \phi_t)(x_{P_2} - x_{D_2})} \quad (9.6)$ - izohigra x_{zgr} $x_{zgr} = \frac{x_{D_1} - \phi_x x_{P_2}}{1 - \phi_x} \quad (9.7)$
Rys. 9.2 d/ ($\bar{x}_{45}$)	- izoterma t_N – wg wzoru (8.9) - izoterma t_{NC} – wg wzoru (8.16) - izoterma t_G – wg wzoru (8.15) - izohigra x_{ZD} – wg wzoru (9.5)

Wykorzystując równania linii granicznych oraz algorytmy sterowania energoptymalnego, wyznaczono formuły obliczeniowe zapotrzebowania na energię dla poszczególnych wariantów dopuszczalnych systemów HVAC wyszczególnionych w tablicy 9.1. Uwzględniając opcje konfiguracji chłodziw w centrali klimatyzacyjnej opracowano algorytmy energoptymalnego sterowania dla 8 wariantów systemów HVAC. Algorytm obliczeń i formuły obliczeniowe dla przykładowego wariantu dopuszczalnego w procedurze wyznaczania optymalnych konfiguracji

układu chłodziw w centralach klimatyzacyjnych systemów HVAC pomieszczeń czystych zaprezentowano w załączniku 3 – wariant $\bar{x}_{32}$. Algorytm ten stanowi prezentację narzędzia obliczeniowego dla symulacji działania systemu HVAC zarówno na etapie wyboru optymalnej opcji odzysku ciepła, jak i optymalnej konfiguracji chłodziw w centralach.

9.3. Dane wejściowe, wyniki obliczeń, interpretacja

Dane wejściowe do obliczeń zapotrzebowania na energię dla poszczególnych wariantów dopuszczalnych systemów HVAC wyszczególnionych w tablicy 9.1, przyjęto analogiczne jak w punkcie 8.5 do obliczeń zapotrzebowania na energię na etapie wyznaczania optymalnych układów odzysku ciepła. Uzupełnieniem tych danych były temperatury powierzchni chłodziw powietrza w centrali klimatyzacyjnej skorelowane z parametrami chłodziwa i temperaturą parowania czynnika chłodniczego:

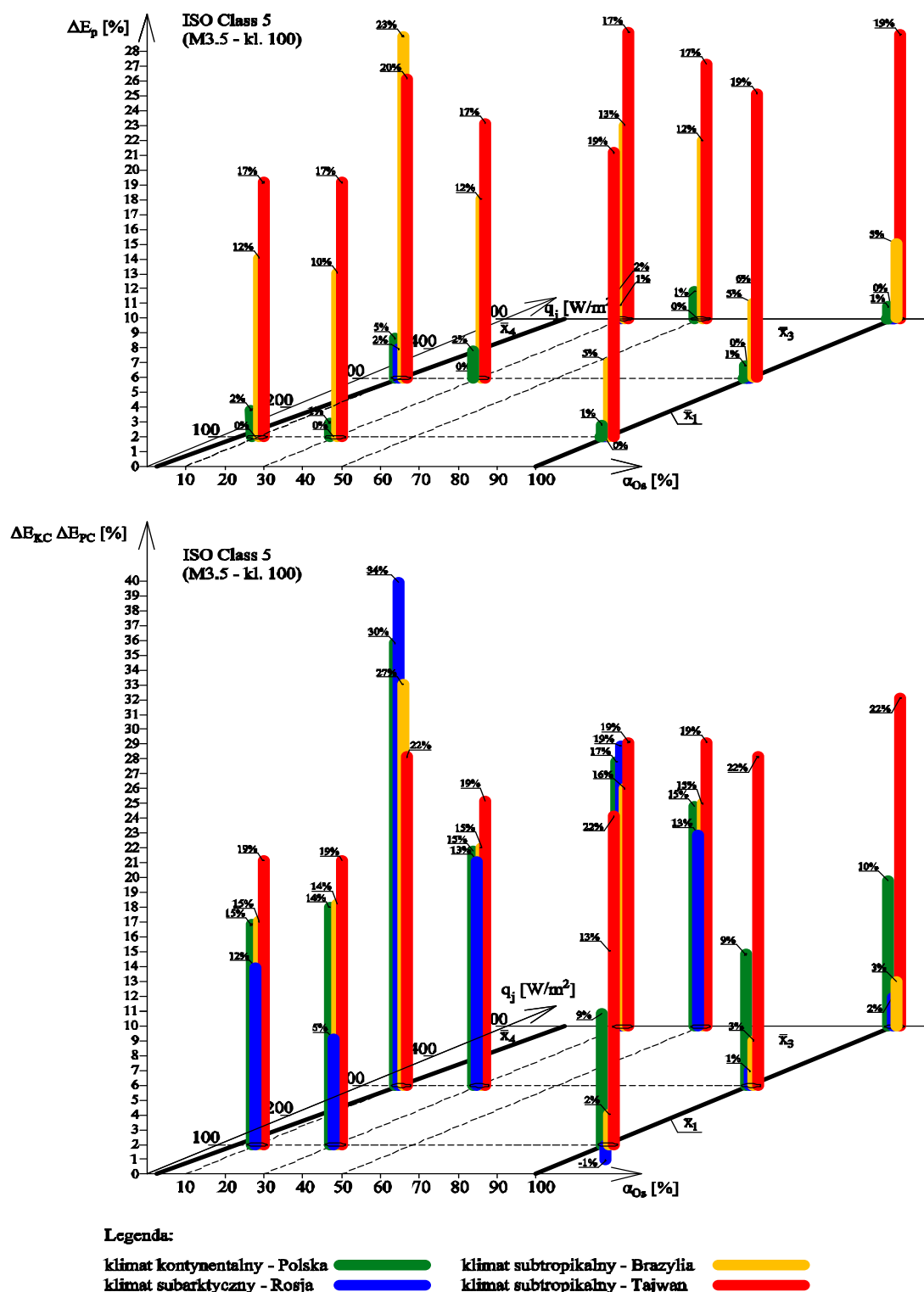
- chłodziwa 1- stopnia $t_D = +15^\circ\text{C}$, (parametry chłodziwa $t_z/t_p = +12/17^\circ\text{C}$, $t_0 = 10^\circ\text{C}$),
- chłodziwa 2- stopnia $t_D = +10^\circ\text{C}$, (parametry chłodziwa $t_z/t_p = +7/12^\circ\text{C}$, $t_0 = 5^\circ\text{C}$).

Wyniki obliczeń symulacyjnych rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, końcową i pierwotną dla wariantów dopuszczalnych systemów HVAC $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o, p)$ - (tablica 9.1), zestawiono w tablicach Z.6 ÷ Z.15 w załączniku 4, wyniki te zilustrowano również na wykresach przedstawionych na rys. 9.3÷9.5. Uwzględniając liczbę wariantów struktury systemu HVAC, opcji konfiguracji chłodziw w centrali klimatyzacyjnej i opcji klimatu zewnętrznego wykonano łącznie 32 symulacje.

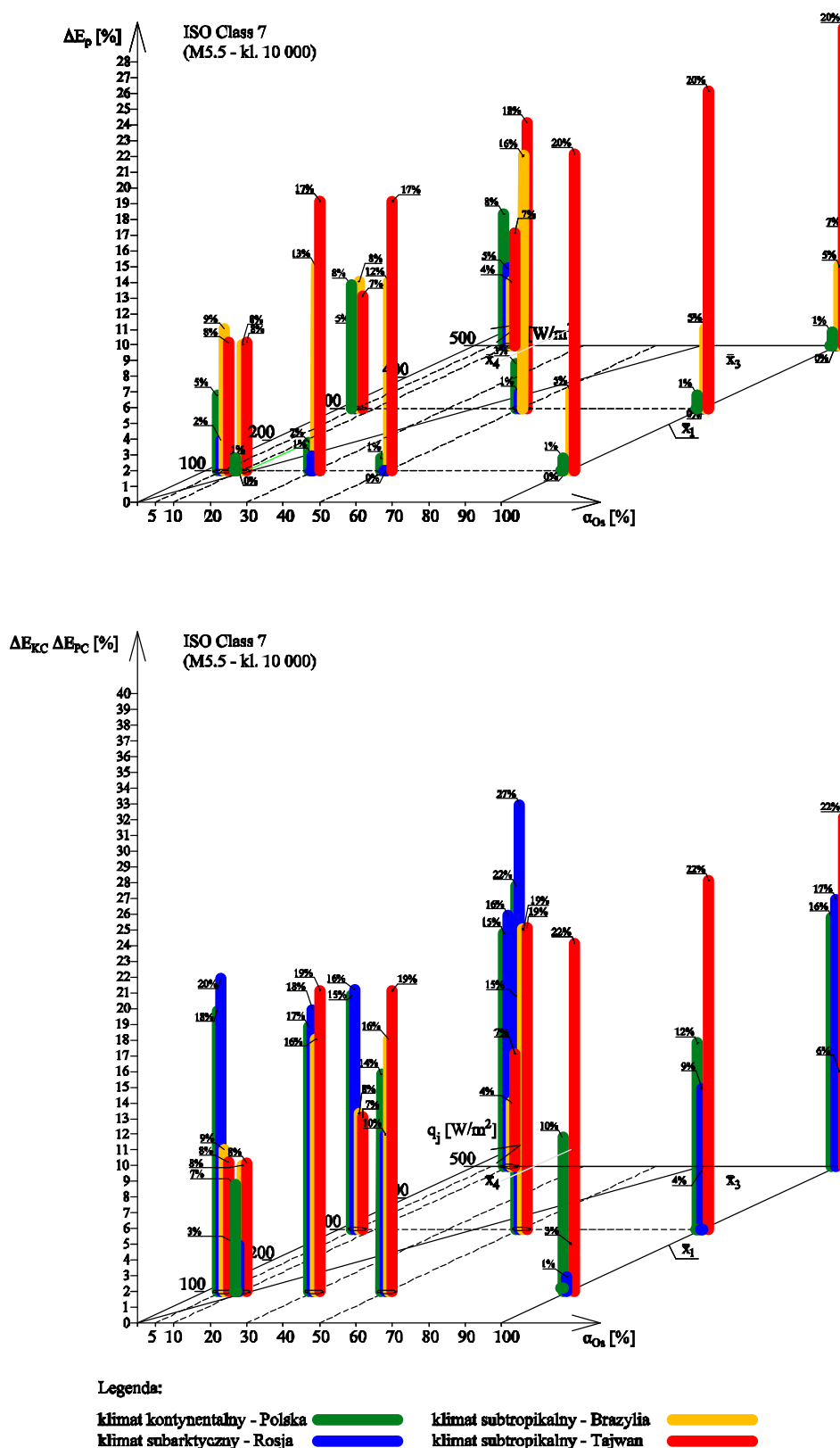
Interpretując wyniki obliczeń z aplikacyjnego punktu widzenia, kluczowe jest wyznaczenie optymalnych układów konfiguracji chłodzenia przyjmując hierarchię parametrów – jako parametr nadrzędny przyjęto klasę czystości pomieszczenia C_s , a następnie udział powietrza zewnętrznego α i jednostkowe obciążenia chłodnicze q_j .

Interpretując otrzymane wyniki pod uwagę wzięto następujące parametry:

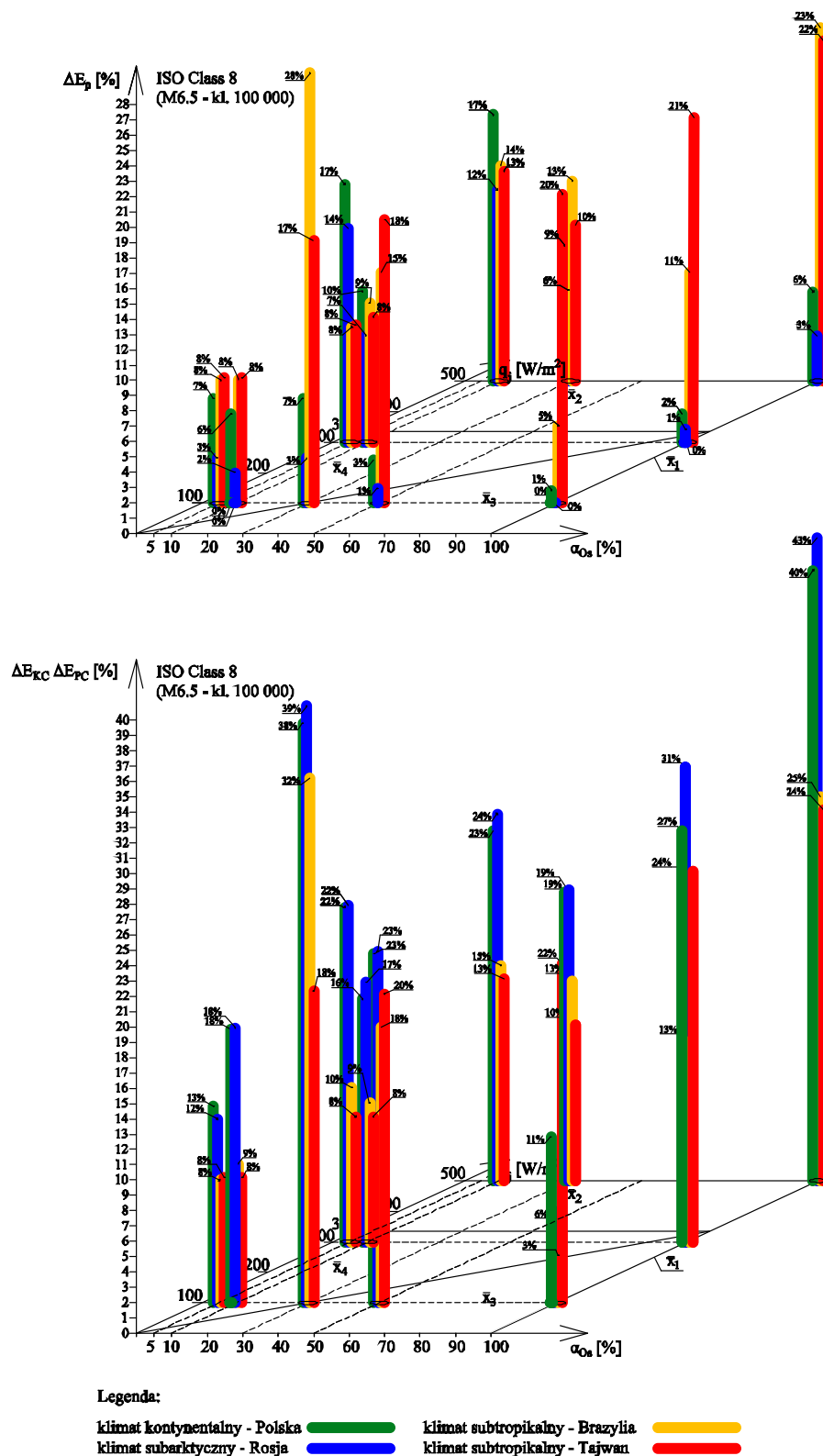
- efekty energetyczne ΔE_{PC} , % – zmniejszenie/zwiększenie zapotrzebowania energii pierwotnej na chłód dla opcji chłodzenia 2-temperaturowego w stosunku do chłodzenia 1-temperaturowego stosunek E_{PC}/E_P , % – udział zapotrzebowania na chłód w całkowitym zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza.



Rys.9.3. Efekty energetyczne uzyskane w wyniku zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w stosunku do chłodzenia 1-temperaturowego - klasa czystości ISO5. ΔE_p – zmiana zapotrzebowania na energię pierwotną do obróbki termodynamicznej powietrza, ΔE_{Kc} , ΔE_{pc} – zmiana zapotrzebowania na energię końcową, pierwotną do wytworzenia chłodu.



Rys.9.4. Efekty energetyczne uzyskane w wyniku zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w stosunku do chłodzenia 1-temperaturowego - klasa czystości ISO7. ΔE_p – zmiana zapotrzebowania na energię pierwotną do obróbki termodynamicznej powietrza, ΔE_{KC} , ΔE_{PC} – zmiana zapotrzebowania na energię końcową, pierwotną do wytworzenia chłodu.



Rys.9.5. Efekty energetyczne uzyskane w wyniku zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w stosunku do chłodzenia 1-temperaturowego - klasa czystości ISO8. ΔE_p – zmiana zapotrzebowania na energię pierwotną do obróbki termodynamicznej powietrza, ΔE_{KC} , ΔE_{PC} – zmiana zapotrzebowania na energię końcową, pierwotną do wytworzenia chłodu.

Analizując otrzymane wyniki można sformułować następujące uwagi:

Klasa czystości ISO5

- 1° Dla klasy czystości pomieszczenia ISO5 dopuszczalne struktury to wariant $\bar{x}_{16}$ (brak recyrkulacji, wymiennik glikolowy) oraz $\bar{x}_{32}$ (recyrkulacja wewnętrzna, obrotowy regeneratory sorpcyjny).
- 2° W przypadku wariantu $\bar{x}_{16}$ zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego dla klimatu kontynentalnego i subarktycznego jest energetycznie nieopłacalne. Pomimo, iż efekty energetyczne uzyskane dla zapotrzebowania na energię pierwotną dla chłodu ΔE_{PC} w przypadku klimatu kontynentalnego wynoszą $(9 \div 10)$ % wpływ na oszczędności zapotrzebowania na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej ΔE_P powietrza jest znikomy – zapotrzebowanie na energię pierwotną zmalało o 1% w stosunku do chłodzenia 1-temperaturowego. W przypadku klimatu subarktycznego uzyskano niewielkie oszczędności w zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla chłodu w stosunku do chłodzenia 1-temperaturowego – zmniejszenie o $(1 \div 2)$ % i również jak dla klimatu kontynentalnego zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego nie wpływa na zapotrzebowanie na energię pierwotną do obróbki termodynamicznej powietrza. Uzyskane niewielkie różnice procentowe w zapotrzebowaniu na energię pierwotną do obróbki termodynamicznej powietrza ΔE_P dla klimatu kontynentalnego i subarktycznego wynikają z niewielkiego udziału chłodu w całkowitym zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza (E_{PC}/E_P), który wynosi odpowiednio 5% i 1%.
Dla klimatu subtropikalnego, zarówno dla Brazylii i Tajwanu zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego dla struktury $\bar{x}_{16}$ jest energetycznie opłacalne. Zapotrzebowania na energię pierwotną dla chłodu ΔE_{PC} zmalało dla Brazylii o $(2 \div 3)$ %, natomiast dla Tajwanu o 22%. Wynikowo, zapotrzebowanie na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza ΔE_P zmniejszyło się o 5% w przypadku klimatu subtropikalnego – Brazylii i $(19 \div 20)$ % dla klimatu subtropikalnego – Tajwan, w stosunku do chłodzenia 1-temperaturowego.
- 3° Zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego dla wariantu $\bar{x}_{32}$ jest energetycznie opłacalne dla większości klimatów reprezentatywnych. Uzyskane oszczędności są jednak zróżnicowane.
Dla wszystkich klimatów reprezentatywnych zapotrzebowanie energii pierwotnej na chłód ΔE_{PC} znacząco zmalało o odpowiednio $(15 \div 30)$ % dla klimatu kontynentalnego, $(5 \div 34)$ % dla klimatu subarktycznego, $(15 \div 27)$ % dla klimatu subtropikalnego – Brazylii oraz $(19 \div 22)$ % dla klimatu subtropikalnego – Tajwan.

Analizując otrzymane oszczędności należy również zwrócić uwagę na udział chłodu w całkowitym zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza (E_{PC}/E_P).

Dla klimatu kontynentalnego udział ten wynosi (7÷18) % co przekłada się na uzyskane niewielkie oszczędności w zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza ΔE_P , które wynoszą (1÷5) %. Ze względu na niewielki udział chłodzenia w całkowitej obróbce termodynamicznej zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego dla tego klimatu jest praktycznie nieopłacalne. Dla klimatu subarktycznego udział chłodu w całkowitej obróbce termodynamicznej powietrza wynosi (2÷7) %, a zapotrzebowanie na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza zmalało o (0÷2) % w stosunku do chłodzenia 1-temperaturowego. Zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego pozwala uzyskać śladowe oszczędności energetyczne, stąd też jest nieopłacalne w tym klimacie.

Dla klimatów subtropikalnych: Tajwan i Brazylia, udziały chłodu w całkowitej obróbce termodynamicznej powietrza są stosunkowo duże – wynoszą odpowiednio (65÷85) % oraz (89÷92) %. W konsekwencji zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego pozwala osiągnąć znaczące oszczędności w zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza, wynoszą one (10÷23) % dla Brazylii i (17÷20) % dla Tajwanu. Dla Tajwanu, zmniejszenie zapotrzebowania na energię pierwotną dla chłodu oraz zapotrzebowania na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza jest niezależne od udziału powietrza zewnętrznego α i jednostkowego obciążenia chłodniczego q – dla całego przedziału tych wartości oszczędności energetyczne są zbliżone.

Klasa czystości ISO7

- 4° Dla klasy czystości pomieszczenia ISO7 dopuszczalne struktury to wariant $\bar{x}_{16}$ (brak recyrkulacji, wymiennik glikolowy), $\bar{x}_{32}$ (recyrkulacja wewnętrzna, obrotowy regeneratory sorpcyjny) oraz $\bar{x}_{45}$ (recyrkulacja zewnętrzna i wewnętrzna, bez odzysku ciepła).
- 5° Zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego dla wariantu $\bar{x}_{16}$ dla klimatu kontynentalnego i subarktycznego jest energetycznie nieopłacalne. Uzyskane efekty energetyczne są praktycznie zerowe. Zapotrzebowanie na energię pierwotną dla chłodu ΔE_{PC} uległo znacznemu zmniejszeniu o (10÷16) % dla klimatu kontynentalnego. W przypadku klimatu subarktycznego, dla obciążeń chłodniczych $q = 100 \text{ W/m}^2$ uległo zmniejszeniu o 1%, natomiast dla obciążeń chłodniczych $q = (300\div 500) \text{ W/m}^2$ zauważalny jest spadek o (9÷17)%. Zarówno dla klimatu kontynentalnego jak i subarktycznego zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego ma zerowy lub nieznaczny

wpływ na zapotrzebowanie energii pierwotnej dla obróbki termodynamicznej powietrza ΔE_P . Wynika to z małego udziału chłodu w całkowitym zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza, który wynosi (5÷7) % dla klimatu kontynentalnego i (1÷2) % dla subarktycznego.

Z kolei, dla klimatu subtropikalnego – dla Brazylii jak i Tajwanu – zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego pozwala na uzyskanie oszczędności w zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza. Zmniejszenie zapotrzebowania na energię pierwotną dla chłodu wynosi ΔE_{PC} (3÷6) % dla Brazylii i 22% dla Tajwanu. Ze względu na znaczący udział chłodu w obróbce termodynamicznej powietrza – (73÷83) % dla Brazylii oraz (91÷94) % dla Tajwanu – oszczędności w zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza ΔE_P są istotne i wynoszą 5 % dla Brazylii i 20 % dla Tajwanu.

