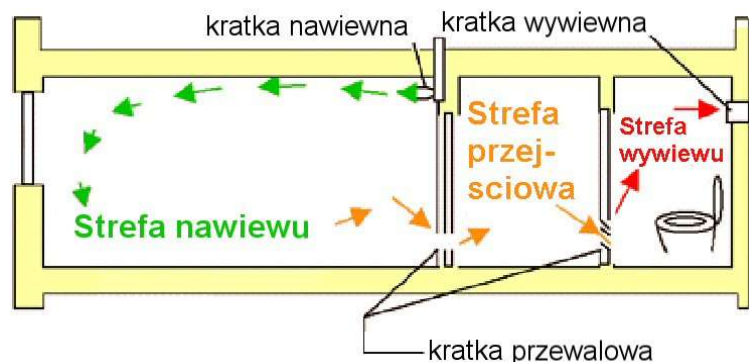


WENTYLACJA W BUDYNKACH PASYWNYCH

Budynek pasywny jest budynkiem, wewnątrz którego komfort cieplny może być osiągnięty bez udziału systemów grzewczych lub klimatyzacyjnych – dom ogrzewa i chłodzi się wyłącznie pasywnie (Adamson 1987 i Feist 1988). Warunkowane jest to niskim rocznym zapotrzebowaniem na ciepło do ogrzania budynku mniejszym $20 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ (w Niemczech $15 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$). Taka wartość zapotrzebowania na ciepło wynika z zastosowania bardzo dobrze zaizolowanych przegród zewnętrznych, specjalnej konstrukcji okien oraz wysoko sprawnej mechanicznej wentylacji.

Niezbędnym elementem każdego budynku pasywnego, pozwalającym na znaczne ograniczenie strat ciepła, jest mechaniczna wentylacja nawiewno-wywiewna dostosowująca swoją wydajność do aktualnego zapotrzebowania na świeże powietrze. Najważniejszym elementem instalacji wentylacyjnej jest wysokosprawny wymiennik ciepła, w którym powietrze nawiewanemu zostaje przekazana duża część ciepła odzyskana z powietrza wywiewanego. Wymiennik ten powinien charakteryzować się wysoką sprawnością powyżej 80 % i niskim zużyciem energii elektrycznej. Powietrze zewnętrzne można doprowadzać do budynku poprzez wymiennik gruntowy, w którym podgrzewa się ono w czasie zimy i chłodzi latem.

Wentylacja nawiewno-wywiewna budynku pasywnego ma charakter ukierunkowany. Świeże powietrze zostaje doprowadzone bezpośrednio do przestrzeni wspólnej z jadalnią i sypialni. W pomieszczeniach tych znajdują się każdorazowo, co najmniej jedna kratka nawiewna. Powietrze usuwane jest z kuchni, łazienek i sypialni na piętrze, w których umieszczone są kratki wywiewne. Dzięki temu w mieszkaniu ma miejsce ukierunkowany przepływ powietrza: świeże powietrze dociera najpierw do głównych pomieszczeń mieszkalnych. Przepływa ono następnie poprzez strefę pośrednią do pomieszczeń wilgotnych, w których panuje relatywnie wysoka krotność wymian, co umożliwia np. szybkie wysychanie mokrych ręczników. Dzięki zasadzie ukierunkowanego przepływu świeże powietrze zostaje wykorzystane w optymalny sposób.



Rys.1 Schemat ukierunkowanego przepływu powietrza w budynku.

Budynki pasywne charakteryzuje bardzo niskie zapotrzebowania na ciepło dlatego można je ogrzewać przy wykorzystaniu ogrzewania powietrznego. Podgrzewając świeże powietrze nawiewane do pomieszczeń dziennych, biurowych, dzieciennych i sypialni, można doprowadzić ciepło potrzebne do ich ogrzania. Typowe centrale wentylacyjne wykorzystują do podgrzania powietrza nagrzewnice elektryczne. Ich lokalizacja zależy od pełnionej funkcji. Nagrzewnice wstępne są umieszczane przed wymiennikiem krzyżowym i chronią go przed niebezpieczeństwem szronienia. Nagrzewnice właściwe zlokalizowane są za wymiennikiem

krzyżowym. Zastosowanie nagrzewnicy o mocy 3 – 5 kW może w pełni pokryć zapotrzebowanie budynku pasywnego na ciepło.

Często spotykanym rozwiązaniem są również tzw. urządzenia kompaktowe, które pełnią jednocześnie rolę centrali wentylacyjnej, instalacji grzewczej oraz odpowiadają za przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Ich konstrukcja jest oparta o pompę ciepła, która wykorzystuje pozostałe w powietrzu wywiewnym z budynku ciepło do ogrzania c.w.u.. Urządzenia kompaktowe mogą korzystać z odnawialnych źródeł energii np. dzięki współpracy z kolektorami słonecznymi.

Centrala wentylacyjna z odzyskiem ciepła

Głównym elementem instalacji wentylacyjnej budynku pasywnego jest wysokosprawny wymiennik ciepła, zwany też rekuperatorem, w który zachodzi odzyskanie ciepła z usuwanego, zużytego powietrza. Brak odzysku spowodowałby, że strata ciepła na wentylację wyniosłaby od 20 do 30 kWh/(m²a), czyli więcej niż całkowite zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania budynku. Nowoczesne wymienniki pozwalają na odzyskanie od 65 % do 95 % ciepła z usuwanego powietrza. Zapewniają jednocześnie szczelne oddzielenie strumienia powietrza usuwanego od nawiewanego, zużywają niewiele energii elektrycznej i charakteryzują się cichą pracą. Dzięki wysokiej sprawności odzysku ciepła, straty ciepła na wentylację są małe, co jest warunkiem koniecznym dla prawidłowego funkcjonowania budynku pasywnego.

Wysoka efektywność wymiennika pozwala równocześnie na ogrzanie powietrza nawiewanego do temperatury zbliżonej do temperatury powietrza wewnętrznego. Dzięki temu nawiewane powietrze nie jest już „zimne“. Daje to możliwość, razem z wysoką izolacyjnością przegród zewnętrznych i okien, zapewnienia użytkownikom budynku wysokiego komfortu cieplnego.

Stosowane w budynkach pasywnych wymienniki powinny charakteryzować się sprawnością odzysku ciepła, $\eta > 80 \%$ i niskim pobórem mocy elektrycznej. Pozostałe parametry techniczne takie jak, wymagany spręż dyspozycyjny oraz wydatek określa się na podstawie punktu pracy instalacji. Oblicza się go przyjmując maksymalną ilość powietrza wentylacyjnego, V_n m³/h oraz obliczeniowe całkowite straty ciśnienia, Δp_c Pa (całkowita strata ciśnienia dla instalacji nawiewnej powinna być równa stracie instalacji wywiewnej przy uwzględnieniu strat w gruntowym wymienniku ciepła). Ze względu na ewentualne nieszczelności układu oraz niedokładność oszacowania strat ciśnienia, zaleca się podwyższenie obu wielkości przeciętnie o od 5 do 10 %. Uzyskany punkt pracy przenosi się na wykres charakterystyk pracy wymiennika co pozwala na wyznaczenie wymaganej prędkości obrotowej wentylatorów, ω 1/s i poboru mocy elektrycznej, N kW.

