



Politechnika Wrocławska

Wydział Inżynierii Środowiska

Instytut Klimatyzacji i Ogrzewnictwa

PRACA DOKTORSKA

ROZKŁAD TEMPERATURY POWIETRZA W POMIESZCZENIACH PRZY WENTYLACJI WYPOROWEJ

Autor pracy:
mgr inż. Kamil Jędrusik

Promotor pracy:
dr hab. inż. Edward Przydróżny

Słowa kluczowe:
wentylacja wporowa
nawiew wporowy
nawiewnik wporowy
rozkład temperatury
organizacja wymiany powietrza

Wrocław, czerwiec 2011 r.

SPIS TREŚCI

STRESZCZENIE	5
WAŻNIEJSZE OZNACZENIA	6
CEL I ZAKRES PRACY	8
TEZA PRACY	9
1. WSTĘP	9
1.1. Wentylacja wyporowa.....	9
1.2. Konwekcja swobodna	11
1.3. Konwekcja naturalna przy wentylacji wyporowej	14
1.4. Prądy konwekcyjne nad skupionymi źródłami ciepła	17
1.4.1. Wpływ ściany na strugi konwekcyjne i wzajemny wpływ strug konwekcyjnych	19
1.4.2. Wpływ pionowych powierzchni na powstawanie konwekcyjnych przepływów powietrza.....	21
2. WYSOKOŚĆ POZIOMU STRATYFIKACJI	21
3. EFEKTYWNOŚĆ WENTYLACJI	23
4. ROZKŁAD TEMPERATURY POWIETRZA	25
4.1. Gradient temperatury powietrza przy różnym obciążeniu cieplnym pomieszczenia	26
4.2. Rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu	29
4.2.1. Badania Trzeciakiewicza	29
4.2.2. Badania Xu, Yamanaka i Kotani	31
4.3. Projektowany gradient temperatury powietrza.....	33
4.4. Efektywność temperaturowa.....	35
5. ROZKŁAD PRĘDKOŚCI POWIETRZA	37
5.1. Rozkład prędkości powietrza przy wypływie z nawiewnika ściennego.....	37
5.2. Przepływ powietrza między przeszkodami.....	40
5.3. Przepływ powietrza wywołany zimnymi prądami zstępującymi	42
6. MODELE GRADIENTU TEMPERATURY POWIETRZA W POMIESZCZENIACH	43
6.1. Pionowy profil temperatury wg Skistada	43
6.2. Model uproszczony gradientu temperatury.....	45
6.3. Model rozszerzony gradientu temperatury.....	49
7. ZJAWISKA ZACHODZĄCE PRZY WENTYLACJI WYPOROWEJ	56
7.1. Mieszanie powietrza nawiewanego i z pomieszczenia	56
7.2. Wpływ strat ciepła na gradient temperatury i działanie wentylacji.....	59
7.3. Komfort cieplny	62
8. NAWIEWNIKI WYPOROWE	64
8.1. Ogólna charakterystyka wypływu powietrza	64
8.2. Rodzaje nawiewników	65
8.2.1. Nawiewniki cokolikowe	65
8.2.2. Nawiewniki stojące	67
8.2.3. Nawiewniki ścienne	70

8.2.4.	Nawiewniki podłogowe	72
8.2.5.	Nawiewniki sufitowe	74
8.3.	Współpraca nawiewników wyporowych z instalacjami o zmiennych strumieniach powietrza	76
9.	PORÓWNANIE WENTYLACJI WYPOROWEJ I MIESZAJĄCEJ	76
9.1.	Możliwości wykorzystania zdolności chłodzącej powietrza zewnętrznego do kształtowania temperatury w pomieszczeniach.....	79
9.2.	Całoroczne zapotrzebowanie energii do uzdatniania i transportu powietrza	82
9.2.1.	Opis przykładowego pomieszczenia	82
9.2.2.	Analiza obciążeń cieplnych.....	83
9.2.3.	Charakterystyka analizowanych rozwiązań	85
9.2.4.	Całoroczne zapotrzebowanie energii	88
9.2.5.	Koszty uzdatniania i transportu powietrza	90
9.2.6.	Wnioski	91
9.2.7.	Procesy uzdatniania powietrza i jego przemiany w pomieszczeniu	92
10.	OPIS BADAŃ	100
10.1.	Cel i zakres badań	100
10.2.	Element nawiewny	103
10.3.	Stanowisko badawcze	106
11.	METODYKA I WARUNKI PROWADZENIA BADAŃ.....	111
11.1.	Pomiar strumieni objętości powietrza	112
11.2.	Pomiar temperatury	112
11.3.	Pomiar prędkości powietrza w pomieszczeniu	113
12.	OPIS MATEMATYCZNY PRZYROSTU TEMPERATURY W POMIESZCZENIU	114
12.1.	Strefa pomieszczenia powyżej 50 cm nad podłogą.....	116
12.1.1.	Badanie istotności parametrów strukturalnych β_i	128
12.1.2.	Wyprowadzenie równania końcowego przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu	130
12.1.3.	Wyznaczenie kryteriów podobieństwa.....	131
12.2.	Strefa pomieszczenia na wysokości 50 cm nad podłogą.....	133
12.2.1.	Badanie istotności parametrów strukturalnych β_i	136
12.2.2.	Wyprowadzenie równania końcowego	137
13.	BEZWYMIAROWY PRZYROST TEMPERATURY POWIETRZA W POMIESZCZENIU	137
13.1.	Bezwymiarowy przyrost temperatury w strefie dla której $0,33 < h/h_{nom} < 1,9$	139
13.1.1.	Badanie istotności parametrów strukturalnych β_i	148
13.1.2.	Wyprowadzenie równania końcowego	149
14.	PRZYROST TEMPERATURY POWIETRZA W POMIESZCZENIU W OBSZARZE OSÓB SIEDZĄCYCH.....	152
14.1.	Badanie istotności parametrów strukturalnych β_i	156
14.2.	Wyprowadzenie równania końcowego	157
15.	WPŁYW LOKALIZACJI ŹRÓDEŁ CIEPŁA NA ROZKŁAD TEMPERATURY POWIETRZA W POMIESZCZENIU.....	159

16. WPLYW LOKALIZACJI NAWIEWNIKA POWIETRZA NA ROZKLAD TEMPERATURY POWIETRZA W POMIESZCZENIU	171
17. WPLYW RODZAJU PERFORACJI POWIERZCHNI NAWIEWNEJ NAWIEWNIKA WYPOROWEGO NA PRZYROST TEMPERATURY POWIETRZA W POMIESZCZENIU.....	180
18. WIZUALIZACJA PRZEPLYWÓW POWIETRZA	189
19. NIEPEWNOŚĆ POMIARÓW	191
19.1. Rachunek błędów.....	192
20. PODSUMOWANIE WYNIKÓW BADAŃ	195
LITERATURA	197

STRESZCZENIE

W pracy podjęto tematykę efektywności i poprawności działania wentylacji wyporowej ze szczególnym naciskiem na kształtowanie się pionowego rozkładu temperatury powietrza w pomieszczeniu wentylowanym w sposób wyporowy. Analizowano możliwości ograniczania zapotrzebowania na energię do uzdatniania powietrza poprzez odpowiedni dobór organizacji wymiany powietrza w pomieszczeniu oraz wykorzystanie energii chłodniczej powietrza zewnętrznego do ograniczenia kosztów pracy systemów wentylacji i klimatyzacji.

Praca składała się z trzech zasadniczych części: studiów literaturowych wraz z analizą najnowszej wiedzy na temat wentylacji wyporowej, teoretycznej analizy zapotrzebowania energii i możliwości redukcji kosztów eksploatacji układów wentylacji oraz badań laboratoryjnych kształtowania się parametrów powietrza – temperatury i prędkości – w pomieszczeniach przy wentylacji wyporowej.

Zebrano i usystematyzowano teoretyczną wiedzę na temat sposobu działania, czynników wpływających na poprawność pracy oraz zjawisk towarzyszących wyporowemu przepływowi powietrza przez pomieszczenie.

W wyniku badań laboratoryjnych i analiz statystycznych opracowano formuły matematyczne opisujące rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniach podobnych w zależności od czynników mających wpływ na poprawność działania wentylacji wyporowej. Określenie pionowego rozkładu temperatury w pomieszczeniu daje możliwość pełniejszego poznania charakterystyki pracy wentylacji wyporowej i jest znaczącą pomocą w procesie projektowym. Matematyczne formuły opisujące przyrost temperatury powietrza między wysokością 0,1 m a 1,1 m nad podłogą dają możliwość odpowiedniego doboru granicznych parametrów pracy wentylacji wyporowej z zachowaniem warunków komfortu cieplnego.

Otrzymane dane doświadczalne zostały poddane szczegółowej analizie statystycznej oraz analizie niepewności pomiarowej w celu określenia dokładności i poprawności wyprowadzonych formuł matematycznych.

Wyniki będące efektem rozprawy doktorskiej pozwalają na poznanie charakterystyki pracy wentylacji wyporowej, przez co mogą w znaczny sposób ułatwić proces projektowy.

WAŻNIEJSZE OZNACZENIA

A – powierzchnia podłogi, m²

Ar - liczba Archimedes, $Ar = \frac{\beta \cdot g \cdot H \cdot \Delta T_0}{w_0^2}$

c₁ – stężenie zanieczyszczenia w strefie dolnej, poniżej poziomu stratyfikacji, mg/m³

c_p – stężenie zanieczyszczenia w danym punkcie pomieszczenia, mg/m³

c_{spl} – średnie stężenie zanieczyszczenia w strefie przebywania ludzi, mg/m³

c_w – stężenie zanieczyszczenia w powietrzu wywiewanym, mg/m³

\bar{C} – średnie stężenie zanieczyszczenia w całym pomieszczeniu, mg/m³

C_p – ciepło właściwe powietrza, kJ/(kg K)

E – roczne zapotrzebowanie na energię do realizacji procesu uzdatniania lub transportu powietrza, kWh/rok

g - przyspieszenie ziemskie, m/s²

Gr – liczba Grashofa, $Gr = \frac{g \cdot l \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu^2}$

H – wysokość pomieszczenia, wysokość nawiewnika, m

Δi – zmiana entalpii właściwej powietrza w procesie jego uzdatniania, kJ/kg

k_i^j – jednostkowy koszt uzdatniania powietrza lub transportu powietrza, PLN/kWh

K_i^{U,T} – koszt uzdatniania lub transportu powietrza, PLN/rok

l – wymiar liniowy, długość źródła ciepła, szerokość powierzchni chłodzącej, m

Δp – spręż wentylatora, Pa

Q - moc źródła ciepła, W

Q_k - moc źródła ciepła konwekcyjnego, W

t_p – temperatura powietrza w pomieszczeniu, °C

t_s – temperatura powietrza nawiewanego, °C,

t_w – temperatura powietrza wywiewanego, °C

T₀ – temperatura powietrza nawiewanego, K

T_{af} – temperatura powietrza przy podłodze, K

T_{c+w} – średnia ważona temperatura sufitu i ścian, K,

T_f – temperatura podłogi, K

T_{f+w} – średnia ważona temperatura podłogi i ścian, K

T_{spl} – temperatura powietrza w strefie przebywania ludzi, K

T_w – temperatura powietrza wywiewanego, K

ΔT – różnica między temperaturą powierzchni a temperaturą płynu, K

ΔT_0 – różnica temperatury powietrza wywiewanego i nawiewanego, K

V – strumień powietrza wentylującego, m^3/s

V_{ob} – strumień powietrza napływający na przeszkodę, m^3/s

V_{obl} – obliczeniowy strumień powietrza wentylującego, m^3/s

V_y – strumień powietrza na wysokości y , objętościowy strumień powietrza w zstępującej strudze, objętościowy strumień powietrza w strudze konwekcyjnej od jednego źródła ciepła, m^3/s

w – prędkość przepływu powietrza, m/s

w_0 – prędkość powietrza nawiewanego, m/s

w_x – maksymalna prędkość w odległości x od otworu nawiewnego, m/s

y – odległość w pionie, wysokość powierzchni chłodzącej, m

y_{spl} – wysokość strefy przebywania ludzi, m

α_{cf} -współczynnik przejmowania ciepła przy podłodze przez konwekcję, $W/(m^2K)$

α_r -współczynnik wymiany ciepła przez promieniowanie, $W/(m^2K)$

β -współczynnik rozszerzalności objętościowej, K^{-1}

ϵ_{spl} – współczynnik efektywności wentylacji strefy przebywania ludzi

ϵ_T -współczynnik efektywności temperaturowej

η_w – sprawność wentylatora

η_s – sprawność silnika

ν -kinematyczny współczynnik lepkości, m^2/s

τ_i – roczny czas trwania i – tej temperatury powietrza zewnętrznego, h/rok

ρ - gęstość powietrza, kg/m^3

CEL I ZAKRES PRACY

W oparciu o studia literaturowe zauważono złożoność zagadnienia poprawnego działania wentylacji waporowej, na którą wpływ mają liczne czynniki takie jak: temperatura powietrza, prędkość powietrza, budowa nawiewnika, lokalizacja i moc źródeł ciepła w pomieszczeniu oraz lokalizacja nawiewników powietrza.

Zauważono szczególnie brak kompleksowych opracowań odnośnie rozkładu temperatury powietrza w pomieszczeniu wraz z jego matematycznym modelowaniem oraz wyznaczeniem wzajemnych zależności i wpływu poszczególnych czynników na jego kształtowanie.

W rozprawie przeprowadzono szczegółową analizę rozkładu temperatury w pomieszczeniu wentylowanym w sposób waporowy.

Dokładne opisanie kształtowania się temperatury powietrza w pomieszczeniu - w różnych warunkach jego eksploatacji – pozwoli na poprawne projektowanie systemów wentylacji waporowej tak, aby zapewnić komfort cieplny użytkownikom przy energooszczędnej pracy układu wentylacyjnego. Na stanowisku pomiarowym przeprowadzono badania efektywności pracy wentylacji waporowej ze szczególnym naciskiem na kształtowanie się pionowego rozkładu temperatury w pomieszczeniu. W oparciu o uzyskane wyniki badań wyprowadzono ogólne formuły i określono zależności mające zasadniczy wpływ na kształtowanie się temperatury powietrza w pomieszczeniach przy wentylacji waporowej.

Zakres pracy obejmuje przegląd literatury dotyczącej wentylacji waporowej oraz pomiary, wraz z opracowaniem, kształtowania się rozkładu temperatury i prędkości powietrza w pomieszczeniu w zależności od zmiennych mających istotny wpływ na działanie wentylacji waporowej. Pomiary rozkładów temperatury i prędkości powietrza w pomieszczeniu wentylowanym w sposób waporowy prowadzono przy zmiennych:

- obciążeniach cieplnych pomieszczenia,
- strumieniach powietrza wentylującego,
- wysokościach usytuowania źródeł zysków ciepła w pomieszczeniu,
- wysokościach usytuowania nawiewnika powietrza,
- rodzajach perforacji powierzchni nawiewnej.

TEZA PRACY

Do poprawnego zaprojektowania i działania wentylacji wyporowej wymagana jest, między innymi, szczegółowa znajomość czynników wpływających na kształtowanie się temperatury powietrza w pomieszczeniu wentylowanym w sposób wyporowy.

To kształtowanie się temperatury w pomieszczeniu zależy od licznych zmiennych, których wartości zmieniają się w cyklu eksploatacji pomieszczenia. Dlatego na decyzje podejmowane w procesie projektowania zasadniczy wpływ ma znajomość kształtowania się temperatury w pomieszczeniu dla różnych wartości zmiennych istotnych.

Matematyczne zależności określające kształtowanie się temperatury w pomieszczeniu w funkcji wielu istotnych zmiennych, pozwalają założyć racjonalne parametry pracy wentylacji wyporowej.