- 6° Dla struktury $\bar{x}_{32}$ – podobnie jak w przypadku struktury $\bar{x}_{16}$ – dla klimatu kontynentalnego i subarktycznego uzyskane efekty energetyczne są pomijalnie małe lub zerowe. Pomimo znacznego zmniejszenia zapotrzebowania na energię pierwotną dla chłodu ΔE_{PC} o (14÷22) % dla klimatu kontynentalnego i (10÷27) % dla klimatu subarktycznego, oszczędności zapotrzebowania na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza ΔE_P są nieznaczne i wynoszą (1÷3) % dla klimatu kontynentalnego i (0÷1) % dla klimatu subarktycznego. Czynnikiem wpływającym na znikome oszczędności jest niewielki udział chłodu w całkowitej obróbce termodynamicznej powietrza – (8 ÷ 14) % dla klimatu kontynentalnego i (2÷5) % dla klimatu subarktycznego. Dla tych klimatów reprezentatywnych zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego jest energetycznie nieopłacalne.

Znaczące oszczędności uzyskuje się stosując konfigurację chłodzenia 2-temperaturowego dla klimatu subtropikalnego – Brazylii i Tajwan. Poprzez wykorzystanie chłodzenia 2-temperaturowego w strukturze $\bar{x}_{32}$ zapotrzebowanie na energię pierwotną dla chłodu zmalało o (16÷19) % dla Brazylii i o 19 % dla Tajwanu. Zapotrzebowanie na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza ΔE_P zmniejszyło się o (13÷16) % dla Brazylii i o (17÷18) % dla Tajwanu w stosunku do chłodzenia 1-temperaturowego. Otrzymane oszczędności wynikają tutaj ze stosunkowo dużego udziału procentowego chłodzenia w całkowitej obróbce termodynamicznej powietrza, który wynosi (76 ÷ 83) % dla Brazylii i (92÷93) % dla Tajwanu. Biorąc pod uwagę otrzymane rezultaty stwierdzić można, iż zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego dla klimatu subtropikalnego jest energetycznie uzasadnione.

7° Oszczędności uzyskane w wyniku zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego dla struktury $\bar{x}_{45}$ dla klimatu kontynentalnego i subarktycznego są zależne od wartości jednostkowego obciążenia chłodniczego q i udziału powietrza zewnętrznego α . Dla klimatu kontynentalnego oraz subarktycznego zapotrzebowanie na energię pierwotną dla chłodu ΔE_{PC} zmniejszyło się o odpowiednio $(7 \div 18)$ % oraz $(3 \div 20)$ %. Analizując uzyskane oszczędności w zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza ΔE_P należy uwzględnić kombinację parametrów stałych – jednostkowe obciążenie chłodnicze q i udział powietrza zewnętrznego α . Dla klimatu kontynentalnego i subarktycznego największe oszczędności uzyskuje się dla obciążenia chłodniczego z przedziału $(300 \div 500)$ W/m² – wynoszą one odpowiednio 8 % i 5 %, przy udziale powietrza zewnętrznego 5% i 10%. W przypadku jednostkowego obciążenia chłodniczego wynoszącego 100 W/m² zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego jest opłacalne dla udziału powietrza zewnętrznego $\alpha=5\%$ dla klimatu kontynentalnego – oszczędności 5%, natomiast dla klimatu subarktycznego wpływ chłodzenia 2-temperaturowego jest znikomy – oszczędności na poziomie 2%. Dla parametrów: jednostkowe obciążenie chłodnicze 100 W/m² i udział powietrza zewnętrznego 10%, zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego nie wpływa na oszczędności w zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla obu analizowanych klimatów.

Uzyskane oszczędności dla klimatu subtropikalnego – Brazylia i Tajwan – są niemalże identyczne. W porównaniu do chłodzenia 1-temperaturowego zapotrzebowanie na energię pierwotną na chłód ΔE_{PC} uległo zmniejszeniu o $(4 \div 9)$ % dla Brazylii i Tajwanu. Bardzo duży udział chłodu w obróbce termodynamicznej powietrza między $(97 \div 99)$ % dla Brazylii i praktycznie 100% dla Tajwanu koreluje z oszczędnościami uzyskanymi w zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza. Zarówno dla Brazylii, jak i Tajwanu oszczędności te wynoszą $(4 \div 9)$ %.

Klasa czystości ISO8

- 8° Dla klasy czystości pomieszczenia ISO8 dopuszczalne struktury to wariant $\bar{x}_{16}$ (brak recyrkulacji, wymiennik glikolowy), wariant $\bar{x}_{25}$ (recyrkulacja wewnętrzna, bez odzysku ciepła), $\bar{x}_{32}$ (recyrkulacja wewnętrzna, obrotowy regeneratory sorpcyjny) oraz $\bar{x}_{45}$ (recyrkulacja zewnętrzna i wewnętrzna, bez odzysku ciepła).
- 9° Zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego dla wariantu $\bar{x}_{16}$ – zarówno dla klimatu kontynentalnego i subarktycznego – jest praktycznie nieopłacalne energetycznie. Zauważyć można, iż przy stosunkowo dużych oszczędnościach w zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla chłodu ΔE_{PC} – dla klimatu kontynentalnego $(11 \div 40)\%$, dla klimatu

subarktycznego ($6\div 43$)% – wynikowo efekty energetyczne w zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza są nieznaczne. Wynoszą one zarówno dla klimatu kontynentalnego oraz dla klimatu subarktycznego ($0\div 3$)%. Zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego rozważyć można w przypadku klimatu kontynentalnego dla kombinacji parametrów: jednostkowego obciążenia chłodzenia 500 W/m^2 i udziału powietrza zewnętrznego $\alpha=100\%$ - uzyskane oszczędności wynoszą 6%.

Wpływ na takie rozbieżności ma mały udział chłodu w całkowitej obróbce termodynamicznej powietrza, który dla klimatu kontynentalnego stanowi ($6\div 16$)%, dla klimatu subarktycznego ($1\div 6$) %.

W przeciwieństwie do klimatu kontynentalnego i subarktycznego w klimacie subtropikalnym, gdzie udział chłodu w całkowitej obróbce termodynamicznej powietrza jest znaczący – ($80\div 91$) % dla Brazylii i ($92\div 96$) % dla Tajwanu – efekty energetyczne w zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla chłodu są istotne i wynoszą ($3\div 23$)% dla Brazylii i ($22\div 24$) % dla Tajwanu. Efekty te korelują z uzyskanymi oszczędnościami w zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza. Poprzez zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego zapotrzebowanie na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza zmalało o ($5\div 23$) % dla Brazylii i ($20\div 22$) % dla Tajwanu.

- 10° Zastosowanie układu konfiguracji chłodziw 2-temperaturowych w strukturze $\bar{x}_{25}$ z recyrkulacją wewnętrzną, bez urządzenia do odzysku ciepła pozwoliło na osiągnięcie znacznych efektów energetycznych dla wszystkich klimatów reprezentatywnych. Ze względu na brak urządzenia do odzysku ciepła, udział chłodu w całkowitej obróbce termodynamicznej powietrza jest stosunkowo duży dla każdego z analizowanych klimatów i wynosi: ($42\div 74$) % dla klimatu kontynentalnego, ($22\div 53$) % dla klimatu subarktycznego, ($99\div 100$) % dla klimatu subtropikalnego – Brazylia i Tajwan. Duży udział chłodu w obróbce termodynamicznej powietrza wpływa na osiągnięcie w tym przypadku oszczędności w zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla chłodu i energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza. Zapotrzebowanie na energię pierwotną dla chłodu zmniejszyło się o ($19\div 23$) % dla klimatu kontynentalnego, ($19\div 24$) % dla klimatu subarktycznego, ($10\div 14$) % dla klimatu subtropikalnego. Z kolei, zapotrzebowanie na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza uległo zmniejszeniu o ($9\div 17$) % dla klimatu kontynentalnego, ($6\div 12$) % dla klimatu subarktycznego, ($10\div 14$) % dla klimatu subtropikalnego. Zauważyć można, iż w przypadku klimatu subtropikalnego osiągnięte oszczędności są praktycznie niezależne od udziału powietrza zewnętrznego α

i jednostkowego obciążenia chłodniczego q – dla całego przedziału tych wartości oszczędności te są zbliżone.

- 11° Dla struktury $\bar{x}_{32}$ zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego pozwoliło na zmniejszenie zapotrzebowania na energię pierwotną na chłód i obróbkę termodynamiczną powietrza dla większości analizowanych klimatów zewnętrznych. Dla klimatu kontynentalnego, gdzie udział chłód w całkowitej obróbce termodynamicznej powietrza wynosi (11÷19) %, zapotrzebowanie na energię pierwotną dla chłodu zmalało o (23÷38) %, natomiast zapotrzebowanie na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza zmalało o 7% przy jednostkowym obciążeniu chłodniczym $q_j = 100 \text{ W/m}^2$ i udziale powietrza zewnętrznego $\alpha=30\%$ i 2% przy jednostkowym obciążeniu chłodniczym $q_j = 100 \text{ W/m}^2$ i udziale powietrza zewnętrznego $\alpha=50\%$.

W klimacie subarktycznym, w którym udział chłód w całkowitej obróbce termodynamicznej powietrza jest znikomy – (3÷8) % – osiągnięto relatywnie duże oszczędności w zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla chłodu, które zmalało o (23÷39) % w porównaniu z chłodzeniem 1-temperaturowym. Jednak analizując całkowite zapotrzebowanie na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza, efekty energetyczne nie są tak spektakularne, oszczędności wynoszą (1÷3) % w porównaniu z chłodzeniem 1-temperaturowym.

Największe oszczędności w zapotrzebowaniu na energię pierwotną dla chłodu i dla obróbki termodynamicznej powietrza uzyskano dla klimatu subtropikalnego. W przypadku Brazylii zapotrzebowanie na energię pierwotną dla chłodu zmniejszyło się o (18÷32) %, natomiast dla Tajwanu o (18÷20) %. Z kolei zapotrzebowanie na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza dla Brazylii zmalało o (15÷28) %, a dla Tajwanu o (17÷18) %. Tak znaczące oszczędności wynikają tutaj przede wszystkim z bardzo dużego udziału chłodu w całkowitej obróbce termodynamicznej powietrza, który jest charakterystyczny dla klimatów subtropikalnych. Udział ten oscyluje między (82÷92) % dla Brazylii i (92÷98) % dla Tajwanu.

- 12° Zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego dla struktury $\bar{x}_{45}$ (recyrkulacja wewnętrzna i zewnętrzna, brak odzysku ciepła) jest opłacalne energetycznie dla większości rozważanych klimatów zewnętrznych.

Dla klimatu kontynentalnego zapotrzebowania na energię pierwotną na chłód ΔE_{PC} zmalało o (13÷22)%, natomiast zapotrzebowanie na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza ΔE_P zmalało o (6÷17)% w porównaniu z chłodzeniem

1-temperaturowym. Udział chłodu w całkowitym zapotrzebowaniu na energię pierwotną stanowi w tym przypadku (31÷77)%.

Dla klimatu subarktycznego zapotrzebowanie na energię pierwotną zmalało w stosunku do chłodzenia 1-temperaturowego o (12÷22) %, jednak opłacalność zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego dla klimatu subarktycznego zależy jest od kombinacji wartości udziału powietrza zewnętrznego α_o i jednostkowego obciążenia chłodniczego q_j .

Dla dużych wartości obciążenia chłodniczego $q_j = 300 \text{ W/m}^2$ i udziału powietrza zewnętrznego w przedziale $\alpha_o = (5\div 10) \%$ uzyskano znaczące efekty energetyczne dla zapotrzebowania na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza – zmniejszenie o (7÷14) %. Dla obciążeń chłodniczych $q_j = 100 \text{ W/m}^2$ i udziale powietrza zewnętrznego w przedziale $\alpha_o = (5\div 10) \%$ oszczędności te są niewielkie i mieszczą się w przedziale (2÷3) %.

Dla klimatu subtropikalnego – Brazylia i Tajwan – niezależnie od wartości udziału powietrza zewnętrznego i jednostkowego obciążenia chłodniczego uzyskano jednakowe efekty energetyczne. Zapotrzebowanie na energię pierwotną na chłód zmalało o (8÷10) % dla Brazylii i 8 % Tajwanu, natomiast zapotrzebowanie na energię pierwotną dla obróbki termodynamicznej powietrza ΔE_p zmniejszyło się o odpowiednio (8÷10) % dla Brazylii i 8 % Tajwanu. Dla obu przypadków udział chłodu w całkowitej obróbce termodynamicznej powietrza wynosi praktycznie 100%.

9.4. Optymalne konfiguracje układu chłodziw w centralach klimatyzacyjnych

Na podstawie przeprowadzonej procedury optymalizacyjnej i analizie otrzymanych wyników można sformułować następujące wnioski końcowe dotyczące optymalnych energetycznie struktur układu chłodziw powietrza, a przede wszystkim opłacalności zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w centralach klimatyzacyjnych pomieszczeń czystych w stosunku do chłodzenia 1-temperaturowego.

1. Kluczową zmienną decyzyjną wpływającą na opłacalność energetyczną zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego – dla wszystkich rozważanych klas czystości – jako alternatywa do chłodzenia 1-temperaturowego jest **klimat zewnętrzny**. W szczególnych przypadkach, głównie dotyczy to klimatu **kontynentalnego** lub **subarktycznego**, również **struktura układu klimatyzacyjnego** oraz **jednostkowe obciążenie chłodnicze q** .
2. Dla klimatu kontynentalnego (Polska) i subarktycznego (Rosja) zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego jest energetycznie nieopłacalne.

Opłacalność zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego można rozważyć jedynie dla wariantu $\bar{x}_{25}$ (recyrkulacja zewnętrzna, brak odzysku ciepła) dla klasy czystości ISO8 oraz $\bar{x}_{45}$ (recyrkulacja wewnętrzna i zewnętrzna, brak odzysku ciepła) i klasy czystości ISO8. Dla wariantu $\bar{x}_{25}$ oszczędności energetyczne są znaczące i wynoszą (9÷17) % dla klimatu kontynentalnego oraz (6÷12)% dla klimatu subarktycznego. Dla wariantu $\bar{x}_{45}$ uzyskuje się oszczędności na poziomie (6÷17) % dla klimatu kontynentalnego, natomiast dla klimatu subarktycznego oszczędności są znaczące dla dużych obciążeń jednostkowych q_j . W przypadku klasy czystości ISO7 i wariantu $\bar{x}_{45}$ zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego jest do rozważenia w szczególnych przypadkach.

3. Dla klimatu subtropikalnego (Brazylia), a zwłaszcza dla klimatu subtropikalnego (Tajwan) zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego jest zdecydowanie energetycznie opłacalne. Rozwiązanie to, pozwala uzyskać zmniejszenie zapotrzebowania na energię pierwotną ΔE_p dla większości analizowanych wariantów układu klimatyzacyjnego o kilka, kilkanaście lub nawet kilkadziesiąt procent. Dla wariantu $\bar{x}_{16}$ (brak recyrkulacji, wymiennik glikolowy) oszczędności wynoszą (5÷23)% zależnie od klasy czystości. Dla wariantu $\bar{x}_{25}$ (recyrkulacja zewnętrzna, brak odzysku ciepła) uzyskano oszczędności rzędu (10÷14)% zależnie od klasy czystości. W przypadku wariantu $\bar{x}_{32}$ (recyrkulacja wewnętrzna, regeneratory obrotowe sorpcyjne) zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego pozwala na uzyskanie oszczędności (10÷28)% zależnie od klasy czystości. Najmniejsze oszczędności uzyskano dla wariantu oraz $\bar{x}_{45}$ (recyrkulacja wewnętrzna i zewnętrzna, brak odzysku ciepła) – (4÷10)% zależnie od klasy czystości.
4. Opłacalność energetyczna zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w alternatywie do chłodzenia 2-temperaturowego zwłaszcza dla klimatów subtropikalnych wynika dodatkowo z relatywnie dużej bezwzględnej wartości strumienia powietrza dla pomieszczeń czystych (krotności wymian rzędu $n = 30$ 1/h w klasie czystości ISO8, $n = 70$ 1/h w klasie czystości ISO7 i $n = 300$ 1/h w klasie czystości ISO5).
5. Zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego w centralach klimatyzacyjnych pomieszczeń czystych wiąże się z koniecznością zwiększenia nakładów inwestycyjnych – dodatkowa chłodnica, dodatkowy agregat wody chłodzącej. Dlatego też ostateczna decyzja inwestycyjna jest w każdym przypadku wynikiem rachunku ekonomicznego. Punktem wyjścia takiej analizy jest jednak wyznaczenie zapotrzebowania na energię jako składnika kosztów eksploatacyjnych. Merytorycznie jest to najbardziej złożony problem obliczeniowy do rozwiązania.

6. Narzędziem wsparcia przy podejmowaniu decyzji i ocenie efektów energetycznych oraz opłacalności zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w centralach klimatyzacyjnych pomieszczeń czystych są opracowane wykresy, na podstawie których możliwe jest określenie efektów energetycznych uzyskanych w wyniku zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w alternatywie do chłodzenia 1-temperaturowego. Argumentami na tych wykresach są: klasa czystości pomieszczenia- ISO 5, ISO 7, ISO 8, jednostkowe obciążenie chłodnicze – q , udział powietrza zewnętrznego – α oraz wariant (struktura) układu klimatyzacyjnego – x_1, x_2, x_3, x_4 . Efekty energetyczne określone są przez procentowe zmniejszenie lub zwiększenie zapotrzebowania na energię pierwotną dla chłodu (ΔE_{PC}) lub łącznie dla obróbki termodynamicznej powietrza (ΔE_P). Opracowane wykresy stanowią ważne narzędzie wsparcia, zwłaszcza w aplikacjach.

10. WERYFIKACJA WYNIKÓW OBLICZEŃ SYMULACYJNYCH

10.1. Założenia i dane wejściowe

W wyniku obliczeń na podstawie modeli symulacyjnych otrzymano wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, końcową i pierwotną dla poszczególnych wariantów systemów HVAC pomieszczeń czystych. Weryfikacji tych obliczeń dokonano na podstawie porównania otrzymanych wyników z wynikami badań dostępnymi w literaturze. Warunkiem możliwości takiego porównania była identyfikacja takich samych danych wejściowych w obu porównywanych badaniach. Poszukiwano zatem wyników badań i obliczeń zapotrzebowania na energię dla tej samej struktury systemu HVAC i tożsamyw danych w zakresie:

- klasy czystości pomieszczenia,
- jednostkowego obciążenia chłodniczego,
- jednostkowego udziału powietrza zewnętrznego,
- opcji recyrkulacji powietrza,
- rodzaju układu do odzysku ciepła,
- układu chłodziw w centrali klimatyzacyjnej.

Wprowadzając do autorskiego modelu założenia i dane wejściowe dla przypadku opisanego w literaturze dokonano porównania otrzymanych wyników zapotrzebowania na energię użytkową i końcową.

Jako źródło danych wykorzystanych do symulacji porównawczej przyjęto następującą pozycję literaturową [16]:

S. C. Hu i al. "A comparative study on energy consumption for HVAC systems of high-tech FABs" Applied Thermal Engineering 27, 2007, 2758-2766

W swojej pracy autorzy analizowali 5 różnych struktur systemów HVAC stosowanych w fabrykach high-tech na Dalekim Wschodzie. Wariantem odpowiadającym strukturze analizowanej w rozprawie doktorskiej jest Case 2 (MAU+RCU), który jest tożsamy z strukturą $\bar{x}_3$ (recyrkulacja wewnętrzna) – dla tego przypadku wykonano obliczenia porównawcze. Zidentyfikowano następujące dane wejściowe:

- klimat – Tajwan,
- funkcja – pomieszczenia czyste produkcji półprzewodników (200 mm DRAM),
- klasa czystości – brak informacji w publikacji (na podstawie przeprowadzonych obliczeń pola prędkości $w=0,163$ m/s oraz krotności wymian $n=167,2$ 1/h sklasyfikowano pomieszczenie jako klasę czystości ISO6),
- powierzchnia pomieszczenia czystego 11182 m²,
- kubatura pomieszczenia czystego 39137 m³,
- strumień powietrza:
 - centrala powietrza zewnętrznego MAU (Make Up Unit) $1\,000\,000$ m³/h,
 - centrala powietrza recyrkulacyjnego z chłodzeniem suchym RCU (Recirculation Cooling-Coil Unit) $6\,543\,000$ m³/h,
- krotność wymian powietrza $n=167,2$ 1/h.

Podane w artykule [16] obciążenia chłodziwne jawne obejmują łączne zyski ciepła w pomieszczeniach i zyski ciepła od wentylatorów osiowych recyrkulacyjnych Axial FAN - Case 4 (MAU+DCC+Axial FAN) lub wentylatorów w modułach FFM zamontowanych w suficie - Case 5 (MAU+DCC+FFU). W związku z tym obciążenia chłodziwne jawne w pomieszczeniach czystych wyznaczono odejmując od wartości łącznych podanych w artykule, obliczone w tym celu zyski ciepła od wentylatorów Axial FAN (Case 4) lub FFM (Case 5). Wyniki obliczeń są następujące:

Przypadek 4 (Case 4):

- obliczeniowe obciążenie chłodziwne jawne uwzględniające bilansowo zyski ciepła od wentylatorów Axial FAN – 3630 kW.
- obliczeniowe obciążenie chłodziwne jawne od wentylatorów osiowych
 - liczba wentylatorów – 10 ,
 - strumień powietrza dla każdego z wentylatorów osiowych – 654300 m³/h,
 - całkowity strumień powietrza wentylacyjnego - $\dot{V} = 6543000$ m³/h,

- spiętrzenie wentylatora – $\Delta p = 850 \text{ Pa}$,
- sprawność wentylatorów – $\eta_{fa} = 0,85$,
- sprawność silników elektrycznych – $\eta_{el} = 0,95$,
- obciążenie chłodnicze jawne od wentylatorów osiowych

$$Q_{jAx} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_{fa} \cdot \eta_{el}} \quad (10.1)$$

$$Q_{jAx} = 1913,2 \text{ kW}$$

- obliczeniowe obciążenie chłodnicze jawne pomieszczenia czystego bez wentylatorów osiowych (odpowiada obciążeniu chłodniczemu jawnemu dla Case 2)

$$Q_j = 1716,8 \text{ kW}$$

$$q_j = 153,5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Przypadek 5 (Case 5):

- obliczeniowe obciążenie chłodnicze jawne uwzględniające bilansowo zyski ciepła od wentylatorów recyrkulacyjnych FFM (Filter Fan Modul) z filtrami HEPA – 3004,0 kW
- obliczeniowe obciążenie chłodnicze jawne od wentylatorów recyrkulacyjnych FFM
 - liczba wentylatorów – 7270 szt.,
 - strumień powietrza dla każdego z wentylatorów recyrkulacyjnych FFM – $900 \text{ m}^3/\text{h}$,
 - całkowity strumień powietrza wentylacyjnego - $\dot{V} = 6543000 \text{ m}^3/\text{h}$,
 - spiętrzenie wentylatora – $\Delta p = 200 \text{ Pa}$,
 - sprawność wentylatorów – $\eta_{fan} = 0,30$,
 - sprawność silników elektrycznych – $\eta_{el} = 0,95$,
 - obciążenie chłodnicze jawne od wentylatorów recyrkulacyjnych FFM

$$Q_{jFFM} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_{fan} \cdot \eta_{el}} \quad (10.2)$$

$$Q_{jFFM} = 1275,4 \text{ kW}$$

- obliczeniowe obciążenie chłodnicze jawne pomieszczenia czystego bez wentylatorów recyrkulacyjnych FFM (odpowiada obciążeniu chłodniczemu jawnemu dla Case 2)

$$Q_j = 1728,6 \text{ kW}$$

$$q_j = 154,5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Obliczeniowe jednostkowe obciążenia chłodnicze przyjęte w symulacjach porównawczych wynosi $154,0 \text{ kW/m}^2$.