Gruntowy wymiennik ciepła

Jednym z elementów instalacji wentylacyjnej budynku pasywnego jest gruntowy wymiennik ciepła. Świeże powietrze dopływające do pomieszczeń jest w nim wstępnie podgrzewane w zimie i chłodzone w lecie. Ze względu na akumulację ciepła w otaczającym gruncie, wymiana ciepła w wymienniku gruntowym ma charakter niestabilny. Dodatkowym zadaniem przy obliczaniu wymienników gruntowych jest właściwe ujęcie trójwymiarowej wymiany ciepła w gruncie. W literaturze opisywanych jest kilka modeli fizycznych wymiennika gruntowego. Większość autorów rozważa jednowymiarowy przepływ ciepła – albo w kierunku promieniowym od powierzchni rury, albo w kierunku prostym do powierzchni Ziemi.

Poniżej do obliczeń powierzchni wymiennika gruntowego zaadoptowano metodę IGSHPA (The International Ground Source Heat Pump Association Method) doboru wymienników gruntowych współpracujących z pompami ciepła, w publikacji „Design/data manual for closed-loop ground-coupled heat pump systems” autorstwa J.E. Bose, J.D. Parker i F.C. McQuiston. Długość wymiennika gruntowego można obliczyć korzystając ze wzoru:

$$L = \frac{Q_w (R_p + R_g \cdot F_H)}{\Delta T_{ln}} \text{ m}$$

gdzie:

- Q_w – wymagana moc wymiennika, W,
- R_p – opór przenikania ciepła przez ściankę rury wymiennika, m·K/W,
- R_g – opór cieplny gruntu, m·K/W,
- F_H – współczynnik cykliczności pracy wymiennika,
- ΔT_{ln} – średnia logarytmiczna różnica temperatur, K.

Wymaganą moc gruntowego wymiennika ciepła obliczamy:

$$\mathbf{0.0.1} \quad Q_w = \frac{V_n \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_1 - t_e)}{3,6} \text{ W}$$

gdzie:

- V_n – ilość nawiewanego powietrza wentylacyjnego, m³/h,
- ρ – gęstość powietrza (dla $t_{sr} = (t_1 + t_e)/2$), kg/m³,
- c_p – ciepło właściwe powietrza (dla t_{sr}), kJ/kg·K,
- t_1 – temperatura powietrza za wymiennikiem gruntowym, °C,
- t_e – obliczeniowa temperatura powietrza zewnętrznego, °C.

Zakłada się, że temperatura powietrza za wymiennikiem gruntowym t_1 powinna mieć wartość ≥ 0 °C. Warunek ten chroni rekupeartor przed szronieniem powierzchni wymiennika krzyżowego zapewniając efektywną pracę. Dlatego, do obliczeń wymaganej mocy wymiennika gruntowego należy przyjmować $t_1 \geq 0$ °C. Przyjęcie większej wartości spowoduje wydłużenie długości wymiennika i doprowadzi do wzrostu kosztów inwestycyjnych.

Opór cieplny przenikania ciepła przez ściankę rury wymiennika jest sumą oporu cieplnego przejmowania ciepła od wewnętrznej ścianki do powietrza i oporu przewodzenia ciepła przez ściankę rury wymiennika:

$$R_p = R_\alpha + R_{sc} \text{ m} \cdot \text{K} / \text{W}$$

Opór przejmowania ciepła od wewnętrznej ścianki obliczamy korzystając ze wzoru:

$$R_\alpha = \frac{1}{\pi \cdot d_w \cdot \alpha_i} \text{ m} \cdot \text{K} / \text{W}$$

gdzie:

- d_w – średnica wewnętrzna rury wymiennika, m,
- α_i – współczynnik przejmowania ciepła dla powietrza od strony wewnętrznej ścianki wymiennika, W/m²K.

Współczynnik przejmowania ciepła α_i wyznacza na podstawie teorii wymiany ciepła w przewodach przy przepływie wymuszonym. Decydujący wpływ na wartość współczynnika ma rodzaj ruchu, który zależy od średnicy wewnętrznej i prędkości przepływającego nim powietrza. Prędkość przepływu powinna być na tyle duża by wywołać ruch turbulentny intensyfikujący wymianę ciepła i zmniejszający opór przejmowania. Jednocześnie nadmierne zwiększenie prędkości może doprowadzić do znacznego wzrostu całkowitej strat ciśnienia w wymienniku i spowodować konieczność dobrania centrali wentylacyjnej o większej mocy.

Opór przewodzenia ciepła przez ściankę wymiennika obliczamy korzystając ze wzoru:

$$R_{sc} = \frac{1}{2 \cdot \Pi \cdot \lambda_{sc}} \cdot \ln\left(\frac{d_z}{d_w}\right) m \cdot K / W$$

gdzie:

λ_{sc} – współczynnik przewodzenia ciepła ścianki rury wymiennika, W/mK,
 d_z – średnica zewnętrzna rury wymiennika, m.

Opór przejmowania ciepła dla gruntu wyznacza się z wzoru:

$$R_G = \frac{I(X_{d_z}) - I(X_{2H})}{2 \cdot \Pi \cdot \lambda_{gr}} W / m \cdot K$$

gdzie:

λ_{gr} – współczynnik przewodzenia ciepła gruntu, W/m·K,
 $I(X_{d_z})$ – wartość funkcji dla $X = d_z$
 $I(X_{2H})$ – wartość funkcji dla $X = 2H$, gdzie H – odległości osi wymiennika od powierzchni gruntu, m.

Wartość funkcji $I(X)$ oblicza się na podstawie:

dla $0 < X \leq 1$

$$I(X) = \frac{1}{2} \cdot \left(\begin{aligned} & -\ln X^2 - 0,57721566 + 0,99999193 \cdot X^2 - 0,24991055 \cdot X^4 + 0,05519968 \cdot X^6 \\ & - 0,00976004 \cdot X^8 + 0,00107857 \cdot X^{10} \end{aligned} \right)$$

dla $1 \leq X < \infty$

$$I(X) = \left[1 / \left(2 \cdot X^2 \cdot e^{-X^2} \right) \right] (A / B)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} A &= X^8 + 8,5733287 \cdot X^6 + 18,059017 \cdot X^4 + 8,637609 \cdot X^2 + 0,2677737 \\ B &= X^8 + 9,5733223 \cdot X^6 + 25,6329561 \cdot X^4 + 21,0996531 \cdot X^2 + 3,9684969 \end{aligned}$$

Współczynnik cykliczności pracy gruntowego wymiennika ciepła obliczamy korzystając ze wzoru:

$$F_H = \frac{t}{24n}$$

gdzie:

t – całkowity czas pracy wymiennika dla najzimniejszego miesiąca (lub najcieplejszego dla lata), h,
 n – liczba dni w tym miesiącu.

Wartość średniej logarytmicznej różnicy temperatur pomiędzy powietrzem płynącym w wymienniku o otaczającym go gruntem obliczamy korzystając ze wzoru:

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(t_{g1} - t_e) - (t_{g2} - t_1)}{\ln\left(\frac{t_{g1} - t_e}{t_{g2} - t_1}\right)}$$

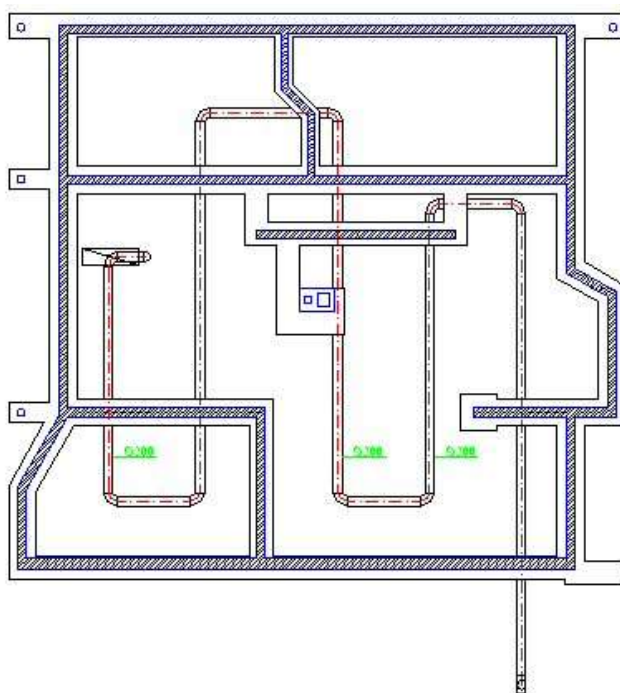
gdzie:

t_{g1} – temperatura gruntu otaczającego początek wymiennika, °C,
 t_{g2} – temperatura gruntu otaczającego koniec wymiennika, °C.