1. WSTĘP

1.1. Wentylacja wyporowa

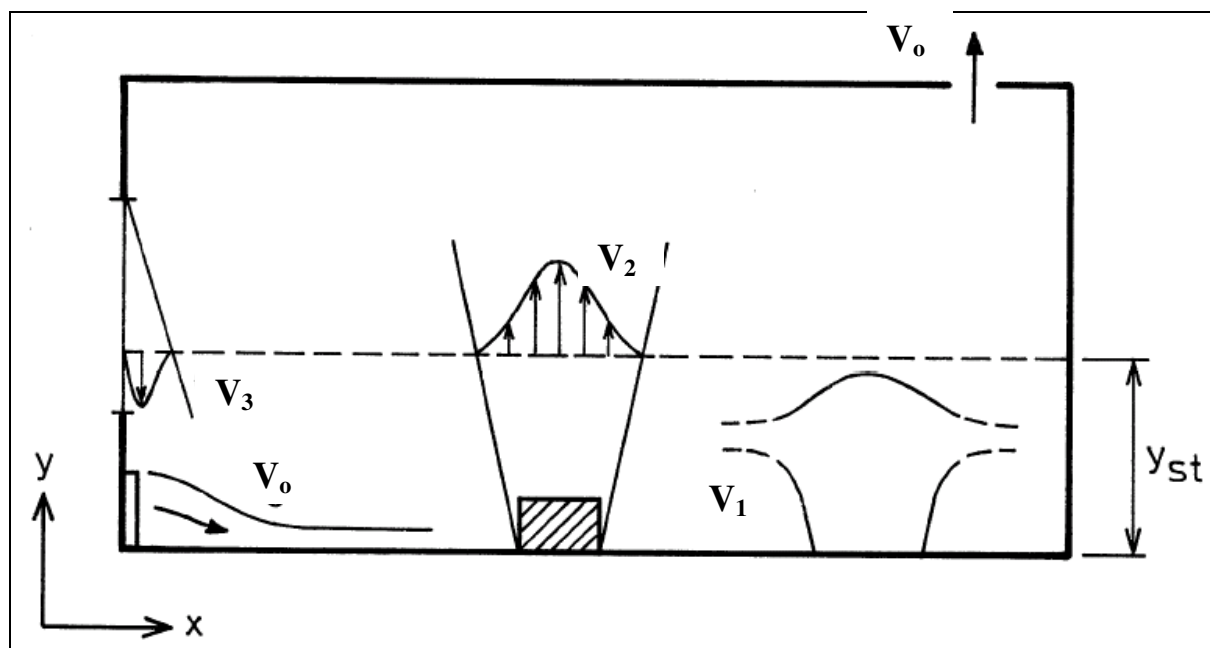
Wentylacja wyporowa pierwotnie stosowana była przede wszystkim w obiektach przemysłowych o dużym obciążeniu cieplnym. Od połowy lat 80 wentylacja ta stosowana jest coraz częściej w pomieszczeniach bytowych z klimatyzacją komfortu cieplnego o stosunkowo niskim obciążeniu cieplnym (np. biura, sale kinowe itp.). Jedną z głównych zalet wentylacji wyporowej jest możliwość wysoce efektywnej wentylacji pomieszczeń, zwłaszcza strefy przebywania ludzi. Elementy nawiewne zlokalizowane są najczęściej w dolnej części pomieszczeń, a powietrze napływa bezpośrednio do strefy przebywania ludzi. Konwekcja swobodna od źródeł ciepła wywołuje ruch powietrza „zużytego” w kierunku sufitu, gdzie zlokalizowane są elementy wywiewne. W przypadku niskich prędkości wypływu powietrza z elementów nawiewnych dla przepływu powietrza w pomieszczeniu kluczowe znaczenie ma konwekcja swobodna. W miejsce unoszących się konwekcyjnie strumieni powietrza „zużytego” napływa nawiewane powietrze „czyste”.

W pomieszczeniu z wentylacją wyporową wytwarza się pionowy gradient temperatury powietrza, który jest wynikiem ruchu ogrzanego powietrza w kierunku sufitu. W związku z tym możliwe jest usuwanie z pomieszczenia powietrza o temperaturze wyższej o kilka stopni niż temperatura w strefie przebywania ludzi. Powoduje to konieczność innego

gospodarowania energią do uzdatniania powietrza w porównaniu z wentylacją mieszającą, ponieważ temperatura powietrza nawiewanego do pomieszczenia jest inna w przypadku wentylacji wyporowej niż w wentylacji mieszającej. Z drugiej strony konsekwencją tego mogą być większe strumienie powietrza nawiewanego.

Generalnie wentylacja wyporowa wykorzystywana jest tylko w opcji asymilacji ciepła z pomieszczeń bez możliwości kompensacji strat ciepła. W przypadku potrzeby kompensacji strat ciepła pomieszczeń należy zastosować inny system doprowadzenia energii cieplnej np. centralnego ogrzewania.

Jeżeli w pomieszczeniu znajdują się zarówno źródła ciepła jak i innych zanieczyszczeń o gęstości mniejszej niż gęstość powietrza wzrasta efektywność wentylacji wyporowej, ponieważ zanieczyszczenia unoszą się ponad strefę przebywania ludzi a świeże powietrze nawiewane jest „odseparowane” od powietrza zanieczyszczonego.



Rys. 1.1. Wyporowy przepływ i konwekcja swobodna w pomieszczeniu [110]

Na rysunku 1.1 przedstawiono ogólną zasadę działania wentylacji wyporowej. Strumień powietrza V_0 nawiewany jest bezpośrednio do strefy przebywania ludzi z przyściennego nawiewnika wyporowego. Strugi V_2 ogrzanego powietrza od gorących powierzchni, wyposażenia i ludzi unoszą się, z kolei zimne zstępujące strumienie powietrza V_3 transportują powietrze z powrotem do strefy przebywania ludzi. Rozwarstwienie nastąpi na wysokości, na której przepływ V_2 - V_3 będzie równy przepływowi V_0 .

Do właściwego zaprojektowania wentylacji wyporowej potrzebne są obliczenia pionowego przepływu powietrza w strugach konwekcyjnych od różnych rodzajów źródeł ciepła. Wysokość linii stratyfikacji (oddzielenia warstwy powietrza czystego od zanieczyszczonego) uzależniona jest od strumienia powietrza nawiewanego do pomieszczenia. Wysokość linii płaszczyzny stratyfikacji powinna być porównywalna z wysokością strefy przebywania ludzi. Dla komfortu cieplnego duże znaczenie ma pionowy gradient temperatury.

Powietrze z nawiewnika przepływa w dół w kierunku podłogi na skutek działania siły grawitacji a następnie przemieszcza się cienką warstwą wzdłuż pomieszczenia. Poziomy przepływ powietrza wzdłuż podłogi jest jedynym ruchem powietrza, który wpływa na komfort cieplny w pomieszczeniu.

Przepływ wyporowy może być opisany między innymi za pomocą liczby Archimedesesa określającej stosunek sił wyporu do sił bezwładności [110].

Liczba Archimedesesa określona jest wyrażeniem:

$$Ar = \frac{\beta \cdot g \cdot H \cdot \Delta T_0}{w_0^2}, \quad (1.1)$$

gdzie

β - współczynnik rozszerzalności objętościowej, K^{-1} ,

g - przyspieszenie ziemskie, m/s^2 ,

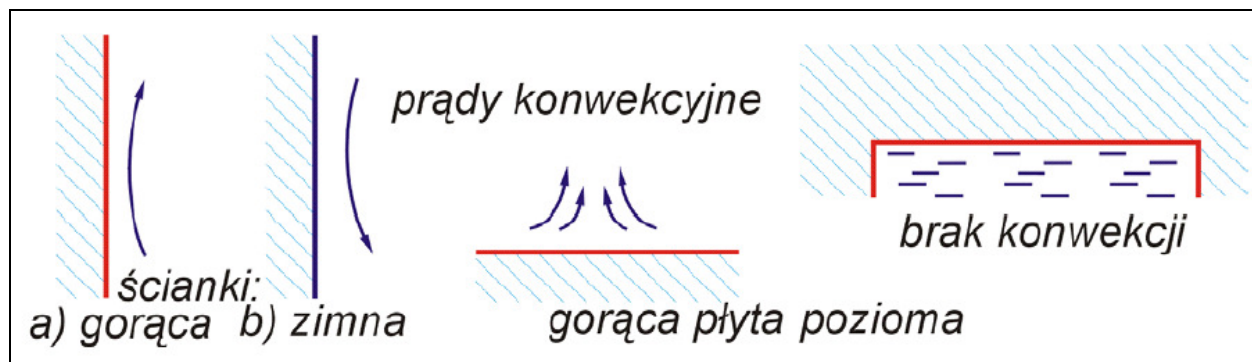
ΔT_0 – różnica temperatur powietrza wywiewanego i nawiewanego, K ,

w_0 – prędkość powietrza nawiewanego, m/s ,

H – wymiar charakterystyczny, w przypadku wentylacji wyporowej wysokość pomieszczenia lub wysokość nawiewnika, m .

1.2. Konwekcja swobodna

Konwekcja swobodna stanowi taki rodzaj wymiany ciepła, w którym ruch płynu wywołany jest najczęściej siłami ciężkości. W otoczeniu ciała wymieniającego ciepło występują różnice temperatur, powodujące różnicę gęstości otaczającego płynu, która jest przyczyną powstawania siły wyporu. Przepływ płynu wynika pośrednio z tej samej przyczyny co przepływ ciepła - to jest z różnicy temperatury powierzchni i płynu [17, 84].



Rys. 1.2. Przykłady ruchów konwekcyjnych

Na rysunku 1.2 przedstawiono wybrane przykłady ruchów konwekcyjnych. Ruch płynu, a tym samym współczynnik wnikania ciepła zależy głównie od różnicy temperatury, ale także od rozmiarów ciała (zwłaszcza wysokości), właściwości fizycznych płynu (lepkości i współczynnika β) oraz usytuowania powierzchni grzejnej. Przepływ płynu ma początkowo charakter laminarny, przy intensywnej konwekcji (duże ΔT i wysokość ścian) może on jednak zmienić swój charakter i przejść w przepływ turbulentny. Kryterium zmiany rodzaju ruchu jest krytyczna wartość liczby Grashofa, analogicznie do krytycznej wartości liczby Reynoldsa przy ruchu wymuszonym, ponieważ w równaniu uogólnionym opisującym konwekcję swobodną liczba Reynoldsa nie występuje jako wyrażenie samodzielne, lecz wchodzi w skład liczby Grashofa, zdefiniowanej wzorem

$$Gr = \frac{g \cdot l \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (1.2)$$

gdzie:

g – przyspieszenie ziemskie, m/s^2 ,

l – wymiar liniowy, m ,

β - współczynnik rozszerzalności objętościowej, K^{-1} ,

ΔT – różnica temperatur między temperaturą powierzchni a temperaturą płynu, K ,

ν - kinematyczny współczynnik lepkości, m^2/s .

Opis matematyczny zjawiska konwekcji swobodnej obejmuje równanie ciągłości, równania ruchu oraz równanie energii [17, 84].

Dla ścianki płaskiej (dla fragmentu, dla którego ruch płynu można uważać za laminarny) w przestrzeni nieograniczonej uzyskano rozwiązanie metodami numerycznymi. Wartość średnia

współczynnika wnikania ciepła α i liczby Nusselta zależą od liczby Prandtla, ale można je uogólnić do postaci:

$$\text{Nu} = C(\text{Pr})(\text{GrPr})^{0,25} \quad (1.3)$$

Wartość $C(\text{Pr})$ wynosi:

Pr	0,1	0,73	1,0	10	100
C(Pr)	0,389	0,517	0,535	0,619	0,655

Powszechnie spotykane zjawisko konwekcji swobodnej było również przedmiotem licznych doświadczeń, przeprowadzonych z różnymi płynami (powietrze, woda, węglowodory ciekłe i gazowe itd.). Ciepło było przejmowane od ciał różnego kształtu: płyt, rur i cienkich drutów, w układzie pionowym i poziomym, kul itp., których rozmiary zmieniały się w dużych granicach (od ułamka milimetra do kilkunastu nawet metrów). Większość wyników badań została podana w uogólnionej postaci:

$$\text{Nu} = C (\text{GrPr})^n \quad (1.4)$$

W literaturze można znaleźć stałe (C oraz n) równania (1.4) dla różnych przypadków. W każdym z nich określa się również charakterystyczny rozmiar oraz temperaturę, dla której określa się właściwości fizyczne. Michiejew [17,84] przeprowadził ogólną analizę zjawiska konwekcji, w wyniku której doszedł do wniosku, iż elementem decydującym jest charakter przepływu płynu. Zaproponował on cztery przedziały wartości iloczynu GrPr , dla których podał różne wartości stałych C i n , zestawiono je w tabeli:

GrPr	$\leq 10^{-3}$	$10^{-3} \div 500$	$500 \div 2 \times 10^7$	$2 \times 10^7 \div 10^{13}$
C	0,5	1,18	0,54	0,135
n	0	1/8	1/4	1/3

Przy stosowaniu tych wzorów wymiarami charakterystycznymi są:

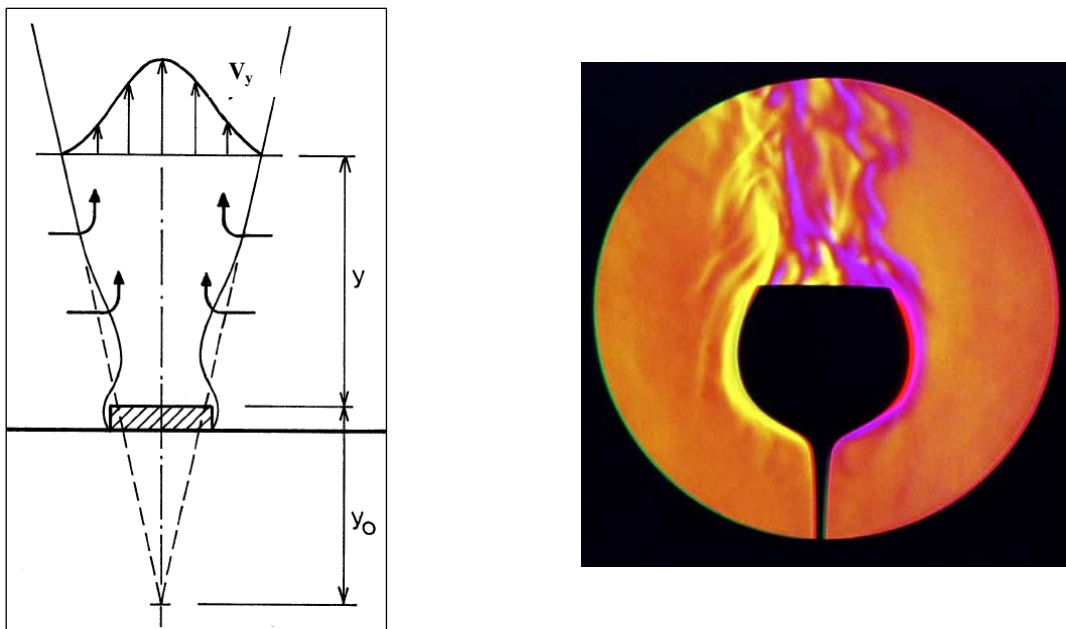
- dla płaszczyzn i walców pionowych - wysokość,
- dla walców poziomych i kul - średnica,
- dla płaszczyzn poziomych - długość krótszego boku.

Jeżeli powierzchnia oddająca ciepło jest zwrócona ku dołowi, to obliczony współczynnik α należy obniżyć o 30%, a jeśli jest zwrócona ku górze - powiększyć o 30%.