10.2. Wyniki obliczeń na podstawie źródła literaturowego

Na podstawie danych przedstawionych w tablicy 2 artykułu źródłowego [16] zapotrzebowanie na moc elektryczną dla systemu HVAC w przypadku Case 2 wynosi:

- agregat wody lodowej $t_z = +6^\circ\text{C}$ (chłodnica II° - MAU) $q_{C2, k} = N_{el} = 2226,42 \text{ kW}$
- agregat wody lodowej $t_z = +9^\circ\text{C}$ (chłodnica I° - MAU) $q_{C1, k} = N_{el} = 2721,85 \text{ kW}$
- podgrzewacze elektryczne wody zasilające nagrzewnice wtórne (MAU)
 $q_{H, k} = N_{el} = 1622,60 \text{ kW}$

W celu porównania wyników obliczeń zawartych w artykule [16] z wynikami otrzymanymi z wykorzystaniem autorskiego modelu symulacyjnego wyznaczono – na podstawie wyników przedstawionych w artykule – dodatkowe wielkości:

- zapotrzebowanie na moc chłodniczą agregatów wody lodowej $t_z = +6^\circ\text{C}$ (EER = 3,5; $N_{el} = 2226,42 \text{ kW}$)

$$\dot{Q}_{ch_{II^\circ}} = N_{el} \cdot \text{EER} = 7792,47 \text{ kW} \quad (10.3)$$

$$\dot{q}_{ch_{II^\circ}} = 697 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

- zapotrzebowanie na moc chłodniczą agregatów wody lodowej $t_z = +9^\circ\text{C}$ (EER = 4,0; $N_{el} = 2721,85 \text{ kW}$)

$$\dot{Q}_{ch_{I^\circ}} = N_{el} \cdot \text{EER} = 10887,4 \text{ kW} \quad (10.4)$$

$$\dot{q}_{ch_{I^\circ}} = 974 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

- sumaryczne jednostkowe zapotrzebowanie na moc chłodniczą agregatów wody lodowej

$$\dot{q}_{ch} = \dot{q}_{ch_{I^\circ}} + \dot{q}_{ch_{II^\circ}} = 1671 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad (10.5)$$

- zapotrzebowanie na moc cieplną użytkową dla podgrzewacza wody zasilającej nagrzewnice II°
założono $\eta_{cw} = 0,97$

$$\dot{Q}_{N_{II^\circ}} = N_{el} \cdot \eta_{cw} = 1574 \text{ kW} \quad (10.6)$$

$$\dot{q}_{N_{II}^{\circ}} = 140,8 \frac{W}{m^2}$$

- roczne jednostkowe zapotrzebowanie na energię użytkową dla systemu HVAC – Case 2 (MAU+RCU)

W modelach prezentowanych w analizowanym artykule [16] przyjęto stałe uśrednione parametry powietrza zewnętrznego w ciągu całego roku. Roczne jednostkowe zapotrzebowanie na chłód użytkowy wynosi ($\tau = 8760$ h/r):

- chłódnicą I°, $t_z = +6^{\circ}C$

$$q_{chI^{\circ}} = \dot{q}_{chI^{\circ}} \cdot \tau = 6105,7 \frac{kWh}{m^2 \cdot r}$$

- chłódnicą II°, $t_z = +9^{\circ}C$

$$q_{chII^{\circ}} = \dot{q}_{chII^{\circ}} \cdot \tau = 8529,1 \frac{kWh}{m^2 \cdot r}$$

- chłód użytkowy

$$q_{ch} = q_{chI^{\circ}} + q_{chII^{\circ}} = 14634,7 \frac{kWh}{m^2 \cdot r}$$

Roczne jednostkowe zapotrzebowanie na ciepło użytkowe wynosi:

$$q_H = \dot{q}_{N_{II}^{\circ}} \cdot \tau = 1233,4 \frac{kWh}{m^2 \cdot r}$$

- roczne jednostkowe zapotrzebowanie na energię pierwotną do obróbki termodynamicznej powietrza – Case 2 (MAU+RCU):

$$q_P = q_H \cdot \frac{w_H}{\eta_{H,t}} + q_{chI^{\circ}} \cdot \frac{w_C}{\eta_{C_{I^{\circ}},t}} + q_{chII^{\circ}} \cdot \frac{w_C}{\eta_{C_{II^{\circ}},t}} \quad (10.7)$$

gdzie:

$\eta_{H,t}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu grzewczego dla nagrzewnic wodnych 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),

$\eta_{C_{I^{\circ}},t}$, $\eta_{C_{II^{\circ}},t}$ – średnie sezonowe sprawności całkowite systemu chłodu, $\eta_{C_{I^{\circ}},t} = EER_{I^{\circ}}$, $\eta_{C_{II^{\circ}},t} = EER_{II^{\circ}}$, $\eta_{C,s}$, $\eta_{C,d}$, $\eta_{C,e}$, ($\eta_{C,s} = 0,95$ – akumulacja, $\eta_{C,d} = 0,94$ – dystrybucja, $\eta_{C,e} = 0,97$ – regulacja i sterowanie),

w_i – współczynniki nakładu nieodnawialnej energii pierwotnej na wytworzenie i dostarczenie nośnika energii (lub energii) końcowej (w_H – dotyczy ciepła, w_C – dotyczy chłodu), przyjęto $w_H = 2,5$ – nagrzewnica elektryczna, $w_C = 2,5$ – agregat chłodziw o napędzie elektrycznym.

Wynikowo otrzymano $q_p = 16428 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{r}}$

10.3. Wyniki obliczeń na podstawie autorskiego modelu symulacyjnego

W celu przeprowadzenia symulacji w autorskich modelach przyjęto – na podstawie artykułu [16] – następujące dane wejściowe pozwalające na określenie zapotrzebowania na energię użytkową, końcową i pierwotną dla porównywanej struktury systemu HVAC:

- klimat – Tajwan,
- powierzchnia pomieszczenia czystego 11182 m^2 ,
- kubatura pomieszczenia czystego 39137 m^3 ,
- jednostkowe obciążenie chłodnicze $q_j = 154 \text{ W/m}^2$ (wyznaczone w pkt. 10.1)
- krotność wymian powietrza $n=167,2 \text{ 1/h}$,
- udział powietrza zewnętrznego $\alpha = 0,15$,
- parametry powietrza zewnętrznego $t_p = +23^\circ\text{C}$, $\phi_p = 45\%$,
- temperatura parowania chłodnicy I°, $t_{oI} = +10^\circ\text{C}$,
- temperatura parowania chłodnicy II°, $t_{oII} = +5^\circ\text{C}$,
- współczynnik efektywności energetycznej chłodnicy I°, $\text{EER}_{I^\circ} = 4,0$,
- współczynnik efektywności energetycznej chłodnicy II°, $\text{EER}_{II^\circ} = 3,5$.

Otrzymane w wyniku przeprowadzonej autorskiej symulacji wyniki energii użytkowej, końcowej i pierwotnej dla struktury zbieżnej ze strukturą analizowaną w dysertacji – Case 2 [16], która posiada cechy wspólne ze strukturą $\bar{x}_3$ (recyrkulacja wewnętrzna) – zestawiono w tabelicy 10.1.

Tablica 10.1 Zestawienie wyników według autorskiego modelu symulacyjnego

Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna* $\text{kWh/m}^2/\text{r}$	Struktura $\bar{x}_{32}$ (Case 2 [16])					
	Q_{hel}	Q_{H1}	Q_{H2}	Q_{C1}	Q_{C2}	Q_B
	0	0	2015,0/ (2077,0), 5193,0*	9198,0/ (2300,0), 5749,0*	5431,0/ (1552,0), 3879,0*	0

Łącznie zapotrzebowanie na energię pierwotną dla analizowanego przykładu wynosi: $q_p = 14821 \text{ kWh/m}^2/\text{r}$.

10.4. Porównanie wyników obliczeń

Zestawienie wyników otrzymanych w ramach autorskiej symulacji oraz bezpośrednich i pośrednich na podstawie artykułu przedstawiono [16] w tabelicy 10.2.

Tablica 10.2 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną dla analizy porównawczej

Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna* kWh/m ² /r	X ₃	
	bez odzysku (p=5)	
	Autorska symulacja	S. C. Hu i al. "A comparative study on energy consumption for HVAC systems of high-tech FABs," Appl Therm Eng [16]
Klimat subtropikalny (Tajwan) q=4		
Q _{H2}	2015,0/ (2077,0), 5193,0*	1233,0/ (1271,0), 3178,0*
Q _{C1}	9198,0/ (2300,0) 5749,0*	8529,0/ (2132,0) 5331,0*
Q _{C2}	5431/ (1552,0) 3879,0*	6105/ (1744,0) 4360,0*
Q _{C1} + Q _{C2}	14629/ (3852,0) 9628,0*	14634/ (3876,0) 9691,0*
E _p */	14821,0*	12869,0*

Na podstawie wyników przedstawionych w tablicy 10.2, można sformułować następujące wnioski:

- roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną dla chłodziń 1. stopnia (C1) wyznaczone na podstawie publikacji [16], jest o 7% mniejsze od wartości obliczonej na podstawie algorytmu autorskiego,
- roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną dla chłodziń 2. stopnia (C2) wyznaczone na podstawie publikacji [16], jest o 13% większe od wartości obliczonej na podstawie algorytmu autorskiego,
- sumaryczne roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną dla chłodziń 1. i 2. Stopnia (C₁ i C₂) wyznaczone na podstawie publikacji [16], jest o 0,7% większe od wartości obliczonej na podstawie algorytmu autorskiego,
- roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną (E_p) systemu HVAC pomieszczenia czystego wyznaczone na podstawie publikacji [16], jest o 12% mniejsze od wartości obliczonej na podstawie algorytmu autorskiego.

Różnice w wynikach obliczeń mogą wynikać m.in. z braku danych w publikacji [16] dotyczących współczynników nakładów nieodnawialnej energii pierwotnej oraz sprawności sezonowej systemu grzewczego i systemu wytwarzania chłodu – na potrzeby prowadzonej analizy porównawczej, przyjęto wartości tych współczynników zgodnie z pkt 10.2.2.

Podsumowując, można stwierdzić, iż dla analizowanego studium przypadku systemu HVAC pomieszczeń czystych dużej fabryki w przemyśle elektronicznym, uzyskano akceptowalną zgodność wyników obliczeń na podstawie publikacji [16] i obliczeń autorskich.

11. PODSUMOWANIE

W rozprawie zaprezentowano zagadnienie wyboru energoptymalnego odzysku ciepła i konfiguracji chłodziw powietrza w centralach systemów HVAC pomieszczeń czystych. Na podstawie studiów literaturowych i oceny stanu wiedzy zidentyfikowano problem badawczy, zdefiniowano cele badawcze oraz sformułowano tezę rozprawy zgodnie z którą: „Energoptymalne struktury systemów HVAC pomieszczeń czystych, w tym opcje układu odzysku ciepła i konfiguracji chłodziw powietrza w centralach klimatyzacyjnych, są funkcjami kombinacji kluczowych parametrów: klasy czystości (C_s), udziału powietrza zewnętrznego (α_o), jednostkowego obciążenia chłodziwczego (q_j) oraz parametrów klimatu zewnętrznego (p)”. Do udowodnienia postawionej tezy sformułowano zadania badawcze, a jako narzędzia badawcze wykorzystano analizę systemową, modelowanie symulacyjne i optymalizację wielopoziomową, w której funkcją celu było minimum jednostkowego zapotrzebowania na energię pierwotną (E_p) do obróbki termodynamicznej powietrza w ciągu roku. Struktury dopuszczalne systemów HVAC pomieszczeń czystych wyznaczono opierając się na metodzie opracowanej przez Porowskiego [44], w której system HVAC pomieszczenia czystego opisano za pomocą wektora, którego współrzędnymi są parametry stałe i zmienne decyzyjne. Warianty dopuszczalne w procedurze wyznaczania optymalnej opcji recyrkulacji obejmowały następujące struktury: $\bar{x}_1$ - bez recyrkulacji, $\bar{x}_2$ - z recyrkulacją zewnętrzną, $\bar{x}_3$ - z recyrkulacją wewnętrzną oraz $\bar{x}_4$ - z recyrkulacją zewnętrzną i wewnętrzną. W ramach optymalizacji wielopoziomowej do wyznaczenia optymalnej opcji odzysku ciepła (q) wariantami dopuszczalnymi były warianty systemów HVAC z optymalną opcją recyrkulacji powietrza $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o)$ – tutaj C_s , q_j , α_o były parametrami stałymi, a opcje odzysku ciepła (p) i klimat zewnętrzny (q) – zmiennymi decyzyjnymi. W kolejnym etapie wyznaczenia optymalnej konfiguracji chłodziw w centralach systemów HVAC wariantami dopuszczalnymi były warianty z optymalnymi opcjami recyrkulacji i odzysku ciepła $\bar{x}_{ng}^* = f(C_s, q_j, \alpha_o, p)$, a zmiennymi decyzyjnymi opcje konfiguracji chłodziw (l)

i klimat zewnętrzny (q). Przyjęto reprezentatywny zakres zmienności przedziału parametrów: klasy czystości C_s - ISO5, ISO7, ISO8, jednostkowego obciążenia chłodziwczego $q_j = (100 \div 500)$ W/m², udziału powietrza zewnętrznego $\alpha_o = (5 \div 100)$ %, odzysku ciepła p : regenerator obrotowy energii (RO_t), regenerator obrotowy entalpii (RO_h), wymiennik krzyżowy lub przeciwprądowy z by-passem (R+ by-pass), wymiennik krzyżowy lub przeciwprądowy z by-passem i nagrzewnicą wstępną elektryczną (Nel + R+by-pass), brak odzysku ciepła, wymiennik glikolowy, konfiguracji chłodziw w centralach: chłodzenie 1-temperaturowe, 2-temperaturowe oraz klimatów zewnętrznych: klimat kontynentalny (Poznań, Polska), klimat subarktyczny (Irkuck, Rosja), klimat subtropikalny (Sao Paulo, Brazylia), klimat subtropikalny (Taipei, Tajwan). Funkcje celu – minimum jednostkowego zapotrzebowania na energię pierwotną ($E_p = \min.$) do obróbki termodynamicznej powietrza w ciągu roku wyznaczono na podstawie modeli symulacyjnych (96 symulacji na etapie wyznaczania optymalnej opcji odzysku ciepła, 32 symulacje na etapie wyznaczania optymalnej konfiguracji chłodziw w centralach – duża liczba symulacji wynikała z zastosowanej metody bezpośredniego wyszukiwania). Otrzymane w wyniku przeprowadzonych symulacji wyniki obliczeń zweryfikowano pozytywnie porównując je z wynikami obliczeń dla studium przypadku przeprowadzonych przez innych badaczy [16]. Na podstawie otrzymanych wyników w odniesieniu do optymalnych opcji odzysku ciepła można sformułować następujące wnioski:

- 1° Zdecydowanie opłacalne energetycznie jest zastosowanie odzysku ciepła dla systemów HVAC bez recyrkulacji ($\bar{x}_1$) lub z recyrkulacją wewnętrzną ($\bar{x}_3$). Dla najkorzystniejszej opcji - regeneratora sorpcyjnego, największe oszczędności uzyskuje się dla klimatu kontynentalnego (Polska) - (65÷67) %, subarktycznego (Rosja) - (67÷68) %, mniejsze dla klimatu subtropikalnego (Brazylia) - (14÷40) % i subtropikalnego (Tajwan) - (22÷40) %.
- 2° W każdym przypadku największe oszczędności w zapotrzebowaniu na energię pierwotną uzyskuje się w wyniku zastosowania – jako odzysku ciepła – obrotowego regeneratora sorpcyjnego, następnie regeneratora energii, wymiennika glikolowego i wymiennika krzyżowego (lub przeciwprądowego).
- 3° Dla energoptymalnych struktur systemów HVAC z recyrkulacją zewnętrzną – $\bar{x}_2$ lub z recyrkulacją zewnętrzną i wewnętrzną – $\bar{x}_4$ zastosowanie urządzeń do odzysku ciepła jest generalnie energetycznie nieuzasadnione i w większości przypadków powoduje wzrost zapotrzebowania na energię (odzysk ciepła lub chłodu jest mniejszy od nakładów energetycznych na przetwarzanie powietrza przez wymienniki do odzysku ciepła). Wyjątkiem jest tutaj zastosowanie regeneratora sorpcyjnego, ale tylko w szczególnych

przypadkach, dla których można uzyskać oszczędności energetyczne w przedziale (4% ÷ 18%).

Na podstawie otrzymanych wyników w odniesieniu do optymalnej konfiguracji chłodziw w centralach systemów HVAC, można sformułować następujące wnioski:

- 1° Kluczową zmienną decyzyjną wpływającą na opłacalność energetyczną zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego jako alternatywy do chłodzenia 1-temperaturowego dla wszystkich rozważanych klas czystości, jest klimat zewnętrzny. Jedynie w szczególnych przypadkach – głównie dotyczy to klimatu kontynentalnego lub subarktycznego - również struktura układu klimatyzacyjnego oraz jednostkowe obciążenie chłodziw q_j .
- 2° Dla klimatu kontynentalnego (Polska) i subarktycznego (Rosja) zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego jest generalnie energetycznie nieopłacalne, można jednak rozważyć tę opcję w szczególnych przypadkach, a uzyskane oszczędności energetyczne wynoszą od kilku do kilkunastu procent.
- 3° Dla klimatu subtropikalnego (Brazylia), a zwłaszcza dla klimatu subtropikalnego (Tajwan) zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego jest zdecydowanie energetycznie opłacalne, a uzyskane oszczędności energetyczne wynoszą (5÷28)% - w większości przypadków jest to kilkanaście procent.
- 4° Opłacalność energetyczna zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w alternatywie do chłodzenia 1-temperaturowego zwłaszcza dla klimatów subtropikalnych wynika dodatkowo z relatywnie dużej bezwzględnej wartości strumienia powietrza dla pomieszczeń czystych (krotności wymian rzędu $n = 30$ 1/h w klasie czystości ISO8, $n = 70$ 1/h w klasie czystości ISO7 i $n = 300$ 1/h w klasie czystości ISO-5).
- 5° Narzędziem wsparcia przy podejmowaniu decyzji i ocenie efektów energetycznych oraz opłacalności zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w centralach klimatyzacyjnych pomieszczeń czystych są opracowane wykresy, na podstawie których możliwe jest określenie efektów energetycznych uzyskanych w wyniku zastosowania chłodzenia 2-temperaturowego w alternatywie do chłodzenia 1-temperaturowego. Argumentami na tych wykresach są: klasa czystości pomieszczenia - ISO5, ISO7, ISO8, jednostkowe obciążenie chłodziw – q_j , udział powietrza zewnętrznego – α oraz wariant (struktura) układu klimatyzacyjnego – $(\bar{x}_1)$, $(\bar{x}_2)$, $(\bar{x}_3)$, $(\bar{x}_4)$.

Zastosowanie chłodzenia 2-temperaturowego w centralach klimatyzacyjnych pomieszczeń czystych wiąże się z koniecznością zwiększenia nakładów inwestycyjnych – dodatkowa chłodziwa, dodatkowy agregat wody chłodziwej. Dlatego też ostateczna decyzja inwestycyjna jest w każdym przypadku wynikiem rachunku ekonomicznego. Punktem wejścia takiej analizy jest

jednak wyznaczenie zapotrzebowania na energię jako składnika kosztów eksploatacyjnych. Merytorycznie jest to najbardziej złożony problem obliczeniowy do rozwiązania.

Podsumowując, uzyskane wyniki potwierdziły zasadność postawionej tezy badawczej, iż energoptymalne struktury systemów HVAC pomieszczeń czystych, w tym układu odzysku ciepła i konfiguracji chłodziw powietrza w centralach klimatyzacyjnych są funkcjami kombinacji kluczowych parametrów: klasy czystości (C_s), udziału powietrza zewnętrznego (α_o), jednostkowego obciążenia chłodziwczego (q_{ji}) oraz klimatu zewnętrznego. Jednocześnie opracowane wykresy ilustrujące możliwe do uzyskania efekty energetyczne w wyniku zastosowania określonej opcji odzysku ciepła lub konfiguracji chłodziw w centralach systemów HVAC pomieszczeń czystych, mogą stanowić istotne narzędzie wsparcia, zwłaszcza w aplikacjach.