Korzystając z zaprezentowanej procedury obliczeniowej wyznaczono powierzchnie wymiany (długość) gruntowego wymiennika ciepła dla przykładowego budynku. Wymiennik umieszczono pod budynkiem na głębokości 2 m a jego rolę pełni rura kanalizacyjna z PVC-U Ø 200/3,9, przy czym do obliczeń przyjęto następujące założenia:

- $V_n = 285 \text{ m}^3/\text{h}$ – strumień nawiewanego powietrza wentylacyjnego,
- $t_1 = 0 \text{ °C}$ – założona temperatura powietrza za wymiennikiem gruntowym,
- $t_e = -20 \text{ °C}$ – obliczeniowa temperatura powietrza zewnętrznego,
- $t_{g1} = t_{g2} = 8,0 \text{ °C}$ – temperatura gruntu na głębokości 2m w lutym pod budynkiem,
- $\lambda_{sc} = 0,20 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ - współczynnik przewodzenia ciepła ścianki rury wymiennika,
- $\lambda_{gr} = 1,24 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ – współczynnik przewodzenia ciepła gruntu,
- wymiennik pracuje 24 h na dobę.

Dla przedstawionych założeń obliczeniowa długość gruntowego wymiennika ciepła wyniosła 48,3 m.

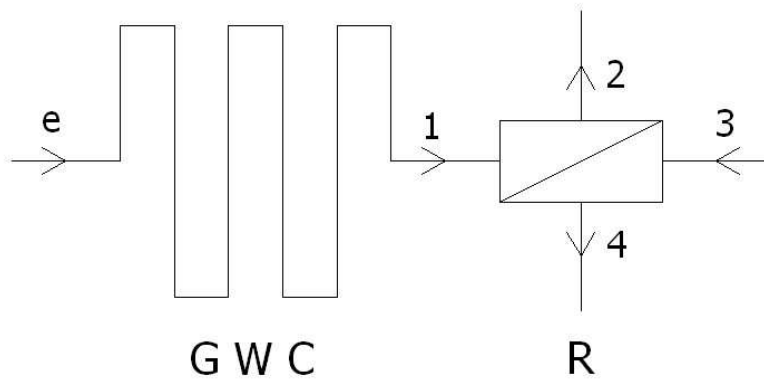


Rys.2 Przykładowy wymiennik gruntowy zlokalizowany pod budynkiem – rura PVC-U Ø 200/3,9; L = 48,3 m.

Przygotowanie powietrza wentylacyjnego

Zadaniem mechanicznej wentylacji nawiewno-wywiewnej z odzyskiem ciepła jest doprowadzenie powietrza zewnętrznego do pokoi mieszkalnych i usunięcie powietrza zużytego powietrza wewnętrznego. Dążenie do jak największego ograniczenia strat ciepła, wykluczona bezpośrednie nawiewanie świeżego, zimnego powietrza. Proces przygotowania powietrza wentylacyjnego ma na celu jego ogrzanie i/lub stabilizację jego wilgotności.

W omawianej instalacji podgrzewanie powietrza nawiewanego jest dwuetapowe. Składa się z wstępnego ogrzania w wymienniku gruntowym i właściwego w wymienniku krzyżowym. Proces ten przebiega przy stałej wilgotności bezwzględnej powietrza nawiewanego. Ochładzanie powietrza wywiewanego może powodować wykroplenie zawartej w nim pary wodnej. W przypadku wykroplenia obok ciepła jawnego powietrza wywiewanego odzyskiwane jest również ciepło utajone zawarte w parze wodnej. Przy czym oba strumienie powietrza są od siebie szczelnie oddzielone, a powstające skropliny nie powodują zwiększenia wilgotności względnej powietrza nawiewanego. W wymienniku krzyżowym zachodzi proces wymiany energii bez wymiany masy.



Rys. 3. Schemat współpracy gruntowego wymiennika ciepła (GWC) z rekuperatorem (R).

W celu przedstawienia procesów towarzyszących przygotowaniu powietrza wentylacyjnego na wykresie i - x Molliera konieczne jest określenie parametrów jego punktów charakterystycznych. Temperaturę powietrza nawiewanego za rekuperatorem można obliczyć wykorzystując wzór na sprawność temperaturową odzysku ciepła:

$$\eta = \left(\frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \right)$$

$$t_2 = (t_3 - t_1)\eta + t_1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

gdzie:

- η – sprawność temperaturowa odzysku ciepła, %,
- t_1 – temperatura powietrza nawiewanego przed rekuperatorem, $^\circ\text{C}$,
- t_2 – temperatura powietrza nawiewanego za rekuperatorem, $^\circ\text{C}$,
- t_3 – temperatura powietrza wywiewanego przed rekuperatorem, $^\circ\text{C}$.

Entalpię powietrza usuwanego za rekuperatorem można obliczyć z bilansu energetycznego wymiennika:

$$i_2 - i_1 = i_3 - i_4$$

$$i_4 = i_3 - (i_2 - i_1)$$

gdzie:

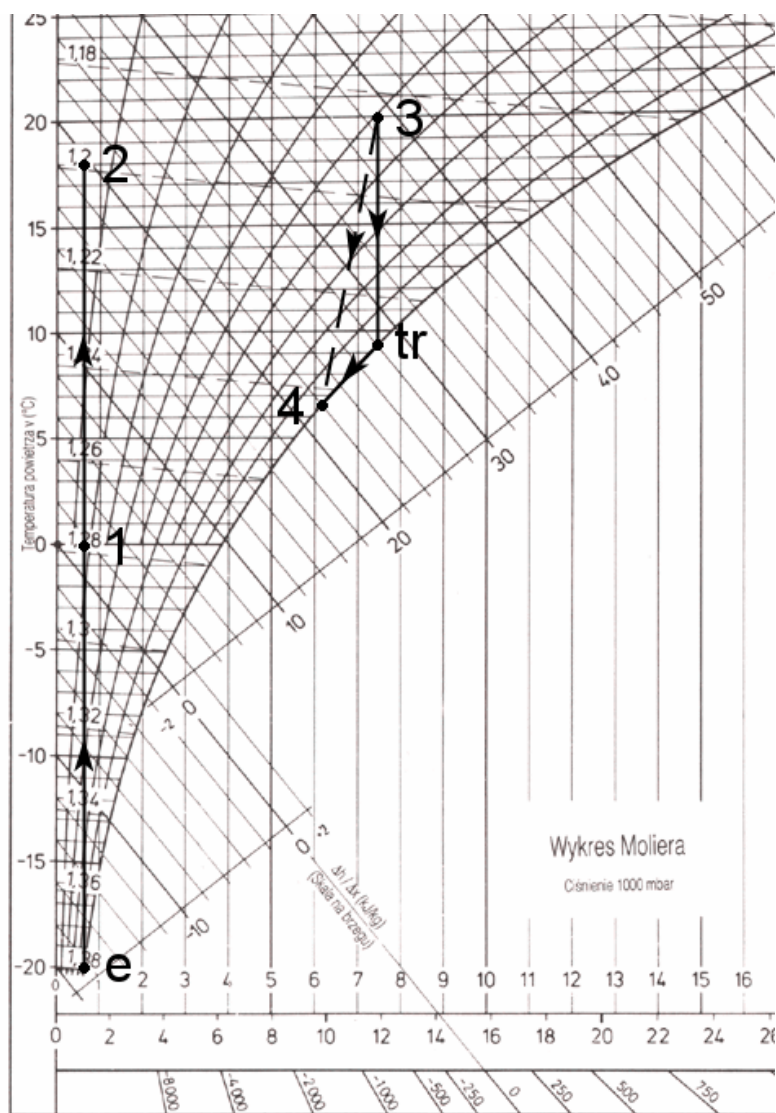
- i_1 – entalpia powietrza nawiewanego za wymiennikiem gruntowym, kJ/kg,
- i_2 – entalpia powietrza nawiewanego za rekuperatorem, kJ/kg,
- i_3 – entalpia powietrza usuwanego przed rekuperatorem, kJ/kg,
- i_4 – entalpia powietrza usuwanego za rekuperatorem, kJ/kg.