W nowszych opracowaniach spotyka się zależności z poprawką ϵ_t , różniące się nieco wartością stałych. Przyjmuje się jednak ogólnie interpretację taką, że dla przepływu laminarnego wykładnik w zależności (1.4) zgodnie z analizą teoretyczną wynosi $n = 1/4$, natomiast dla przepływu turbulentnego $n=1/3$, co oznacza, że α nie zależy od rozmiaru liniowego ciała.

1.3. Konwekcja naturalna przy wentylacji wyporowej

Siłą napędową konwekcji swobodnej jest efekt wyporu ciepłego powietrza w pomieszczeniu. Rysunek 1.3 przedstawia przykładowy przepływ konwekcyjny powietrza nad źródłem ciepła.



Rys. 1.3. Konwekcja swobodna od źródła ciepła [110]

Efekt wyporu generuje przepływ powietrza o maksymalnej prędkości bezpośrednio nad źródłem ciepła, gdzie struga powietrza jest o zmniejszonej średnicy. Strumień powietrza oraz średnica strugi wzrasta wraz z wysokością na skutek porywania powietrza z otoczenia. Strumień powietrza generowany przez skupione źródło ciepła można obliczyć ze wzoru [110]:

$$V_y = 0,005 \cdot Q_K^{1/3} \cdot (y + y_0)^{5/3}, \quad (1.5)$$

w którym:

V_y – objętościowy strumień powietrza na wysokości y , m^3/s ,

Q_K – moc źródła ciepła konwekcyjnego, W,

$y + y_0$ – wysokość nad teoretycznym początkiem strugi, m.

Moc źródła ciepła konwekcyjnego Q_K może być określona na podstawie zapotrzebowania energii źródła ciepła Q .

$$Q_K = k \cdot Q \quad (1.6)$$

Współczynnik k dla rur i kanałów wynosi 0,7-0,9, dla mniejszych gabarytowo źródeł ciepła 0,4 – 0,6, dla większych gabarytowo źródeł i urządzeń 0,3 – 0,5 [110].

Liniowe źródło ciepła wytwarza dwuwymiarowy przepływ określony równaniem

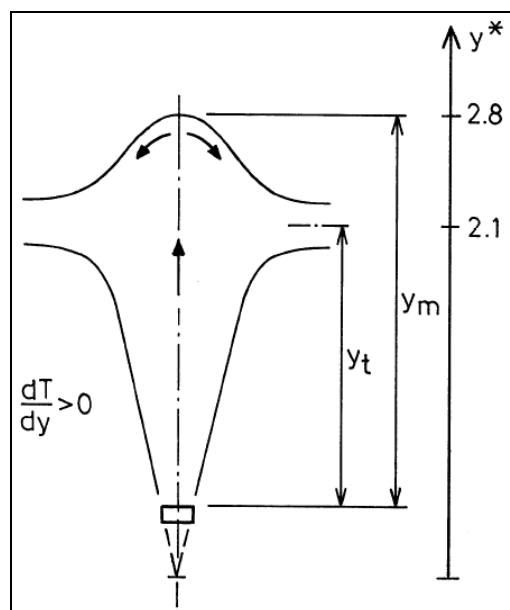
$$V_y = 0,014 \cdot \left(\frac{Q_K}{l} \right)^{1/3} \cdot (y + y_0) \cdot l, \text{ m}^3/\text{s} \quad (1.7)$$

gdzie:

l – długość źródła ciepła, m,

y_0 – (1÷2) - krotna szerokość źródła ciepła, m.

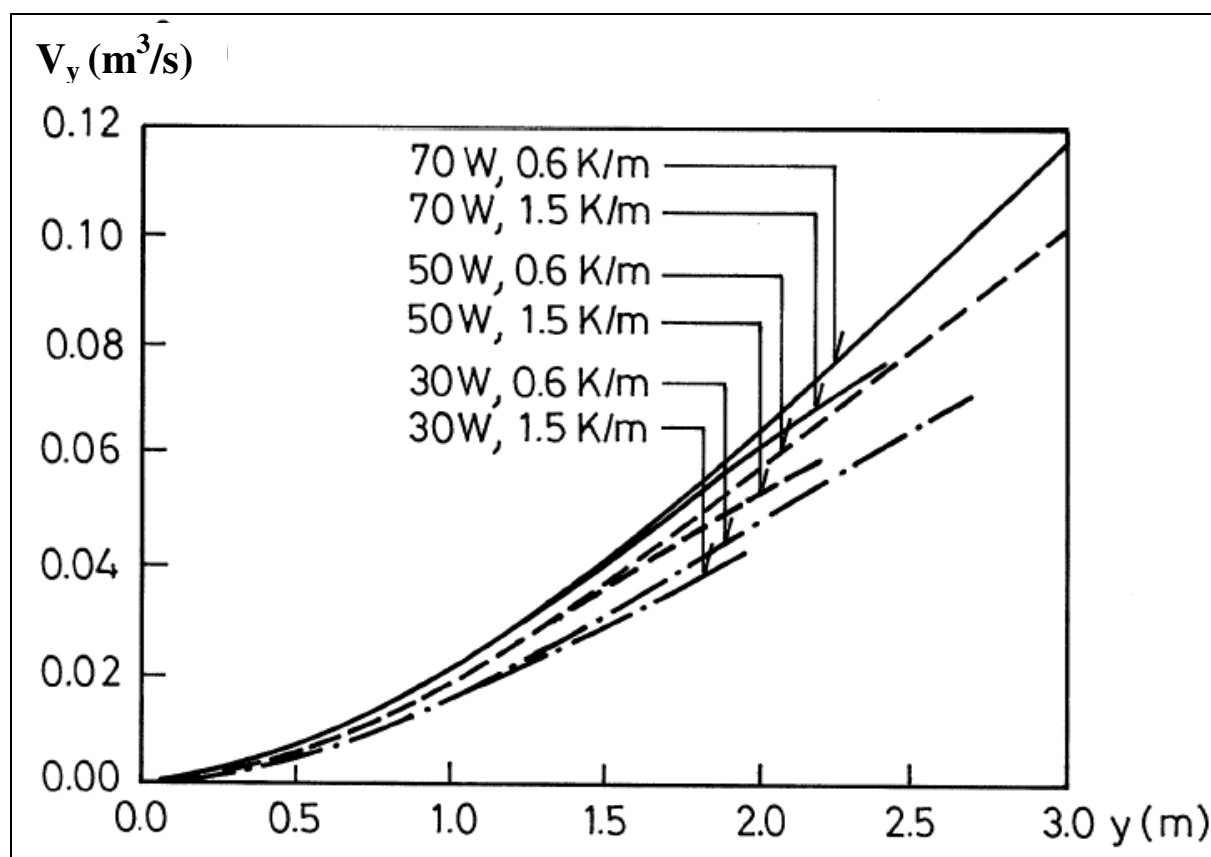
Równania (1.6) i (1.7) są ważne w przypadku warunków izotermicznych w pomieszczeniu. Gdy wystąpi gradient temperatury powietrza przepływ będzie charakteryzował się mniejszymi prędkościami w porównaniu do warunków izotermicznych, ponieważ gradient temperatury ograniczy siły wyporu.



Rys. 1.4. Pionowy przepływ powietrza w pomieszczeniu z gradientem temperatury i stratyfikacją

Na rysunku 1.4 przedstawiono przepływ powietrza nad źródłem ciepła w pomieszczeniu, w którym występuje znaczny gradient temperatury. Siła wyporu przestanie działać na wysokości y_t , ale przepływ będzie trwał do wysokości y_m ze względu pęd strugi. Ostatecznie przepływ ustabilizuje się na wysokości poziomu stratyfikacji y_t .

Model konwekcyjnego przepływu powietrza został opracowany przez Mortona [103] i Mundt [107]. W oparciu o ten model wyznaczono przepływ powietrza nad źródłami ciepła o różnej mocy w pomieszczeniu o różnych gradientach temperatury powietrza [108].

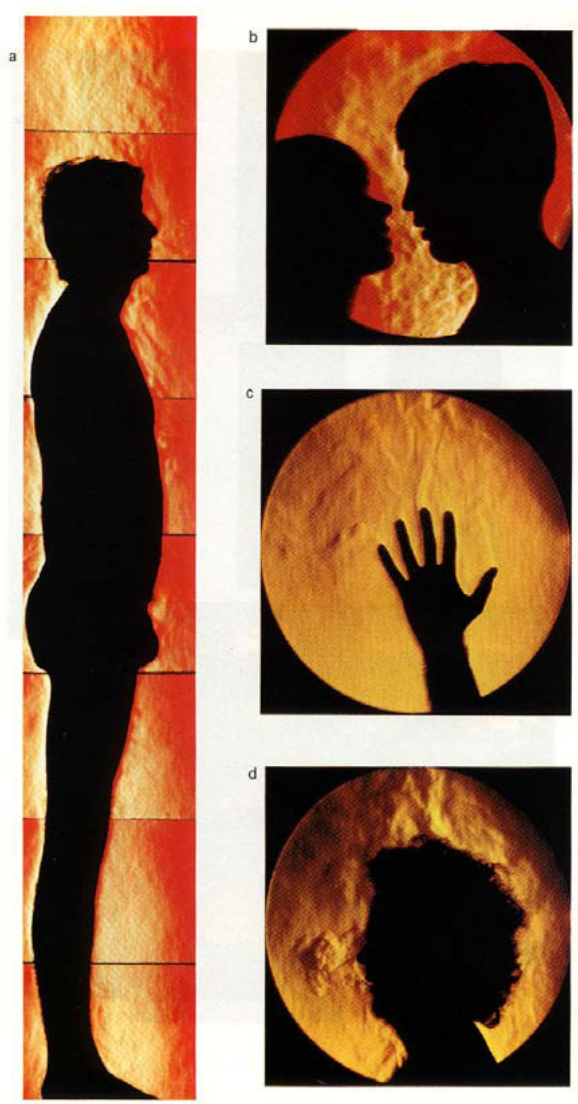


Rys. 1.5. Przepływ powietrza nad źródłem ciepła o mocy 30W, 50W i 70W w pomieszczeniu o różnym gradiencie temperatury [108]

Na rysunku 1.5 przedstawiono przepływy powietrza w pomieszczeniu w strugach generowanych przez źródła ciepła o różnych mocach i różnych gradientach temperatury powietrza. Wartość strumieni powietrza nie jest w znaczący sposób uzależniona od gradientu temperatury, od którego w znacznym stopniu zależy maksymalna wysokość y_m . Można zatem założyć, że gradient temperatury dT/dy powinien być mały, ale z drugiej strony na tyle duży,

aby wytworzyć w pomieszczeniu stratyfikację, czyli podział pomieszczenia na strefę czystą i zanieczyszczoną.

1.4. Prądy konwekcyjne nad skupionymi źródłami ciepła

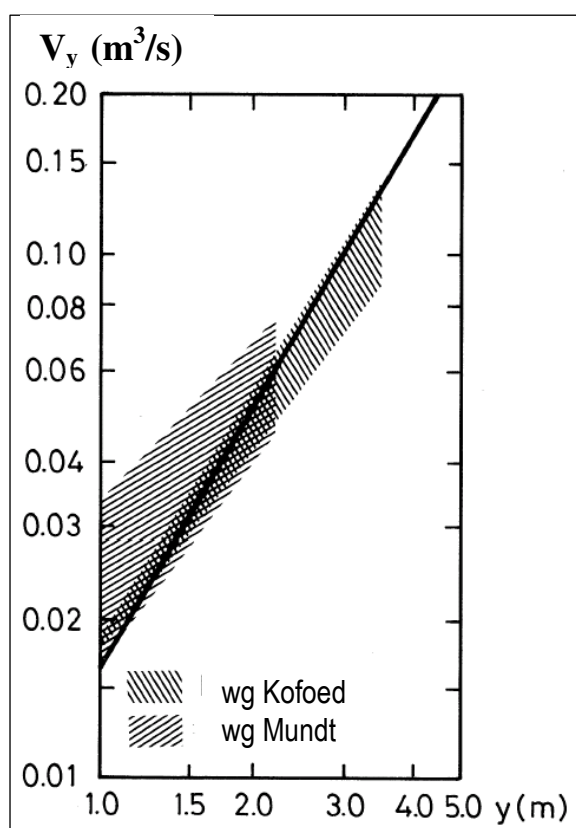


Rys. 1.6. Konwekcja swobodna wokół człowieka [110]

Na rysunku 1.6 przedstawiono konwekcyjne przepływy powietrza wokół człowieka, będącego źródłem ciepła. Wiele źródeł ciepła występujących w rzeczywistych warunkach i pomieszczeniach ma znaczne rozmiary w odniesieniu do wymiarów pomieszczenia, w związku z tym trudno jest określić czy źródło ciepła jest liniowe czy skupione. Trudne do określenia są także moc źródła ciepła konwekcyjnego Q_K oraz położenie teoretycznego

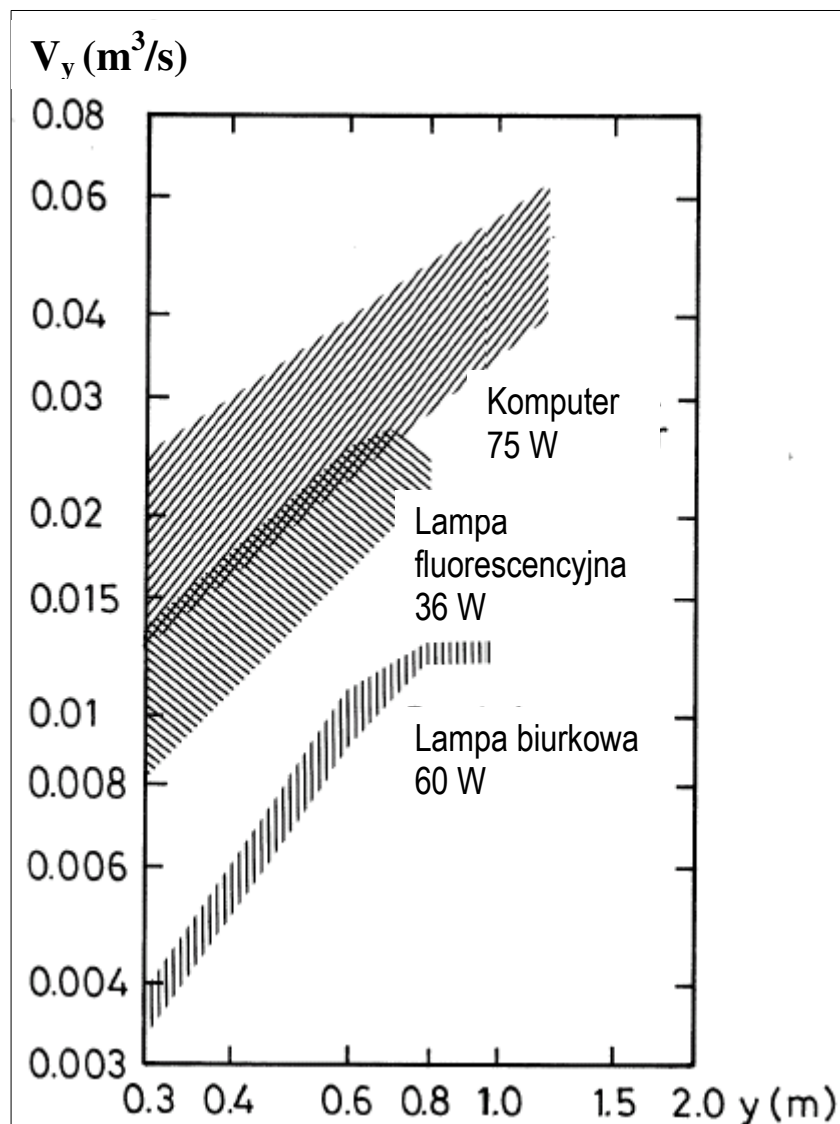
początku strugi y_0 . W związku z tym niemożliwe może się okazać wykorzystanie równań (1.5), (1.6), (1.7). W takim przypadku wymagane są pomiary strumieni powietrza nad typowymi źródłami ciepła jak: człowiek, wyposażenie biurowe, oświetlenie.