12. BIBLIOGRAFIA

- [1] ASHRAE. (2011) *ASHRAE Application handbook*. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc.
- [2] W. Zhao, H. Li, and S. Wang, “An ANN-based generic energy model of cleanroom air-conditioning systems for high-tech fabrication location and technology assessments,” *Appl Therm Eng*, vol. 216, p. 119099, Nov. 2022, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2022.119099.
- [3] W. Zhao, H. Li, and S. Wang, “Energy differential-based optimal outdoor air ventilation strategy for high-tech cleanrooms concerning free cooling and its performance evaluation,” *Build Environ*, vol. 231, p. 110025, Mar. 2023, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2023.110025.
- [4] K. Kircher, X. Shi, S. Patil, and K. M. Zhang, “Cleanroom energy efficiency strategies: Modeling and simulation,” *Energy Build*, vol. 42, no. 3, pp. 282–289, 2010, doi: 10.1016/j.enbuild.2009.09.004.
- [5] S. C. Hu and Y. K. Chuah, “Power consumption of semiconductor fabs in Taiwan,” *Energy*, vol. 28, no. 8, 2003, doi: 10.1016/S0360-5442(03)00008-2.
- [6] K. Shan and S. Wang, “Energy efficient design and control of cleanroom environment control systems in subtropical regions – A comparative analysis and on-site validation,” *Appl Energy*, vol. 204, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.07.050.
- [7] J. M. Tsao, S. C. Hu, T. Xu, and D. Y. L. Chan, “Capturing energy-saving opportunities in make-up air systems for cleanrooms of high-technology fabrication plant in subtropical climate,” *Energy Build*, vol. 42, no. 11, 2010, doi: 10.1016/j.enbuild.2010.06.009.
- [8] “FS 209E: Airborne Particulate Cleanliness Classes in Cleanrooms and Clean Zones,” Aug. 1992.
- [9] “EN ISO 14644-1:2005. Pomieszczenia czyste i związane z nimi środowiska kontrolowane. Część 1: Klasyfikacja czystości powietrza”.
- [10] “FS209E and ISO Cleanroom Standards.” Accessed: Aug. 07, 2025. [Online]. Available: <https://www.terrauniversal.com/blog/fs209e-and-iso-cleanroom-standards>
- [11] *The Rules Governing Medicinal Products in the European Union Volume 4 EU Guidelines for Good Manufacturing Practice for Medicinal Products for Human and Veterinary Use*, vol. 4. Brussels, 2022.
- [12] “GMP SYSTEM - pomieszczenia czyste walidacja GMP system biuro projektowe cleanroom.” Accessed: Sep. 09, 2025. [Online]. Available: <http://www.gmp-system.pl/klasyfikacja-pomieszczen.html>

- [13] DIN 1946-4: 2008. *Ventilation and air conditioning – Part 4: Ventilation in hospital.*
- [14] Charkowska A., Różycki A., Lenarski R., and Sobierajska A., *Wytyczne projektowania, wykonania, odbioru i eksploatacji systemów wentylacji i klimatyzacji dla podmiotów wykonujących działalność leczniczą.* Pracodawcy Rzeczypospolitej Polskiej, 2018.
- [15] W. Zhao, H. Li, and S. Wang, “A comparative analysis on alternative air-conditioning systems for high-tech cleanrooms and their performance in different climate zones,” *Energy*, vol. 261, p. 125284, Dec. 2022, doi: 10.1016/J.ENERGY.2022.125284.
- [16] S. C. Hu and J. M. Tsao, “A comparative study on energy consumption for HVAC systems of high-tech FABs,” *Appl Therm Eng*, vol. 27, no. 17–18, 2007, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.03.016.
- [17] T. Lin, S. C. Hu, and T. Xu, “Developing an innovative fan dry coil unit (FDCU) return system to improve energy efficiency of environmental control for mission critical cleanrooms,” *Energy Build*, vol. 90, pp. 94–105, Mar. 2015, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2014.12.003.
- [18] J. Yin, T. Zhang, Z. Ma, and X. Liu, “Feasibility analysis of canceling reheating after condensation dehumidification in semiconductor cleanrooms,” *Journal of Building Engineering*, vol. 43, 2021, doi: 10.1016/j.jobbe.2021.102589.
- [19] C. Liu, H. Ma, S. Liu, H. Zhang, and D. Ma, “Heat recovery technology and energy-saving effect analysis apply to cleanroom exhaust waste heat characteristics,” *Energy Build*, vol. 306, p. 113935, Mar. 2024, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2024.113935.
- [20] I. Permana and F. Wang, “Performance improvement of a biotechnology vaccine cleanroom for contamination control,” *Journal of Building Engineering*, vol. 82, p. 108248, Apr. 2024, doi: 10.1016/J.JOBE.2023.108248.
- [21] J. M. Tsao, S. C. Hu, D. Y. L. Chan, R. T. C. Hsu, and J. C. C. Lee, “Saving energy in the make-up air unit (MAU) for semiconductor clean rooms in subtropical areas,” *Energy Build*, vol. 40, no. 8, 2008, doi: 10.1016/j.enbuild.2007.12.005.
- [22] M. H. Kim, O. H. Kwon, J. T. Jin, A. S. Choi, and J. W. Jeong, “Energy saving potentials of a 100% outdoor air system integrated with indirect and direct evaporative coolers for clean rooms,” *Journal of Asian Architecture and Building Engineering*, vol. 11, no. 2, 2012, doi: 10.3130/jaabe.11.399.
- [23] J. Yin, X. Liu, B. Guan, and T. Zhang, “Performance and improvement of cleanroom environment control system related to cold-heat offset in clean semiconductor fabs,” *Energy Build*, vol. 224, 2020, doi: 10.1016/j.enbuild.2020.110294.

- [24] J. Yin, X. Liu, B. Guan, Z. Ma, and T. Zhang, “Performance analysis and energy saving potential of air conditioning system in semiconductor cleanrooms,” *Journal of Building Engineering*, vol. 37, p. 102158, May 2021, doi: 10.1016/J.JOBE.2021.102158.
- [25] Z. Ma, X. Liu, and T. Zhang, “Measurement and optimization on the energy consumption of fans in semiconductor cleanrooms,” *Build Environ*, vol. 197, 2021, doi: 10.1016/j.buildenv.2021.107842.
- [26] Z. Ma, B. Guan, X. Liu, and T. Zhang, “Performance analysis and improvement of air filtration and ventilation process in semiconductor clean air-conditioning system,” *Energy Build*, vol. 228, 2020, doi: 10.1016/j.enbuild.2020.110489.
- [27] J. Chen, J. J. M. Tsao, S. C. Hu, T. Lin, and L. H. Chien, “Humidification of large-scale cleanrooms by adiabatic humidification method in subtropical areas: An industrial case study,” in *ASHRAE Transactions*, 2009.
- [28] H. T. Kim *et al.*, “Comparative study on energy consumption in ateam-humidification- and water-spray-humidification-type outdoor air-conditioning systems for semiconductor manufacturing clean rooms,” *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, B*, vol. 35, no. 12, pp. 1249–1255, 2011, doi: 10.3795/KSME-B.2011.35.12.1249.
- [29] T.-D. Kwon and J.-W. Jeong, “Energy advantage of cold energy recovery system using water- and air-side free cooling technologies in semiconductor fabrication plant in summer,” *Journal of Building Engineering*, vol. 69, p. 106277, Jun. 2023, doi: 10.1016/J.JOBE.2023.106277.
- [30] L. Jia, J. Liu, S. Wei, and J. Xu, “Study on the performance of two water-side free cooling methods in a semiconductor manufacturing factory,” *Energy Build*, vol. 243, 2021, doi: 10.1016/j.enbuild.2021.110977.
- [31] C. L. Su and K. T. Yu, “Evaluation of differential pressure setpoint of chilled water pumps in clean room HVAC systems for energy savings in high-tech industries,” *IEEE Trans Ind Appl*, vol. 49, no. 3, pp. 1015–1022, 2013, doi: 10.1109/TIA.2013.2251992.
- [32] K. J. Wang, T. B. Dagne, C. J. Lin, B. H. Woldegiorgis, and H. P. Nguyen, “Intelligent control for energy conservation of air conditioning system in manufacturing systems,” *Energy Reports*, vol. 7, 2021, doi: 10.1016/j.egy.2021.04.010.
- [33] C. Zhuang and S. Wang, “Risk-based online robust optimal control of air-conditioning systems for buildings requiring strict humidity control considering measurement uncertainties,” *Appl Energy*, vol. 261, 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.114451.

- [34] C. Zhuang and S. Wang, “An adaptive full-range decoupled ventilation strategy for buildings with spaces requiring strict humidity control and its applications in different climatic conditions,” *Sustain Cities Soc*, vol. 52, 2020, doi: 10.1016/j.scs.2019.101838.
- [35] C. Zhuang, S. Wang, and K. Shan, “Probabilistic optimal design of cleanroom air-conditioning systems facilitating optimal ventilation control under uncertainties,” *Appl Energy*, vol. 253, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.113576.
- [36] C. Zhuang, S. Wang, and K. Shan, “Adaptive full-range decoupled ventilation strategy and air-conditioning systems for cleanrooms and buildings requiring strict humidity control and their performance evaluation,” *Energy*, vol. 168, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2018.11.147.
- [37] C. Zhuang, K. Shan, and S. Wang, “Coordinated demand-controlled ventilation strategy for energy-efficient operation in multi-zone cleanroom air-conditioning systems,” *Build Environ*, vol. 191, 2021, doi: 10.1016/j.buildenv.2021.107588.
- [38] C. K. Chang, T. Lin, S. C. Hu, B. R. Fu, and J. S. Hsu, “Various energy-saving approaches to a TFT-LCD panel fab,” *Sustainability (Switzerland)*, vol. 8, no. 9, 2016, doi: 10.3390/su8090907.
- [39] M. G. L. C. Loomans, P. C. A. Molenaar, H. S. M. Kort, and P. H. J. Joosten, “Energy demand reduction in pharmaceutical cleanrooms through optimization of ventilation,” *Energy Build*, vol. 202, 2019, doi: 10.1016/j.enbuild.2019.109346.
- [40] M. G. L. C. Loomans, T. B. J. Ludlage, H. van den Oever, P. C. A. Molenaar, H. S. M. Kort, and P. H. J. Joosten, “Experimental investigation into cleanroom contamination build-up when applying reduced ventilation and pressure hierarchy conditions as part of demand controlled filtration,” *Build Environ*, vol. 176, 2020, doi: 10.1016/j.buildenv.2020.106861.
- [41] “Ventilation efficiency improvement in pharmaceutical cleanrooms for energy demand reduction — Eindhoven University of Technology research portal.” Accessed: Dec. 12, 2023. [Online]. Available: <https://research.tue.nl/en/studentTheses/ventilation-efficiency-improvement-in-pharmaceutical-cleanrooms-f>
- [42] W. Zhao, H. Li, and S. Wang, “Energy differential-based optimal outdoor air ventilation strategy for high-tech cleanrooms concerning free cooling and its performance evaluation,” *Build Environ*, vol. 231, p. 110025, Mar. 2023, doi: 10.1016/J.BUILDENV.2023.110025.
- [43] J. Zhao, Y. Liu, X. Li, W. Xu, and H. Wang, “Numerical investigation on ventilation control strategy of reducing circulating air volume in a factory for storing satellites,” *Energy Build*, vol. 252, p. 111444, Dec. 2021, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2021.111444.

- [44] M. Porowski, “The optimization method of HVAC system from a holistic perspective according to energy criterion,” *Energy Convers Manag*, vol. 181, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2018.11.069.
- [45] M. Porowski and M. Jakubiak, “Energy-Optimal Structures of HVAC System for Cleanrooms as a Function of Key Constant Parameters and External Climate,” *Energies* 2022, Vol. 15, Page 313, vol. 15, no. 1, p. 313, Mar. 2022, doi: 10.3390/EN15010313.
- [46] H. E. Beck *et al.*, “High-resolution (1 km) Köppen-Geiger maps for 1901–2099 based on constrained CMIP6 projections,” *Sci Data*, vol. 10, no. 1, pp. 1–16, Dec. 2023, doi: 10.1038/S41597-023-02549-6.
- [47] “NSRDB.” Accessed: Jul. 22, 2024. [Online]. Available: <https://nsrdb.nrel.gov/data-viewer>
- [48] “Dz.U. 2015 poz. 376 2008. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dn. 6 listopada 2008 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej. Rozporządzenie Ministra Edukacji. 170 (2008), 1–73.”
- [49] “Dz.U. 2023 poz. 697 2021. Rozporządzenie Ministra Rozwoju i Technologii z dnia 28 marca 2023 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej.”
- [50] “BITZER SOFTWARE.” Accessed: Nov. 14, 2024. [Online]. Available: <https://www.bitzer.de/websoftware/>
- [51] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, “Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop,” *Ind Eng Chem Res*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, Feb. 2014, doi: 10.1021/IE4033999/SUPPL_FILE/IE4033999_SI_002.ZIP.
- [52] E. Szczechowiak, “Analityczne obliczanie parametrów powietrza wilgotnego,” *Chłodnictwo*, vol. 20, no. 8, 1985.

13. ZAŁĄCZNIKI

Załącznik 1

Tablica Z.1 Zmienne decyzyjne opisujące strukturę systemu HVAC [44]

Zmienna decyzyjna x_j^*		
j*	nazwa	wartość
Parametry niewymierne (1 – tak, 0 – nie)		
Nośniki ciepła lub chłodu doprowadzone do pomieszczeń		
1	powietrze	1/0
2	chłodziwo (woda, mieszaniny niezamarzające)	1/0
3	czynnik chłodniczy	1/0
4	powietrze i chłodziwo	1/0
5	powietrze i czynnik chłodniczy	1/0
Systemy obróbki powietrza		
6	system powietrzny jednokanałowy ze stałą ilością powietrza (CAV) jednostrefowy	1/0
7	system powietrzny jednokanałowy ze stałą ilością powietrza (CAV) wielostrefowy	1/0
8	system powietrzny dwukanałowy ze stałą ilością powietrza (CAV)	1/0
9	system powietrzny ze zmienną ilością powietrza (VAV)	1/0
10	system powietrzno-wodny z klimakonwektorami wentylatorowymi w systemie dwururowym	1/0
11	system powietrzno-wodny z klimakonwektorami wentylatorowymi w systemie czterorurowym	1/0
Systemy obróbki powietrza		
12	system powietrzno-wodny z klimakonwektorami indukcyjnymi w systemie dwururowym ze stałą lub zmienną ilością powietrza	1/0
13	system powietrzno-wodny z klimakonwektorami indukcyjnymi w systemie czterorurowym ze stałą lub zmienną ilością powietrza	1/0
14	system powietrzno-wodny z małymi pompami ciepła	1/0
15	system powietrzno-wodny z belkami aktywnymi lub pasywnymi, lub sufitami chłodzącymi	1/0
16	system powietrzny z klimatyzatorami okiennymi	1/0
17	system powietrzny z klimatyzatorami „split”	1/0
18	system powietrzny z klimatyzatorami „multisplit”	1/0
19	system powietrzny z klimatyzatorami VRV	1/0
20	system powietrzny z szafami klimatyzacyjnymi zasilanymi chłodziwem lub o bezpośrednim odparowaniu czynnika chłodniczego	1/0
Rodzaj nawilżania		
21	wodne – komora zraszania	1/0
22	wodne – wymiennik z wypełnieniem	1/0
23	wodne – ultradźwiękowe	1/0
24	parowe	1/0
Lokalizacja nawilzaczy		
25	nawilzacze zintegrowane z centralami	1/0
26	nawilzacze kanałowe	1/0
27	nawilzacze zdecentralizowane w pomieszczeniach	1/0
Rodzaj osuszania powietrza		
28	osuszanie kondensacyjne	1/0
29	osuszanie sorpcyjne	1/0
Lokalizacja osuszaczy		
30	osuszacze zintegrowane z centralami	1/0
31	osuszacze zdecentralizowane	1/0
Lokalizacja wymienników ciepła – poza odzyskiem ciepła		
32	wymienniki w centrali	1/0
33	wymienniki kanałowe	1/0
34	wymienniki zintegrowane z urządzeniami lokalnymi (klimakonwektory, belki sufitowe, małe pompy ciepła, ...)	1/0
Liczba central – niezależne złady powietrzne		
35	1 centrala	
36	więcej niż 1 centrala ¹	

Zmienna decyzyjna x_j^*		
j*	nazwa	wartość
Liczba central w kaskadzie ²		
37	1 centrala	1/0
38	2 centrale	1/0
39	3 centrale	1/0
40	redundancja central obróbki powietrza	1/0
Urządzenia – elementy centrali 1. stopnia		
41	nagrzewnica pierwotna	1/0
42	chłodnica	1/0
Urządzenia – elementy centrali 1. stopnia		
43	nagrzewnica wtórna	1/0
44	nawilżacz wodny	1/0
45	nawilżacz parowy	1/0
Urządzenia – strefowe kanałowe lub w centrali strefowej		
46	nagrzewnica pierwotna strefowa	1/0
47	chłodnica strefowa	1/0
48	nagrzewnica wtórna strefowa	1/0
49	nawilżacz wodny strefowy	1/0
50	nawilżacz parowy strefowy	1/0
Odzysk ciepła		
51	odzysk ciepła – zmienna skumulowana	1/0
52	rurka ciepła (<i>heat pipe</i>)	1/0
53	wymiennik pośredni glikolowy	1/0
54	pompa ciepła	1/0
55	regenerator energii	1/0
56	regenerator sorpcyjny (entalpii, higroskopijny)	1/0
57	komora mieszania (w centrali, zewnętrzny moduł recyrkulacyjny, ścienny moduł recyrkulacyjny, strop nawiewny recyrkulacyjny) – zmienna skumulowana	1/0
58	recyrkulacja wewnętrzna (pomieszczenie) – zmienna skumulowana	1/0
59	recyrkulacja zewnętrzna (przed centralą AHU)	1/0
60	bez recyrkulacji	1/0
Lokalizacja central		
61	wentylatorownia	1/0
62	dach	1/0
63	poziom terenu – na zewnątrz	1/0
Wykonanie central, wentylatorów – nawiew		
64	standard	1/0
65	kwasoodporne	1/0
66	przeciwwybuchowe	1/0
67	higieniczne	1/0
Wykonanie central, wentylatorów – wywiew		
68	standard	1/0
69	kwasoodporne	1/0
70	przeciwwybuchowe	1/0
71	higieniczne	1/0
Urządzenia w pomieszczeniach		
72	klimakonwektor wodny wentylatorowy	1/0
73	klimakonwektor wodny indukcyjny	1/0
74	belka chłodząca aktywna	1/0
75	belka chłodząca pasywna	1/0
76	sufit chłodzący	1/0
77	mała pompa ciepła	1/0
78	klimatyzator okienny	1/0
79	klimatyzator „split”	1/0
80	klimatyzator „multisplit”	1/0
81	klimatyzator VRV	1/0
82	szafa klimatyzacyjna	

Zmienna decyzyjna x_j^*		
j*	nazwa	wartość
Lokalizacja klimakonwektorów, belek		
83	podłoga przy ścianie zewnętrznej z oknami	1/0
84	sufit przy ścianie zewnętrznej z oknami	1/0
85	sufit centralna strefa	1/0
Liczba stopni filtracji - nawiew		
86	1 stopień	1/0
87	2 stopnie	1/0
88	3 stopnie	1/0
Liczba stopni filtracji - wywiew		
89	1 stopień	1/0
90	2 stopnie	1/0
91	3 stopnie	1/0
Klasa filtrów – nawiew		
92	filtr G3÷G4	1/0
93	filtr F5	1/0
94	filtr F6	1/0
95	filtr F7	1/0
96	filtr F8	1/0
97	filtr F9	1/0
98	filtr H10	1/0
99	filtr H11	1/0
100	filtr H12	1/0
101	filtr H13	1/0
102	filtr H14	1/0
103	filtr U15	1/0
104	filtr U16	1/0
105	filtr U17	1/0
Klasa filtrów – wywiew		
106	filtr G3÷G4	1/0
107	filtr F5	1/0
108	filtr F6	1/0
109	filtr F7	1/0
110	filtr F8	1/0
111	filtr F9	1/0
112	filtr H10	1/0
113	filtr H11	1/0
114	filtr H12	1/0
115	filtr H13	1/0
116	filtr H14	1/0
Lokalizacja filtrów		
117	filtry zintegrowane z centralą – nawiew	1/0
118	filtry zintegrowane z centralą – wywiew	1/0
119	filtry kanałowe – nawiew	1/0
120	filtry kanałowe – wywiew	1/0
121	filtry zintegrowane z nawiewnikami	1/0
122	filtry zintegrowane z wywiewnikami	1/0
Urządzenia – instalacja kanałowa powietrzna		
123	regulatory przepływu – stały przepływ	1/0
124	regulatory przepływu – zmienny przepływ	1/0
125	kłapy zwrotne	1/0
126	przepustnice	1/0

Parametry wymierne		
127	skuteczność filtracji, A_m – grawimetryczna, E_m – atmosferyczna, E_{1m} – numeryczna	A_m , % E_m , % E_{1m} , %
Zmienna decyzyjna x_j^*		
j^*	nazwa	wartość
Parametry wymierne		
128	obciążenie filtra	$m^3/h \cdot m^2$
129	dopuszczalna strata ciśnienia	Δp_t , Pa
Wydajności urządzeń		
130	nagrzewnice	$\dot{Q}_N$, kW
131	chłodziwice – centrale	$\dot{Q}_{Ch}$, kW
132	nawilżacze, osuszacze	$\dot{m}_{NW}$, kg/h $\dot{Q}_{NW}$, kW
133	wymienniki do odzysku ciepła	Φ , %
134	wentylatory	$\dot{V}$, m^3/h Δp , Pa
135	klimakonwektory wodne wentylatorowe – moc chłodziwca jawna	$\dot{Q}_{Chj}$, kW
136	klimakonwektory wodne wentylatorowe – moc chłodziwca całkowita	$\dot{Q}_{Chc}$, kW
137	klimakonwektory wodne wentylatorowe – moc cieplna	$\dot{Q}_C$, kW
138	klimakonwektory wodne indukcyjne – moc chłodziwca jawna	$\dot{Q}_{Chj}$, kW
139	klimakonwektory wodne indukcyjne – moc chłodziwca całkowita	$\dot{Q}_{Chc}$, kW
140	klimakonwektory wodne indukcyjne – moc cieplna	$\dot{Q}_C$, kW
141	belki chłodziwce aktywne – moc chłodziwca jawna	$\dot{Q}_{Chj}$, kW
142	belki chłodziwce aktywne – moc cieplna	$\dot{Q}_C$, kW
143	belki chłodziwce pasywne – moc chłodziwca jawna	$\dot{Q}_{Chj}$, kW
144	belki chłodziwce pasywne – moc cieplna	$\dot{Q}_C$, kW
145	sufit chłodziwcy – moc chłodziwca jawna	$\dot{Q}_{Chj}$, kW
146	klimatyzator „split” – moc chłodziwca jawna	$\dot{Q}_{Chj}$, kW
147	klimatyzator „split” – moc chłodziwca całkowita	$\dot{Q}_{Chc}$, kW
148	klimatyzator „split” – moc cieplna	$\dot{Q}_C$, kW
149	klimatyzator „multisplit” – moc chłodziwca jawna	$\dot{Q}_{Chj}$, kW
150	klimatyzator „multisplit” – moc chłodziwca całkowita	$\dot{Q}_{Chc}$, kW
151	klimatyzator „multisplit” – moc cieplna	$\dot{Q}_C$, kW
152	klimatyzator VRV – moc chłodziwca jawna	$\dot{Q}_{Chj}$, kW
153	klimatyzator VRV – moc chłodziwca całkowita	$\dot{Q}_{Chc}$, kW
154	klimatyzator VRV – moc cieplna	$\dot{Q}_C$, kW
Widmo hałasu wentylatora nawiewnego		
155	czerpnia	L_{iA} , dB(A) $i \in < 62,5; 4000$ Hz >
156	nawiew	L_{iA} , dB(A) $i \in < 62,5; 4000$ Hz >
157	otoczenie	L_{iA} , dB(A) $i \in < 62,5; 4000$ Hz >
Moc akustyczna wentylatora nawiewnego		
158	czerpnia	L_A , dB(A)
159	nawiew	L_A , dB(A)
160	otoczenie	L_A , dB(A)
Widmo hałasu wentylatora wywiewnego		
161	wywiew	L_{iA} , dB(A) $i \in < 62,5; 4000$ Hz >

Zmienna decyzyjna x_j^*		
j^*	nazwa	wartość
Widmo hałasu wentylatora wywiewnego		
162	wyrzutnia	L_{iA} , dB(A) $i \in < 62,5; 4000 \text{ Hz} >$
163	otoczenie	L_{iA} , dB(A) $i \in < 62,5; 4000 \text{ Hz} >$
Moc akustyczna wentylatora wywiewnego		
164	wywiew	L_A , dB(A)
165	wyrzutnia	L_A , dB(A)
166	otoczenie	L_A , dB(A)
167	moc akustyczna klimakonwektora wodnego	L_A , dB(A)
168	moc akustyczna klimakonwektora indukcyjnego	L_A , dB(A)
169	moc akustyczna belki aktywnej	L_A , dB(A)
170	moc akustyczna klimatyzatora „split”	L_A , dB(A)
171	moc akustyczna klimatyzatora „multisplit”	L_A , dB(A)
172	moc akustyczna klimatyzatora VRV	L_A , dB(A)

¹ Możliwa liczba central ustalana dla konkretnego przypadku.

