Analiza temperatur powietrza zewnętrznego dla systemu klimatyzacji w hotelu

Analysis of fresh air temperatures for air conditioning system in a hotel

PATRYCJA BARAŃSKA, AGNIESZKA ZAJĄC

DOI 10.36119/15.2020.9.6

W artykule przedstawiono analizę temperatur powietrza zewnętrznego dla systemu klimatyzacji z klimakonwektorami wentylatorowymi kanałowymi. Instalację zaprojektowano dla obiektu hotelarskiego. Sprawdzono, jak różne temperatury powietrza zewnętrznego wpływają na pracę układu, roczne zużycie energii oraz koszty eksploatacyjne.
Słowa kluczowe: obiekt hotelowy, klimakonwektor wentylatorowy kanałowy, zużycie energii, koszty uzdatniania i transportu powietrza

This article presents the analysis of outdoor air temperatures in air conditioning system based on fan coils. The project has been realized for a hotel. This analysis shows how differents tempertaures of outside air affect the operating system, annual energy consumption and operating costs.
Keywords: hotel, fan coil, energy consumption, air treatment and transport costs

Wstęp

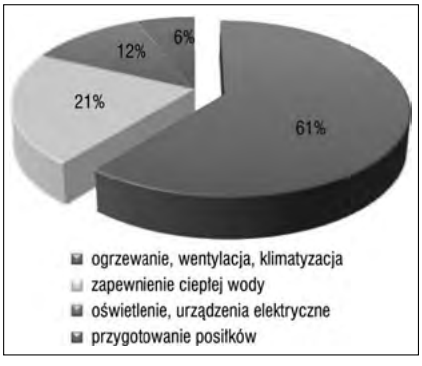
Klimatyzacja i wentylacja w obiektach hotelarskich

Zaprojektowanie klimatyzacji w obiekcie hotelarskim nie jest prostym zadaniem, ze względu jego specyfikę. Hotele charakteryzują się nierównomiernym wykorzystaniem pomieszczeń hotelowych. Liczba wynajmowanych pokoi zależy przede wszystkim od lokalizacji obiektu, dnia tygodnia oraz pory roku. Hotele najczęściej są przepełnione w weekendy, okresy świąteczne oraz w wakacje i ferie, natomiast w pozostałe dni roku pozostają prawie puste. Wymagania dotyczące klimatyzacji i wentylacji w obiektach hotelarskich zawarte są w rozporządzeniu [1]. W zależności od standardu hotelu, określanego liczbą gwiazdek (skala od 1 do 5), wymagania co do instalacji klimatyzacji i wentylacji są inne. W przypadku hoteli z liczbą gwiazdek od 1 do 3, w części pobytowej i ogólnodostępnej konieczna jest przynajmniej wentylacja grawitacyjna lub mechaniczna. Wyjątkiem jest hotel 3-gwiazdkowy, w którym w części ogólnodostępnej wentylacja mechaniczna musi dodatkowo skutecznie usuwać zapachy w całym budynku. Rozporządzenie [1] nie podaje sprecyzowanych wymagań co do warunków cieplno-wilgotnościowych w obiektach o niskim standardzie. W hotelach 4 i 5-gwiazdkowych konieczna jest klimatyzacja lub inne urządzenia umożliwiające wymianę powietrza. Ponadto temperatura w pomieszczeniu nie może być latem wyższa niż 24°C, zimą niższa niż 20°C, a wilgotność względna powietrza musi mieścić się w przedziale 45-60%. Powyższe wymagania dotyczą zarówno pokoi hotelowych, jak i części ogólnodostępnej (hall recepcyjny, sale gastronomiczne, konferencyjne i inne pomieszczenia wielofunkcyjne).

Należy pamiętać, że hotele to nie tylko pokoje do wynajęcia, ale również restauracje, kuchnie czy sale konferencyjne, czyli zbiór pomieszczeń o różnym przeznaczeniu i tym samym różnych wymaganiach. Projektując klimatyzację dla całego obiektu hotelarskiego, należy podzielić go na strefy. W każdej strefie trzeba zapewnić odpowiednią temperaturę, wilgotność oraz jakość powietrza wewnętrznego. Ponadto klimatyzacja powinna być dopasowana czasowo do harmonogramu użytkowania pomieszczeń oraz zapewnić odpowiedni układ ciśnień pomiędzy pomieszczeniami [2].

Zużycie energii w obiektach hotelarskich

Według danych Krajowej Agencji Poszanowana Energii [3], w obiektach hotelarskich aż 61% energii zużywane jest na ogrzewanie, wentylację i klimatyzację. Zużycie energii na przygotowanie ciepłej wody znajduje się na drugim miejscu i stanowi 21%, natomiast 12% energii przypada na oświetlenie i urządzenia elektryczne, a tylko 6% na przygotowanie posiłków. Średnie zużycie energii w hotelu obrazuje rysunek 1.



Rysunek 1.
Struktura zużycia energii w hotelu [3]
Figure 1. Diagram of energy consumption in a hotel [3]

W ostatnich latach zaostrzono przepisy dotyczące izolacyjności przegród budowlanych, dlatego większy udział zużywanej energii przypada na klimatyzację i wentylację niż na ogrzewanie. Z tego względu w projekcie klimatyzacji bądź wentylacji należy wprowadzić rozwiązania pozwalające zaoszczędzić energię elektryczną, np.

mgr inż. Patrycja Barańska, dr inż. Agnieszka Zając; https//orcid.org/0000-0002-5039-0954 – Politechnika Wrocławska, Wydział Inżynierii Środowiska, Katedra Klimatyzacji, Ogrzewnictwa, Gazownictwa i Ochrony Powietrza, Wrocław. Adres do korespondencji/ Corresponding author: agnieszka.zajac@pwr.edu.pl

odzysk ciepła z powietrza wywiewanego. Przede wszystkim pozwoli to na zmniejszenie kosztów eksploatacyjnych obiektu oraz wpłynie pozytywnie na środowisko.