Na rysunku 1.7 przedstawiono przepływ powietrza nad siedzącym człowiekiem. Pomiary wykonane były przy gradientach temperatur pomiędzy 0,6 K/m a 1,5 K/m, które są typowe dla wentylacji wyporowej [63]. Linia ciągła przedstawia strumień powietrza wg równania (1.5) dla $k = 1/3$, $y_0 = 0$ i y mierzonego od poziomu podłogi.



Rys. 1.7. Przepływ powietrza nad siedzącym człowiekiem, $Q = 100$ W. Wysokość y mierzona od poziomu podłogi, wg Kofoeda i Nielsena [63] oraz Mundt [108]

Na rysunku 1.8 przedstawiono pomiary strumieni powietrza przeprowadzone przez Mundt [108] dla różnych gradientów temperatury. Zauważalna jest znaczna różnica pomiędzy konwekcyjnymi strumieniami powietrza od komputera i lampy biurkowej, pomimo zbliżonych mocy źródeł ciepła Q .

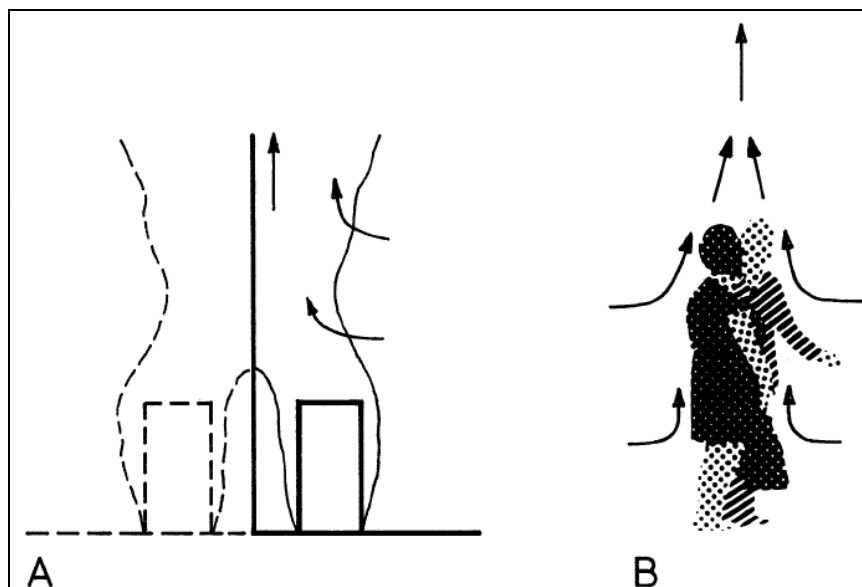


Rys. 1.8. Przepływ powietrza nad komputerem i różnego rodzaju lampami

1.4.1. Wpływ ściany na strugi konwekcyjne i wzajemny wpływ strug konwekcyjnych

Kształtowanie się strumieni konwekcyjnych zlokalizowanych przy przegrodach pionowych oraz wzajemny wpływ strumieni konwekcyjnych od kilku źródeł ciepła przedstawiono na rysunku 1.9. Struga konwekcyjna od źródła ciepła może „przykleić” się do ściany zgodnie z efektem Coanda. Przepływ strugi w pobliżu ściany jest podobny do przepływu połowy strugi swobodnej o dwukrotnie większej mocy źródła ciepła konwekcyjnego $2Q_K$ (rys. 1.9A).

Wg Nielsena [110] przepływ strugi konwekcyjnej przyściennej wynosi 63 % przepływu strugi swobodnej, natomiast przepływ strugi konwekcyjnej od źródła ciepła zlokalizowanego w rogu pomieszczenia wynosi 40 % przepływu strugi swobodnej.



Rys. 1.9. A) struga konwekcyjna przyścienna, B) wzajemne oddziaływanie dwóch strug konwekcyjnych

Przepływ konwekcyjny nad kilkoma źródłami ciepła, jeżeli zlokalizowane są blisko siebie, tworzy jedną strugę konwekcyjną na skutek działania efektu Coanda. Przepływ V_{yN} od N identycznych źródeł ciepła można określić równaniem:

$$V_{yN} = N^{1/3} \cdot V_y \quad (1.8)$$

gdzie

V_y – przepływ w strudze konwekcyjnej od jednego źródła ciepła, m^3/s .

Przepływ nad dwojgiem ludzi będzie w związku z tym wynosił 1,26 przepływu nad jedną osobą na tej samej wysokości. Z równania wynika także, że przepływ w strudze konwekcyjnej od wielu źródeł ciepła jest niewielki w porównaniu do sumy pojedynczych przepływów od poszczególnych źródeł ciepła.

1.4.2. Wpływ pionowych powierzchni na powstawanie konwekcyjnych przepływów powietrza

Konwekcyjny przepływ powietrza powstaje przy powierzchniach, których temperatura jest inna niż temperatura powietrza.

Przy zimnych powierzchniach pojawia się opadanie strumieni powietrza. Powietrze od zimnej powierzchni ochładza się i zwiększa swoją gęstość, co sprawia, że powietrze to będzie przepływać w kierunku podłogi na skutek działania sił ciężkości. Powierzchnie chłodzące w pomieszczeniach z przepływem waporowym wywołują wsteczny ruch powietrza w kierunku podłogi. Strumień powietrza w zstępującej strudze określony jest równaniem:

$$V_y = 2,8 \cdot 10^{-3} \cdot |\Delta T|^{2/5} \cdot y^{6/5} \cdot l, \quad (1.9)$$

gdzie:

V_y - strumienia powietrza w zstępującej strudze, m^3/s ,

y – wysokość powierzchni chłodzącej, m ,

ΔT - różnica temperatury między powietrzem w pomieszczeniu a powierzchnią chłodzącą, K ,

l – pozioma szerokość powierzchni chłodzącej, m .

Na rysunku 1.1 przedstawiono przepływ ochłodzonego powietrza w dół pomieszczenia przy oknie. Przepływ strumienia powietrza V_3 w dół pomieszczenia podwyższa poziom stratyfikacji. Jednakże strumień opadający transportuje zanieczyszczenia z górnej strefy do strefy przebywania ludzi, co jest zjawiskiem niepożądanym i zmniejszającym efektywność wentylacji waporowej. Przepływ ten ze względu na prędkość i temperaturę może także powodować dyskomfort u osób przebywających w pomieszczeniu, zwłaszcza w niewielkiej odległości od płaszczyzny chłodzącej.

2. WYSOKOŚĆ POZIOMU STRATYFIKACJI

Strumień powietrza nawiewanego do pomieszczenia zależy od wymaganej wysokości poziomu stratyfikacji. Na rysunku 1.1 przedstawiono źródło ciepła generujące strugę konwekcyjną powietrza V_2 . Struga ta przepływa do wysokości poziomu stratyfikacji y_{st} , który zależy od strumienia powietrza nawiewanego V_0 i strumienia zimnej strugi zstępującej V_3 .

Po przekroczeniu poziomu stratyfikacji przepływ strugi V_2 powoduje mieszanie powietrza w górnej strefie powietrza zanieczyszczonego.

Strumień powietrza nawiewanego V_0 powiązany jest ze strumieniami strugi konwekcyjnej V_2 i zimnej strugi zstępującej V_3 zależnością:

$$V_0 = V_2 - V_3. \quad (2.1)$$

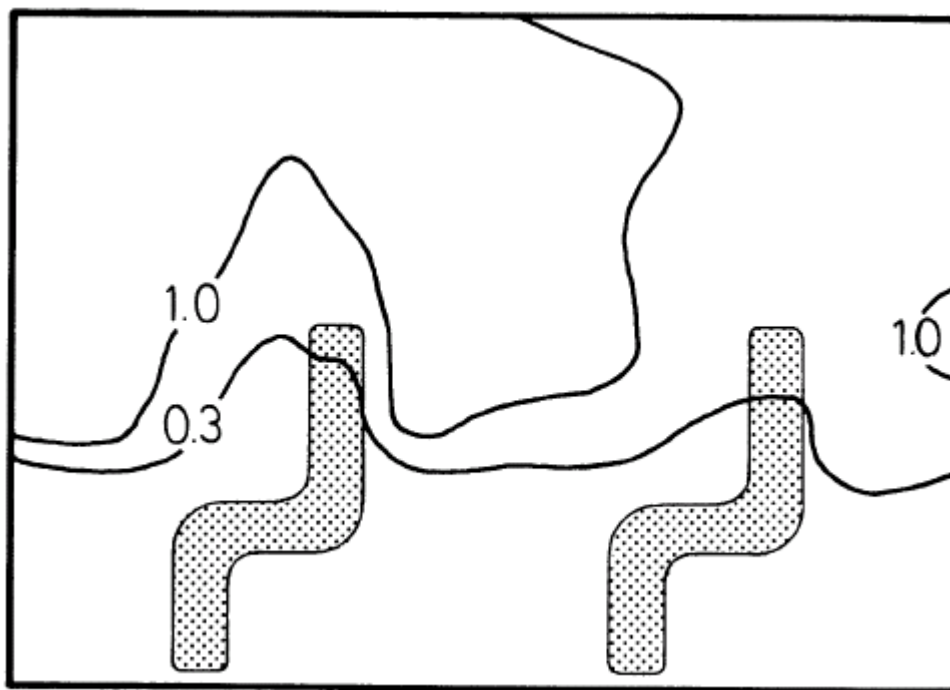
Przepływ konwekcyjny V_1 na rysunku 1.1 nie ma wpływu na wysokość poziomu stratyfikacji, ponieważ wysokość zaniku sił wyporu jest mniejsza niż y_{st} .

Zwiększenie strumienia powietrza nawiewanego V_0 zwiększy wysokość y_{st} , ponieważ będzie więcej czystego powietrza w dolnej strefie przebywania ludzi. Z drugiej strony zwiększenie strumienia V_0 zmniejszy różnicę temperatury pomiędzy powietrzem wywiewanym a nawiewanym. Różnica ta musi być wystarczająca od utrzymania stratyfikacji w pomieszczeniu.

Opadający strumień powietrza zimnego V_3 , przedstawiony na rysunku 1.1, zwiększa wysokość poziomu stratyfikacji i powoduje także przepływ zanieczyszczeń z górnej strefy pomieszczenia do strefy przebywania ludzi.

Wentylacja wyporowa wymaga znacznych strumieni powietrza nawiewanego do pomieszczenia. Z interpolacji danych zamieszczonych na rysunku 1.7 oszacować można, że strumień powietrza rzędu $0,01 \text{ m}^3/\text{s}$ ($36 \text{ m}^3/\text{h}$) na osobę wytworzy poziom stratyfikacji na wysokości około $0,75 \text{ m}$, co jest niewystarczające z punktu widzenia zapewnienia odpowiedniej jakości powietrza w strefie przebywania ludzi.

W pomieszczeniach, w których przebywają ludzie wykonujący prace w pozycji siedzącej zalecana minimalna wysokość poziomu stratyfikacji wynosi $1,1 \text{ m}$. Z rysunku 2.1 wynika, że konwekcja swobodna wokół człowieka wytworzy przepływ czystego powietrza w obszarze głowy i pobierania powietrza do oddychania, chociaż poziom linii stratyfikacji jest poniżej poziomu głowy w pozostałej części pomieszczenia, poza obszarem bezpośredniego wpływu prądów konwekcyjnych. Pomiary wykonane przez Stymne [155] wykazały, że granica dolnej strefy czystego powietrza przebiega około $0,2 \text{ m}$ powyżej człowieka, będącego źródłem ciepła i prądów konwekcyjnych.



Rys. 2.1. Rozkład stężenia zanieczyszczeń c/c_r w pomieszczeniu wokół dwóch osób przy strumieniu powietrza nawiewanego $0,011 \text{ m}^3/\text{s}$ ($40 \text{ m}^3/\text{h}$) na osobę

Powietrze w górnej strefie pomieszczenia jest najczęściej w znacznym stopniu wymieszane, co oznacza, że stężenie c/c_r , gdzie c_r oznacza stężenie w otworze wywiewnym, jest równe 1,0. Rozkład stężeń równy 1,0 jest rozkładem, który może być osiągnięty przy mieszającym przepływie powietrza.

3. EFEKTYWNOŚĆ WENTYLACJI

Jakość powietrza i wydajna, energooszczędna wentylacja określana między innymi przez wskaźnik efektywności wentylacji oraz komfort cieplny są wyznacznikami poprawnego zaprojektowania i działania wentylacji pomieszczeń.

Efektywność wentylacji definiowana jest jako iloraz stężenia zanieczyszczeń w powietrzu wywiewanym do stężenia zanieczyszczeń w danym miejscu pomieszczenia wentylowanego.

Efektywność wentylacji strefy przebywania ludzi określona jest zależnością:

$$\mathcal{E}_{spl} = \frac{c_w}{c_{spl}} \quad (3.1)$$

gdzie:

c_w – stężenie w powietrzu wywiewanym, mg/m^3 ,

c_{sp1} – średnie stężenie w strefie przebywania ludzi, mg/m^3 .

Lokalna efektywność wentylacji określona jest zależnością:

$$\mathcal{E}_p = \frac{C_w}{C_p} \quad (3.2)$$

gdzie:

C_p – stężenie w danym punkcie pomieszczenia np. w obszarze pobierania powietrza do oddychania przez człowieka, mg/m^3 .

Średnia efektywność wentylacji określona jest zależnością:

$$\bar{\mathcal{E}} = \frac{\bar{C}_w}{\bar{C}} \quad (3.3)$$

gdzie

\bar{C} – średnie stężenie w całym pomieszczeniu, mg/m^3 .

W powyższych równaniach założono, że powietrze nawiewane nie jest zanieczyszczone.

W większości przypadków przy zastosowaniu wentylacji wyporowej efektywność wentylacji jest większa niż 1, podczas gdy w przypadku wentylacji mieszającej efektywność wentylacji jest w przybliżeniu równa 1.

Określenie średniej efektywności wentylacji $\bar{\mathcal{E}}$ w małych pomieszczeniach jest stosunkowo proste, ponieważ wymaga zasadniczo dwóch pomiarów: stężenia w otworze wywiewnym \bar{C}_w i średniego stężenia \bar{C} w pomieszczeniu mierzonego poprzez wymieszanie wentylatorem powietrza w pomieszczeniu po wyłączeniu układu wentylacyjnego i emisji zanieczyszczeń. Określenie efektywności wentylacji strefy przebywania ludzi jest bardziej skomplikowane, ponieważ wymaga pomiarów w wielu punktach strefy przebywania ludzi w celu określenia średniego stężenia w tej strefie. Efektywność lokalną wentylacji w danym punkcie określa się poprzez pomiary w dwóch punktach pomieszczenia: w otworze wywiewnym oraz w wybranym punkcie pomieszczenia.

Średnia efektywność wentylacji może także być określona na podstawie wysokości poziomu stratyfikacji y_{st} , pod warunkiem wystąpienia przepływu wyporowego [110], ze wzoru:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{H}{H + y_{st} \cdot \left(\frac{c_1}{c_w} - 1 \right)}, \quad (3.4)$$

w którym:

H – wysokość pomieszczenia, m,

c_1 – stężenie w strefie dolnej, poniżej poziomu stratyfikacji, mg/m^3 ,

c_w – stężenie w strefie górnej, powyżej poziomu stratyfikacji, mg/m^3 .