Całkowita sprawność odzysku ciepła jest to część ciepła odzyskana w wymienniku, w stosunku do ilości ciepła, którą można odzyskać teoretycznie.

$$\eta_c = \left(\frac{i_2 - i_1}{i_3 - i_1} \right) \%$$

Oznaczenie	Opis	Temperatura $t, ^\circ\text{C}$	Wilgotność względna $\varphi, \%$	Wilgotność bezwzględna $x, \text{g/kg}$	Entalpia $i, \text{kJ/kg}$
1	pow. naw. za wym. gruntowym	0,0	18	0,7	1,8
2	pow. naw. za rekuperatorem	18,0	5	0,7	19,9
3	pow. usuwane	20,0	50	7,4	39,0
4	pow. usuwane za rekuperatorem	6,1	100	5,9	20,9
e	pow. naw. zewnętrzne	-20,0	90	0,7	-18,4
tr	punkt rosy	9,3	100	7,4	27,9

Tab.1 Parametry punktów charakterystycznych dla procesu przygotowania powietrza wentylacyjnego zimą.



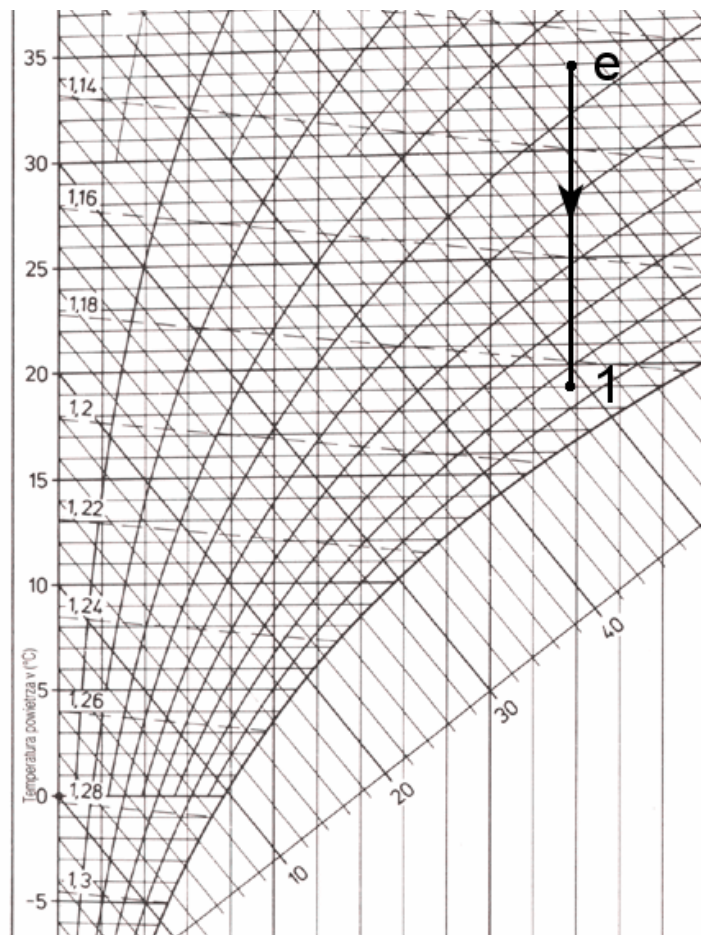
Rys.4 Przemiany powietrza na wykresie i-x w zimie: e-1 ogrzewanie powietrza nawiewanego w wymienniku gruntowym, 1-2 ogrzewanie powietrza nawiewanego w rekuperatorze, 3-4 chłodzenie powietrza wywiewanego w rekuperatorze.

W przypadku, gdy temperatura powietrza nawiewanego za wymiennikiem gruntowym jest niższa od temperatury punktu rosy powietrza usuwanego z budynku, na powierzchniach wymiennika krzyżowego dochodzi do wykroplenia pary wodnej. Wilgoć ta w zetknięciu z powietrzem, którego temperatura jest niższa od zera powoduje szronienie rekuperatora. Jest to zjawisko niekorzystne powodujące spadek sprawności odzysku ciepła i wzrost oporów przepływu przez wymiennik krzyżowy. Zastosowanie wstępnego podgrzania nawiewanego powietrza zewnętrznego w wymienniku gruntowym zapobiega szronieniu rekuperatora. Dzięki temu nawet dla warunków obliczeniowych temperatura powietrza przed wymiennikiem rekuperatora nie spada poniżej zera.

Wykorzystanie w instalacji wentylacyjnej gruntowego wymiennika ciepła pozwala nie tylko na ogrzanie powietrza wentylacyjnego w zimie, ale również na jego schłodzenie w okresie lata. Jest to efekt zbliżony do uzyskiwanego w instalacjach klimatyzacyjnych. Powietrze nawiewane może być schłodzone w gruntowym wymienniku ciepła nawet o 15 K. Procesowi temu może towarzyszyć wykroplenie się zawartej w powietrzu nawiewanym pary wodnej, czego konsekwencją będzie zmiana wilgotności bezwzględnej powietrza wentylacyjnego. Powstające skropliny muszą być odprowadzane z wymiennika, gdyż obecność wody może sprzyjać rozwojowi mikroorganizmów i pogorszeniu jakości powietrza nawiewanego. Aby umożliwić swobodny spływ skroplin gruntowy wymiennik ciepła musi być ułożony ze spadkiem.