Klimatyzacja pokoi hotelowych

Jednym z wymagań stawianych klimatyzacji pokoi hotelowych jest zapewnienie możliwości indywidualnego kształtowania parametrów powietrza wewnętrznego. Ponadto, mając na uwadze nierównomierność wykorzystania pokoi oraz małą przestrzeń na prowadzenie przewodów wentylacyjnych, odpowiednim rozwiązaniem wydają się być systemy z dwustopniowym uzdatnianiem powietrza.

System z dwustopniowym uzdatnianiem powietrza składa się z [4]:

- centralnego układu klimatyzacyjnego dla powietrza pierwotnego,
- indywidualnych urządzeń do uzdatniania powietrza obiegowego.

Centralnie uzdatnione powietrze zewnętrzne, jest doprowadzane do klimatyzowanych pomieszczeń w odpowiedniej ilości. Strumień powietrza zewnętrznego ma zapewnić wymagania higieniczne (świeżość powietrza w pomieszczeniach) oraz wilgotność względną na odpowiednim poziomie, a także utrzymać zakładany układ ciśnień między pomieszczeniami [4]. Najczęściej strumień objętości powietrza zewnętrznego wyznacza się w oparciu o wymagania dla jednej osoby.

Powietrze obiegowe jest uzdatniane w indywidualnych aparatach zlokalizowanych w obsługiwanych pomieszczeniach. Do tego typu urządzeń należą [4]:

- klimakonwektory wentylatorowe (wentylokonwektory, fancoile),
- klimakonwektory indukcyjne,
- belki pasywne (chłodzące),
- belki aktywne, indukcyjne (chłodzące i grzewczo-chłodzące),
- stropy chłodzące i grzewczo-chłodzące,
- klimatyzatory,
- indywidualne pompy ciepła.

Powietrze zewnętrzne

Temperatura powietrza zewnętrznego ustalana jest jako [5]:

- niższa od temperatury w pomieszczeniu o stałe $\Delta t_{pp} = t_p - t_{pp} = const$, tj. $t_{pp} = t_p - \Delta t_{pp} = 6\text{-}8$ K,
- stała w ciągu roku, przy czym najczęściej przyjmowana jest wartość temperatury z zakresu $t_{pp} = 12\text{-}16$ °C,
- równa temperaturze powietrza w pomieszczeniu, czyli $t_{pp} = t_p$.

Jeżeli powietrze zewnętrzne ma niższą temperaturę niż powietrze w pomieszczeniu $t_{pp} < t_p$, strumień zewnętrzny ma zdolność asymilacji zysków ciepła, co jest pożądane w okresie letnim. Niestety zimą parametry powietrza zewnętrznego będą powodować straty ciepła, które musi pokryć, np. system ogrzewania. Utrzymywanie t_{pp} niższej od temperatury w pomieszczeniu o stałą różnicę temperatur zapewni asymilację niezmiennej ilości ciepła. Z kolei przyjęcie stałej temperatury powietrza zewnętrznego w ciągu roku spowoduje, że ilość asymilowanych zysków ciepła będzie się zmieniać wraz ze zmianą temperatury w pomieszczeniu.

Przyjęcie odpowiednio niskiej temperatury powietrza zewnętrznego pozwala na jego osuszenie w chłodnicy centralnej, co zapobiega wykraplaniu się wilgoci na wymiennikach aparatów indywidualnych. Dzięki temu, nie ma konieczności ciągłego odprowadzania skroplin, np. z klimakonwektorów. Jednak gdy wprowadzimy powietrze zewnętrzne o bardzo niskiej temperaturze bezpośrednio do pomieszczenia, istnieje ryzyko powstania „stref zimnych" (szczególnie przy nawiewie powietrza zewnętrznego), co będzie powodować dyskomfort u osób przebywających w pomieszczeniu.

Stosując temperaturę powietrza zewnętrznego równą temperaturze w pomieszczeniu $t_{pp} = t_p$ można wyeliminować chłodnicę centralną, ponieważ temperatura powietrza zewnętrznego po odzysku w wymienniku ciepła jest na tyle niska, że ochładzanie powietrza w chłodnicy nie jest potrzebne. Niestety w tym przypadku trzeba liczyć się z koniecznością ciągłego odprowadzania skroplin z urządzeń indywidualnych, gdyż do pomieszczenia wprowadzane jest powietrze zewnętrzne o dużej zawartości wilgoci.