Założono, że powietrze oddzielnie w dolnej i górnej strefie jest dobrze wymieszane, a więc przyjęto średnie stężenie w każdej ze stref.

Efektywność wentylacji w strefie przebywania ludzi ε_{spl} określona jest zależnością:

$$\varepsilon_{spl} = \frac{c_w}{c_1} \quad \text{dla } y_{spl} < y_{st} \quad (3.5)$$

i

$$\varepsilon_{spl} = \frac{y_{spl}}{y_{spl} + y_{st} \cdot \left(\frac{c_1}{c_w} - 1 \right)} \quad \text{dla } y_{spl} > y_{st}, \quad (3.6)$$

gdzie:

y_{spl} – wysokość strefy przebywania ludzi, m.

y_{st} – wysokość poziomu stratyfikacji, m.

4. ROZKŁAD TEMPERATURY POWIETRZA

Wentylacja wyporowa, wykorzystując gradient temperatury powietrza w pomieszczeniu, usuwa z pomieszczenia powietrze o temperaturze wyższej o kilka stopni od temperatury w strefie przebywania ludzi. Daje to możliwość podwyższenia temperatury powietrza nawiewanego do pomieszczenia, w stosunku do wentylacji mieszającej, przy jednakowym obciążeniu cieplnym. Wpływa zatem na ograniczenie kosztów ochładzania powietrza uzdatnianego.

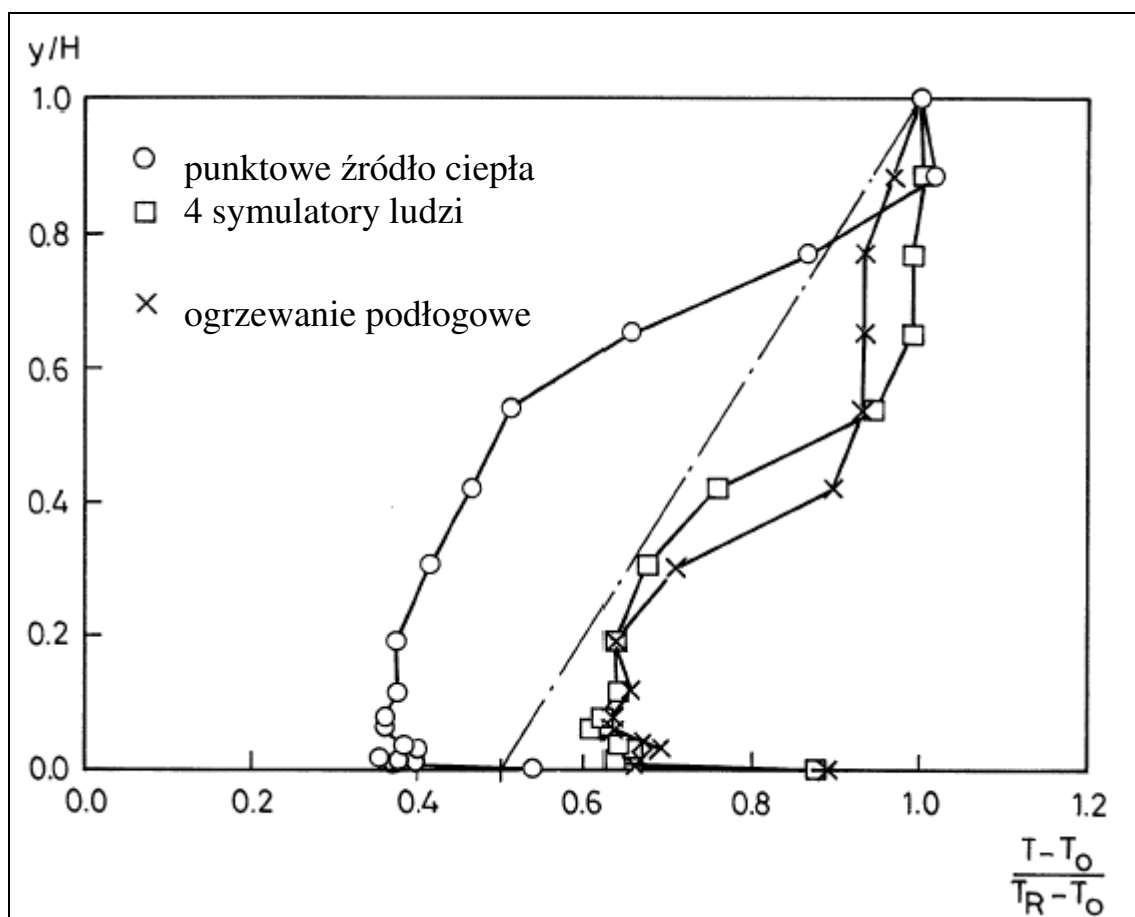
Z drugiej jednak strony rozkład temperatury w pomieszczeniu wpływa na komfort cieplny.

Z tego też powodu wymagana jest analiza rozkładu temperatury w pomieszczeniu oraz promieniowania od sufitu o podwyższonej temperaturze.

4.1. Gradient temperatury powietrza przy różnym obciążeniu cieplnym pomieszczenia

Ciepło ze źródeł wewnętrznych przekazywane jest do pomieszczenia na skutek konwekcji i promieniowania. Konwekcja swobodna podwyższa temperaturę sufitu w porównaniu do otoczenia. Promieniowanie od sufitu z kolei podwyższa temperaturę podłogi, która jest chłodzona przez zimne powietrze nawiewane przez nawiewnik wyporowy. Efektem tego jest pionowy gradient temperatury.

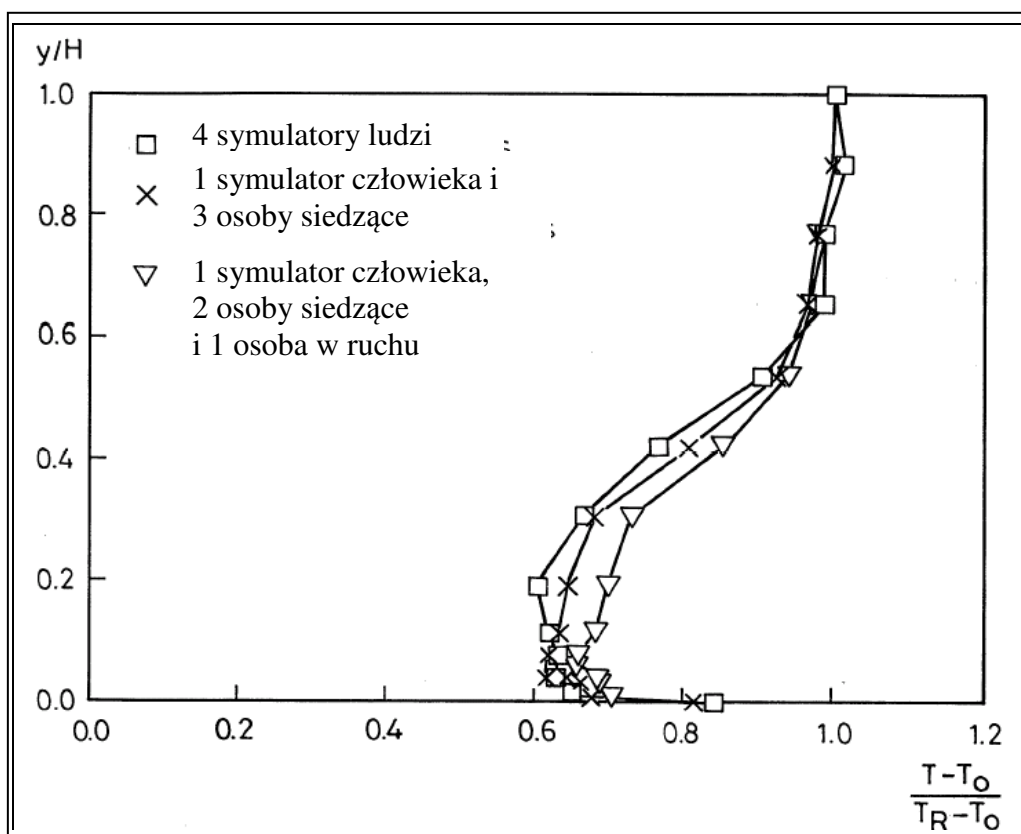
Pionowy gradient temperatury jest niezależny od lokalizacji źródła zysków ciepła w pomieszczeniu dopóki nie zmienia się wysokość usytuowania źródła ciepła. Gradient temperatury jest w znacznym stopniu uzależniony od wysokości usytuowania źródeł ciepła.



Rys. 4.1. Pionowy gradient temperatury w pomieszczeniu z różnymi źródłami ciepła przy stałej liczbie Archimedes; T - temperatura powietrza w pomieszczeniu, T_0 - temperatura powietrza nawiewanego, T_R - temperatura powietrza wywiewanego [113]

Rysunek 4.1 przedstawia pionowy gradient temperatury dla różnych zysków ciepła. Gradient ten zależy od temperatury źródła zysków ciepła. Skoncentrowane punktowe źródło ciepła daje w efekcie rozkład temperatury charakteryzujący się wysoką efektywnością systemu, podczas gdy rozkład temperatury w przypadku 4 symulatorów ludzi daje niższą efektywność systemu.

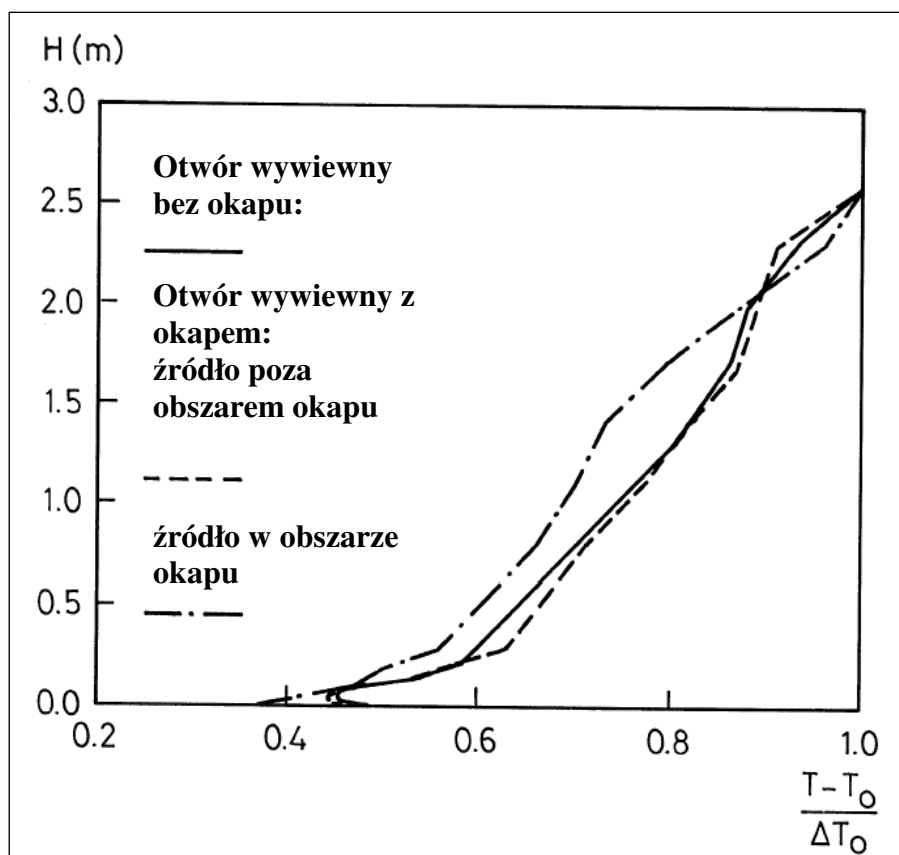
Na rysunku 4.2 przedstawiono pionowy rozkład temperatury w pomieszczeniu z symulatorami ludzi i osobami realnymi. Warto zaznaczyć, że osoba będąca w ruchu nie wpływa znacząco na stratyfikację temperatury w pomieszczeniu. Badania [90] przeprowadzone przy dużej aktywności fizycznej osób przebywających w pomieszczeniu i otwartych drzwiach do pomieszczenia badawczego potwierdzają dużą stabilność stratyfikacji i przepływu powietrza w pomieszczeniu.



Rys. 4.2. Pionowy gradient temperatury w pomieszczeniu z symulatorami ludzi, osobami siedzącymi i osobami w ruchu

Na podstawie badań, między innymi Nielsena [110], przyjmuje się, że lokalizacja otworów wywiewnych w stropie lub bezpośrednio pod nim nie ma większego wpływu na poprawność działania wentylacji wyporowej. Wynika to z faktu, że powietrze w górnej strefie jest niemalże w pełni wymieszane.

Badania [110] pokazują jednak, że pewien wpływ na działanie wentylacji wyporowej ma geometria otworów wywiewnych. Źródło ciepła o strudze konwekcyjnej sięgającej sufitu jest wentylowane w efektywny sposób jeżeli otwór wywiewny znajduje się nad źródłem ciepła i posiada mały okap. Na rysunku 4.3 przedstawiono wyniki badań wpływu różnej lokalizacji źródeł zysków ciepła i otworów wywiewnych na działanie wentylacji wyporowej. Mały okap o wysokości około 60 cm wokół otworu wywiewnego zwiększa efektywność działania wywiewu. Pomiary wykazują także, że temperatura wywiewu wzrośnie, jeżeli struga konwekcyjna sięga sufitu, a jej oś znajduje się w środku okapu. Zbyt duże przepływy powietrza w pomieszczeniu mogą zakłócić ten efekt.



Rys. 4.3. Analiza wpływu geometrii otworu wywiewnego [110]

4.2. Rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu

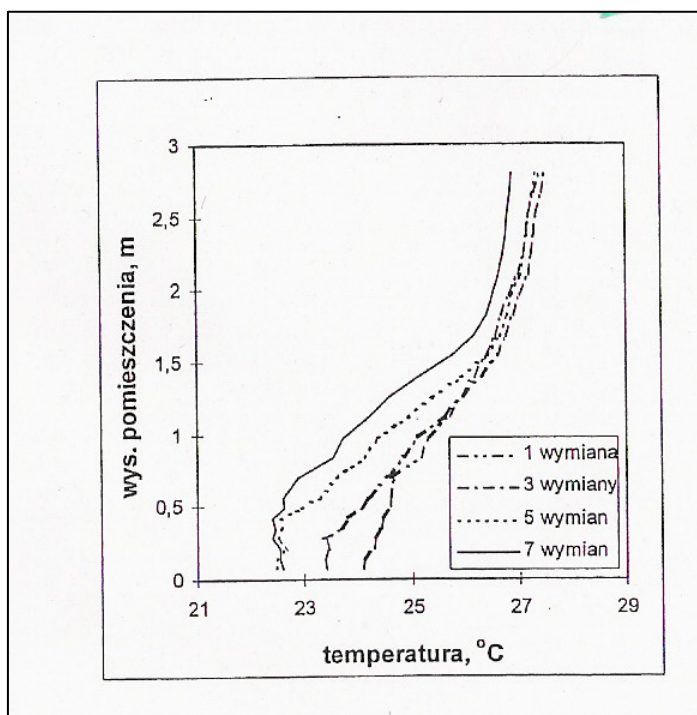
4.2.1. Badania Trzeciakiewicza

Trzeciakiewicz [164] przeprowadził badania wpływu strumienia powietrza wentylacyjnego na pionowy rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową. Na podstawie własnych badań, które przedstawiono na rys. 4.4 w postaci wymiarowej, Trzeciakiewicz stwierdził, że:

- na poziomie podłogi zachodzi przyrost temperatury w zakresie od 30 do 50% przyrostu w pomieszczeniu,
- pozostały przyrost temperatury powietrza zachodzi w pomieszczeniu na wysokości od 0,5 do 1,6 m nad podłogą.