Oznaczenie	Opis	Temperatura $t, ^\circ\text{C}$	Wilgotność względna $\varphi, \%$	Wilgotność bezwzględna $x, \text{g/kg}$	Entalpia $i, \text{kJ/kg}$
1	pow. naw. za wym. gruntowym	19	85	11,9	49,4
e	pow. naw. zewnętrzne	34	35	11,9	64,9

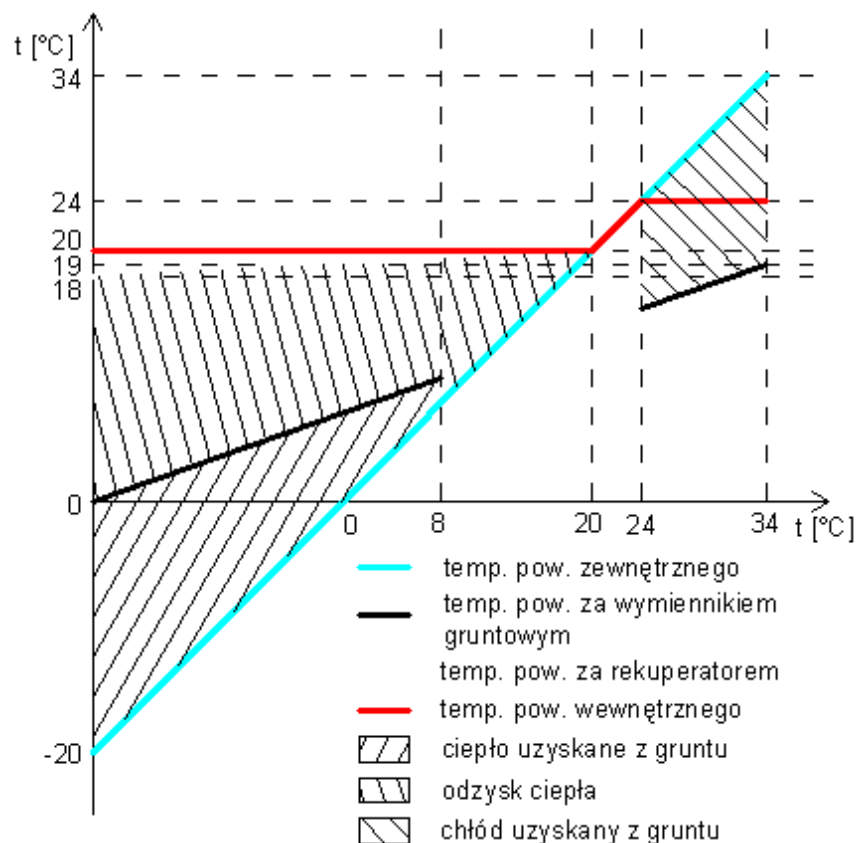
Tab.2 Parametry punktów charakterystycznych dla procesu przygotowania powietrza wentylacyjnego latem.



Rys.5 Przemiany powietrza na wykresie $i-x$ w lecie: $e-1$ chłodzenie powietrza nawiewanego w wymienniku gruntowym.

Wentylacja nawiewno-wywiewna - eksploatacja

Wykorzystanie możliwości mechanicznej wentylacja nawiewno-wywiewnej z odzyskiem ciepła i wstępnym podgrzaniem powietrza zewnętrznego w wymienniku gruntowym, jest możliwe tylko przy prawidłowej eksploatacji. Niewłaściwe użytkowanie może doprowadzić do zmniejszenia oszczędności energetycznych, a nawet spowodować zwiększenie zapotrzebowania na energię elektryczną oraz skrócenie żywotności jej poszczególnych elementów. Aby do tego nie dopuścić należy uzależnić sposób użytkowania instalacji od temperatury powietrza zewnętrznego, która decyduje o sposobie eksploatacji układu wymiennik krzyżowy – wymiennik gruntowy.



Rys.5 Przykładowy wykres eksploatacyjny.

Na podstawie przedstawionego na Rys.5 przykładowego wykresu eksploatacyjnego mechanicznej wentylacji nawiewno-wywiewna z odzyskiem ciepła i wstępnym podgrzaniem powietrza zewnętrznego w wymienniku gruntowym, można wyróżnić następujące okresy eksploatacyjne:

- t_e poniżej 8 °C
powietrze zewnętrzne przepływa przez wymiennik gruntowy podgrzewa się, a następnie w wymienniku krzyżowym odbiera ciepło od powietrza usuwanego; temperatura powietrza nawiewanego do pomieszczeń jest niższa od temperatury wewnętrznej; eksploatowane są oba urządzenia (wymiennik gruntowy i wymiennik krzyżowy).
- $t_e \in (8 ; 20) \text{ } ^\circ\text{C}$
wymiennik gruntowy nie jest eksploatowany; powietrze zewnętrzne dopływa bezpośrednio do, gdzie odbiera ciepło od powietrza usuwanego w wymienniku krzyżowym; temperatura powietrza nawiewanego do pomieszczeń jest nieznacznie niższa od temperatury wewnętrznej.
- $t_e \in (20; 24) \text{ } ^\circ\text{C}$
wymiennik gruntowy nie jest eksploatowany; od temperatury 20 °C wymiennik krzyżowy pracuje w ustawieniu letnim; powietrze nawiewne do pomieszczeń ma temperaturę powietrza zewnętrznego.
- t_e od 24 °C

powietrze zewnętrzne przepływa przez wymiennik gruntowy, gdzie się ochładza; następnie dociera do pomieszczeń mijając wymiennik krzyżowy; temperatura powietrza nawiewanego jest niższa od temperatury powietrza zewnętrznego; instalacja wentylacyjna pełni rolę „taniej klimatyzacji”.

Oszacowanie efektów energetycznych

Maksymalną ilość ciepła możliwą do uzyskania z gruntu i odzyskania w rekupearatorze w okresie zimy oraz maksymalną ilość chłodu możliwą do uzyskania z gruntu w okresie lata oszacowano na podstawie następującego wzoru:

$$Q_V = \frac{V_n \cdot \rho \cdot h_g}{3600} \text{ kWh}$$

gdzie:

V_n – ilość nawiewanego powietrza wentylacyjnego, m³/h,

ρ – gęstość powietrza wentylacyjnego, kg/m³,

h_g – liczba entalpiogodzin określana zależnie od okresu eksploatacji, kJ·h/kg.

Liczbę entalpiogodzin w przypadku szacowania maksymalnej ilości ciepła i chłodu uzyskanego z gruntu obliczamy korzystając ze wzoru:

$$h_{g,GWC} = \sum (i_1 - i_e) \cdot z \text{ kJ} \cdot \text{h} / \text{kg}$$

gdzie:

i_1 – entalpia powietrza za gruntowym wymiennikiem ciepła, kJ/kg,

i_e – entalpia powietrza zewnętrznego, kJ/kg,

z – częstość występowania danej entalpii powietrza zewnętrznego, h.

Liczbę stopniodni w przypadku szacowania ilości ciepła odzyskanego w rekuperatorze obliczamy korzystając ze wzoru:

$$h_{g,R} = \sum (i_2 - i_1) \cdot z \text{ kJ} \cdot \text{h} / \text{kg}$$

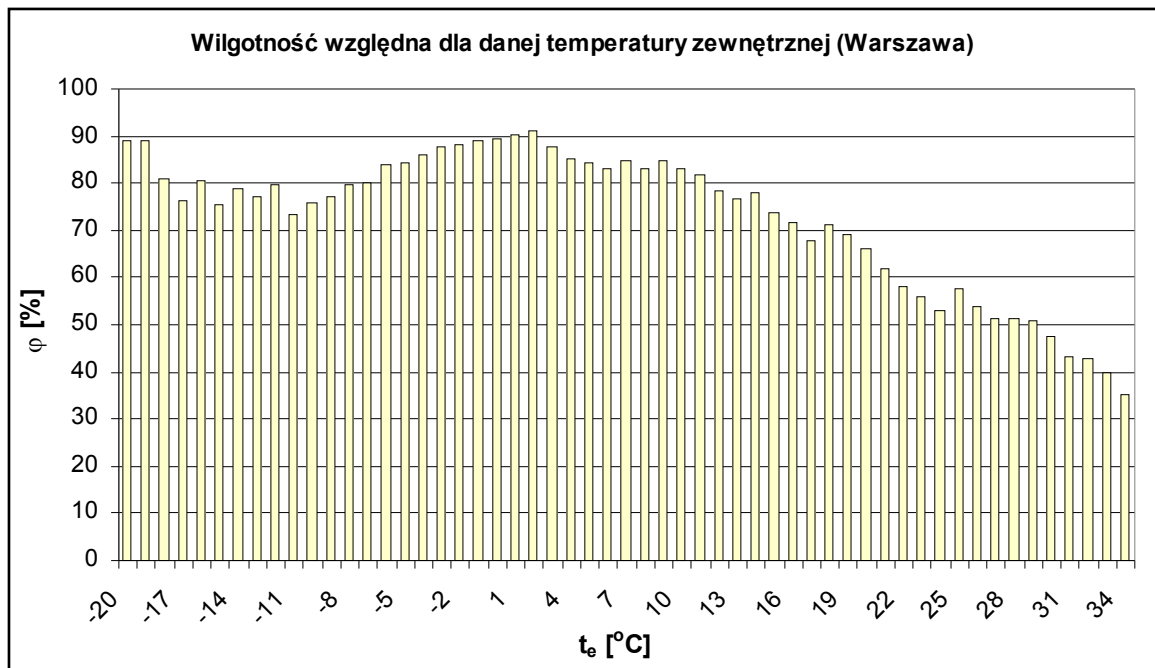
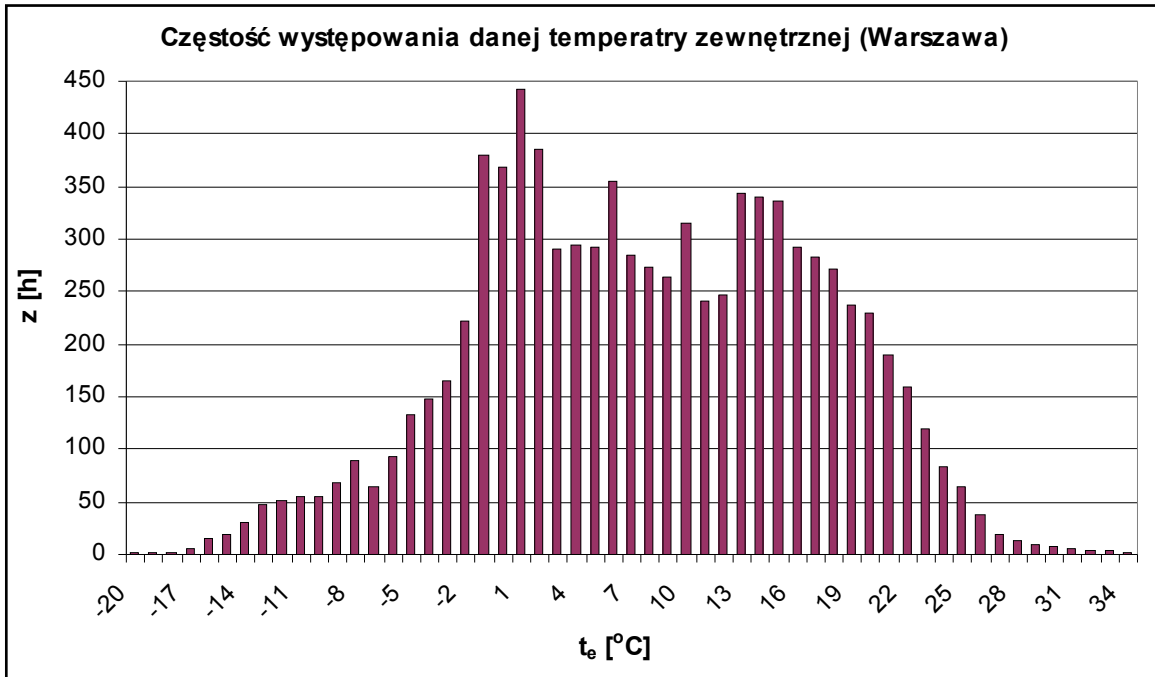
gdzie:

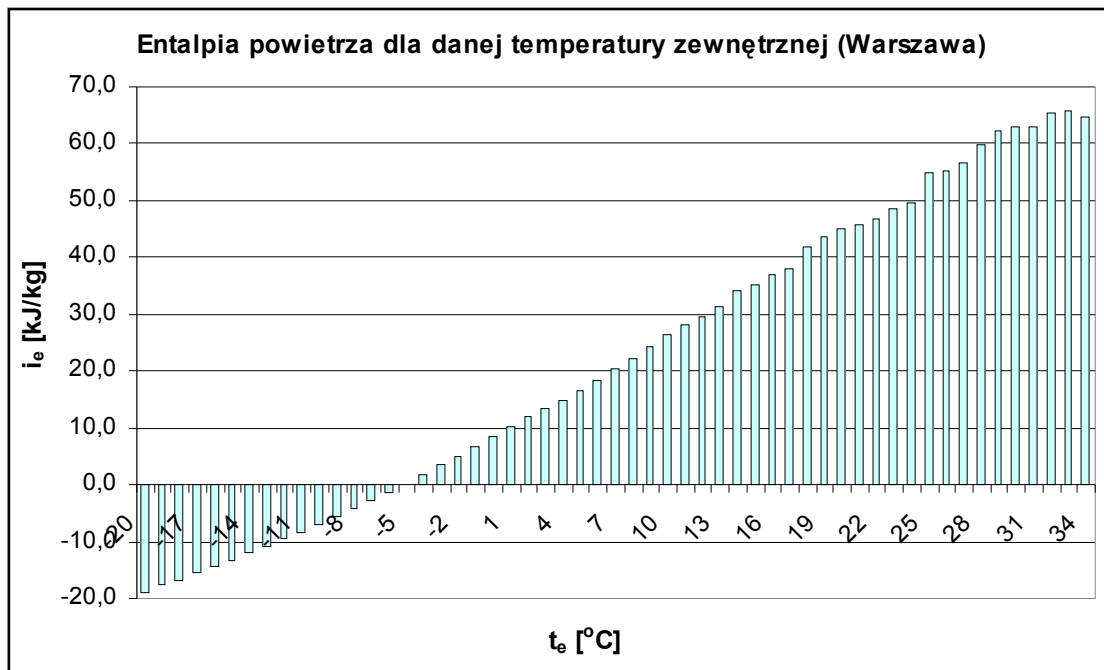
i_2 – entalpia powietrza za rekuperatorem, kJ/kg.

W przypadku temperatury zewnętrznej większej od temperatury gruntu należy przyjąć $i_1 = i_e$.