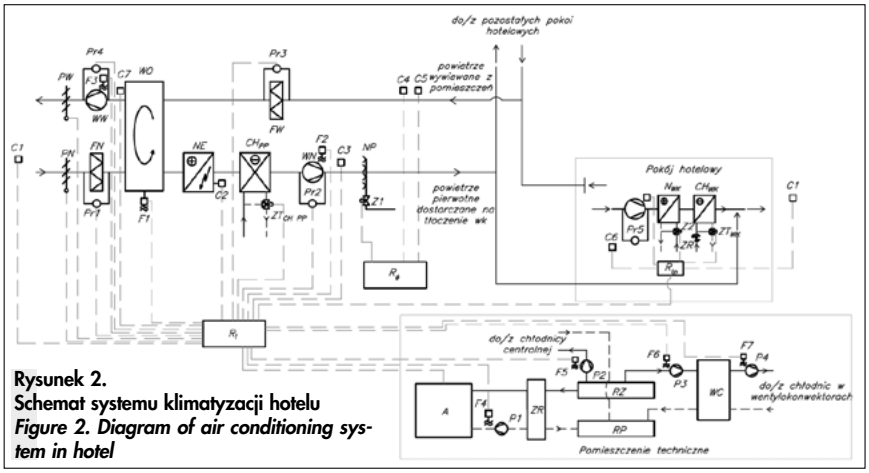
Analiza temperatur powietrza zewnętrznego

Opis klimatyzowanego obiektu

Analizę wykonano dla systemu klimatyzacji obsługującego 50 pokoi hotelowych zlokalizowanych na 3 kondygnacjach środkowych. Rozpatrywany obiekt to hotel 4 gwiazdkowy znajdujący się we Wrocławiu. Zaprojektowano system z indywidualnym uzdatnianiem powietrza obiegowego przez klimakonwektory wentylatorowe kanałowe. W okresie zimowym utrzymywana jest stała temperatura pomieszczenia równa 21°C, natomiast w okresie letnim temperatura wewnętrzna jest nadążna z ograniczeniem do 24°C. Powietrze zewnętrzne po wcześniejszym uzdatnieniu w centrali klimatyzacyjnej jest dostarczane na tłoczenie klimakonwektorów. Strumień powietrza zewnętrznego przypadający na jedną osobę wynosi 65 m^3/h (pokoje są dwuosobowe). Przyjęto odzysk ciepła z powietrza wywiewanego w wymienniku obrotowym o sprawności 75%. Chłodnica centralna znajdująca się centrali dachowej jest zasilana 30% roztworem glikolu propylenowego o parametrach 7/12°C. Chłodnice w klimakonwektorach zasilane są wodą o parametrach 10/15°C. Na rysunku nr 2 przedstawiono schemat omawianego systemu klimatyzacyjnego z podziałem na część pierwotną (centrala klimatyzacyjna) oraz wtórną (aparaty indywidualne). Dla uproszczenia pokazano jeden z 50 pokoi hotelowych. Główne oznaczenia na rysunku: WN/WW – wentylator nawiewny/wywiewny, WO – wymiennik obrotowy, NE/N_{WK} – nagrzewnica elektryczna/wentylokonwektora, CH_{PP}/CH_{WK} – chłodnica powietrza zewnętrznego/wentylokonwektora, FN/FW – filtr naw./wyw., PN/PW – przepustnica naw./wyw., NP. – nawilżacz parowy, A – agregat chłodniczy, ZR – zwrotnica hydrauliczna, RZ/RP – rozdzielacz zasilania/powrotu, WC – wymiennik ciepła.

Założenia do analizy

Analizie poddano 3 różne temperatury powietrza zewnętrznego i sprawdzono, jak wpływają na pracę systemu, zużycie energii oraz roczne koszty eksploatacyjne.



Rysunek 2.
Schemat systemu klimatyzacji hotelu
Figure 2. Diagram of air conditioning system in hotel

Rozpatrzono następujące przypadki temperatury powietrza zewnętrznego:

WARIANT 1 – zmienna przez cały rok, niższa od temperatury powietrza w pomieszczeniu o $\Delta t_{pp} = 7$ K,

WARIANT 2 – stała w ciągu roku równa $t_{pp} = 15°C$,

WARIANT 3 – równa temperaturze powietrza w pomieszczeniu $t_{pp} = t_p = 21\text{-}24°C$.

Należy zaznaczyć, że analizę przeprowadzono w sposób uproszczony stosując wykresy t-tz zamiast i-tz, co będzie powodować niedoszacowanie zapotrzebowania energii i kosztów do ochładzania powietrza. Moc chłodnicy obliczono jednak z różnicy entalpii jak dla chłodnicy mokrej, z uwzględnieniem ciepła utajonego i wykraplania wilgoci na jej powierzchni. Wyznaczając zużycie energii, koszty uzdatniania oraz transportu powietrza obiegowego, przyjęto przyrost temperatury Δt charakterystyczny dla wybranego pokoju hotelowego, ale w odniesieniu do całkowitego strumienia powietrza obiegowego. W ten sposób uzyskano przybliżoną wielkość zużycia energii i kosztów uzdatniania powietrza obiegowego w całym systemie.

Wykresy T-TZ

Poniżej przedstawiono wykresy t-tz wykonane dla trzech analizowanych wariantów wraz z komentarzami. Najważniejsze oznaczenia na wykresach to temperatury: tz – zewnętrzna, tzw – za wymiennikiem do odzysku ciepła, tp – pomieszczenia, tpp – powietrza pierwotnego (po uzdatnieniu w centrali), tpo – powietrza obiegowego (po uzdatnieniu w klimakonwektorze), tn – nawiewu (po zmieszaniu powietrza zewnętrznego z obiegowym).