Ponadto wraz ze wzrostem strumienia powietrza wentylacyjnego temperatura powietrza w strefie przebywania ludzi oraz przyrost temperatury w pomieszczeniu obniżają się. Przyrost temperatury powietrza w pobliżu podłogi rzędu 50% przyrostu całkowitego temperatury w pomieszczeniu ma miejsce w przypadku pomieszczeń o wysokości mniejszej niż 3,5 m i niewielkim obciążeniu cieplnym. W przypadku pomieszczeń wysokich o znacznym obciążeniu cieplnym przyrost ten jest mniejszy od 30% przyrostu całkowitego.

Wartość obciążenia cieplnego pomieszczenia ma nieznaczny wpływ na kształt pionowego profilu temperatury. Poniżej wysokości około 0,5 m pozostaje on prawie liniowy.

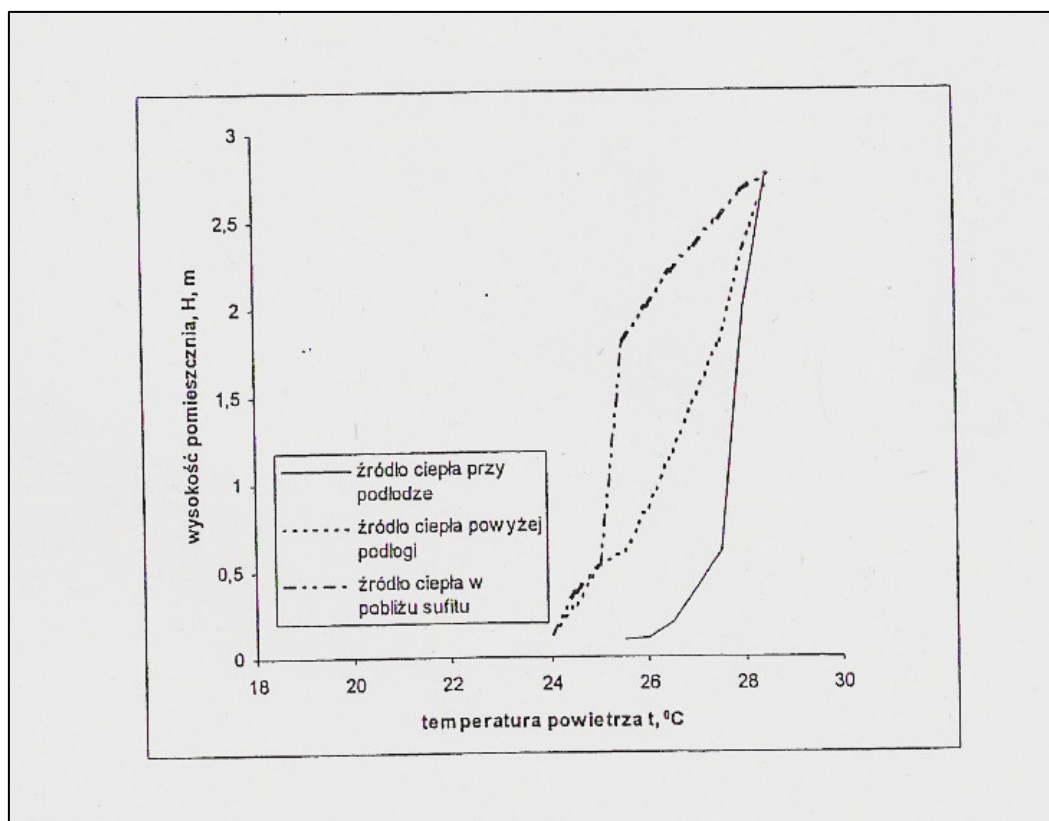


Rys. 4.4. Rozkłady temperatury powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową przy różnej liczbie wymian powietrza wentylacyjnego [164]

Na podstawie badania Skistada i Nielsena Trzeciakiewicz przedstawił pionowe rozkłady temperatury powietrza w pomieszczeniu ze źródłem ciepła umieszczonym przy podłodze, powyżej podłogi i w pobliżu sufitu. Wyniki zamieszczono na rysunku 4.5.

Na podstawie przeprowadzonych badań Trzeciakiewicz stwierdził, że najistotniejszymi czynnikami kształtującym pionowy rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową są:

- strumień powietrza wentylacyjnego,
- moc źródeł ciepła,
- wysokość usytuowania źródeł ciepła.



Rys. 4.5. Przykładowe pionowe rozkłady temperatury powietrza w pomieszczeniu ze źródłem ciepła umieszczonym na różnej wysokości [164]

4.2.2. Badania Xu, Yamanaka i Kotani

Xu i współpracownicy [173] przeprowadzili badania wpływu obciążenia cieplnego i strat ciepła pomieszczeń na gradient temperatury.

Wyniki badań przedstawiono na rysunku 4.6 w postaci wymiarowej i rysunku 4.7 w postaci bezwymiarowej. Do badań wykorzystano symulatory człowieka dające 100 W zysków ciepła każdy. Badano rozkład temperatury przy 1, 2 i 4 symulatorach termicznych człowieka w pomieszczeniu. Badania przeprowadzone były przy stałym strumieniu powietrza wentylacyjnego $162 \text{ m}^3/\text{h}$ i krotności wymian powietrza w pomieszczeniu równej $4,8 \text{ h}^{-1}$. Im większe było obciążenie cieplne pomieszczenia tym wyższe temperatury w pomieszczeniu i większy gradient temperatury. Dla przedstawionego przykładu bezwymiarowy przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu określony zależnością (4.1) ma podobny charakter jak przyrost wymiarowy. Dla prowadzonych przez Xu [173] badań bezwymiarowy przyrost temperatury przedstawiono na wykresie zamieszczonym na rysunku 4.7.

Bezwymiarowa temperatura określona jest zależnością:

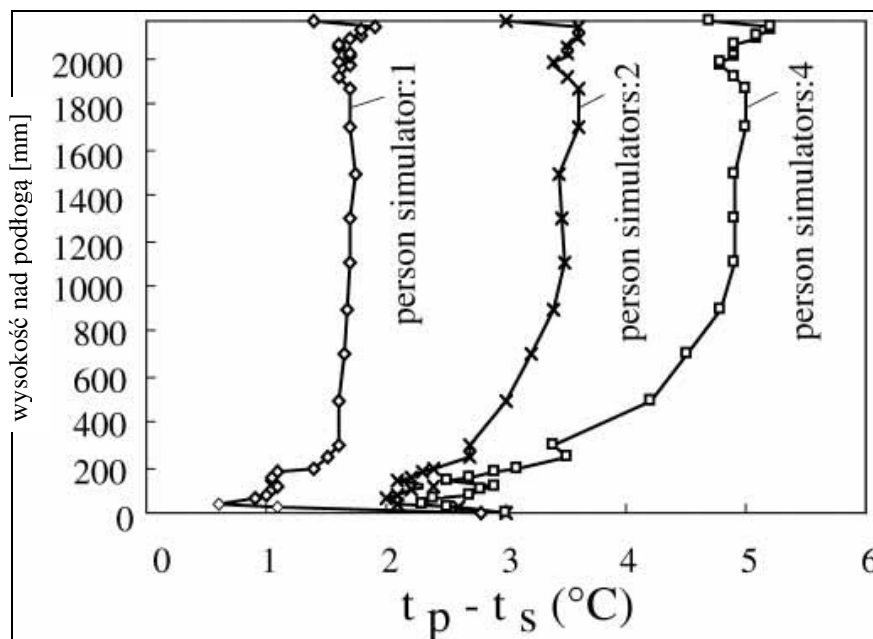
$$t^* = (t_p - t_s) / (t_w - t_s), \quad (4.1)$$

gdzie:

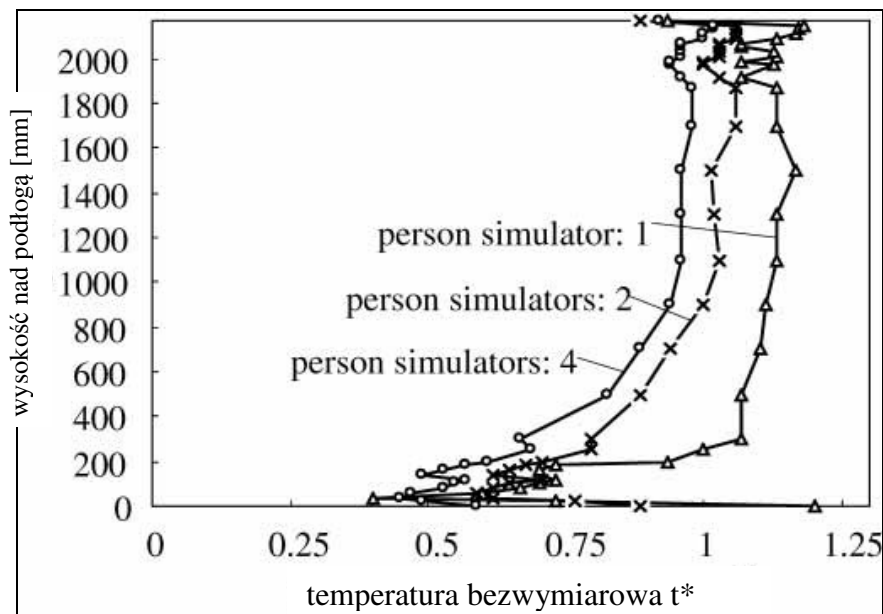
t_p – temperatura w pomieszczeniu, °C,

t_s – temperatura nawiewu, °C,

t_w – temperatura wywiewu, °C.



Rys. 4.6. Przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu (temperatura nawiewu: 20°C) przy różnym obciążeniu cieplnym [173]; person simulator – symulator człowieka; t_s – temperatura nawiewu; t_p – temperatura w pomieszczeniu



Rys. 4.7. Bezwymiarowy rozkład temperatur w pomieszczeniu (temperatura nawiewu: 20°C) przy różnym obciążeniu cieplnym [173]; person simulator – symulator człowieka

Z rysunku 4.7 wynika, że przy małych obciążeniach cieplnych udział przyrostu temperatury powyżej strefy przypodłogowej jest niewielki. Zatem gradient temperatury powietrza może być pominięty.

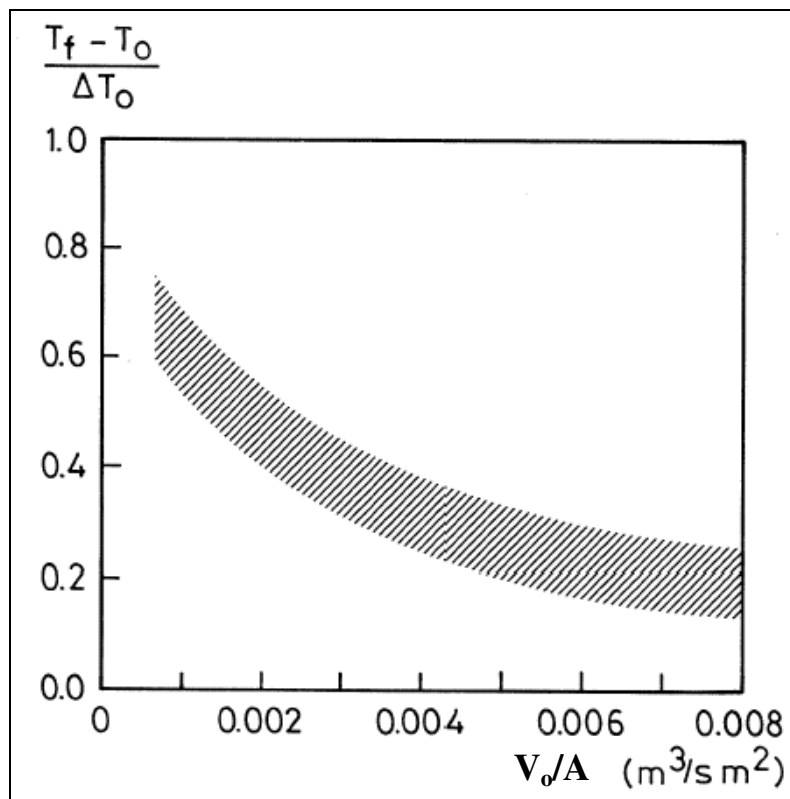
4.3. Projektowany gradient temperatury powietrza

Poprawne zaprojektowanie systemu wentylacji wyporowej wymaga określenia pionowego gradientu temperatury. Pomiary przeprowadzone przez Skistada [140] wykazały, że możliwe jest w zastosowaniach praktycznych przyjęcie założenia, że temperatura zmienia się w pomieszczeniu wraz z wysokością w sposób liniowy od wartości minimalnej na poziomie podłogi T_f (temperatura w strefie przypodłogowej) do wartości maksymalnej na poziomie sufitu równej temperaturze wywiewu T_w . Zatem temperatura powietrza na wysokości y może być obliczona ze wzoru:

$$T = \frac{y}{H} \cdot (T_w - T_f) + T_f, \text{ K} \quad (4.2)$$

Skistad [140] założył, że w zastosowaniach praktycznych $T_f - T_0$ jest równe $0,5(T_w - T_0)$. T_f oznacza temperaturę w strefie przypodłogowej, T_0 – temperaturę nawiewu, T_w – temperaturę wywiewu.

Wartość $(T_f - T_0)/\Delta T_0$, gdzie $\Delta T_0 = T_w - T_0$, zależy od wielkości strumienia powietrza. Mundt opisuje to dokładnie [103] i przedstawia na rysunku 4.8 jako funkcję strumienia powietrza na m^2 powierzchni podłogi, nie podaje jednak jakie były obciążenia cieplne pomieszczenia. Rysunek 4.8 jest kompilacją licznych badań i pomiarów w różnych pomieszczeniach.



Rys. 4.8. Wartość $(T_f - T_0)/\Delta T_0$ w pomieszczeniu wentylowanym wyporowo w zależności od wielkości strumienia powietrza na m^2 podłogi

Z rysunku 4.8 wynika, że wraz ze wzrostem jednostkowego strumienia powietrza nawiewanego zmniejsza się udział przyrostu temperatury w strefie przypodłogowej w stosunku do przyrostu całkowitego. Zatem wzrasta udział przyrostu temperatury ponad strefą przypodłogową.

4.4. Efektywność temperaturowa

Racjonalne wykorzystanie powietrza w systemach wentylacyjnych może być określone za pomocą współczynnika efektywności temperaturowej ε_T strefy przebywania ludzi, zdefiniowanego zależnością:

$$\varepsilon_T = \frac{T_W - T_0}{T_{spl} - T_0} \quad (4.3)$$

gdzie:

T_W – temperatura wywiewu, K,

T_0 – temperatura nawiewu, K,

T_{spl} – temperatura w strefie przebywania ludzi, K.