² Daje możliwość zróżnicowania strefowego parametrów powietrza, rodzaju odzysku ciepła oraz recyrkulacji

Załącznik 2. Wyniki obliczeń symulacyjnych - optymalna opcja odzysku ciepła

Tablica Z.2 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną^{*} dla systemu HVAC ISO8 - $\bar{x}_{1pq}$

Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna [*] kWh/m ² /r	System HVAC $\bar{x}_{1pq}$					
	$\bar{x}_{11}$	$\bar{x}_{12}$	$\bar{x}_{13}$	$\bar{x}_{14}$	$\bar{x}_{15}$	$\bar{x}_{16}$
	RO _t (p=1)	RO _h (p=2)	R + by-pass (p=3)	R + N _{el} + by-pass (p=4)	bez odzysku (p=5)	odzysk glikolowy (p=6)
Klimat kontynentalny (Polska) q=1						
Q _{hel}	0	0	0	187/ (197), 492*	0	0
Q _{H1}	412/ (509), 560*	413/ (510), 561*	1330/ (1642), 1806*	837/ (1033), 1137*	2842/ (3509), 3860*	412/ (509), 560*
Q _{H2}	266/ (328), 361*	183/ (226), 249*	266/ (328), 361*	266/ (328), 361*	260/ (321), 353*	266/ (328), 361*
Q _C	641/ (122), 305*	410/ (77), 193*	685/ (128), 320*	680/ (127), 318*	666/ (128), 320*	641/ (122), 305*
Q _B	1437/ (1513), 3782*	575/ (605), 1513*	1436/ (1512), 3779*	1436/ (1512), 3779*	1436/ (1512), 3779*	1437/ (1513), 3782*
ΔER	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	0	(82), 205*
E _p [*] /	5213*	2721*	6471*	6292*	8312*	5243*
Klimat subarktyczny (Rosja) q=2						
Q _{hel}	0	0	0	1586/ (1669), 4174*	0	0
Q _{H1}	992/ (1225), 1347*	998/ (1232), 1355*	4014/ (4956), 5451*	2017/ (2490), 2739*	4976/ (6143), 6758*	992/ (1225), 1347*
Q _{H2}	108/ (133), 147*	69/ (85), 94*	108/ (133), 147*	108/ (133), 147*	103/ (127), 140*	108/ (133), 146*
Q _C	261/ (49), 123*	178/ (33), 83*	299/ (54), 135*	294/ (53), 133*	280/ (53), 133*	261/ (49), 123*
Q _B	2468/ (2598), 6495*	987/ (1039), 2597*	2467/ (2597), 6492*	2467/ (2597), 6492*	2467/ (2597), 6492*	2468/ (2598), 6495*
ΔER	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	0	(82), 205*
E _p [*] /	8317*	4334*	12430*	13890*	13523*	8361*
Klimat subtropikalny (Brazylia) q=3						
Q _{hel}	0	0	0	0	0	0
Q _{H1}	5/ (6), 7*	5/ (6), 7*	6/ (7), 8*	6/ (7), 8*	306/ (378), 416*	5/ (6), 7*
Q _{H2}	1086/ (1341), 1475*	686/ (847), 932*	1086/ (1341), 1475*	1086/ (1341), 1475*	1055/ (1302), 1433*	1086/ (1341), 1475*
Q _C	3008/ (574), 1435*	1827/ (345), 863*	3053/ (580), 1450*	3044/ (578), 1445*	3121/ (598), 1495*	3008/ (574), 1435*
Q _B	29/ (31), 76*	11/ (12), 29*	29/ (31), 76*	29/ (31), 76*	29/ (31), 76*	29/ (31), 76*
ΔER	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	0	(82), 205*
E _p [*] /	3198*	2036*	3214*	3209*	3420*	3206*

Klimat subtropikalny (Tajwan) q=4						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0	56/ (69), 76*	0
Q_{H2}	1638/ (2022), 2224*	1151/ (10), 11*	1638/ (2022), 2224*	1638/ (2022), 2224*	1568/ (1936), 2129*	1638/ (2022), 2224*
Q_C	7475/ (1661), 4153*	4141/ (916), 2290*	7490/ (1664), 4160*	7489/ (1663), 4158*	8068/ (1802), 4504*	7475/ (1661), 4153*
Q_B	10/ (11), 26*	4/ (4), 11*	10/ (11), 26*	10/ (11), 26*	10/ (11), 26*	10/ (11), 26*
ΔER	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	0	(82), 205*
$E_p^*/$	6608*	2517*	6615*	6613*	6736*	6616*

Tablica Z.3 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną^{*/} dla systemu HVAC ISO8 - $\bar{x}_{2pq}$

Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna* kWh/m ² /r	System HVAC $\bar{x}_{2pq}$					
	$\bar{x}_{21}$	$\bar{x}_{22}$	$\bar{x}_{23}$	$\bar{x}_{24}$	$\bar{x}_{25}$	$\bar{x}_{26}$
	RO _t (p=1)	RO _h (p=2)	R + by-pass (p=3)	R + N _{el} + by-pass (p=4)	bez odzysku (p=5)	odzysk glikolowy (p=6)
Klimat kontynentalny (Polska) q=1						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0	0	0
Q_C	3537/ (396), 990*	3484/ (385), 963*	3537/ (396), 990*	3537/ (396), 990*	3546/ (398), 995*	3537/ (396), 990*
Q_B	428/ (451), 1126*	428/ (451), 1126*	428/ (451), 1126*	428/ (451), 1126*	428/ (451), 1126*	428/ (451), 1126*
ΔER	(24), 60*	(24), 60*	(24), 60*	(24), 60*	0	(24), 60*
$E_p^*/$	2176*	2161*	2176*	2176*	2121*	2178*
Klimat subarktyczny (Rosja) q=2						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0	0	0
Q_C	2775/ (266), 665*	2755/ (262), 655*	2775/ (266), 665*	2775/ (266), 665*	2781/ (267), 668*	2774/ (266), 665*
Q_B	737/ (776), 1939*	736/ (775), 1937*	737/ (776), 1939*	737/ (776), 1939*	737/ (776), 1939*	737/ (776), 1939*
ΔER	(24), 60*	(24), 60*	(24), 60*	(24), 60*	0	(24), 60*
$E_p^*/$	2664*	2652*	2664*	2664*	2607*	2665*

Klimat subtropikalny (Brazylia) $q=3$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0	0	0
Q_C	5017/ (891), 2228*	4741/ (836), 2090*	5017/ (891), 2228*	5017/ (891), 2228*	5060/ (900), 2250*	5017/ (891), 2228*
Q_B	8/ (8), 21*	8/ (8), 21*	8/ (8), 21*	8/ (8), 21*	8/ (8), 21*	8/ (8), 21*
ΔER	(24), 60*	(24), 60*	(24), 60*	(24), 60*	0	(24), 60*
$E_P^*/$	2309*	2171*	2309*	2309*	2271*	2318*
Klimat subtropikalny (Tajwan) $q=4$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0	0	0
Q_C	6235/ (1317), 3293*	5355/ (1118), 2795*	6235/ (1317), 3293*	6235/ (1317), 3293*	6438/ (1364), 3410*	6235/ (1317), 3293*
Q_B	3/ (3), 8*	3/ (3), 8*	3/ (3), 8*	3/ (3), 8*	3/ (3), 8*	3/ (3), 8*
ΔER	(24), 60*	(24), 60*	(24), 60*	(24), 60*	0	(24), 60*
$E_P^*/$	3361*	2863*	3361*	3361*	3418*	3385*

Tablica Z.4 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną^{*/} dla systemu HVAC ISO5 - $\bar{x}_{3pq}$

Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna* kWh/m ² /r	System HVAC $\bar{x}_{3pq}$					
	$\bar{x}_{31}$	$\bar{x}_{32}$	$\bar{x}_{33}$	$\bar{x}_{34}$	$\bar{x}_{35}$	$\bar{x}_{36}$
	RO _t (p=1)	RO _h (p=2)	R + by-pass (p=3)	R + N _{el} + by-pass (p=4)	bez odzysku (p=5)	odzysk glikolowy (p=6)
Klimat kontynentalny (Polska) $q=1$						
Q_{hel}	0	0	0	562/ (592), 1479*	0	0
Q_{H1}	1227/ (1515), 1666*	1240/ (1531), 1684*	3972/ (4904), 5394*	3408/ (4207), 4628*	8527/ (10527), 11580*	1227/ (1515), 1666*
Q_{H2}	797/ (984), 1082*	882/ (1089), 1198*	797/ (984), 1082*	797/ (984), 1082*	781/ (964), 1060*	797/ (984), 1082*
Q_C	1925/ (368), 920*	1565/ (292), 730*	2054/ (387), 968*	2054/ (387), 968*	1998/ (385), 963*	1925/ (368), 920*
Q_B	4307/ (4534), 11334*	1723/ (1814), 4534*	4307/ (4534), 11334*	4307/ (4534), 11334*	4307/ (4534), 11334*	4306/ (4533), 11332*
ΔER	(246), 616*	(246), 616*	(246), 616*	(246), 616*	0	(246), 616*
$E_P^*/$	15618*	8762*	19394*	20107*	24937*	15640*

Klimat subarktyczny (Rosja) q=2						
Q_{hel}	0	0	0	4757/ (5007), 12518*	0	0
Q_{H1}	2969/ (3665), 4032*	2997/ (3700), 4070*	12018/ (14837), 16321*	7255/ (8957), 9852*	14929/ (18431), 20274*	1227/ (1515), 1666*
Q_{H2}	325/ (401), 441*	352/ (435), 479*	325/ (401), 441*	325/ (401), 441*	310/ (383), 421*	797/ (984), 1082*
Q_C	787/ (149), 373*	682/ (126), 315*	896/ (165), 413*	896/ (165), 413*	838/ (160), 400*	1925/ (368), 920*
Q_B	7405/ (7795), 19487*	2978/ (3135), 7837*	7405/ (7795), 19487*	7405/ (7795), 19487*	7405/ (7795), 19487*	4306/ (4533), 11332*
ΔER	(246), 616*	(246), 616*	(246), 616*	(246), 616*	0	(246), 616*
$E_p^*/$	24949*	13317*	37278*	43327*	40582*	15640*
Klimat subtropikalny (Brazylia) q=3						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	16/ (20), 22*	16/ (20), 22*	17/ (21), 23*	17/ (21), 23*	918/ (1133), 1247*	16/ (20), 22*
Q_{H2}	3260/ (4025), 4428*	3522/ (4348), 4783*	3260/ (4025), 4428*	3260/ (4025), 4428*	3165/ (3907), 4298*	3260/ (4025), 4428*
Q_C	9023/ (1724), 4310*	6948/ (1309), 3273*	9159/ (1744), 4360*	9159/ (1744), 4360*	9363/ (1797), 4493*	9023/ (1724), 4310*
Q_B	86/ (91), 226*	35/ (37), 92*	86/ (91), 226*	86/ (91), 226*	86/ (91), 226*	86/ (91), 226*
ΔER	(246), 616*	(246), 616*	(246), 616*	(246), 616*	0	(246), 616*
$E_p^*/$	9602*	8786*	9653*	9653*	10264*	9608*
Klimat subtropikalny (Tajwan) q=4						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	1/ (1), 1*	1/ (1), 1*	1/ (1), 1*	1/ (1), 1*	169/ (209), 230*	1/ (1), 1*
Q_{H2}	4909/ (6060), 6666*	5367/ (6626), 7289*	4909/ (6060), 6666*	4909/ (6060), 6666*	4701/ (5804), 6384*	4909/ (6060), 6666*
Q_C	22426/ (4985), 12463*	14339/ (3146), 7865*	22471/ (4992), 12480*	22471/ (4992), 12480*	24204/ (5405), 13513*	22426/ (4985), 12463*
Q_B	29/ (31), 76*	12/ (13), 32*	29/ (31), 76*	29/ (31), 76*	29/ (31), 76*	29/ (31), 76*
ΔER	(246), 616*	(246), 616*	(246), 616*	(246), 616*	0	(246), 616*
$E_p^*/$	19822*	15803*	19839*	19839*	20203*	19828*

Tablica Z.5 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną^{*/} dla systemu HVAC ISO7 - $\bar{x}_{4pq}$

Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna* kWh/m ² /r	System HVAC $\bar{x}_{4pq}$					
	$\bar{x}_{41}$	$\bar{x}_{42}$	$\bar{x}_{43}$	$\bar{x}_{44}$	$\bar{x}_{45}$	$\bar{x}_{46}$
	RO _t (p=1)	RO _h (p=2)	R + by-pass (p=3)	R + N _{el} + by-pass (p=4)	bez odzysku (p=5)	odzysk glikolowy (p=6)
Klimat kontynentalny (Polska) q=1						
Q _{hel}	0	0	0	170/ (179), 447*	0	0
Q _{H1}	0	0	0	0	0	0
Q _{H2}	0	0	0	0	0	0
Q _C	1930/ (229), 573*	1879/ (220), 550*	1930/ (229), 573*	1971/ (229), 573*	1938/ (226), 565*	1930/ (229), 573*
Q _B	343/ (361), 903*	343/ (361), 903*	343/ (361), 903*	343/ (361), 903*	343/ (361), 903*	343/ (361), 903*
Δ _{ER}	(20), 50*	(20), 50*	(20), 50*	(20), 50*	0	(20), 50*
E _P */	1526*	1503*	1526*	1973*	1468*	1529*
Klimat subarktyczny (Rosja) q=2						
Q _{hel}	0	0	0	1437/ (1513), 3782*	0	0
Q _{H1}	0	0	34/ (42), 46*	0	141/ (174), 191*	0
Q _{H2}	0	0	0	0	0	0
Q _C	1360/ (153), 383*	1340/ (150), 375*	1360/ (153), 383*	1700/ (153), 383*	1365/ (151), 378*	1360/ (153), 383*
Q _B	590/ (621), 1553*	512/ (539), 1347*	590/ (621), 1553*	590/ (621), 1553*	590/ (621), 1553*	590/ (621), 1553*
Δ _{ER}	(20), 50*	(20), 50*	(20), 50*	(20), 50*	0	(20), 50*
E _P */	1986*	1772*	2032*	5768*	2122*	1987*
Klimat subtropikalny (Brazylia) q=3						
Q _{hel}	0	0	0	0	0	0
Q _{H1}	0	0	0	0	0	0
Q _{H2}	0	0	0	0	0	0
Q _C	3077/ (549), 1373*	2821/ (500), 1250*	3077/ (549), 1373*	3077/ (549), 1373*	3113/ (541), 1353*	3077/ (549), 1373*
Q _B	7/ (7), 18*	7/ (7), 18*	7/ (7), 18*	7/ (7), 18*	7/ (7), 18*	7/ (7), 18*
Δ _{ER}	(20), 50*	(20), 50*	(20), 50*	(20), 50*	0	(20), 50*
E _P */	1441*	1318*	1441*	1441*	1371*	1456*

Klimat subtropikalny (Tajwan) $q=4$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0	0	0
Q_C	4049/ (859), 2148*	3291/ (689), 1723*	4049/ (859), 2148*	4049/ (859), 2148*	4212/ (869), 2173*	4049/ (859), 2148*
Q_B	2/ (2), 5*	2/ (2), 5*	2/ (2), 5*	2/ (2), 5*	2/ (2), 5*	2/ (2), 5*
ΔER	(20), 50*	(20), 50*	(20), 50*	(20), 50*	0	(20), 50*
$E_P^*/$	2203*	1778*	2203*	2203*	2178*	2237*

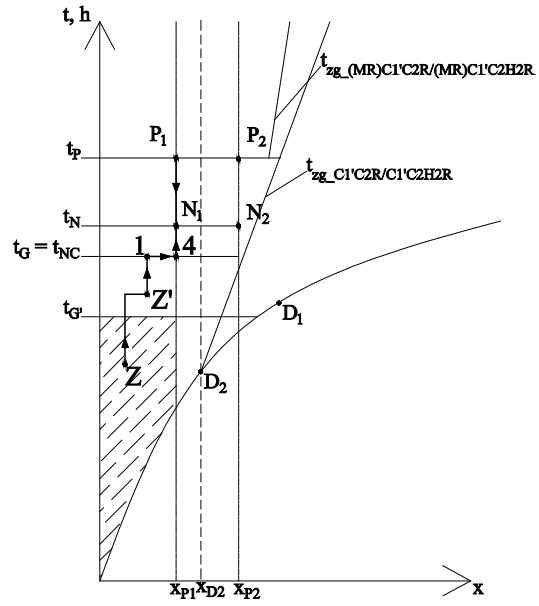
Załącznik 3

Przykład algorytmu - algorytm energoptymalnego sterowania dla struktury $\bar{x}_{32}$ – chłodzenie 2-temperaturowe

1. Dane wejściowe • klasa czystości • udział powietrza zewnętrznego α_Z • jednostkowe obciążenie chłodnicze q_j W/m² • krotność wymian powietrza n 1/h • zyski wilgoci w_j • parametry powietrza wewnętrznego • sprawność odzysku ciepła ϕ_t • sprawność odzysku wilgoci ϕ_x	
2. Punkty charakterystyczne punkt P t_p, φ_p, x_p punkt P₁ $t_{p1} \text{ } ^\circ\text{C}, \varphi_{p1} \text{ } \%, x_{p1} \text{ g/kg}$ punkt P₂ $t_{p2} \text{ } ^\circ\text{C}, \varphi_{p2} \text{ } \%, x_{p2} \text{ g/kg}$ punkt N₁ $\Delta t_N = \frac{q_j}{m_j \cdot c_p} \text{ } ^\circ\text{C}$ $t_{N1} = t_p - \Delta t_N \text{ } ^\circ\text{C}, x_{N1} = x_{p1} \text{ g/kg}$ punkt N₂ $t_{N2} = t_{N1} \text{ } ^\circ\text{C}, x_{N2} = x_{p2} \text{ g/kg}$ punkt R_{N1} $t_{RN1} \text{ } ^\circ\text{C}, x_{RN1} = x_{N1} \text{ g/kg}$ punkt R_{N2} $t_{RN2} \text{ } ^\circ\text{C}, x_{RN2} = x_{N2} \text{ g/kg}$ punkt NC $\Delta t_{NC} = \frac{q_j}{m_{jc} \cdot c_p} \text{ } ^\circ\text{C}$ $t_{NC} = t_p - \Delta t_{NC} \text{ } ^\circ\text{C}$ punkt G $t_G = t_p - \frac{1}{\alpha_Z} \cdot (t_p - t_N) \text{ } ^\circ\text{C}$ punkt D₁ $t_{D1} \text{ } ^\circ\text{C}, x_{D1} \text{ g/kg}$ punkt D₂ $t_{D2} \text{ } ^\circ\text{C}, x_{D2} \text{ g/kg},$	3. Izotermy graniczne, linie graniczne $t_p \text{ } ^\circ\text{C},$ $t_N \text{ } ^\circ\text{C}$ $t_G = t_{NC} \text{ } ^\circ\text{C}$ $t_{D1} \text{ } ^\circ\text{C},$ $t_{D2} \text{ } ^\circ\text{C},$ $t_G = t_p - \frac{t_p - t_N}{\alpha_Z \cdot (1 - \phi_t)}$ $t_{GR} = t_{RN1} \text{ } ^\circ\text{C}$ $t_{zg(MR)C_1' C_2 R / (MR)C_1' C_2 H_2 R} = \frac{(t_{NC} - t_{D2}) \cdot [x - \phi_x \cdot (x - x_{p2}) - x_{D2}] - (\phi_t \cdot t_p - t_{D2}) \cdot (x_{p2} - x_{D2})}{(1 - \phi_t) \cdot (x_{p2} - x_{D2})}$ $t_{zg} = t_p$ $x_{p3} = x_D + \frac{t_p - t_D}{t_{NC} - t_D} \cdot (x_{N2} - x_D)$ $t_{zgC_1' C_2 R / C_1' C_2 H_2 R} = t_{D2} + \frac{t_{NC} - t_{D2}}{x_{N2} - x_{D2}} \cdot (x_Z - x_D)$ $x_{zgr} = \frac{x_{D1} - \phi_x \cdot x_{p2}}{1 - \phi_x}$

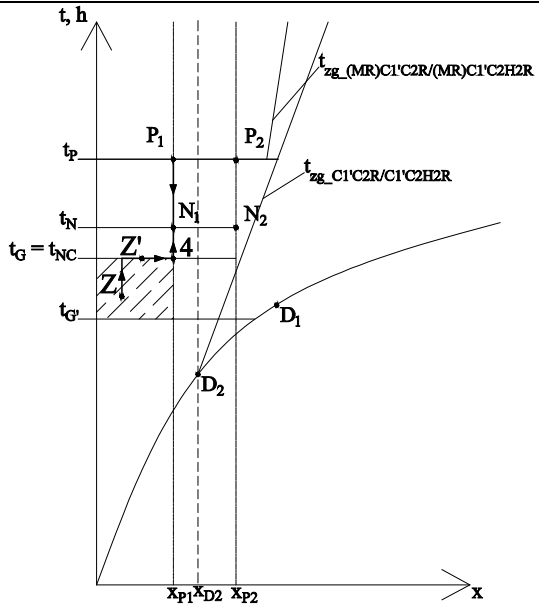
Strefa **(MR)H₁BR**: $t_Z \leq t_G$, $x_Z \leq x_{N1}$

- punkt **Z'**
 $t_{Z'} = t_Z + \Phi_t \cdot (t_P - t_Z)$
 $x_{Z'} = x_Z$
 $h_{Z'} = f(t_{Z'}, x_Z)$
 - punkt **1**
 $t_1 = t_{NC}$
 $x_1 = x_{Z'}$
 $h_1 = f(t_1, x_1)$
 - punkt **4**
 $t_4 = t_{NC}$
 $x_4 = x_1$
 $h_4 = f(t_4, x_4)$
- $$q_{H1} = m_c \cdot (h_1 - h_{Z'});$$
- $$q_B = m_c \cdot (h_4 - h_1);$$
- $$m_B = m_c \cdot (x_4 - x_1)$$



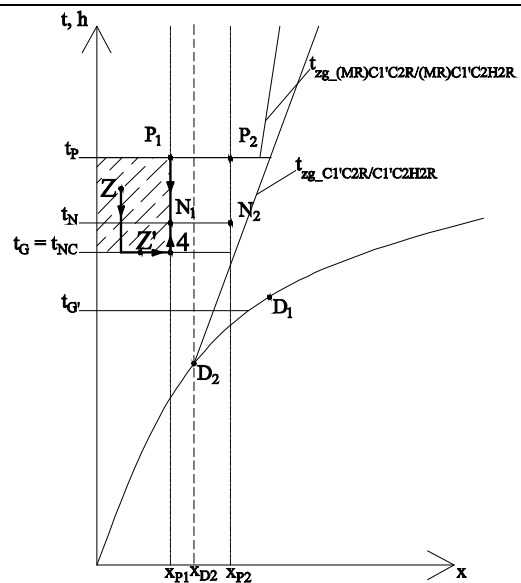
Strefa **(VR)BR**: $t_Z \leq t_{NC}$, $t_Z > t_G$, $x_Z \leq x_{N1}$