1) *Wariant 1 – temperatura powietrza zewnętrznego zmienna w ciągu roku, niższa od temperatury w pomieszczeniu o $\Delta t_{pp} = 7$ K (rys.3)*

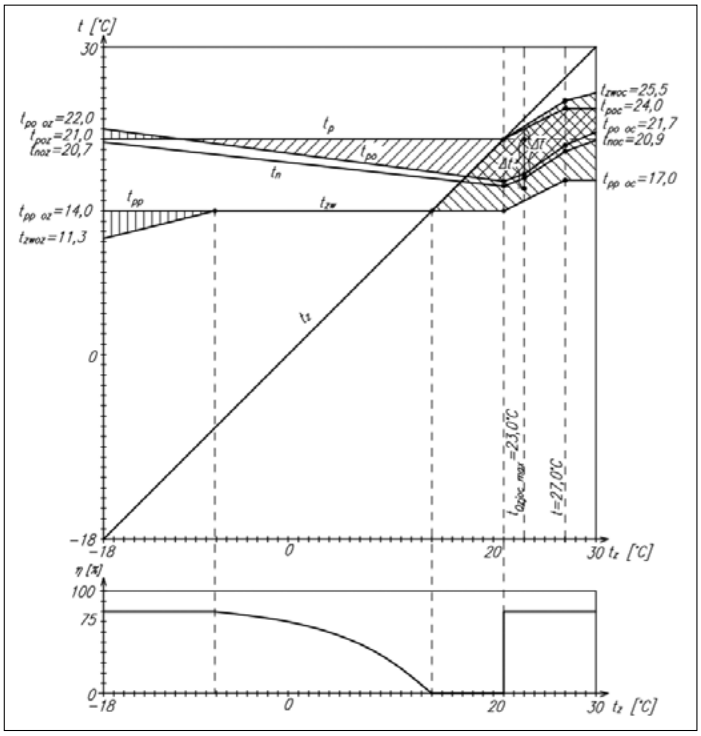
W okresie zimowym wymiennik obrotowy pracuje z maksymalną sprawnością w zakresie temperatur zewnętrznych od – 18 do – 7 °C. Wraz z dalszym wzrostem temperatury zewnętrznej jego sprawność maleje do momentu, gdy temperatura za wymiennikiem i zewnętrzna zrównają się, czyli osiągną w przybliżeniu wartość 14°C. Wtedy odzysk zostaje wyłączony. Jego ponowne uruchomienie następuje, gdy temperatura zewnętrzna i w pomieszczeniu zrównają się przy 21°C. Wówczas znów opłacalne staje się odzyskiwanie ciepła z powietrza wywiewanego. Sprawność wymiennika skokowo osiąga wartość maksymalną i pracuje z nią w zakresie temperatur zewnętrznych 21 – 30°C. Omawiany wykres znajduje się na rysunku nr 3.

Wymagana moc nagrzewnicy centralnej wynosi 6 kW. Obliczeniowa moc chłodnicy centralnej jest równa 30 kW. Chłodnica pracuje w przedziale temperatur zewnętrznych 14 do 30°C. Wymagana moc chłodnicy w pojedynczym klimakonwektorze wentylatorowym wynosi w przybliżeniu 1 kW. Chłodnice indywidualne pracują w przedziale temperatur zewnętrznych – 10 do 30°C.

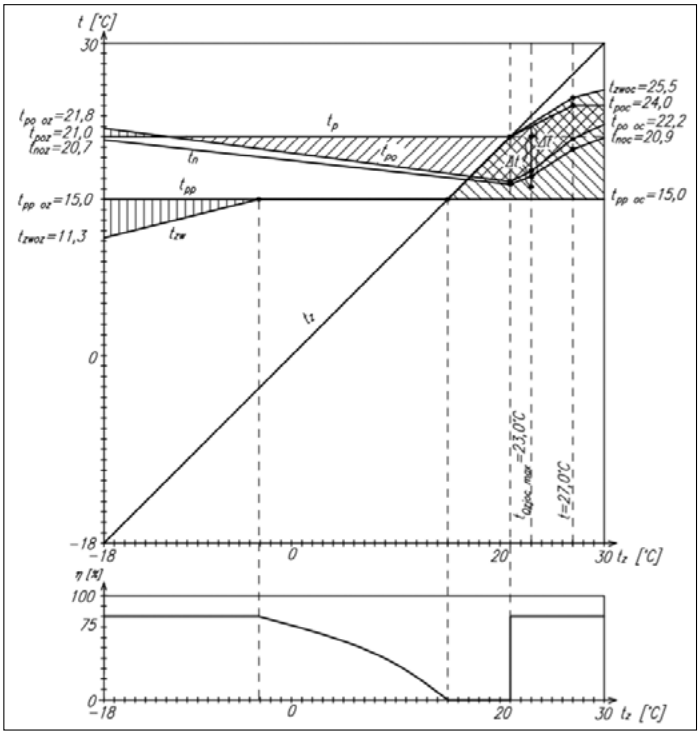
Wymagana wydajność nawilżacza to 51 kg/h i jest taka sama dla każdego rozpatrywanego wariantu. Ponadto we wszystkich wariantach konieczne jest chłodzenie powietrza obiegowego zimą, kiedy w pomieszczeniu wystąpią maksymalne zyski ciepła.