Współczynnik efektywności temperaturowej ε_T , przy założeniu, że pionowy rozkład temperatury w pomieszczeniu jest liniowy, może być opisany wyrażeniem:

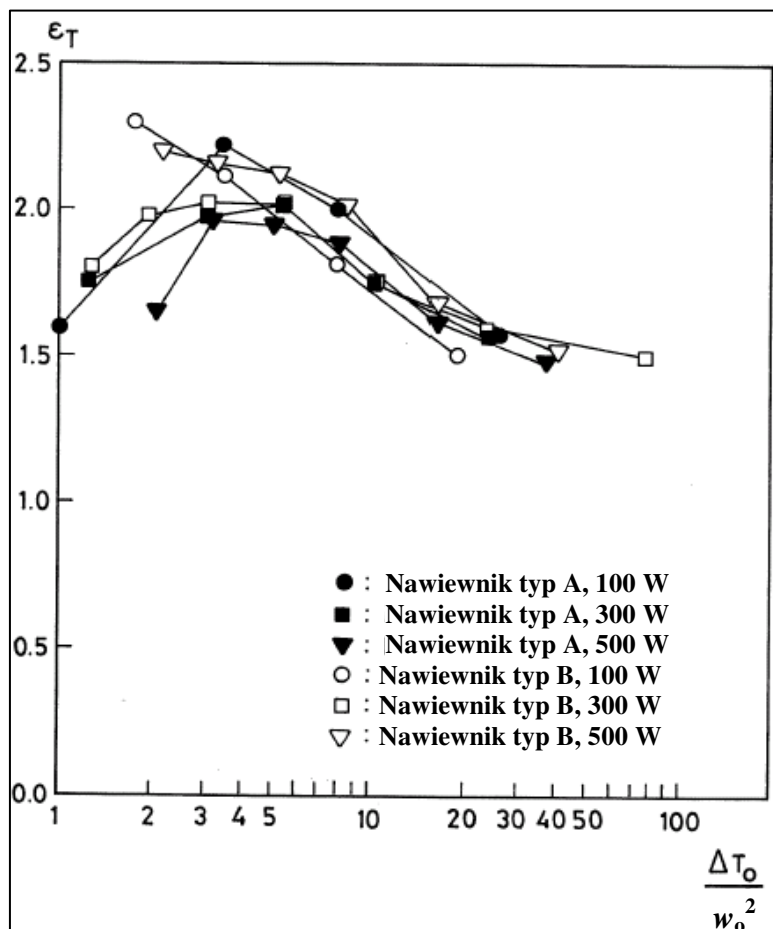
$$\varepsilon_T = \Delta T_0 / \left(\frac{y_{spl}}{2H} (T_W - T_f) + T_f - T_0 \right), \quad (4.4)$$

gdzie:

y_{spl} – wysokość strefy przebywania ludzi, m,

H – wysokość pomieszczenia, m.

Na rysunku 4.9 przedstawiono zmiany efektywności temperaturowej w funkcji liczby Archimedes'a. Badano dwa typy nawiewników wyporowych przy trzech różnych obciążeniach cieplnych pomieszczenia. Wyniki wskazują, że efektywność temperaturowa wydaje się być niezależna od typu nawiewnika.



Rys. 4.9. Efektywność temperaturowa w zależności od liczby Archimedesesa wyrażonej jako $\Delta T_0/w_0^2$ (Ks^2/m^2) [110]

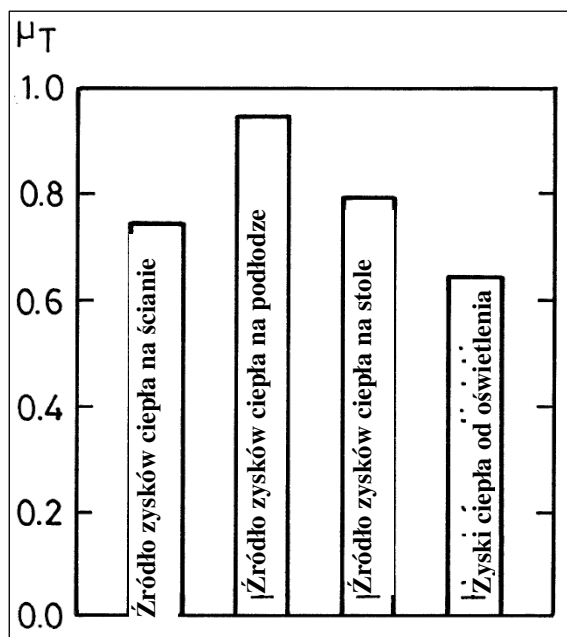
Efektywność wymiany powietrza w pomieszczeniu może być również wyrażona poprzez wskaźnik obciążenia zyskami ciepła powietrza wentylującego. Jeżeli źródła zysków ciepła znajdują się pod sufitem to wskaźnik obciążenia zyskami ciepła będzie mały w porównaniu do sytuacji, w której źródła zysków ciepła znajdują się w strefie przebywania ludzi. Wskaźnik obciążenia zyskami ciepła powietrza wentylującego może być określony wyrażeniem:

$$\mu_T = \frac{T_{spl} - T_0}{T_w - T_0} \quad (4.5)$$

Wskaźnik obciążenia zyskami ciepła powietrza wentylującego μ_T jest odwrotnością efektywności temperaturowej ϵ_T .

Na rysunku 4.10 przedstawiono wskaźnik obciążenia zyskami ciepła w zależności od lokalizacji źródeł zysków ciepła. Zyski ciepła na poziomie podłogi, np. od promieniowania słonecznego, dają w efekcie temperaturę w strefie przebywania ludzi zbliżoną do temperatury powietrza wywiewanego, a więc wysoki poziom wskaźnika obciążenia cieplnego. Obciążenie

cieplne od ludzi i sprzętu na poziomie stołu oraz promieniowanie słoneczne na ścianach dają w efekcie mniejszy wskaźnik obciążenia cieplnego. Najniższą wartością wskaźnika obciążenia cieplnego powietrza wentylującego charakteryzują się zyski ciepła generowane w górnej części pomieszczenia, np. oświetlenie sufitowe [24]. Z drugiej jednak strony oświetlenie ogrzewa powierzchnie pomieszczenia poprzez promieniowanie, co ogranicza możliwość redukcji wskaźnika obciążenia cieplnego poniżej pewnych wartości.

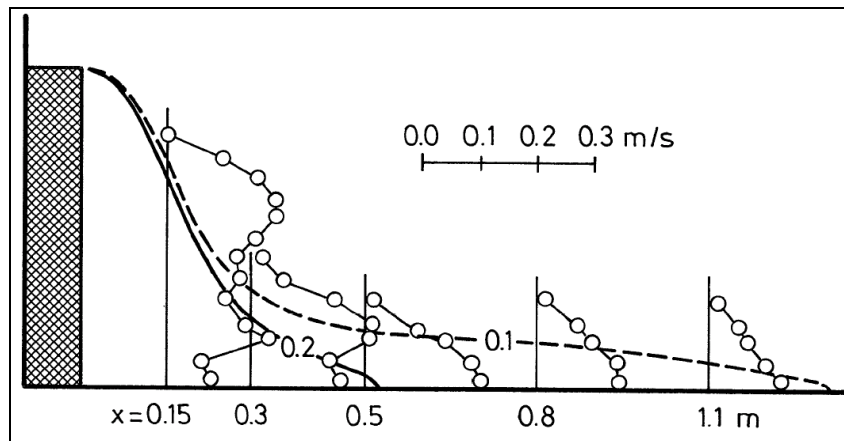


Rys. 4.10. Wskaźniki obciążenia cieplnego w pomieszczeniu w zależności od lokalizacji źródeł zysków ciepła [110]

5. ROZKŁAD PRĘDKOŚCI POWIETRZA

5.1. Rozkład prędkości powietrza przy wypływie z nawiewnika ściennego

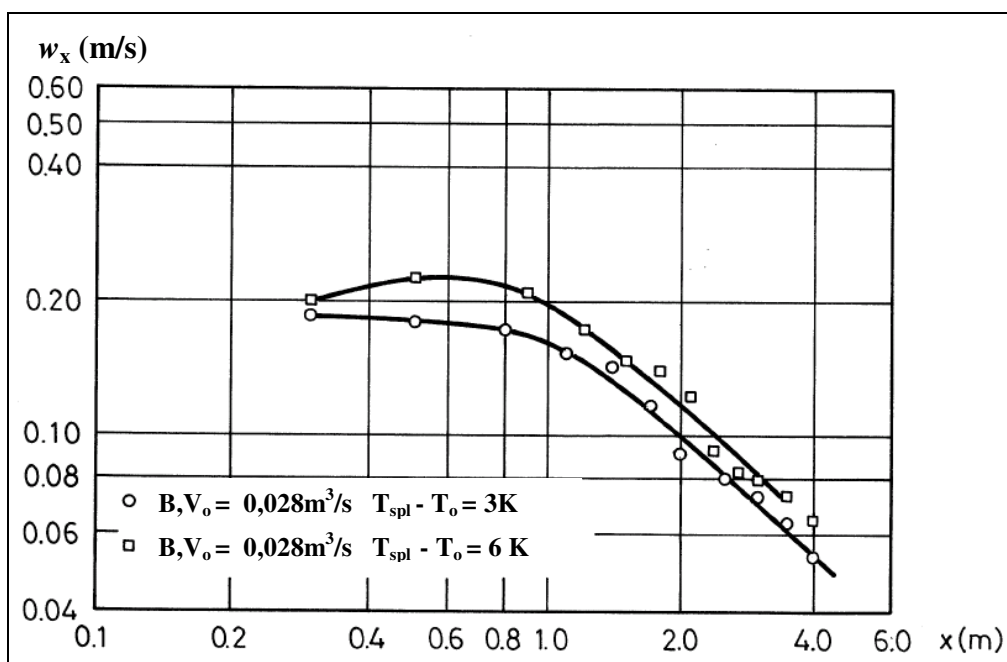
Na rysunku 5.1 przedstawiono, za Nielsenem [110], rozkład prędkości powietrza wypływającego z nawiewnika wyporowego. Wypływające z nawiewnika powietrze o niższej temperaturze niż powietrze w pomieszczeniu przyspiesza w kierunku podłogi na skutek działania sił grawitacji.



Rys. 5.1. Profile prędkości powietrza wyływającego z nawiewnika wyporowego;

$$V_0 = 0,029 \text{ m}^3/\text{s}, T_{\text{spl}} - T_0 = 6^\circ\text{C} [110]$$

Prędkości powietrza powyżej 0,2 m/s są często zbyt wysokie dla zapewnienia warunków komfortu cieplnego przebywających w pomieszczeniu osób. Projektowanie systemów wentylacji wyporowej wymaga określenia odległości od nawiewnika, w której prędkość powietrza będzie osiągała wartości mniejsze od 0,2 m/s. Odległość ta zależy od wartości strumienia powietrza nawiewanego, różnicy temperatury $T_{\text{spl}} - T_0$ oraz konstrukcji nawiewnika. Niektórzy producenci określają tę odległość dla prędkości powietrza na wysokości 10 cm nad podłogą, co zwiększa teoretycznie strefę komfortu osób przebywających w pomieszczeniu.



Rys. 5.2. Rozkład prędkości wzdłuż podłogi [113]

Prędkość przy podłodze zależy od strumienia powietrza nawiewanego do pomieszczenia, różnicy temperatury powietrza w strefie przebywania ludzi i nawiewanego oraz rodzaju nawiewnika (rys.5.2). Przykładowo wzrost różnicy temperatur między powietrzem w strefie przebywania ludzi a powietrzem nawiewanym ($T_{spl} - T_o$) o 3°C zwiększa prędkość powietrza z 0,1 m/s do 0,12 m/s w odległości 2,0 m od nawiewnika. Dzieje się to na skutek działania sił grawitacji, które przyczyniają się do przyspieszenia przepływu powietrza w bliskiej odległości od nawiewnika.

Porywanie powietrza z pomieszczenia przez strugę nawiewaną (proces turbulentnego mieszania) zanika kiedy pojawia się pionowy gradient temperatury, ponieważ grawitacja działa przeciwko ruchowi ciężkiego chłodnego powietrza w górę i lekkiego ciepłego powietrza w dół. Zjawisko to w przypadku wentylacji wyporowej przebadane zostało przez Jacobsena i Nielsena [55].

Maksymalna prędkość w_x dla różnych odległości x od nawiewnika zamontowanego na ścianie może być opisana przy pomocy równania (5.1) podanego przez Nielsena [115]. Równanie to opiera się na teorii przepływów warstwowych.

$$\frac{w_x}{w_f} = K_{dr} \frac{h}{x} \quad (5.1)$$

gdzie:

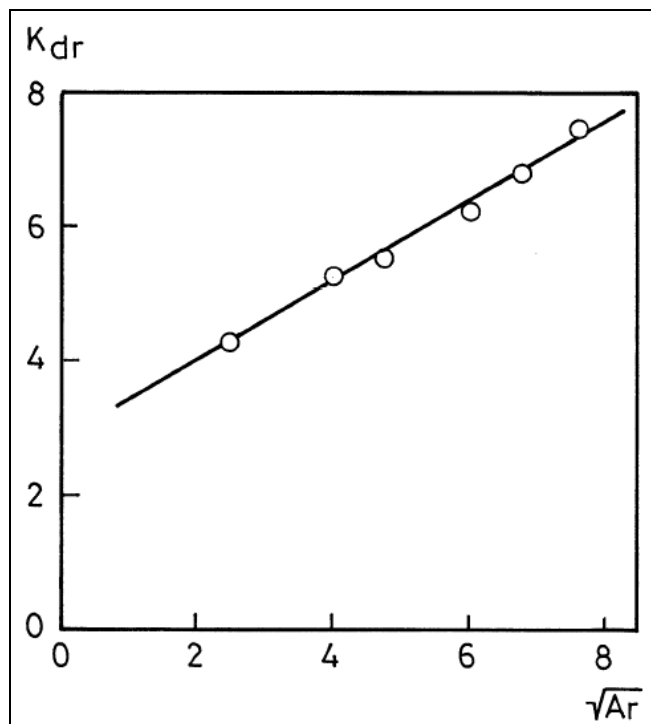
h – wysokość nawiewnika, m,

w_f – średnia prędkość wypływu powietrza z nawiewnika określona jako iloraz strumienia powietrza nawiewanego i powierzchni nawiewnej nawiewnika, m/s,

K_{dr} – współczynnik zależny od liczby Archimedes'a i typu nawiewnika.

Prędkość powietrza jest proporcjonalna do wartości $\frac{1}{x}$; na podstawie równania (5.1) można określić prędkość w_x pod warunkiem, że znana jest dla danego przypadku wartość współczynnika K_{dr} .

Równanie (5.1) jest ważne do odległości 1,5 m od nawiewnika dla większości typów nawiewników. Równanie daje prędkość równą lub wyższą niż rzeczywista zmierzona prędkość powietrza dla odległości x od nawiewnika zamontowanego na ścianie.



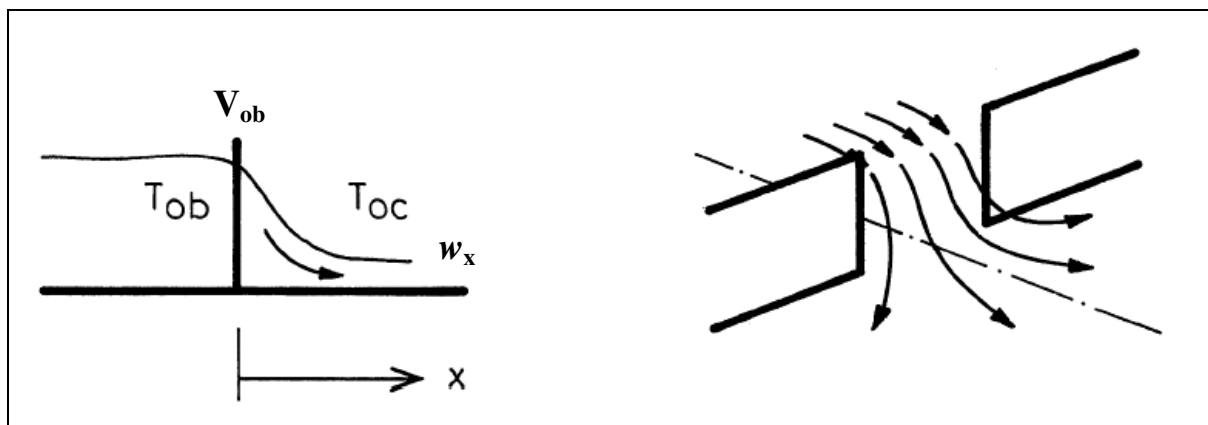
Rys. 5.3. Współczynnik K_{dr} w zależności od liczby Archimedesesa dla nawiewnika ściennego

Na podstawie rysunku 5.3 można stwierdzić, że K_{dr} wzrasta wraz ze wzrostem liczby Archimedesesa dla danego nawiewnika.