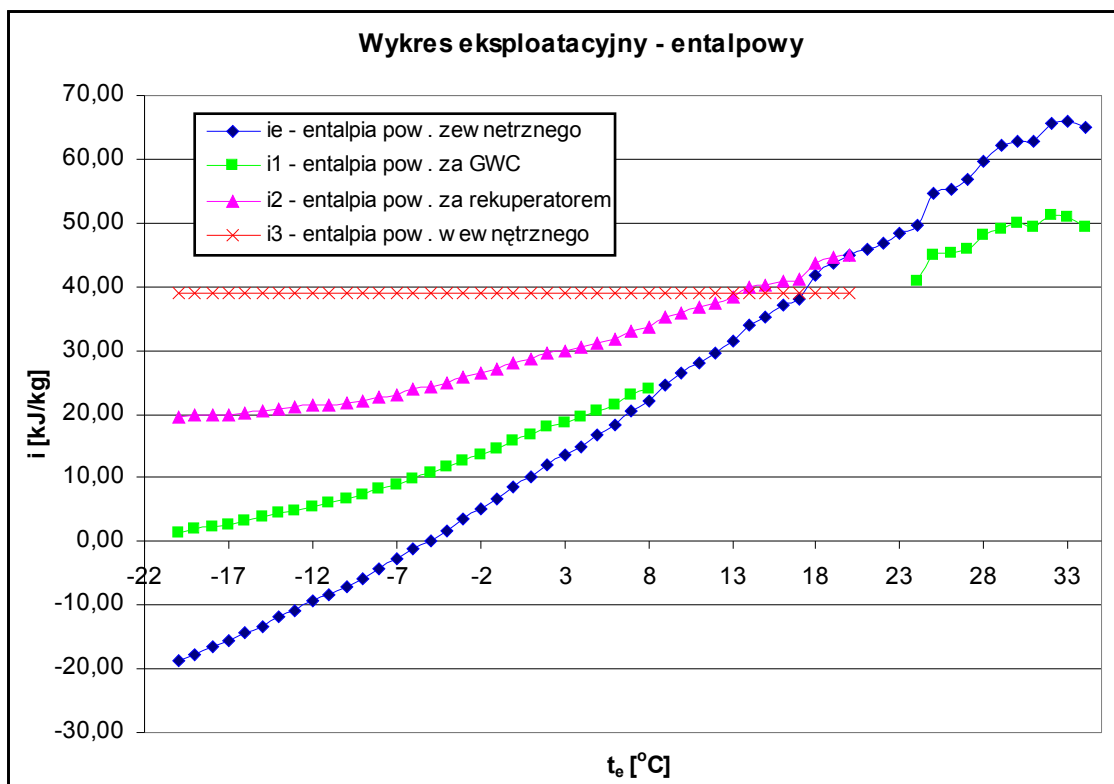
Oszacowania energii możliwej do uzyskania z gruntu i odzyskania w wymienniku rekuperatora niezbędne są godzinowe dane pogodowe. Niestety, w Polsce brak jest odpowiednich norm dla wentylacji zawierających wartości entalpiogodzin dla poszczególnych stref klimatycznych kraju. Fakt ten spowodował konieczność opracowania takich danych na potrzeby obliczeń.

Wykorzystano w tym celu dane pogodowe dla roku standartowego uzyskane z stacji meteorologicznej Warszawa-Okęcie. Do obliczeń przyjęto średnią wilgotność względną dla danej temperatury zewnętrznej oraz częstość jej występowania w czasie roku. Na tej podstawie określono entalpię powietrza zewnętrznego oraz liczbę entalpiogodzin dla poszczególnych miesięcy i roku. Wyniki obliczeń przedstawiono na wykresach.





Uzyskane wartości entalpii powietrza dla danej temperatury zewnętrznej oraz zależności przedstawione na wykresie eksploatacyjnym pozwoliły na obliczenie wartości entalpii powietrza wentylacyjnego dla poszczególnych przemian. Przebieg zmienności entalpii został przedstawiony na entalpowym wykresie eksploatacyjnym.

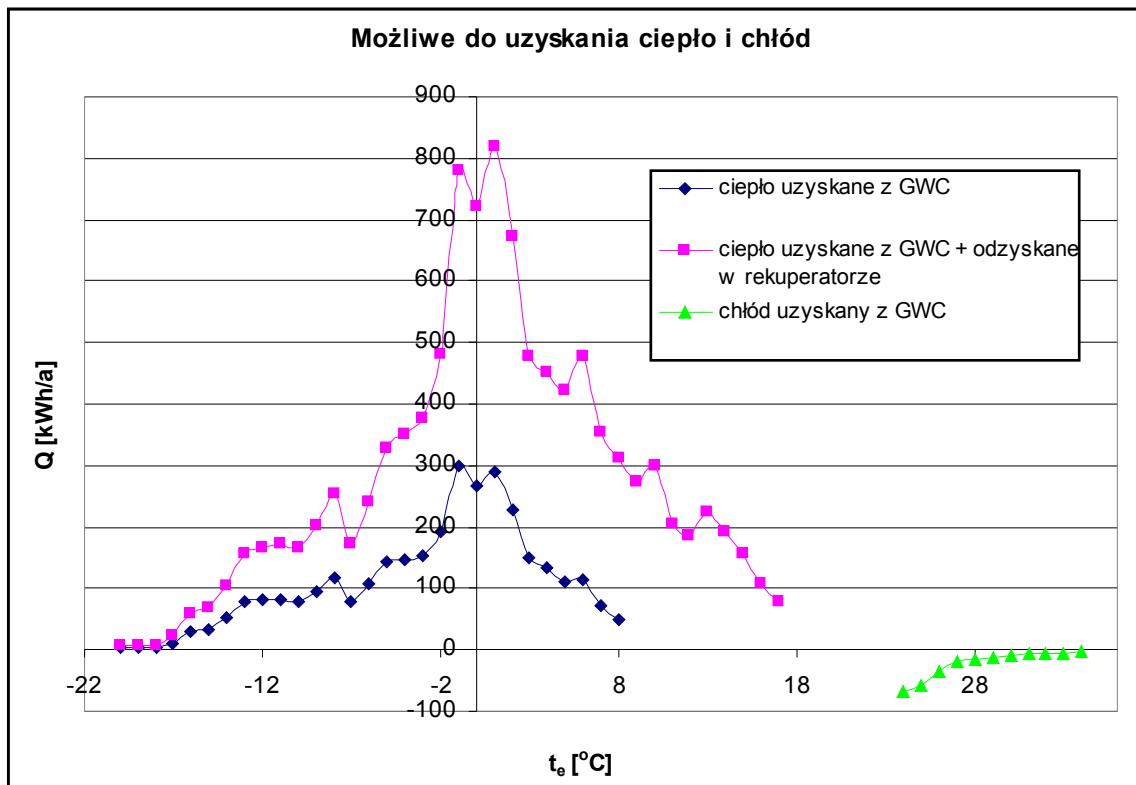


Entalpowy wykres eksploatacyjny oraz częstość występowania poszczególnych wartości entalpii powietrza zewnętrznego w czasie roku wykorzystano do oszacowania

maksymalnej ilości ciepła i chłodu możliwych do uzyskania z gruntu oraz odzyskania w wymienniku rekuperatora. Do obliczeń przyjęto następujące założenia:

- gruntowy wymiennik ciepła jest eksploatowany w sezonie grzewczym do $t_e = 8\text{ }^\circ\text{C}$,
- wymiennik krzyżowy jest eksploatowany w sezonie grzewczym do $t_e = 17\text{ }^\circ\text{C}$,
- instalacja wentylacyjna pracuje w sposób ciągły.

Maksymalna temperatura eksploatacji wymiennika krzyżowego wynika z faktu, że entalpia powietrza zewnętrznego dla temperatury $18\text{ }^\circ\text{C}$ jest większa od entalpii powietrza wewnętrznego.



W konsekwencji przeprowadzonych obliczeń otrzymano następujące wyniki:

- maksymalna ilość ciepła możliwa do uzyskania z gruntowego wymiennika ciepła 3 207 kWh/rok,
- maksymalna ilość ciepła możliwa do odzyskania w rekuperatorze 7 354 kWh/rok,
- maksymalna ilość chłodu możliwa do uzyskania z gruntowego wymiennika ciepła 235 kWh/rok.