2) *Wariant 2 – temperatura powietrza zewnętrznego stała w ciągu roku $t_{pp} = 15°C$ (rys.4)*

W okresie zimowym wymiennik obrotowy pracuje z maksymalną sprawnością w zakresie temperatur zewnętrznych – 18



Rysunek 3. Wykres t-tz – wariant 1
Figure 3. T-tz diagram – variant 1



Rysunek 4. Wykres t-tz – wariant 2
Figure 4. T-tz diagram – 2nd variant

do – 3°C. Wraz z dalszym wzrostem temperatury zewnętrznej jego sprawność maleje do momentu, gdy temperatura za wymiennikiem i zewnętrzna zrównają się, czyli osiągną wartość ok. 15°C. Wówczas odzysk ciepła zostaje zatrzymany. Ponowne uruchomienie odzysku ciepła z powietrza wywiewanego następuje, gdy temperatura zewnętrzna i w pomieszczeniu zrównają się (przy 21°C). Wtedy sprawność wymiennika skokowo osiąga wartość maksymalną i pracuje z nią w zakresie temperatur zewnętrznych 21 do 30°C. Wykres zmian temperatur w instalacji w zależności od temperatury powietrza zewnętrznego znajduje się na rysunku nr 4.

Wymagana moc nagrzewnicy centralnej wynosi 8 kW. Pracuje w zakresie temperatur zewnętrznych – 18 do ok. – 3°C. Wymagana moc chłodnicy centralnej równa się 37 kW. Chłodnica pracuje w przedziale temperatur zewnętrznych 15 do 30°C. Obliczeniowa moc chłodnicy w pojedynczym klimakonwektorze wentylatorowym wynosi ok. 1 kW. Chłodnice indywidualne pracują w przedziale temperatur zewnętrznych – 12 do 30°C.

3) *Wariant 3 – temperatura powietrza zewnętrznego równa temperaturze w pomieszczeniu $t_{pp}=t_p$ (rys.5)*

W przypadku nr 3 odzysk ciepła pracuje z maksymalną sprawnością w pełnym zakresie temperatur zewnętrznych, czyli od – 18 do 30°C (przez cały rok).

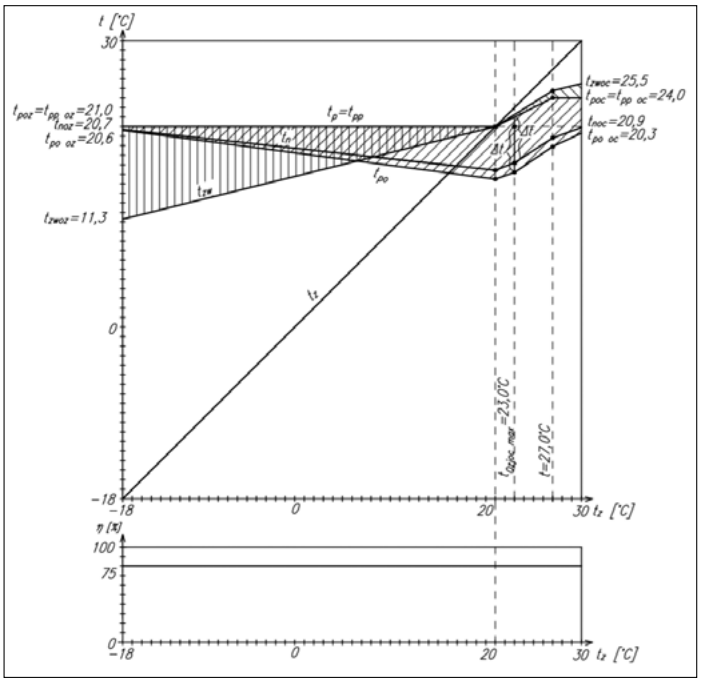
Wymagana moc nagrzewnicy centralnej wynosi 21 kW. Nagrzewnica powietrza zewnętrznego pracuje w zakresie temperatur zewnętrznych od – 18 do 21°C. Wymagana moc chłodnicy centralnej wynosi 5 kW. Chłodnica pracuje w przedziale temperatur zewnętrznych 21 do 30°C. Obliczeniowa moc chłodnicy w jednym klimakonwektorze wentylatorowym wynosi ok. 1,5 kW. Chłodnice te pracują w przedziale temperatur zewnętrznych – 18 do 30°C, czyli przez cały rok. Na wykresie nie zaznaczono obszaru pracy nagrzewnicy w klimakonwektorze, ponieważ rozpatrzono sytuację, gdy w okresie zimowym występują minimalne zyski ciepła, a wtedy nagrzewnica jest wyłączona. Omawiany wykres znajduje się na rysunku nr 5.

Wnioski na podstawie wykresów T-TZ

Każdy z analizowanych przypadków ma swoje wady i zalety. W wariancie 1 moc nagrzewnicy centralnej jest pomijalnie mała a tym samym najmniejsza spośród wszystkich przypadków. Można by nawet z niej zrezygnować, gdyż potrzeby ogrzewania powietrza po odzysku ciepła są znikome. W takiej sytuacji inwestowanie w instalację hydrauliczną staje się nieopłacalne i warto zastanowić się nad nagrzewnicą elektryczną. Moc chłodnicy centralnej jest dość duża, ponieważ powietrze zewnętrzne trzeba schładzać w okresie letnim do temperatur 14 – 17°C. Obliczeniowe moce wymienników ciepła w klimakonwektorze wentylatorowym są niewielkie, nie przekraczają 1,0 kW. W porównaniu do pozostałych przypadków, wymiennik obrotowy w okresie zimowym pracuje najkrócej z maksymalną sprawnością. Jego możliwości uzdatniania powietrza zewnętrznego w tym wariancie nie są w pełni wykorzystywane. Warto zaznaczyć, że przyjmując temperaturę powietrza zewnętrznego niższą od temperatury w pomieszczeniu, ogranicza się wykraplanie wilgoci na chłodnicy w klimakonwektorze (powietrze jest wcześniej osuszane na chłodnicy centralnej). Jest to istotna cecha przy projektowaniu klimatyzacji w obiektach hotelarskich.