- punkt **Z'**
 $t_{Z'} = t_{NC}$
 $x_{Z'} = x_Z + \Phi_x \cdot (x_{P1} - x_Z)$
 $h_{Z'} = f(t_{Z'}, x_{Z'})$
 - punkt **4**
 $t_4 = t_{NC}$
 $x_4 = x_{N1}$
 $h_4 = f(t_4, x_4)$
- $$q_B = m_c \cdot (h_4 - h_{Z'});$$
- $$m_B = m_c \cdot (x_4 - x_{Z'})$$



Strefa **C₁'BR**: $t_Z \leq t_P$, $t_Z > t_{NC}$, $x_Z \leq x_{N1}$

- punkt **2**
 $t_2 = t_{NC}$
 $x_2 = x_Z$
 $h_2 = f(t_2, x_2)$
 - punkt **4**
 $t_4 = t_{NC}$
 $x_4 = x_{N1}$
 $h_4 = f(t_4, x_4)$
- $$q_{C1} = m_c \cdot (h_{Z'} - h_2);$$
- $$q_B = m_c \cdot (h_4 - h_2);$$
- $$m_B = m_c \cdot (x_4 - x_2)$$



Strefa **(MR)C₁'BR**: $t_Z > t_P$, $x_Z \leq x_{N1}$

- punkt **Z'**
 $t_{Z'} = t_Z + \Phi_t \cdot (t_P - t_Z)$
 $x_{Z'} = x_Z + \Phi_x \cdot (x_{P1} - x_Z)$
 $h_{Z'} = f(t_{Z'}, x_{Z'})$

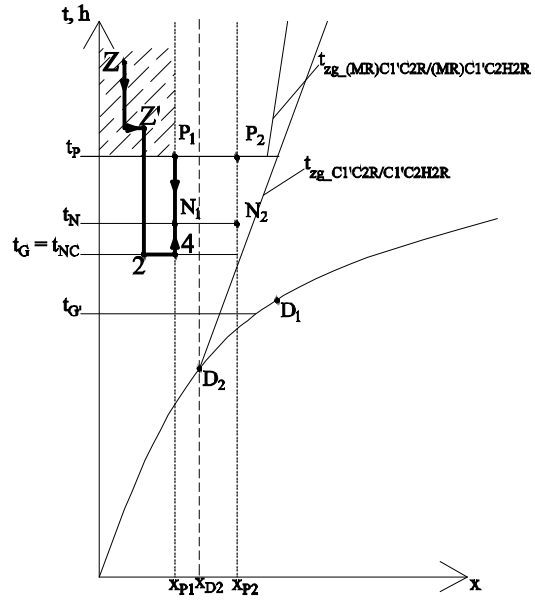
- punkt **2**
 $t_2 = t_{NC}$
 $x_2 = x_{Z'}$
 $h_2 = f(t_2, x_2)$

- punkt **4**
 $t_4 = t_{NC}$
 $x_4 = x_{N1}$
 $h_4 = f(t_4, x_4)$

$$q_{C1} = m_c \cdot (h_{Z'} - h_2)$$

$$q_B = m_c \cdot (h_4 - h_2)$$

$$m_B = m_c \cdot (x_4 - x_2)$$

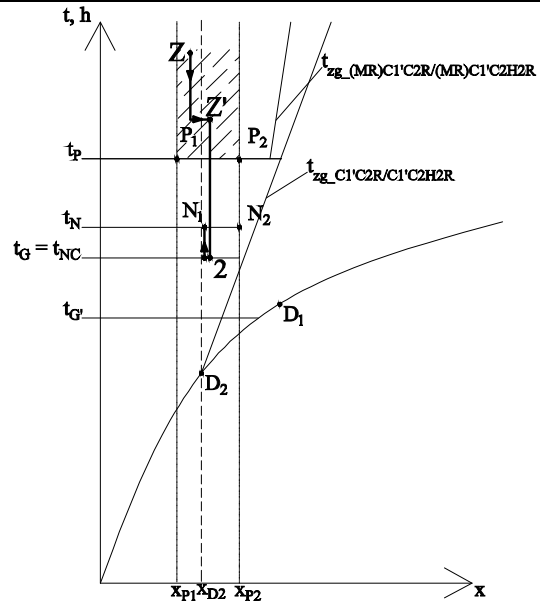


Strefa **(MR)C₁'R**: $t_Z > t_P$, $x_Z > x_{N1}$, $x_Z \leq x_{N2}$

- punkt **Z'**
 $t_{Z'} = t_Z + \Phi_t \cdot (t_P - t_Z)$

- punkt **2**
 $t_2 = t_{NC}$

$$q_{C1} = m_c \cdot c_p \cdot (t_{Z'} - t_2)$$

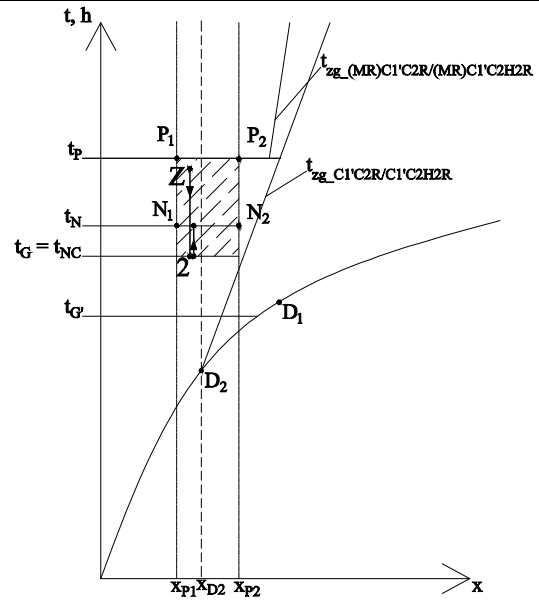


Strefa C₁'R: $t_Z \leq t_P$, $t_Z > t_{NC}$, $x_Z \leq x_{N2}$, $x_Z > x_{N1}$

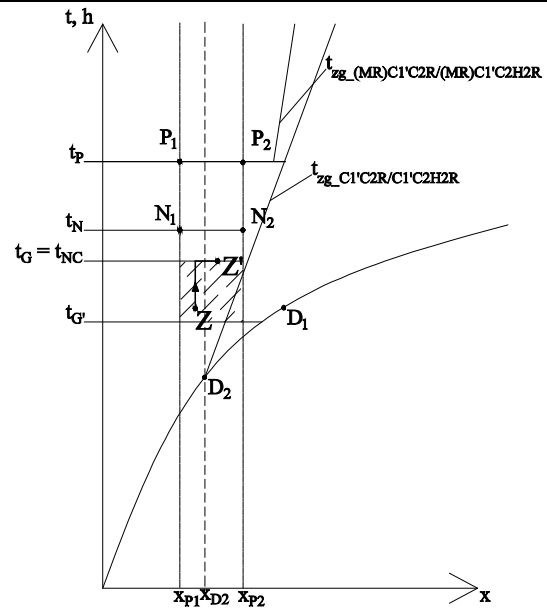
- punkt 2

$$t_2 = t_{NC}$$

$$q_{C1} = m_c \cdot c_p \cdot (t_Z - t_2)$$



Strefa (VR)R: $t_Z > t_{G'}$, $t_Z \leq t_{NC}$, $x_Z \leq x_{N2}$, $x_Z > x_{N1}$



Strefa (MR)H1R: $t_Z \leq t_{G'}$, $x_Z \leq x_{N2}$, $x_Z > x_{N1}$

- punkt Z'

$$t_{Z'} = t_Z + \Phi_t \cdot (t_P - t_Z)$$

$$x_{Z'} = x_Z$$

$$h_{Z'} = f(t_{Z'}, x_Z)$$

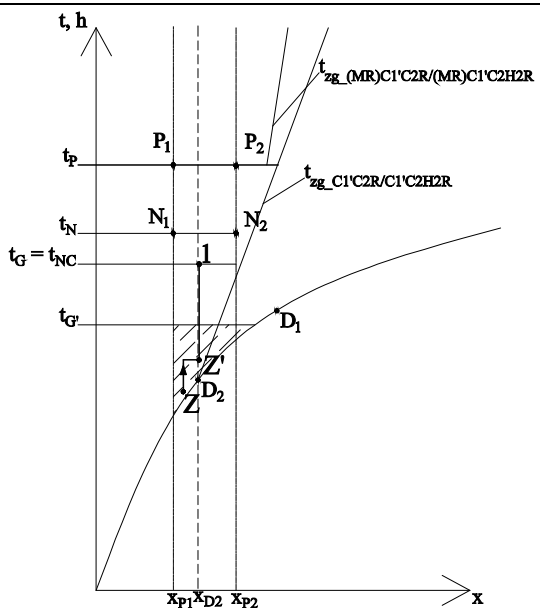
- punkt 1

$$t_1 = t_{NC}$$

$$x_1 = x_{Z'}$$

$$h_1 = f(t_1, x_1)$$

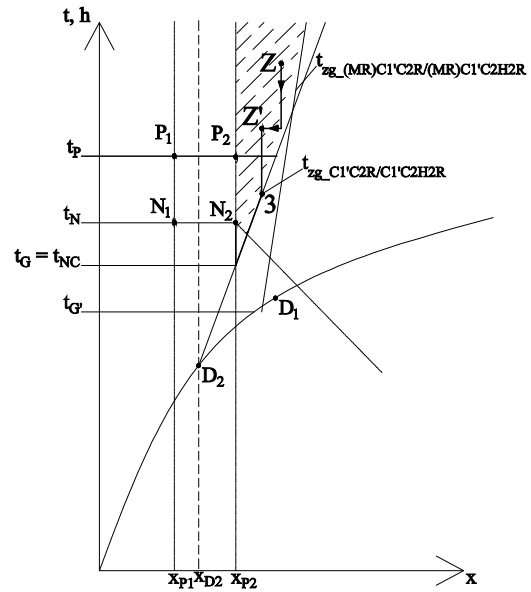
$$q_{H1} = m_c \cdot (h_1 - h_{Z'})$$



Strefa (MR)C₁'C₂R

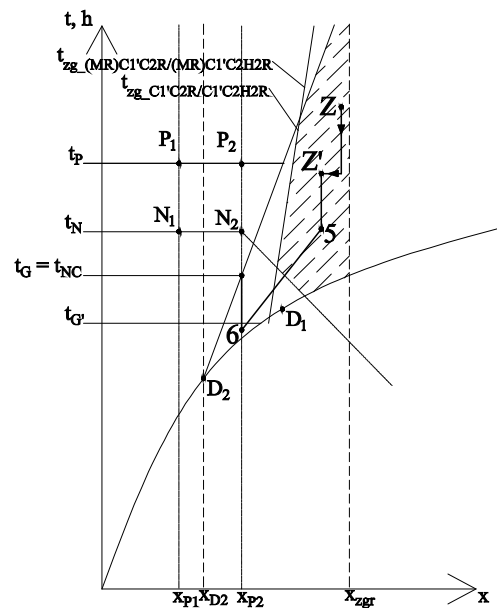
$$t_Z > t_{zg(MR)C_1'C_2R/(MR)C_1'C_2H_2R}, x_Z > x_{N2}, x_Z \leq x_{zgr}, h_Z > h_{p2}$$

- punkt **Z'**
 $t_{Z'} = t_Z + \phi_t \cdot (t_P - t_Z)$
 $x_{Z'} = x_Z + \phi_x \cdot (x_P - x_Z)$
 $h_{Z'} = f(t_{Z'}, x_{Z'})$
 - punkt **3**
 $t_3 = t_{D2} + (t_{NC} - t_{D2}) \cdot \frac{x_3 - x_{D2}}{x_{N2} - x_{D2}}$
 $x_3 = x_{Z'}$
 $h_3 = f(t_3, x_3)$
 - punkt **NC₂**
 $t_{NC2} = t_{NC}$
 $x_{NC2} = x_{N2}$
 $h_{NC2} = f(t_{NC2}, x_{NC2})$
- $$q_{C1} = m_c \cdot (h_{Z'} - h_3)$$
- $$q_{C2} = m_c \cdot (h_3 - h_{NC2})$$

**Strefa (MR)C₁'C₂H₂R**

$$t_Z \leq t_{zg(MR)C_1'C_2R/(MR)C_1'C_2H_2R}, x_Z > x_{N2}, x_Z \leq x_{zgr}, h_Z > h_{p2}$$

- punkt **Z'**
 $t_{Z'} = t_Z + \phi_t \cdot (t_P - t_Z)$
 $x_{Z'} = x_Z + \phi_x \cdot (x_P - x_Z)$
 $h_{Z'} = f(t_{Z'}, x_{Z'})$
 - punkt **5**
 $t_5 = t_{D1} + BF_1 \cdot (t_{Z'} - t_{D1})$
 $x_5 = x_{Z'}$
 $h_5 = f(t_5, x_5)$
 - punkt **6**
 $t_6 = t_{D2} + (t_5 - t_{D2}) \cdot \frac{x_6 - x_{D2}}{x_5 - x_{D2}}$
 $x_6 = x_{N2}$
 $h_6 = f(t_6, x_6)$
 - punkt **NC₂**
 $t_{NC2} = t_{NC}$
 $x_{NC2} = x_{N2}$
 $h_{NC2} = f(t_{NC2}, x_{NC2})$
- $$q_{C1} = m_c \cdot (h_{Z'} - h_5)$$
- $$q_{C2} = m_c \cdot (h_5 - h_6)$$
- $$q_{H2} = m_c \cdot (h_{NC2} - h_6)$$



Strefa **C₁'C₂R**: $t_z > t_{zg_{C_1C_2R/C_1C_2H_2R}}$, $x_z > x_{N2}$, $h_z \leq h_{P2}$,

- punkt 5

$$t_5 = t_{D_2} + (t_{NC} - t_{D_2}) \cdot \frac{X_5 - X_{D_2}}{X_{N_2} - X_{D_2}}$$

$$X_5 = X_Z$$

$$h_5 = f(t_5, x_5)$$

- punkt **NC₂**

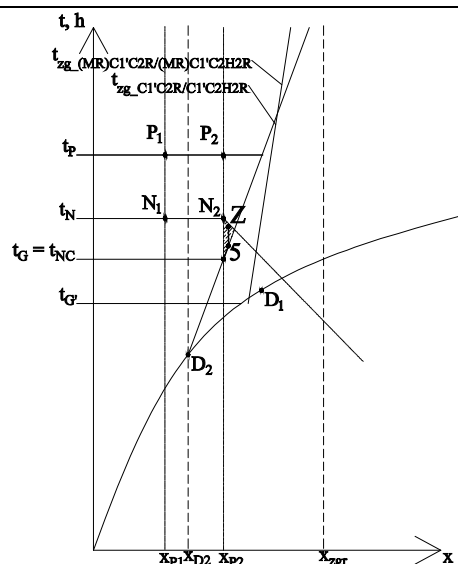
$$t_{NC2} = t_{NC}$$

$$X_{NC2} = X_{N2}$$

$$h_{NC2} = f(t_{NC2}, x_{NC2})$$

$$q_{C_1} = m_c \cdot (h_Z - h_5)$$

$$q_{C_2} = m_c \cdot (h_5 - h_{NC_2})$$



Strefa C₁'C₂H₂R

$$t_Z \leq t_{Zg_{C_1C_7R/C_1C_7H_2R}}, X_Z > X_{N2}, X_Z > X_{D1}, h_Z \leq h_{P2},$$

- punkt 5

$$t_5 = t_{D_1} + BF_1 \cdot (t_{z'} - t_{D_1})$$

$$X_5 = X_Z,$$

$$h_5 = f(t_5, x_5)$$

- punkt 6

$$t_6 = t_{D_2} + (t_5 - t_{D_2}) \cdot \frac{X_6 - X_{D_2}}{X_5 - X_{D_2}}$$

$$X_6 = X_{N2}$$

$$h_6 = f(t_6, x_6)$$

- punkt **NC₂**

$$t_{NC2} = t_{NC}$$

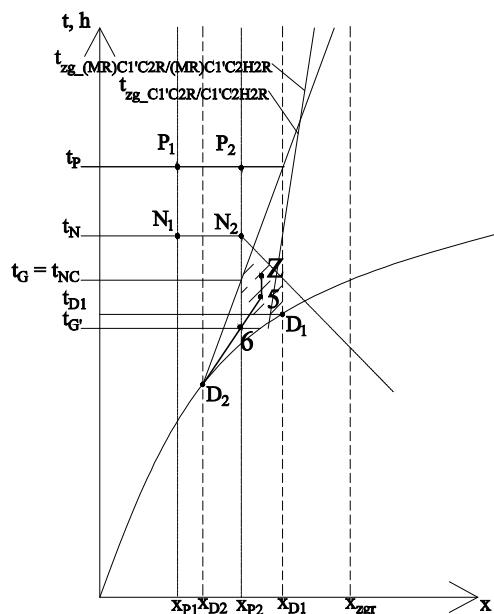
$$X_{\text{NC2}} = X_{\text{N2}}$$

$$h_{\text{NC2}} = f(t_{\text{NC2}}, x_{\text{NC2}})$$

$$q_{C_1} = m_c \cdot (h_Z - h_5)$$

$$q_{C_2} = m_c \cdot (h_5 - h_6)$$

$$q_{H_2} = m_c \cdot (h_{NC_2} - h_6)$$



Strefa C₂H₂R

$$t_Z \leq t_{D1}, x_Z > x_{N2}, h_Z \leq h_{P2},$$

- punkt **6**

$$t_6 = t_{D2} + (t_Z - t_{D2}) \cdot \frac{x_6 - x_{D2}}{x_Z - x_{D2}}$$

$$x_6 = x_{N2}$$

$$h_6 = f(t_6, x_6)$$

- punkt **NC₂**

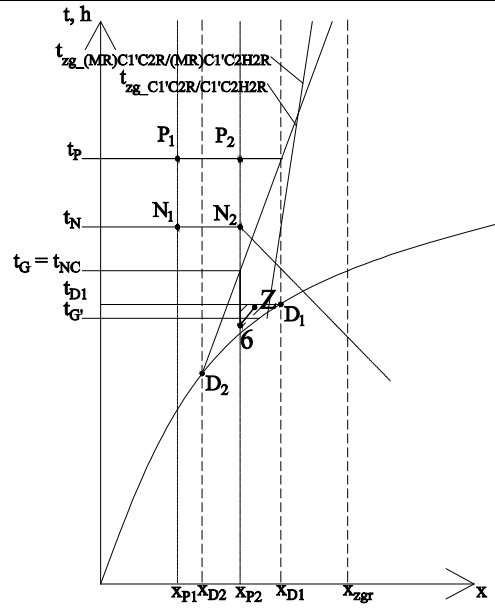
$$t_{NC2} = t_{NC}$$

$$x_{NC2} = x_{N2}$$

$$h_{NC2} = f(t_{NC2}, x_{NC2})$$

$$q_{C2} = m_c \cdot (h_Z - h_{NC2})$$

$$q_{H2} = m_c \cdot (h_{NC2} - h_6)$$

**Strefa C₁C₂H₂R: $x_Z > x_{D1}, h_Z \leq h_{P2}$**

- punkt **5**

$$t_5 = t_{D1} + BF_1 \cdot (t_Z - t_{D1})$$

$$x_5 = x_{D1} + BF_1 \cdot (x_Z - x_{D1})$$

$$h_5 = f(t_5, x_5)$$

- punkt **6**

$$t_6 = t_{D2} + (t_5 - t_{D2}) \cdot \frac{x_6 - x_{D2}}{x_5 - x_{D2}}$$

$$x_6 = x_{N2}$$

$$h_6 = f(t_6, x_6)$$

- punkt **NC₂**

$$t_{NC2} = t_{NC}$$

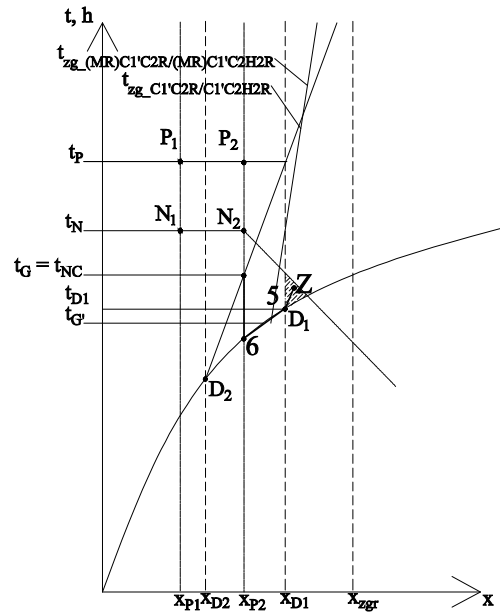
$$x_{NC2} = x_{N2}$$

$$h_{NC2} = f(t_{NC2}, x_{NC2})$$

$$q_{C1} = m_c \cdot (h_Z - h_5)$$

$$q_{C2} = m_c \cdot (h_5 - h_6)$$

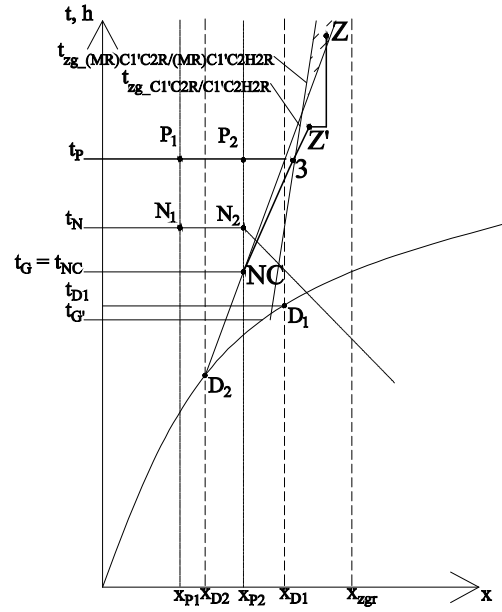
$$q_{H2} = m_c \cdot (h_{NC2} - h_6)$$



Strefa (MR)C₁C₂R:

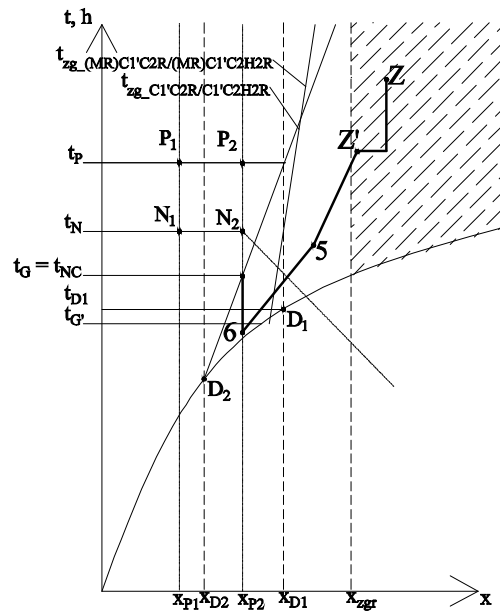
$$t_Z > t_{zg(MR)C_1C_2R/(MR)C_1C_2H_2R}, X_Z > X_{zgr}$$