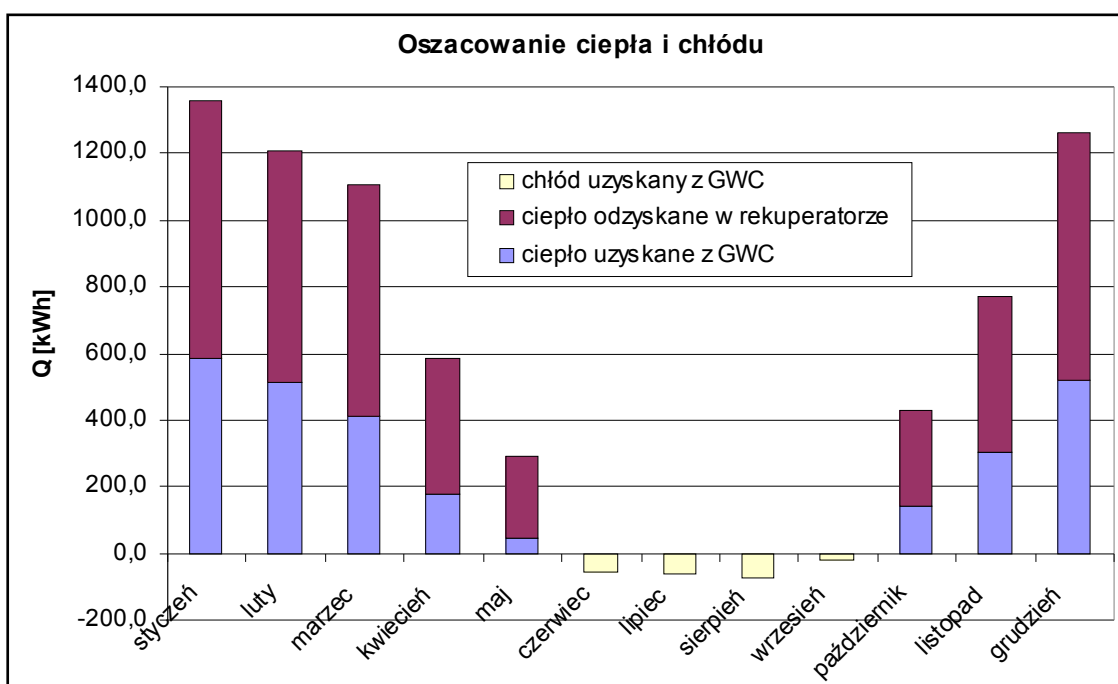
Rzeczywistą ilość energii, którą można uzyskać z gruntowego wymiennika ciepła i odzyskać w rekuperatorze będzie mniejsza o wartości maksymalnej. Wynika to z faktu, że instalacja wentylacyjna nie działa w sposób ciągły. W konsekwencji zmienią wartości entalpiogodzin dla poszczególnych miesięcy oraz roku. Nowe wartości obliczono dla następujących założeń:

- suma częstości występowania entalpii dla danego miesiąca musi być mniejsza bądź równa całkowitemu czasowi pracy instalacji wentylacyjnej dla danego miesiąca; wynika to z założonego sposobu użytkowania budynku.

- entalpiogodziny sumowano od wartości minimalnych entalpii powietrza zewnętrznego.

Miesiąc	Liczba dni	Dzienny czas pracy [h]	Całkowity czas pracy [h]
Ogrzewanie			
styczeń	31	18	558
luty	28	18	504
marzec	31	18	558
kwiecień	30	12	360
maj	31	8	248
październik	31	8	248
listopad	30	12	360
grudzień	31	18	558
Chłodzenie			
czerwiec	30	4	120
lipiec	31	4	124
sierpień	31	4	124
wrzesień	30	4	120
Suma			3882

Tab.3 Czas pracy instalacji czasie roku.



W konsekwencji przeprowadzonych obliczeń otrzymano następujące wyniki:

- ciepło uzyskane z gruntowego wymiennika ciepła 2 703 kWh/rok,
- ciepło odzyskane w wymienniku krzyżowym 4 304 kWh/rok,
- chłód uzyskany z gruntowego wymiennika ciepła 217 kWh/rok.

W celu określenia względnego udziału ciepła uzyskanego w gruncie i odzyskanego w rekuperatorze w stosunku do całkowitej straty ciepła na wentylację przeprowadzono obliczenia dla tzw. instalacji odniesienia. Otrzymane wyniki posłużyły do oszacowania oszczędności ekonomicznych. Do obliczeń przyjęto następujące założenia:

- instalację odniesienia charakteryzuje tak sama ilość powietrza wentylacyjnego i taki sam czas pracy jak instalację referencyjną,
- rolę gruntowego wymiennika ciepła pełni w instalacji odniesienia nagrzewnica elektryczna o sprawności 100 %, cena energii elektrycznej 0,38 zł/kWh,
- pozostałą ilość ciepła potrzebną do dogrzania powietrza wentylacyjnego do temperatury panującej wewnątrz budynku dostarcza kocioł gazowy o sprawności 90 %, opalany gazem o wartości opałowej 35 MJ/m³ i cenie 1,1 zł/m³.

W konsekwencji przeprowadzonych obliczeń otrzymano następujące wyniki:

- całkowita strata ciepła na wentylację 7 376 kWh/rok,
- względny udział ciepła uzyskanego z gruntu 37 %,
- względny udział ciepła odzyskanego w wymienniku krzyżowym 58 %,
- łączne pokrycie zapotrzebowania na ciepło do wentylacji 95 %,
- koszt energii elektrycznej 1 027 zł/rok,
- koszt gazu 541 zł/rok,
- oszczędność 1 568 zł/rok

Podsumowanie

Projektowanie i wykonywanie instalacji wentylacyjnych w budynkach pasywnych jest zadaniem zbliżonym do projektowania instalacji standardowych. Różnice wynikają z dążenia do ograniczenia strat ciepła. Dlatego należy zastosować wentylację mechaniczną nawiewno-wywiewną z odzyskiem ciepła i wstępnym podgrzewem nawiewanego powietrza w gruntowym wymienniku ciepła.

Wymienniki gruntowe ze względu na prostą konstrukcję i istniejące wytyczne projektowe nie stanowią problemu pod względem wykonawczym. Są jednak ciągle rozwiązaniem mało popularnym w Polsce, pomimo udokumentowanych przykładów ich zastosowania. Prowadzone badania wykazują ponadto, że ilość uzyskiwanego z gruntu ciepła jest czasem większa od wartości obliczeniowych. Nie obserwuje się obniżenia jakości powietrza wentylacyjnego.

Problemu projektowego nie stanowi także wybór odpowiedniej centrali wentylacyjnej z odzyskiem ciepła. Na rynku dostępne są bowiem urządzenia charakteryzujące się wysokimi sprawnościami, cichą pracą oraz małym zapotrzebowaniem na energię elektryczną.

Główną przyczyną rzadkiego stosowania rozwiązań energooszczędnych w instalacjach wentylacyjnych wydaje się być brak informacji dla instalatorów i przykładowych projektów. Panuje przekonanie, że rozwiązania takie są drogie i ekonomicznie nieopłacalne. Istnieje, więc konieczność popularyzacji w środowisku projektantów i wykonawców rozwiązań konstrukcyjnych zmierzających do maksymalnego ograniczenia strat ciepła na wentylację. Mam nadzieję, że przedstawione w tej pracy wytyczne projektowe i eksploatacyjne układu wymiennik gruntowy-wymiennik krzyżowy przyczynią się do większego zainteresowania energooszczędnymi instalacjami wentylacyjnymi.