W wariancie 2 wymagana moc chłodnicy centralnej jest największa spośród analizowanych przypadków, a tak przygotowane powietrze zewnętrzne ma największą zdolność do asymilacji zysków ciepła. Moc nagrzewnicy centralnej nadal jest niewielka, ale przez dłuższy czas w roku będzie ona pracowała jednocześnie z chłodnicami w klimakonwektorach. Moce wymienników (nagrzewnic, chłodnic) w aparatach indywidualnych są tu mniejsze, a wymiennik obrotowy pracuje dłużej z maksymalną sprawnością niż w wariancie 1. Zaletą przemawiającą za przypadkiem 2, podobnie jak w wariancie 1, jest fakt, że stosując $t_{pp} < t_p$ można uniknąć ciągłego odprowadzania skroplin z urządzeń indywidualnych. Ponadto, decydując się na stałą t_{pp} w ciągu roku, układ automatycznej regulacji jest mniej skomplikowany.

Wariant 3 różni się znacznie od pozostałych, ponieważ temperatura powietrza zewnętrznego jest równa temperaturze w pomieszczeniu. Charakterystyczna jest tutaj praca wymiennika obrotowego ze 100% sprawnością w ciągu całego roku. Moc nagrzewnicy centralnej jest najwyższa spośród analizowanych przypadków, ponieważ podgrzewa powietrze aż do 21°C. Ponadto nagrzewnica powietrza zewnętrznego pracuje w bardzo długim przedziale temperatur zewnętrznych, od – 18 do 21°C. Wymagana moc nagrzewnicy w wentylokonwektorze jest pomijalnie mała. Istnieje możliwość zrezygnowania z chłodnicy centralnej, ze względu na jej niewielką moc, co jest zaletą tego rozwiązania. Ponieważ w okresie letnim powietrze pierwotne ma wysoką temperaturę, powietrze obiegowe musi zostać bardzo schłodzone, dlatego też moc chłodnic w każdym klimakonwektorze wentylatorowym jest wyższa niż w pozostałych przypadkach. Ponadto chłodnice te pracują przez cały rok. Przez bardzo długi czas w ciągu roku powietrze zewnętrzne jest ogrzewane, podczas gdy powietrze obiegowe ochładzane – nieekonomiczna praca systemu. Spośród wszystkich przypadków, koszty uzdatniania powietrza obiegowego i zewnętrznego będą tutaj najwyższe (wysokie koszty za ogrzewanie powietrza zewnętrznego oraz chłodzenie obiegowego). Niestety przyjmując temperaturę powietrza zewnętrznego równą temperaturze w pomieszczeniu, trzeba



Rysunek 5. Wykres t-tz – wariant 3
Figure 5. T-tz diagram – 3rd variant

liczyć się z osuszaniem powietrza w urządzeniach indywidualnych, co wiąże się z wykraplaniem wilgoci i koniecznością ciągłego odprowadzania skroplin z pokoi hotelowych.

Zapotrzebowanie na energię do uzdatniania powietrza obiegowego i zewnętrznego

Całoroczne zapotrzebowanie na energię E_N do podgrzania powietrza obiegowego/zewnętrznego wyznaczono z zależności:

$$E_N = \sum_{i-1}^{n} Q_i^N \cdot \tau_i;\ \frac{kWh}{rok} \qquad (1)$$

τ_i – czas trwania i-tej temperatury zewnętrznej, h/rok

Do wyznaczenia przeciętnego czasu występowania temperatur zewnętrznych we Wrocławiu skorzystano z wykresów i tabel znajdujących się w [6,7] przy założeniu pracy urządzenia przez 16 h/d.

Moc nagrzewnicy przy i-tej temperaturze zewnętrznej obliczono z równania:

$$Q_i^N = V_i \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta t_i^N;\ kW \qquad (2)$$

V_i – strumień powietrza wentylującego w i-tym przedziale temperatur zewnętrznych; m^3/s

ρ – gęstość powietrza uzdatnianego, kg/m^3

c_p – ciepło właściwe powietrza, kJ/kgK

Δt_i^N – przyrost temperatury powietrza w nagrzewnicy, °C

Całoroczne zapotrzebowanie na energię do obniżania temperatury powietrza nawiewanego E_{CH} obliczono z zależności:

$$E_{Ch} = \sum_{i-1}^{n} Q_i^{CH} \cdot \tau_i;\ \frac{kWh}{rok} \qquad (3)$$

Chwilową moc chłodniczą do obniżenia temperatury powietrza obiegowego/zewnętrznego wyznaczono z równania:

$$Q_i^{CH} = V_i \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta t_i^{CH};\ kW \qquad (4)$$

V_i – chwilowy strumień powietrza zewnętrznego/obiegowego w i-tym przedziale temperatury zewnętrznej, m^3/s

Δt_i^{CH} – spadek temperatury powietrza w chłodnicy, °C

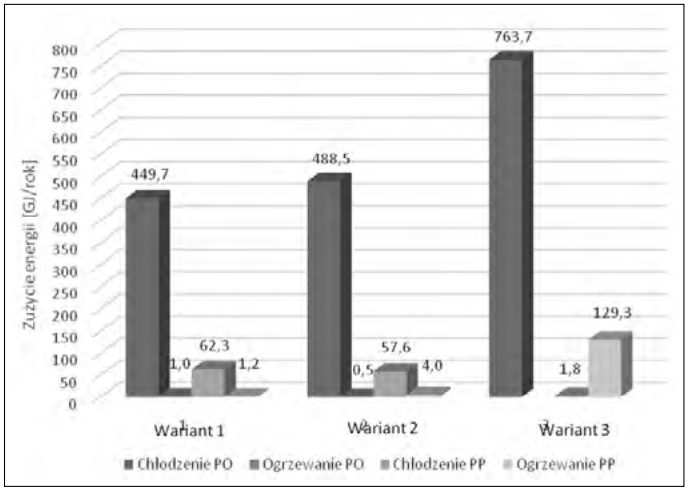
W tabeli 1 zestawiono zapotrzebowanie energii do uzdatniania powietrza obiegowego i zewnętrznego dla 3 wariantów.