- punkt **Z'**
 $t_{Z'} = t_Z + \phi_t \cdot (t_P - t_Z)$
 $x_{Z'} = x_Z + \phi_x \cdot (x_P - x_Z)$
 $h_{Z'} = f(t_{Z'}, x_{Z'})$
 - punkt **3**
 $t_3 = t_{D_2} + (t_{NC} - t_{D_2}) \cdot \frac{x_3 - x_{D_2}}{x_{N_2} - x_{D_2}}$
 $x_3 = \frac{1}{\frac{1}{(x_{N_2} - x_{D_2})} \cdot \frac{t_{NC} - t_{D_2}}{t_{D_1} - t_{D_2}} - \frac{1}{(x_{Z'} - x_{D_1})} \cdot \frac{t_{Z'} - t_{D_1}}{t_{D_1} - t_{D_2}}}$
 $h_3 = f(t_3, x_3)$
 - punkt **NC₂**
 $t_{NC2} = t_{NC}$
 $x_{NC2} = x_{N2}$
 $h_{NC2} = f(t_{NC2}, x_{NC2})$
- $$q_{C_1} = m_c \cdot (h_{Z'} - h_3)$$
- $$q_{C_2} = m_c \cdot (h_3 - h_{NC2})$$

**Strefa (MR)C₁C₂H₂R:**

$$t_Z \leq t_{zg(MR)C_1C_2R/(MR)C_1C_2H_2R}, X_Z \leq X_{zgr}$$

- punkt **Z'**
 $t_{Z'} = t_Z + \phi_t \cdot (t_P - t_Z)$
 $x_{Z'} = x_Z + \phi_x \cdot (x_P - x_Z)$
 $h_{Z'} = f(t_{Z'}, x_{Z'})$
 - punkt **5**
 $t_5 = t_{D_1} + BF_1 \cdot (t_Z - t_{D_1})$
 $x_5 = x_{D_1} + BF_1 \cdot (x_{Z'} - x_{D_1})$
 $h_5 = f(t_5, x_5)$
 - punkt **6**
 $t_6 = t_{D_2} + (t_5 - t_{D_2}) \cdot \frac{x_6 - x_{D_2}}{x_5 - x_{D_2}}$
 $x_6 = x_{N2}$
 $h_6 = f(t_6, x_6)$
 - punkt **NC₂**
 $t_{NC2} = t_{NC}$
 $x_{NC2} = x_{N2}$
 $h_{NC2} = f(t_{NC2}, x_{NC2})$
- $$q_{C_1} = m_c \cdot (h_{Z'} - h_5)$$
- $$q_{C_2} = m_c \cdot (h_5 - h_6)$$
- $$q_{H_2} = m_c \cdot (h_{NC2} - h_6)$$



Załącznik 4. Wyniki obliczeń symulacyjnych - optymalna opcja konfiguracji chłodziw w centrali

Tablica Z.6 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną^{*}/ dla systemu HVAC ISO5 - $\bar{x}_{16}$ w układzie chłodzenia 1-temperaturowego i 2-temperaturowego

Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna [*] kWh/m ² /r	System HVAC $\bar{x}_{16}$					
	$\alpha=100\%$		$\alpha=100\%$		$\alpha=100\%$	
	$q_j = 100 \text{ W/m}^2$		$q_j = 300 \text{ W/m}^2$		$q_j = 500 \text{ W/m}^2$	
	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe
Klimat kontynentalny (Polska) $q=1$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	9978/ (12319), 13550*	9978/ (12319), 13550*	8501/ (10495), 11545*	8501/ (10495), 11545*	7063/ (8720), 9592*	7063/ (8720), 9592*
Q_{H2}	4232/ (910), 1001*	4667/ (615), 677*	3862/ (732), 805*	4288/ (470), 517*	3497/ (576), 634*	3918/ (348), 383*
Q_C	6316/ (1208), 3024*		6328/ (1210), 3030*		6346/ (1213), 3038*	
Q_{C1}		3346/ (414), 1035*		3347/ (414), 1035*		3355/ (415), 1038*
Q_{C2}		3946/ (688), 1720*		3917/ (684), 1710*		3888/ (680), 1700*
Q_B	14397/ (15155), 37887*	14397/ (15155), 37887*	14395/ (15153), 37882*	14395/ (15153), 37882*	14372/ (15128), 37821*	14372/ (15128), 37821*
ΔER	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*
E_p^*	57856*	57701*	55656*	55521*	53479*	53362*
Klimat subarktyczny (Rosja) $q=2$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	16542/ (20422), 22464*	16542/ (20422), 22464*	14903/ (18399), 20239*	14903/ (18399), 20239*	13300/ (16420), 18062*	13300/ (16420), 18062*
Q_{H2}	1854/ (458), 504*	2254/ (313), 344*	1673/ (368), 405*	2046/ (239), 263*	1494/ (291), 320*	1842/ (177), 195*
Q_C	2431/ (458), 1146*		2463/ (464), 1162*		2500/ (471), 1181*	
Q_{C1}		1345/ (163), 408*		1342/ (162), 405*		1339/ (162), 405*
Q_{C2}		1727/ (301), 753*		1718/ (299), 748*		1712/ (299), 748*
Q_B	24751/ (26054), 65134*	24751/ (26054), 65134*	24743/ (26045), 65113*	24743/ (26045), 65113*	24715/ (26016), 65039*	24715/ (26016), 65039*
ΔER	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*
E_p^*	91879*	92162*	89550*	89827*	87230*	87505*
Klimat subtropikalny (Brazylia) $q=3$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	1309/ (1616), 1778*	1309/ (1616), 1778*	904/ (1116), 1228*	904/ (1116), 1228*	541/ (668), 735*	541/ (668), 735*
Q_{H2}	16963/ (1616), 1778*	18466/ (1616), 1778*	15532/ (1116), 1228*	17010/ (1116), 1228*	14122/ (668), 735*	15573/ (668), 735*

	(2033), 2236*	(1387), 1526*	(1613), 1774*	(1040), 1144*	(1253), 1378*	(752), 827*
Q_C	29849/ (5700), 14267*		29887/ (5708), 14286*		29932/ (5717), 14309*	
Q_{C1}		16100/ (1971), 4928*		16103/ (1971), 4928*		16108/ (1971), 4928*
Q_{C2}		17039/ (3014), 7535*		16980/ (3006), 7515*		16924/ (2998), 7495*
Q_B	288/ (303), 758*	288/ (303), 758*	288/ (303), 758*	288/ (303), 758*	287/ (302), 755*	287/ (302), 755*
ΔER	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*
$E_p^*/$	21184*	19134*	20191*	18182*	19322*	17346*
Klimat subtropikalny (Tajwan) $q=4$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	261/ (322), 354*	261/ (322), 354*	166/ (205), 225*	166/ (205), 225*	81/ (100), 110*	81/ (100), 110*
Q_{H2}	23996/ (558), 614*	24330/ (567), 624*	22206/ (399), 439*	22538/ (406), 447*	20441/ (270), 297*	20771/ (278), 306*
Q_C	74733/ (16613), 41553*		74735/ (16614), 41554*		74739/ (16614), 41556*	
Q_{C1}		46176/ (6668), 16670*		46175/ (6668), 16670*		46176/ (6668), 16670*
Q_{C2}		29627/ (6276), 15690*		29627/ (6276), 15690*		29628/ (6276), 15690*
Q_B	98/ (103), 258*	98/ (103), 258*	98/ (103), 258*	98/ (103), 258*	98/ (103), 258*	98/ (103), 258*
ΔER	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*	(822), 2055*
$E_p^*/$	44111*	36194*	43808*	35888*	43553*	35632*

Tablica Z.7 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną^{*/} dla systemu HVAC ISO7 - $\bar{x}_{16}$ w układzie chłodzenia 1-temperaturowego i 2-temperaturowego

Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna* kWh/m ² /r	System HVAC $\bar{x}_{16}$					
	$\alpha=100\%$		$\alpha=100\%$		$\alpha=100\%$	
	$q_j = 100 \text{ W/m}^2$		$q_j = 300 \text{ W/m}^2$		$q_j = 500 \text{ W/m}^2$	
	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe
Klimat kontynentalny (Polska) $q=1$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	1841/ (2273), 2500*	1841/ (2273), 2500*	702/ (867), 953*	702/ (867), 953*	102/ (126), 139*	102/ (126), 139*
Q_{H2}	877/ (154), 169*	979/ (95), 105*	540/ (46), 51*	627/ (18), 20*	209/ (3), 3*	267/ (1), 1*
Q_C	1521/ (291), 728*		1551/ (296), 740*		1655/ (314), 785*	
Q_{C1}		804/ (99), 248*		810/ (100), 250*		855/ (105), 263*
Q_{C2}		936/ (163), 408*		913/ (160), 400*		894/ (158), 395*
Q_B	3452/ (3634), 9084*	3452/ (3634), 9084*	3446/ (3627), 9068*	3446/ (3627), 9068*	3438/ (3619), 9047*	3438/ (3619), 9047*
ΔER	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*
$E_P^*/$	13044*	12913*	11372*	11256*	10532*	10408*
Klimat subarktyczny (Rosja) $q=2$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	3355/ (4142), 4556*	3355/ (4142), 4556*	2030/ (2506), 2757*	2030/ (2506), 2757*	1056/ (1304), 1434*	1056/ (1304), 1434*
Q_{H2}	377/ (78), 86*	464/ (48), 53*	212/ (23), 25*	276/ (8), 9*	64/ (2), 2*	100/ (1), 1*
Q_C	596/ (112), 280*		643/ (122), 305*		757/ (142), 355*	
Q_{C1}		322/ (39), 98*		328/ (39), 98*		391/ (47), 118*
Q_{C2}		411/ (72), 180*		410/ (72), 180*		400/ (71), 178*
Q_B	5933/ (6245), 15613*	5933/ (6245), 15613*	5924/ (6236), 15589*	5924/ (6236), 15589*	5912/ (6223), 15558*	5912/ (6223), 15558*
ΔER	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*
$E_P^*/$	21145*	21115*	19286*	19245*	17957*	17898*
Klimat subtropikalny (Brazylia) $q=3$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	165/ (204), 224*	165/ (204), 224*	2/ (2), 3*	2/ (2), 3*	0	0
Q_{H2}	3536/ (336), 370*	3887/ (204), 224*	2224/ (97), 107*	2545/ (34), 37*	915/ (9), 10*	1151/ (3), 3*

Q_C	7178/ (1371), 3428*		7243/ (1383), 3458*		7441/ (1418), 3545*	
Q_{C1}		3864/ (613), 1533*		3880/ (615), 1538*		3922/ (621), 1553*
Q_{C2}		4067/ (720), 1800*		4020/ (713), 1783*		3989/ (710), 1775*
Q_B	69/ (73), 182*	69/ (73), 182*	69/ (73), 182*	69/ (73), 182*	69/ (73), 182*	69/ (73), 182*
ΔER	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*
$E_P^*/$	4717*	4485*	4263*	4064*	4247*	4030*
Klimat subtropikalny (Tajwan) $q=4$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	28/ (35), 38*	28/ (35), 38*	0	0	0	0
Q_{H2}	5089/ (77), 85*	5169/ (78), 86*	3443/ (12), 13*	3519/ (12), 13*	1753/ (0), 0*	1800/ (0), 0*
Q_C	17936/ (3987), 9968*		17945/ (3988), 9970*		17994/ (3997), 9993*	
Q_{C1}		11081/ (1600), 4000*		11084/ (1601), 4003*		11084/ (1600), 4000*
Q_{C2}		7110/ (1506), 3765*		7110/ (1506), 3765*		7120/ (1508), 3770*
Q_B	23/ (24), 61*	23/ (24), 61*	23/ (24), 61*	23/ (24), 61*	23/ (24), 61*	23/ (24), 61*
ΔER	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*	(198), 495*
$E_P^*/$	10667*	8569*	10559*	8461*	10564*	8445*

Tablica Z.8 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną^{*} dla systemu HVAC ISO8 - $\bar{x}_{16}$ w układzie chłodzenia 1-temperaturowego i 2-temperaturowego

Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna* kWh/m ² /r	System HVAC $\bar{x}_{16}$					
	$\alpha=100\%$		$\alpha=100\%$		$\alpha=100\%$	
	$q_i = 100 \text{ W/m}^2$		$q_i = 300 \text{ W/m}^2$		$q_i = 500 \text{ W/m}^2$	
	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe
Klimat kontynentalny (Polska) $q=1$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	412/ (509), 560*	412/ (509), 560*	1/ (1), 1*	1/ (1), 1*	0	0
Q_{H2}	266/ (29), 32*	305/ (14), 15*	1/ (0), 0*	0	0	0
Q_C	641/ (122), 305*		897/ (165), 413*		1771/ (309), 773*	
Q_{C1}		337/ (41), 103*		486/ (57), 143*		978/ (105), 263*
Q_{C2}		383/ (67), 168*		360/ (64), 160*		434/ (80), 200*

Q_B	1437/ (1513), 3782*	1437/ (1513), 3782*	1430/ (1505), 3763*	1430/ (1505), 3763*	1423/ (1498), 3745*	1423/ (1498), 3745*
ΔER	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*
$E_P^*/$	4914*	4866*	4407*	4300*	4741*	4433*
Klimat subarktyczny (Rosja) $q=2$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	992/ (1225), 1347*	992/ (1225), 1347*	159/ (196), 216*	159/ (196), 216*	1/ (1), 1*	1/ (1), 1*
Q_{H2}	108/ (15), 17*	138/ (7), 8*	0	0	0	0
Q_C	261/ (49), 123*		467/ (85), 213*		969/ (168), 420*	
Q_{C1}		134/ (16), 40*		277/ (32), 80*		628/ (68), 170*
Q_{C2}		171/ (30), 75*		150/ (27), 68*		151/ (27), 67,5*
Q_B	2468/ (2598), 6495*	2468/ (2598), 6495*	2456/ (2585), 6463*	2456/ (2585), 6463*	2443/ (2572), 6429*	2443/ (2572), 6429*
ΔER	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*
$E_P^*/$	8232*	8218*	7140*	7076*	7098*	6915*
Klimat subtropikalny (Brazylia) $q=3$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	5/ (6), 7*	5/ (6), 7*	0	0	0	0
Q_{H2}	1086/ (62), 68*	1226/ (28), 31*	3/ (0), 0*	1/ (0), 0*	0	0
Q_C	3008/ (574), 1435*		3621/ (680), 1700*		6266/ (1139), 2848*	
Q_{C1}		1615/ (256), 640*		1901/ (295), 738*		2936/ (437), 1093*
Q_{C2}		1680/ (298), 745*		1648/ (294), 735*		2269/ (412), 1030*
Q_B	29/ (31), 76*	29/ (31), 76*	29/ (31), 76*	29/ (31), 76*	29/ (31), 76*	29/ (31), 76*
ΔER	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*
$E_P^*/$	1799*	1716*	1984*	1761*	3132*	2409*
Klimat subtropikalny (Tajwan) $q=4$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0	0	0
Q_{H2}	1638/ (10), 11*	1671/ (11), 12*	72/ (0), 0*	31/ (0), 0*	0	0
Q_C	7475/ (1661), 4153*		7756/ (1709), 4273*		9970/ (2148), 5370*	

Q_{C1}		4618/ (668), 1670*		4711/ (676), 1690*		5058/ (712), 1780*
Q_{C2}		2963/ (628), 1570*		2972/ (629), 1573*		4331/ (917), 2293*
Q_B	10/ (11), 26*	10/ (11), 26*	10/ (11), 26*	10/ (11), 26*	10/ (11), 26*	10/ (11), 26*
ΔER	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*	(82), 205*
E_p^*	4403*	3537*	4512*	3542*	5609*	4352*

Tablica Z.9 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną^{*/} dla systemu HVAC ISO8 - $\bar{x}_{25}$ w układzie chłodzenia 1-temperaturowego i 2-temperaturowego

Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna* kWh/m ² /r	System HVAC $\bar{x}_{25}$			
	$\alpha=10\%$		$\alpha=30\%$	
	$q_j = 500 \text{ W/m}^2$		$q_j = 500 \text{ W/m}^2$	
	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe
Klimat kontynentalny (Polska) $q=1$				
Q_{hel}	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0
Q_C	4194/ (414), 1015*		3546/ (398), 995*	
Q_{C1}		1967/ (105), 263*		1376/ (96), 240*
Q_{C2}		2220/ (215), 538*		2155/ (228), 570*
Q_B	141/ (148), 371*	141/ (148), 371*	428/ (451), 1126*	428/ (451), 1126*
ΔER	0	0	0	0
$E_p^*/$	1406*	1171*	2131*	1936*
Klimat subarktyczny (Rosja) $q=2$				
Q_{hel}	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0
Q_C	3919/ (285), 713*		2781/ (267), 668*	
Q_{C1}		1793/ (72), 180*		956/ (67), 168*
Q_{C2}		2121/ (146), 365*		1819/ (150), 375*
Q_B	244/ (257), 642*	244/ (257), 642*	737/ (776), 1939*	730/ (768), 1921*
ΔER	0	0	0	0
$E_p^*/$	1355*	1187*	2607*	2464*
Klimat subtropikalny (Brazylia) $q=3$				
Q_{hel}	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0
Q_C	4814/ (845), 2113*		5060/ (900), 2250*	

Q_{C1}		2202/ (275), 688*		2083/ (267), 668*
Q_{C2}		2576/ (452), 1130*		2913/ (518), 1295*
Q_B	2/ (2), 5*	2/ (2), 5*	8/ (8), 21*	8/ (8), 21*
ΔER	0	0	0	0
$E_P^*/$	2118*	1823*	2271*	1984*
Klimat subtropikalny (Tajwan) $q=4$				
Q_{hel}	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0
Q_C	5280/ (1100), 2750*		6438/ (1364), 3410*	
Q_{C1}		2314/ (351), 878*		2542/ (397), 993*
Q_{C2}		2905/ (608), 1520*		3876/ (825), 2063*
Q_B	1/ (1), 3*	1/ (1), 3*	3/ (3), 8*	3/ (3), 8*
ΔER	0	0	0	0
$E_P^*/$	2753*	2401*	3418*	3063*

Tablica Z.10 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną^{*/} dla systemu HVAC ISO5 - $\bar{x}_{32}$ w układzie chłodzenia 1-temperaturowego i 2-temperaturowego

Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna* kWh/m ² /r	System HVAC $\bar{x}_{32}$											
	$\alpha=10\%$		$\alpha=30\%$		$\alpha=10\%$		$\alpha=30\%$		$\alpha=30\%$		$\alpha=50\%$	
	$q_j = 100 \text{ W/m}^2$		$q_j = 100 \text{ W/m}^2$		$q_j = 300 \text{ W/m}^2$		$q_j = 300 \text{ W/m}^2$		$q_j = 500 \text{ W/m}^2$		$q_j = 500 \text{ W/m}^2$	
	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe
Klimat kontynentalny (Polska) $q=1$												
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	412/ (509), 560*	412/ (509), 560*	2497/ (3083), 3391*	2497/ (3083), 3391*	1/ (1), 1*	1/ (1), 1*	1240/ (1531), 1684*	1240/ (1531), 1684*	401/ (495), 545*	401/ (495), 545*	2067/ (2552), 2807*	2067/ (2552), 2807*
Q_{H2}	294/ (30), 33*	278/ (28), 31*	1223/ (218), 240*	1198/ (213), 234*	4/ (0), 0*	0	882/ (91), 100*	834/ (86), 95*	546/ (21), 23*	489/ (20), 22*	1470/ (151), 166*	1391/ (143), 157*
Q_C	522/ (97), 243*		1533/ (286), 715*		834/ (150), 375*		1565/ (292), 730*		1642/ (306), 765*		2608/ (487), 1218*	
Q_{C1}		225/ (31), 78*		665/ (93), 233*		459/ (59), 148*		675/ (94), 235*		719/ (100), 250*		1126/ (157), 393*
Q_{C2}		280/ (51), 128*		837/ (154), 385*		248/ (46), 115*		838/ (154), 385*		840/ (154), 385*		1397/ (256), 640*
Q_B	576/ (606), 1516*	576/ (606), 1516*	1724/ (1815), 4537*	1724/ (1815), 4537*	593/ (624), 1561*	593/ (624), 1561*	1723/ (1814), 4534*	1723/ (1814), 4534*	1727/ (1818), 4545*	1727/ (1818), 4545*	2872/ (3023), 7558*	2872/ (3023), 7558*
ΔER	(82),	(82),	(246),	(246),	(82),	(82),	(246),	(246),	(246),	(246),	(411),	(411),

	205*	205*	616*	616*	205*	205*	616*	616*	616*	616*	1027*	1027*
E _p */	2557*	2517*	9499*	9395*	2141*	2029*	7664*	7549*	6494*	6363*	12775*	12581*
Klimat subarktyczny (Rosja) q=2												
Q _{hel}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
+Q _{H1}	997/ (1231), 1354*	997/ (1231), 1354*	4427/ (5465), 6012*	4427/ (5465), 6012*	160/ (198), 217*	160/ (198), 217*	2997/ (3700), 4070*	2997/ (3700), 4070*	1885/ (2327), 2560*	1885/ (2327), 2560*	4994/ (6165), 6782*	4994/ (6165), 6782*
Q _{H2}	117/ (15), 17*	123/ (15), 17*	505/ (110), 121*	560/ (108), 119*	0	0	352/ (46), 51*	368/ (43), 47*	201/ (12), 13*	195/ (11), 12*	586/ (76), 84*	613/ (73), 80*
Q _C	227/ (42), 105*		615/ (113), 283*		489/ (88), 220*		682/ (126), 315*		788/ (146), 365*		1137/ (211), 528*	
Q _{C1}		117/ (16), 40*		332/ (46), 115*		326/ (42), 105*		349/ (48), 120*		409/ (56), 140*		583/ (81), 203*
Q _{C2}		113/ (21), 53*		336/ (61), 153*		89/ (16), 40*		339/ (62), 155*		341/ (62), 155*		565/ (103), 258*
Q _B	992/ (1044), 2611*	992/ (1044), 2611*	2977/ (3134), 7834*	2977/ (3134), 7834*	1019/ (1073), 2682*	1019/ (1073), 2682*	2978/ (3135), 7837*	2978/ (3135), 7837*	2989/ (3146), 7866*	2988/ (3145), 7863*	4962/ (5223), 13058*	4961/ (5222), 13055*
ΔER	(82), 205*	(82), 205*	(246), 616*	(246), 616*	(82), 205*	(82), 205*	(246), 616*	(246), 616*	(246), 616*	(246), 616*	(411), 1027*	(411), 1027*
E _p */	4292*	4280*	14865*	14848*	3324*	3249*	12889*	12845*	11420*	11346*	21478*	21404*
Klimat subtropikalny (Brazylia) q=3												
Q _{hel}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Q _{H1}	4/ (5), 5*	4/ (5), 5*	255/ (315), 346*	255/ (315), 346*	0	0	16/ (20), 22*	16/ (20), 22*	0	0	27/ (33), 37*	27/ (33), 37*
Q _{H2}	1174/ (64), 70*	1108/ (60), 66*	4842/ (481), 529*	4707/ (466), 513*	22/ (0), 0*	0	3522/ (193), 212*	3321/ (181), 199*	2215/ (49), 54*	1976/ (46), 51*	5870/ (321), 353*	5534/ (303), 333*
Q _C	2316/ (436), 1090*		6865/ (1293), 3233*		3100/ (573), 1433*		6948/ (1309), 3273*		7090/ (1335), 3338*		11581/ (2181), 5453*	
Q _{C1}		1018/ (143), 358*		3027/ (423), 1058*		1538/ (208), 520*		3054/ (426), 1065*		3093/ (431), 1078*		5092/ (711), 1778*
Q _{C2}		1227/ (229), 573*		3681/ (686), 1715*		1115/ (210), 525*		3683/ (687), 1718*		3693/ (688), 1720*		6138/ (1143), 2858*
Q _B	12/ (13), 32*	12/ (13), 32*	34/ (36), 89*	34/ (36), 89*	15/ (16), 39*	15/ (16), 39*	35/ (37), 92*	35/ (37), 92*	36/ (38), 95*	36/ (38), 95*	57/ (60), 150*	57/ (60), 150*
ΔER	(82), 205*	(82), 205*	(246), 616*	(246), 616*	(82), 205*	(82), 205*	(246), 616*	(246), 616*	(246), 616*	(246), 616*	(411), 1027*	(411), 1027*
E _p */	1402*	1238*	4812*	4336*	1677*	1289*	4214*	3711*	4102*	3559*	7019*	6182*
Klimat subtropikalny (Tajwan) q=4												
Q _{hel}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Q _{H1}	0	0	46/ (57), 62*	46/ (57), 62*	0	0	1/ (1), 1*	1/ (1), 1*	0	0	1/ (1), 1*	1/ (1), 1*
Q _{H2}	1789/ (10), 11*	1511/ (10), 11*	7044/ (119), 131*	6245/ (115), 127*	183/ (0), 0*	0	5367/ (32), 35*	4532/ (30), 33*	3696/ (2), 2*	2884/ (2), 2*	8944/ (52), 57*	7551/ (51), 56*
Q _C	4780/ (1048), 2620*		14332/ (3145), 7863*		5247/ (1130), 2825*		14339/ (3146), 7865*		14356/ (3149), 7873*		23898/ (5243), 13108*	
Q _{C1}		2344/ (387), 985*		7029/ (1157), 2893*		2578/ (415), 1038*		7032/ (1158), 2895*		7038/ (1158), 2895*		11721/ (1931), 4828*
Q _{C2}		2159/ (466), 1165*		6477/ (1398), 3495*		2151/ (470), 1175*		6477/ (1398), 3495*		6478/ (1398), 3495*		10795/ (2330), 5825*
Q _B	4/ (5), 5*	4/ (5), 5*	12/ (13), 32*	12/ (13), 32*	7/ (8), 9*	7/ (8), 9*	12/ (13), 32*	12/ (13), 32*	12/ (13), 32*	12/ (13), 32*	19/ (20), 21*	19/ (20), 21*

	(4), 11*	(4), 11*	(13), 32*	(13), 32*	(7), 18*	(7), 18*	(13), 32*	(13), 32*	(13), 32*	(13), 32*	(20), 50*	(20), 50*
ΔER	(82), 205*	(82), 205*	(246), 616*	(246), 616*	(82), 205*	(82), 205*	(246), 616*	(246), 616*	(246), 616*	(246), 616*	(411), 1027*	(411), 1027*
$E_p^*/$	2847*	2360*	8703*	7224*	3048*	2436*	8549*	7072*	8522*	7040*	14242*	11786*

Tablica Z.11 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną^{*} dla systemu HVAC ISO7 - $\bar{x}_{32}$ w układzie chłodzenia 1-temperaturowego i 2-temperaturowego

Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna [*] kWh/m ² /r	System HVAC $\bar{x}_{32}$					
	$\alpha=30\%$		$\alpha=50\%$		$\alpha=50\%$	
	$q_j = 100 \text{ W/m}^2$		$q_j = 100 \text{ W/m}^2$		$q_j = 300 \text{ W/m}^2$	
	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe
Klimat kontynentalny (Polska) $q=1$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	165/ (204), 224*	165/ (204), 224*	597/ (737), 811*	597/ (737), 811*	9/ (11), 12*	9/ (11), 12*
Q_{H2}	164/ (10), 11*	151/ (9), 10*	384/ (46), 51*	366/ (43), 47*	58/ (0), 0*	30/ (0), 0*
Q_C	385/ (71), 178*		622/ (116), 290*		770/ (141), 353*	
Q_{C1}		167/ (22), 55*		269/ (37), 93*		365/ (48), 120*
Q_{C2}		202/ (37), 93*		335/ (62), 155*		336/ (62), 155*
Q_B	413/ (435), 1087*	413/ (435), 1087*	691/ (727), 1818*	691/ (727), 1818*	699/ (736), 1839*	699/ (736), 1839*
ΔER	(59), 148*	(59), 148*	(99), 246*	(99), 246*	(99), 246*	(99), 246*
$E_p^*/$	1648*	1617*	3216*	3170*	2450*	2372*
Klimat subarktyczny (Rosja) $q=2$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	552/ (681), 750*	552/ (681), 750*	1319/ (1628), 1791*	1319/ (1628), 1791*	355/ (438), 482*	355/ (438), 482*
Q_{H2}	63/ (5), 6*	64/ (5), 6*	155/ (23), 25*	163/ (22), 24*	15/ (0), 0*	7/ (0), 0*
Q_C	177/ (33), 83*		266/ (49), 123*		432/ (79), 198*	
Q_{C1}		91/ (12), 30*		136/ (19), 48*		254/ (34), 85*
Q_{C2}		82/ (15), 38*		135/ (25), 63*		133/ (24), 60*
Q_B	715/ (753), 1882*	715/ (753), 1882*	1191/ (1254), 3134*	1191/ (1254), 3134*	1207/ (1271), 3176*	1207/ (1271), 3176*
ΔER	(59), 148*	(59), 148*	(99), 246*	(99), 246*	(99), 246*	(99), 246*
$E_p^*/$	2868*	2853*	5319*	5305*	4102*	4049*
Klimat subtropikalny (Brazylia) $q=3$						
Q_{hel}						

	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	16/ (20), 22*	16/ (20), 22*	0	0
Q_{H2}	660/ (22), 24*	609/ (19), 21*	1528/ (97), 107*	1449/ (92), 101*	258/ (1), 1*	134/ (1), 1*
Q_C	1685/ (317), 793*		2771/ (522), 1305*		3049/ (572), 1430*	
Q_{C1}		739/ (100), 250*		1219/ (167), 418*		1350/ (185), 463*
Q_{C2}		884/ (165), 413*		1472/ (274), 685*		1478/ (276), 690*
Q_B	8/ (8), 21*	8/ (8), 21*	14/ (15), 37*	14/ (15), 37*	16/ (17), 42*	16/ (17), 42*
ΔER	(59), 148*	(59), 148*	(99), 246*	(99), 246*	(99), 246*	(99), 246*
$E_P^*/$	985*	852*	1717*	1509*	1719*	1442*
Klimat subtropikalny (Tajwan) $q=4$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	1/ (1), 1*	1/ (1), 1*	0	0
Q_{H2}	1052/ (2), 2*	853/ (2), 2*	2299/ (18), 20*	1959/ (17), 19*	633/ (0), 0*	294/ (0), 0*
Q_C	3443/ (755), 1888*		5734/ (1259), 3148*		5812/ (1272), 3180*	
Q_{C1}		1689/ (279), 698*		2812/ (461), 1153*		2838/ (464), 1160*
Q_{C2}		1554/ (335), 838*		2590/ (559), 1398*		2598/ (560), 1400*
Q_B	3/ (3), 8*	3/ (3), 8*	5/ (5), 13*	5/ (5), 13*	6/ (6), 16*	6/ (6), 16*
ΔER	(59), 148*	(59), 148*	(99), 246*	(99), 246*	(99), 246*	(99), 246*
$E_P^*/$	2045*	1693*	3428*	2829*	3442*	2822*

Tablica Z.12 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną^{*} dla systemu HVAC ISO8 - $\bar{x}_{32}$ w układzie chłodzenia 1-temperaturowego i 2-temperaturowego

Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna* kWh/m ² /r	System HVAC $\bar{x}_{32}$			
	$\alpha=10\%$		$\alpha=30\%$	
	$q_i = 500 \text{ W/m}^2$		$q_i = 500 \text{ W/m}^2$	
	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe
Klimat kontynentalny (Polska) $q=1$				
Q_{hel}	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	28/ (35), 38*	28/ (35), 38*
Q_{H2}	0	0	63/ (1), 1*	50/ (1), 1*
Q_C	299/		285/	

	(52), 130*		(53), 133*	
Q_{C1}		178/ (19), 48*		127/ (16), 40*
Q_{C2}		68/ (13), 33*		141/ (25), 63*
Q_B	181/ (191), 476*	181/ (191), 476*	288/ (303), 758*	288/ (303), 758*
ΔER	(25), 62*	(25), 62*	(41), 103*	(41), 103*
$E_P^*/$	668*	618*	1032*	1002*
Klimat subarktyczny (Rosja) q=2				
Q_{hel}	0	0	0	0
Q_{H1}	29/ (36), 39*	29/ (36), 39*	240/ (296), 326*	240/ (296), 326*
Q_{H2}	0	0	21/ (1), 1*	18/ (1), 1*
Q_C	177/ (31), 78*		145/ (26), 65*	
Q_{C1}		125/ (15), 38*		77/ (10), 25*
Q_{C2}		23/ (4), 10*		57/ (10), 25*
Q_B	309/ (325), 813*	309/ (325), 813*	499/ (525), 1313*	499/ (525), 1313*
ΔER	(25), 62*	(25), 62*	(41), 103*	(41), 103*
$E_P^*/$	991*	961*	1808*	1793*
Klimat subtropikalny (Brazylia) q=3				
Q_{hel}	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	261/ (3), 3*	207/ (2), 2*
Q_C	1067/ (195), 488*		1201/ (225), 563*	
Q_{C1}		568/ (70), 175*		523/ (70), 175*
Q_{C2}		315/ (62), 155*		619/ (114), 285*
Q_B	5/ (5), 13*	5/ (5), 13*	6/ (6), 16*	6/ (6), 16*
ΔER	(25), 62*	(25), 62*	(41), 103*	(41), 103*
$E_P^*/$	562*	405*	684*	581*
Klimat subtropikalny (Tajwan) q=4				
Q_{hel}	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0
Q_{H2}	9/		476/	333/

	(0), 0*	0	(0), 0*	(0), 0*
Q_C	1644/ (352), 880*		2397/ (525), 1313*	
Q_{C1}		828/ (128), 320*		1174/ (189), 473*
Q_{C2}		680/ (159), 398*		1081/ (233), 583*
Q_B	2/ (2), 5*	2/ (2), 5*	2/ (2), 5*	2/ (2), 5*
ΔER	(25), 62*	(25), 62*	(41), 103*	(41), 103*
$E_P^*/$	947*	784*	1420*	1163*

Tablica Z.13 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną^{*/} dla systemu HVAC ISO5 - $\bar{x}_{45}$ w układzie chłodzenia 1-temperaturowego i 2-temperaturowego

energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna* kWh/m ² /r	System HVAC $\bar{x}_{45}$					
	$\alpha=5\%$		$\alpha=5\%$		$\alpha=10\%$	
	$q_i = 300 \text{ W/m}^2$		$q_i = 500 \text{ W/m}^2$		$q_i = 500 \text{ W/m}^2$	
	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe	1-temperaturowe	2-temperaturowe
Klimat kontynentalny (Polska) $q=1$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	280/ (346), 380*	280/ (346), 380*	3/ (4), 4*	3/ (4), 4*	858/ (1059), 1165*	858/ (1059), 1165*
Q_{H2}	0		0		0	
Q_C	1266/ (204), 510*		2925/ (367), 919*		1924/ (322), 805*	
Q_{C1}		333/ (42), 105*		877/ (86), 215*		480/ (63), 158*
Q_{C2}		906/ (145), 363*		2015/ (239), 598*		1393/ (236), 590*
Q_B	713/ (751), 1876*	713/ (751), 1876*	714/ (752), 1879*	714/ (752), 1879*	1430/ (1505), 3763*	1430/ (1505), 3763*
ΔER	0	0	0	0	0	0
$E_P^*/$	2766*	2724*	2801*	2696*	5733*	5676*
Klimat subarktyczny (Rosja) $q=2$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	1662/ (2052), 2257*	1662/ (2052), 2257*	730/ (901), 991*	730/ (901), 991*	3417/ (4219), 4640*	3417/ (4219), 4640*
Q_{H2}	0		0		0	
Q_C	804/ (128), 320*		1938/ (241), 603*		1193/ (197), 493*	
Q_{C1}		227/ (29), 73*		603/ (59), 148*		324/ (42), 105*

Q_{C2}		563/ (89), 223*		1313/ (153), 383*		843/ (139), 348*
Q_B	1227/ (1292), 3229*	1227/ (1292), 3229*	1228/ (1293), 3232*	1228/ (1293), 3232*	2456/ (2585), 6463*	2456/ (2585), 6463*
ΔER	0	0	0	0	0	0
$E_P^*/$	5806*	5781*	4826*	4753*	11596*	11556*
Klimat subtropikalny (Brazylia) $q=3$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0	0	0
Q_C	3451/ (613), 1533*		5339/ (931), 2328*		5956/ (1065), 2663*	
Q_{C1}		1058/ (143), 358*		1956/ (254), 635*		1679/ (231), 578*
Q_{C2}		2312/ (420), 1050*		3338/ (599), 1498*		4099/ (749), 1873*
Q_B	14/ (15), 37*	14/ (15), 37*	14/ (15), 37*	14/ (15), 37*	29/ (31), 76*	29/ (31), 76*
ΔER	0	0	0	0	0	0
$E_P^*/$	1570*	1445*	2365*	2170*	2739*	2526*
Klimat subtropikalny (Tajwan) $q=4$						
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0	0	0
Q_C	5763/ (1211), 3028*		7646/ (1587), 3968*		10593/ (2238), 5595*	
Q_{C1}		1619/ (259), 648*		2518/ (395), 988*		2791/ (450), 1125*
Q_{C2}		3925/ (853), 2133*		4946/ (1063), 2658*		7344/ (1603), 4008*
Q_B	5/ (5), 13*	5/ (5), 13*	5/ (5), 13*	5/ (5), 13*	10/ (11), 26*	10/ (11), 26*
ΔER	0	0	0	0	0	0
$E_P^*/$	3041*	2793*	3981*	3658*	5621*	5159*

Tablica Z.14 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną^{*} dla systemu HVAC ISO7 - $\bar{x}_{45}$ w układzie chłodzenia 1-temperaturowego i 2-temperaturowego

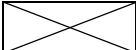
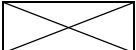
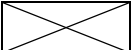
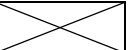
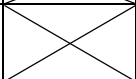
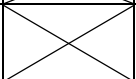
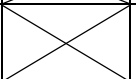
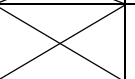
Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna* kWh/m ² /r	System HVAC $\bar{x}_{45}$							
	$\alpha=5\%$		$\alpha=10\%$		$\alpha=5\%$		$\alpha=10\%$	
	$q_j = 100 \text{ W/m}^2$		$q_j = 100 \text{ W/m}^2$		$q_j = 300 \text{ W/m}^2$		$q_j = 500 \text{ W/m}^2$	
	1- temperaturo we	2- temperaturo we	1- temperaturo we	2- temperaturo we	1- temperaturo we	2- temperaturo we	1- temperaturo we	2- temperaturo we
Klimat kontynentalny (Polska) $q=1$								
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	7/ (9), 10*	7/ (9), 10*	278/ (343), 378*	278/ (343), 378*	0	0	0	0
Q_{H2}	0		0		0		0	
Q_C	523/ (79), 198*		362/ (61), 153*		2325/ (233), 583*		3742/ (388), 970*	
Q_{C1}		147/ (17), 43*		84/ (11), 28*		1004/ (60), 150*		1554/ (99), 248*
Q_{C2}		368/ (48), 120*		266/ (46), 115*		1338/ (138), 345*		2216/ (231), 578*
Q_B	172/ (181), 453*	172/ (181), 453*	343/ (361), 903*	343/ (361), 903*	172/ (181), 453*	172/ (181), 453*	343/ (361), 903*	343/ (361), 903*
ΔER	0	0	0	0	0	0	0	0
$E_P^*/$	661*	626*	1434*	1424*	1036*	948*	1873*	1728*
Klimat subarktyczny (Rosja) $q=2$								
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	284/ (351), 386*	284/ (351), 386*	829/ (1023), 1126*	829/ (1023), 1126*	0	0	0	0
Q_{H2}	0		0		0		0	
Q_C	338/ (51), 128*		215/ (35), 88*		2012/ (159), 398*		3124/ (263), 658*	
Q_{C1}		102/ (11), 28*		57/ (8), 20*		796/ (42), 105*		1152/ (68), 170*
Q_{C2}		232/ (30), 75*		153/ (26), 65*		1227/ (92), 230*		1989/ (154), 385*
Q_B	295/ (311), 776*	295/ (311), 776*	590/ (621), 1553*	590/ (621), 1553*	295/ (311), 776*	295/ (311), 776*	590/ (621), 1553*	590/ (621), 1553*
ΔER	0	0	0	0	0	0	0	0
$E_P^*/$	1290*	1265*	2767*	2764*	1174*	1111*	2211*	2108*
Klimat subtropikalny (Brazylia) $q=3$								
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	1/ (1), 1*	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_C	1093/ (193), 483*		1241/ (225), 563*		2964/ (507), 1268*		4846/ (826), 2065*	

Q_{C1}		380/ (50), 125*		320/ (45), 113*		1287/ (162), 405*		2121/ (268), 670*
Q_{C2}		697/ (126), 315*		875/ (161), 403*		1728/ (306), 765*		2942/ (522), 1305*
Q_B	3/ (3), 8*	3/ (3), 8*	7/ (7), 18*	7/ (7), 18*	3/ (3), 8*	3/ (3), 8*	7/ (7), 18*	7/ (7), 18*
ΔER	0	0	0	0	0	0	0	0
$E_P^*/$	491*	448*	582*	534*	1276*	1178*	2083*	1993*
Klimat subtropikalny (Tajwan) $q=4$								
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_C	1646/ (344), 860*		2356/ (501), 1253*		3513/ (715), 1788*		6089/ (1243), 3108*	
Q_{C1}		513/ (81), 203*		582/ (95), 238*		1423/ (219), 548*		2389/ (368), 920*
Q_{C2}		1084/ (234), 585*		1662/ (364), 910*		2121/ (447), 1118*		3723/ (788), 1970*
Q_B	1/ (1), 3*	1/ (1), 3*	2/ (2), 5*	2/ (2), 5*	1/ (1), 3*	1/ (1), 3*	2/ (2), 5*	2/ (2), 5*
ΔER	0	0	0	0	0	0	0	0
$E_P^*/$	863*	791*	1258*	1153*	1791*	1668*	3113*	2895*

Tablica Z.15 Zapotrzebowanie na energię użytkową, końcową i pierwotną^{*} dla systemu HVAC ISO8 - $\bar{x}_{45}$ w układzie chłodzenia 1-temperaturowego i 2-temperaturowego

Energia użytkowa/ (końcowa), pierwotna* kWh/m ² /r	System HVAC $\bar{x}_{45}$							
	$\alpha=5\%$		$\alpha=10\%$		$\alpha=5\%$		$\alpha=10\%$	
	$q_j = 100 \text{ W/m}^2$		$q_j = 100 \text{ W/m}^2$		$q_j = 300 \text{ W/m}^2$		$q_j = 300 \text{ W/m}^2$	
	1- temperatu- rowe	2- temperatu- rowe	1- temperatu- rowe	2- temperatu- rowe	1- temperatu- rowe	2- temperatu- rowe	1- temperatu- rowe	2- temperatu- rowe
Klimat kontynentalny (Polska) $q=1$								
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	1/ (1), 1*	1/ (1), 1*	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_C	746/ (76), 190*		585/ (78), 195*		2565/ (253), 633*		2401/ (235), 588*	
Q_{C1}		303/ (20), 50*		175/ (17), 43*		1203/ (63), 158*		1056/ (61), 153*
Q_{C2}		437/ (46), 115*		403/ (47), 118*		1348/ (134), 335*		1339/ (136), 340*
Q_B	71/ (7), 18*	71/ (7), 18*	141/ (14), 43*	141/ (14), 43*	71/ (7), 18*	71/ (7), 18*	143/ (14), 43*	141/ (14), 43*

	(75), 187*	(75), 187*	(148), 371*	(148), 371*	(75), 187*	(75), 187*	(151), 376*	(148), 371*
ΔER	0	0	0	0	0	0	0	0
$E_p^*/$	377*	352*	567*	532*	820*	680*	964*	864*
Klimat subarktyczny (Rosja) q=2								
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	166/ (205), 225*	166/ (205), 225*	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_C	617/ (51), 128*		387/ (51), 128*		2422/ (174), 435*		2137/ (160), 400*	
Q_{C1}		220/ (14), 35*		120/ (12), 30*		1116/ (44), 110*		882/ (42), 105*
Q_{C2}		394/ (31), 78*		262/ (30), 75*		1292/ (91), 228*		1240/ (91), 228*
Q_B	120/ (126), 316*	120/ (126), 316*	245/ (258), 645*	245/ (258), 645*	123/ (129), 324*	120/ (126), 316*	246/ (259), 647*	245/ (258), 645*
ΔER	0	0	0	0	0	0	0	0
$E_p^*/$	444*	429*	998*	975*	759*	654*	1047*	978*
Klimat subtropikalny (Brazylia) q=3								
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_C	1005/ (171), 428*		1068/ (187), 468*		2905/ (496), 1240*		2954/ (505), 1263*	
Q_{C1}		421/ (53), 133*		391/ (51), 128*		1320/ (164), 410*		1292/ (162), 405*
Q_{C2}		593/ (105), 263*		666/ (120), 300*		1612/ (283), 708*		1687/ (298), 745*
Q_B	1/ (1), 3*	1/ (1), 3*	3/ (3), 8*	3/ (3), 8*	1/ (1), 3*	1/ (1), 3*	3/ (3), 8*	3/ (3), 8*
ΔER	0	0	0	0	0	0	0	0
$E_p^*/$	431*	398*	476*	436*	1243*	1121*	1271*	1158*
Klimat subtropikalny (Tajwan) q=4								
Q_{hel}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_{H1}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_{H2}	0	0	0	0	0	0	0	0
Q_C	1235/ (252), 630*		1529/ (317), 793*		3128/ (631), 1578*		3421/ (694), 1735*	
		476/ 476*		505/ 505*		1373/ 1373*		1402/ 1402*

Q_{C1}		(73), 183*		(79), 198*		(209), 523*		(215), 538*
Q_{C2}		753/ (159), 398*		989/ (212), 530*		1784/ (372), 930*		2020/ (425), 1063*
Q_B	0	0	1/ (1), 3*	1/ (1), 3*	0	0	1/ (1), 3*	1/ (1), 3*
ΔER	0	0	0	0	0	0	0	0
$E_p^*/$	630*	580*	796*	731*	1578*	1453*	1738*	1603*