Na rysunku 6 przedstawiono wykres zapotrzebowania energii na uzdatnianie powietrza w całym systemie dla 3 analizowanych przypadków.

Tabela 1. Roczne zapotrzebowanie na energię do ogrzewania i chłodzenia powietrza
Table 1. Annual energy demand for air heating and cooling

		Wariant 1	Wariant 2	Wariant 3
Chłodzenie PP	GJ/rok	63,6	58,7	1,9
	kWh/rok	17676	16331	518
Ogrzewanie PP	GJ/rok	1,2	4,1	131,9
	kWh/rok	328	1147	36674
Chłodzenie PO	GJ/rok	449,7	488,5	763,7
	kWh/rok	125020	135809	212312
Ogrzewanie PO	GJ/rok	1,0	0,5	-
	kWh/rok	278	136	-

Rysunek 6. Wykres zużycia energii do uzdatniania powietrza zewnętrznego i obiegowego
Figure 6. Diagram of energy consumption for cooling and heating outdoor and indoor air



Na podstawie uzyskanych wyników można stwierdzić, że największe roczne zużycie energii do uzdatniania powietrza występuje w przypadku nr 3, czyli przy założeniu dostarczania powietrza zewnętrznego do pomieszczenia o temperaturze panującej w tym pomieszczeniu. Zarówno koszty ogrzewania, jak i chłodzenia będą znacznie wyższe niż w pozostałych wariantach. Na niekorzyść tego rozwiązania wpływa również fakt, że w długim przedziale temperatur zewnętrznych (od – 18 do 21°C) jednocześnie jest ochładzane powietrze obiegowe i ogrzewane zewnętrzne. Pod względem zużycia energii warianty 1 i 2 są zbliżone.

Do dalszych rozważań przyjęto rozwiązanie nr 1 – temperatura powietrza zewnętrznego niższa od temperatury w pomieszczeniu o stałą Δt_{pp} = 7 K. Za wariantem 1 przemawiają korzyści ekonomiczne oraz brak konieczności ciągłego odprowadzania skroplin.

Zapotrzebowanie na energię do transportu powietrza

Zapotrzebowanie na energię do transportu powietrza w i-tych warunkach eksploatacji obliczono wg wzoru:

$$E_i = N_i \cdot \tau_i;\ kWh \qquad (5)$$

Chwilową moc elektryczną niezbędną do napędu wentylatora wyznaczono z zależności:

$$N_i = \frac{V_i \cdot \Delta p_i}{\eta_{wi} \cdot \eta_{pi}} \cdot 10^{-2};\ kW \qquad (6)$$

Δp_i – spręż wentylatora, z obliczeń wyznaczono spręż wentylatora nawiewnego w centrali 295 Pa, spręż wentylatora wywiewnego w centrali 310 Pa, spręż wentylatora w klimakonwektorze 30 Pa

η_{wi} – sprawność wentylatora, założono 0,7

η_{pi} – sprawność przekładni, założono 0,9

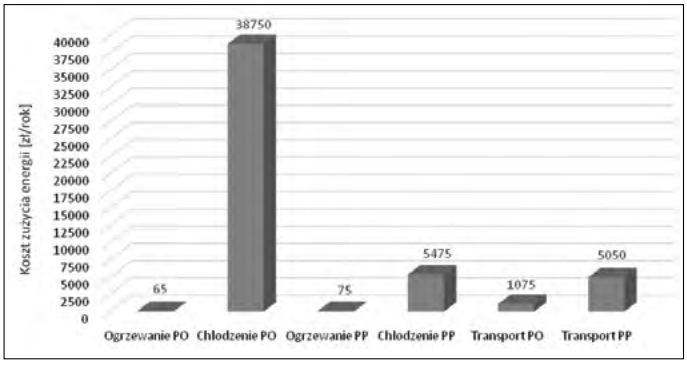
Koszty zużycia energii do uzdatniania i transportu powietrza dla jednego z rozwiązań

Wyznaczając szacunkowe koszty eksploatacyjne przyjęto następujące założenia [8]:

- koszt energii elektrycznej – 0,57 zł/kWh,
- koszt ciepła technologicznego – 0,23 zł/kWh,
- koszt energii do chłodzenia – 0,31 zł/kWh.

Koszty zużycia energii do uzdatniania i transportu powietrza dla wariantu 1 przedstawiono w formie wykresu na rysunku 7. Koszty ochładzania powietrza zostały niedoszacowane o ok. 5% przy klimakonwektorach i o ok. 30-35% w centrali z powodu przyjętych uproszczeń w analizie opartej na temperaturach zamiast entalpiach właściwych (wykres t-tz zamiast i-tz).

Największe koszty eksploatacyjne związane są z chłodzeniem powietrza obiegowego. Wynika to z faktu, że całkowity strumień powietrza uzdatnianego jest duży, wynosi prawie 28000 m^3/h. Powietrza



Rysunek 7. Wykres kosztów zużycia energii do uzdatniania i transportu powietrza – wariant 1
Figure 7. Diagram of operating costs for air treatment and transport – 1 variant

zewnętrznego jest 6500 m^3/h. Warto podkreślić, że przedział temperatur powietrza zewnętrznego, przy którym wymagane jest chłodzenie powietrza obiegowego trwa od – 9 do 30°C. Uzdatnianie powietrza zewnętrznego jest mniej kosztowne niż obiegowego. W centrali klimatyzacyjnej najwięcej należy zapłacić za chłodzenie i transport powietrza zewnętrznego. Można również zauważyć, że koszt transportu powietrza zewnętrznego jest ok. 4 razy większy niż powietrza obiegowego. Powodem jest wielkość instalacji powietrza zewnętrznego, która jest bardzo rozbudowana, a wentylatory przetłaczają duży strumień powietrza.

Podsumowanie

W artykule przedstawiono analizę temperatur powietrza zewnętrznego dla systemu klimatyzacji w obiekcie hotelarskim. Z wykonanych obliczeń wynika, że korzystnym rozwiązaniem jest przyjęcie temperatury powietrza zewnętrznego niższej od temperatury w pomieszczeniu (zmiennej lub stałej). W takim przypadku powietrze zewnętrzne ma zdolność asymilacji ciepła, co jest pożądane w okresie letnim. Przyjęcie odpowiednio niskiej temperatury powietrza zewnętrznego pozwala na jego osuszanie w chłodnicy centralnej i ogranicza wykraplanie wilgoci na wymiennikach klimakonwektorów. Jest to istotna cecha przy projektowaniu klimatyzacji dla obiektów hotelarskich. Wybierając temperaturę powietrza zewnętrznego równą temperaturze w pomieszczeniu, można wyeliminować chłodnicę centralną i nagrzewnice indywidualne (niższe koszty inwestycyjne), ale konieczne jest ciągłe odprowadzanie skroplin z aparatów indywidualnych. Ponadto w długim przedziale temperatur zewnętrznych jednocześnie ochładzane jest powietrze obiegowe i ogrzewane zewnętrzne, co świadczy o nieekonomicznej pracy systemu. Warto zaznaczyć, że zużycie energii do ogrzewania jak i chłodzenia powietrza jest znacznie wyższe przy przyjęciu temperatury powietrza zewnętrznego równej w pomieszczeniu $t_{pp} = t_p$ niż przy założeniu $t_{pp} < t_p$.

LITERATURA

[1] Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z dnia 19 sierpnia 2004 r. w sprawie obiektów hotelarskich i innych obiektów, w których są świadczone usługi hotelarskie wraz z późniejszymi zmianami

[2] Kostka, M. Świeże powietrze w hotelu. Wymagania dla obiektów hotelowych, Inżynier Budownictwa 2017 r.

[3] Instytut na rzecz Ekorozwoju przy współpracy Krajowej Agencji Poszanowania Energii S.A., Energia w obiekcie turystycznym, Warszawa 2011 r.

[4] Przydróżny E., Materiały do zajęć „Wentylacja i Klimatyzacja 2" dla studiów stacjonarnych II stopnia, Politechnika Wrocławska, Wydział Inżynierii Środowiska

[5] Szeszycka N., Kostka M., Klimatyzacja pokoi hotelowych – czy system VAV się opłaca? Rynek Instalacyjny 7-8/2014 r.

[6] Kwiecień D., Całoroczne zapotrzebowanie na energię do uzdatniania powietrza wentylującego obliczane na podstawie danych klimatycznych, Rynek Instalacyjny 6/2013

[7] Kwiecień D., Wpływ wyboru statystycznych danych klimatycznych na zapotrzebowanie energii do uzdatniania powietrza klimatyzującego, Instal 2/2020 s.30-38; DOI 10.36119/15.2020.2.3

[8] Jaskuła M., Energooszczędność i ekonomiczność systemów wentylacyjnych, Cyrkulacje nr 56, marzec 2020 r.

■

Legionella w instalacjach budynków

Autorzy: Andrzej Wolski, Krzysztof Kaiser

Spis treści

1. *Wstęp*
2. *Legioneloza – przyczyny i konsekwencje zakażenia. Ryzyko infekcji*
3. *Środowiskowe czynniki rozwoju bakterii Legionella*
4. *Wpływ temperatury wody w instalacji ciepłej wody na rozwój bakterii Legionella*
5. *Wymagania aktów prawnych dotyczące występowania bakterii Legionella w instalacjach ciepłej wody*
6. *Węzły zasilające instalacje ciepłej wody – ograniczanie ryzyka rozwoju bakterii Legionella*
7. *Minimalizacja ryzyka rozwoju bakterii Legionella w instalacjach wodociągowych ciepłej wody*
8. *Dezynfekcja instalacji ciepłej wody*
9. *Legionella w instalacjach klimatyzacji – wentylacji*
10. *Bezpieczeństwo i higiena pracy podczas eksploatacji instalacji skażonych bakterią Legionella*
11. *Zalecenia dla szpitali*
12. *Literatura*

Sprzedaż prowadzi:
Ośrodek Informacji
„Technika instalacyjna wbudownictwie"
02-674 Warszawa, ul. Marynarska 14
tel. /fax: (22) 843-77-71
e-mail:
redakcja@informacjainstal.com.pl
www.informacjainstal.com.pl
Cena 45 zł