Mathisen [87] wykazał, że maksymalna prędkość powietrza wypływającego z nawiewnika ściennego, dla dużych wartości liczby Archimedesesa, może być opisana jako liniowa funkcja wyrażenia \sqrt{Ar} , co potwierdzają dane przedstawione na rysunku 5.3.

5.2. Przepływ powietrza między przeszkodami

Przepływ powietrza przy podłodze w przypadku wentylacji wyporowej może być zakłócony poprzez meble i inne przeszkody znajdujące się w strefie przebywania ludzi. Przeszkody i meble umieszczone bezpośrednio na podłodze (nie posiadające nóżek) blokują przepływ powietrza przez pomieszczenie. Przestrzeń pomiędzy przeszkodami tego typu działa jak nowy otwór nawiewny, ponieważ przepływ przez pomieszczenie jest uwarstwiony. Na rysunku 5.4 przedstawiono przepływ pomiędzy dwoma przeszkodami. Zimne powietrze jest nawiewane w lewej części pomieszczenia, źródła zysków ciepła znajdują się w prawej części pomieszczenia.



Rys. 5.4. Przepływ powietrza między przeszkodami [110]

Nielsen [114] pokazał, że wypływ z otworu między przeszkodami może być opisany jako półkolisty wypływ podobnie jak ruch powietrza wypływającego z nawiewnika ściennego. Prędkość powietrza może być opisana równaniem:

$$\frac{w_x}{V_{ob}} = K_{ob} \frac{1}{x} \quad (5.2)$$

gdzie:

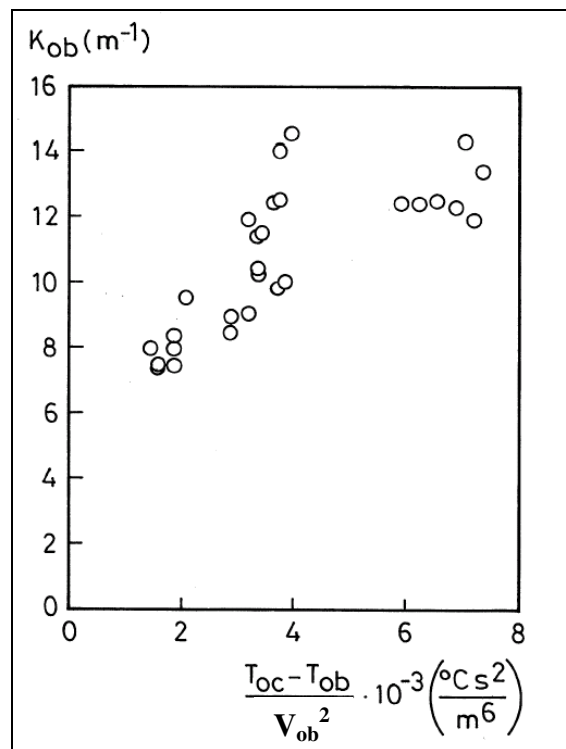
w_x – maksymalna prędkości w odległości x od otworu, m/s,

V_{ob} – strumień powietrza napływający na przeszkodę, m³/s,

K_{ob} – współczynnik, m⁻¹.

Na rysunku 5.5 przedstawiono wyniki pomiarów współczynnika K_{ob} występującego w równaniu (5.2).

Różnica temperatur $T_{oc}-T_{ob}$ jest różnicą pomiędzy temperaturą na wysokości 1,1 m przed otworem między przeszkodami i najniższą temperaturą w otworze, V_{ob} jest strumieniem powietrza między przeszkodami. Szerokość otworu, która zmieniała się od 0,1 m do 1,5 m w eksperymencie z rysunku 5.5, nie wpływała znacząco na wyniki badań.



Rys. 5.5. Rozkład współczynnika K_{ob} w zależności od przepływu powietrza i różnicy temperatur [114]

5.3. Przepływ powietrza wywołany zimnymi prądami zstępującymi

Zimne prądy zstępujące z pionowych powierzchni pomieszczenia mają wpływ na prędkość powietrza w strefie przebywania ludzi. Maksymalna prędkość powietrza w prądzie zstępującym określona jest równaniem [110]:

$$w_y = 0,055 \cdot (y \cdot \Delta T)^{0,5} \quad (5.3)$$

gdzie:

y – wysokość zimnej powierzchni, m,

ΔT – różnica pomiędzy temperaturą powietrza w pomieszczeniu i temperaturą zimnej powierzchni, K.

Zimne prądy zstępujące spływają do strefy przebywania ludzi przy podłodze i przepływają w sposób warstwowy przez pomieszczenie podobnie jak strugi nawiewu ściennego [48].

Maksymalna prędkość przepływu powietrza wzdłuż podłogi wywołanego prądami zstępującymi określona jest równaniem:

$$w_x = 0,094 \cdot \frac{\sqrt{y \cdot \Delta T}}{x + 1,31} \quad \text{dla } 0,4\text{m} \leq x \leq 2,0\text{m} \quad (5.4)$$

$$w_x = 0,028 \cdot \sqrt{y \cdot \Delta T} \quad \text{dla } x > 2,0\text{m} \quad (5.5)$$

gdzie:

w_x – maksymalna prędkość przy podłodze w odległości x , m/s,

y – wysokość zimnej powierzchni, m,

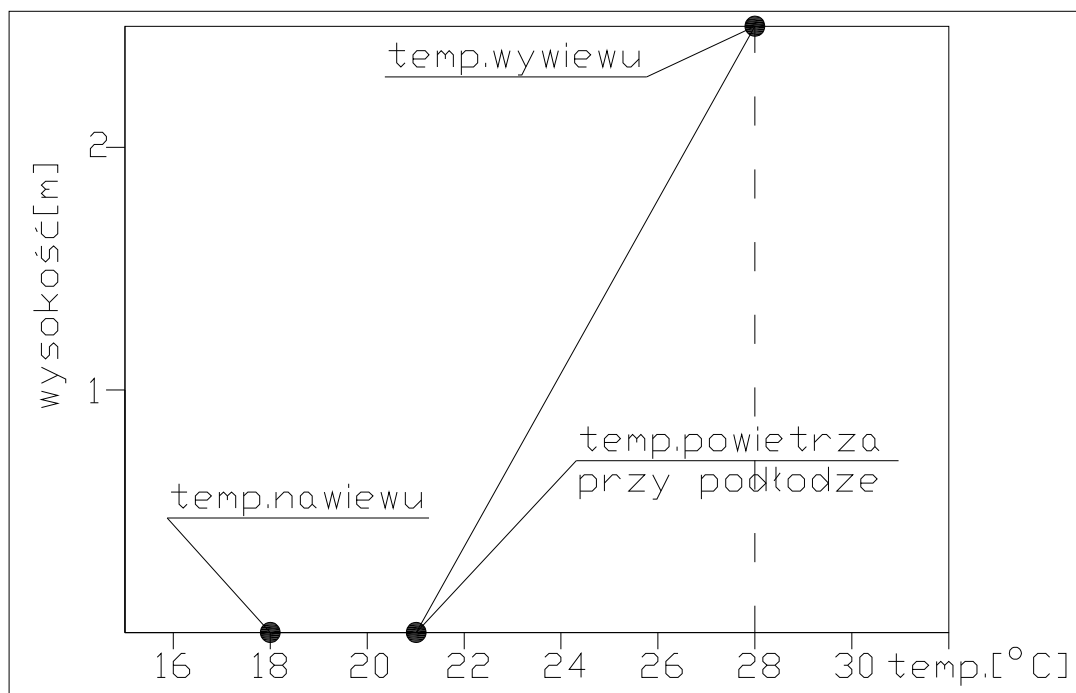
ΔT – różnica pomiędzy temperaturą powietrza w pomieszczeniu i temperaturą zimnej powierzchni, K.

6. MODELE GRADIENTU TEMPERATURY POWIETRZA W POMIESZCZENIACH

6.1. Pionowy profil temperatury wg Skistada

Pionowy profil temperatury w pomieszczeniu zależy od kilku czynników, m.in.: strumienia powietrza, wielkości i kształtu pomieszczenia, liczby, mocy, kształtu i lokalizacji źródeł ciepła. Pionowy rozkład temperatury ma wpływ na komfort cieplny i prędkość przepływu powietrza w pomieszczeniu [90].

Najprostszy model rozkładu temperatury w pomieszczeniach biurowych przedstawił Skistad [143] – rysunek 6.1. Od podłogi temperatura wzrasta liniowo z wysokością. Model ten daje ogólny pogląd na kształtowanie się temperatury w pomieszczeniach, jednakże jest zbyt uproszczony, aby stosować w różnych warunkach, nawet ograniczając się do pomieszczeń biurowych.

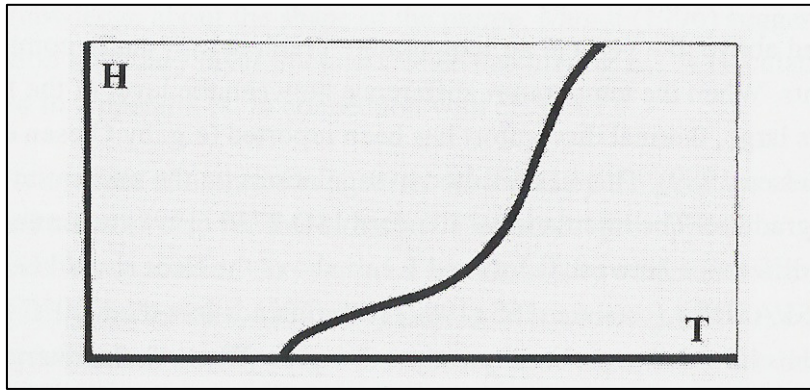


Rys. 6.1. Przybliżony rozkład temperatury w pomieszczeniach biurowych [143]

Przyrost temperatury powietrza przy podłodze według badań Yuana [174] osiąga wartość pomiędzy 20% a 70% całkowitego przyrostu temperatury pomiędzy powietrzem nawiewanym a wywiewanym. Model Skistada zakłada nad podłogą przyrost temperatury powietrza rzędu 30 - 50% przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu. Stosunkowo szybki wzrost temperatury powietrza przy podłodze wynika z:

- porywania powietrza z pomieszczenia przy nawiewniku,
- konwekcyjnej wymiany ciepła między podłogą a powietrzem,
- częściowego mieszania się powietrza w górnej części warstwy przypodłogowej powietrza nawiewanego.

Dla pomieszczeń z wieloma źródłami zysków ciepła Skistad [143] zauważył, że pionowy profil temperatury nie będzie linowy, ale będzie miał kształt zbliżony do przedstawionego na rys. 6.2. Z rysunku wynika znaczny gradient temperatury w dolnej strefie pomieszczenia i niewielki w strefie górnej. Niektóre opracowania mówią o brak gradientu temperatury w górnej strefie pomieszczeń. Dotyczy to głównie pomieszczeń wysokich typu przemysłowego. Nielsen [110] stwierdził, że górne strefy jednolitej temperatury pojawiają się kiedy przepływy konwekcyjne zanikają zanim dotrą do sufitu.



Rys. 6.2. Pionowy profil temperatury dla wielu źródeł ciepła [143]

6.2. Model uproszczony gradientu temperatury

Model ten zakłada znaczny przyrost temperatury powietrza w obszarze podłogi, liniowy gradient temperatury w pomieszczeniu od podłogi do sufitu. Przyrost temperatury powietrza nawiewanego na poziomie podłogi wynika z promieniowania od sufitu i ścian w kierunku podłogi, konwekcyjnej wymiany ciepła z powietrzem nawiewanym i indukcji powietrza z pomieszczenia przez powietrze nawiewane. Pomijając indukcję uproszczony model transportu ciepła w pomieszczeniu został przedstawiony przez Mundt [105] i opisany zależnościami (6.1) i (6.2):

$$\alpha_r \cdot A \cdot (T_w - T_f) = \alpha_{cf} \cdot A \cdot (T_f - T_{af}) \quad (6.1)$$

$$V \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{af} - T_0) = \alpha_{cf} \cdot A \cdot (T_f - T_{af}) \quad (6.2)$$

Przekształcając zależności (6.1) i (6.2) można wyznaczyć zależność opisującą udział przyrostu temperatury powietrza nad podłogą w całkowitym przyroście temperatury powietrza w pomieszczeniu. Udział ten jest opisany zależnością (6.3):

$$\kappa = \frac{T_{af} - T_0}{T_w - T_0} = \frac{1}{\frac{V \cdot \rho \cdot c_p}{A} \left(\frac{1}{\alpha_r} + \frac{1}{\alpha_{cf}} \right) + 1} \quad (6.3)$$

gdzie:

α_r - współczynnik wymiany ciepła przez promieniowanie, $W/(m^2K)$,

α_{cf} - współczynnik przejmowania ciepła przy podłodze przez konwekcję, $W/(m^2K)$,

A – powierzchnia podłogi, m^2 ,

T_w – temperatura powietrza wywiewanego, K,

T_f – temperatura podłogi, K,

T_{af} – temperatura powietrza przy podłodze, K,

T_0 – temperatura powietrza nawiewanego, K,

V – strumień powietrza, m^3/s ,

ρ - gęstość powietrza, kg/m^3 ,

c_p – ciepło właściwe powietrza, $J/kg K$,

κ - współczynnik określający udział przyrostu temperatury powietrza przy podłodze w całkowitym przyroście temperatury powietrza w pomieszczeniu.

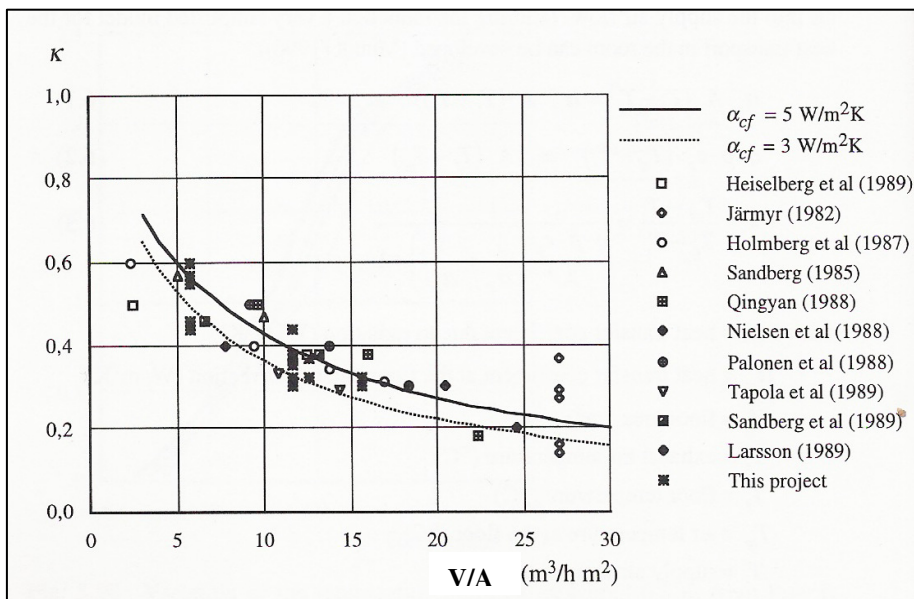
Współczynnik wymiany ciepła przez promieniowanie w przypadku zakresu temperatur spotykanych w wentylacji komfortu cieplnego może być założony na poziomie $5 W/(m^2K)$.

Współczynnik przejmowania ciepła przy podłodze przez konwekcję zależy od różnicy temperatur i prędkości powietrza przy podłodze. Prędkości powietrza przy podłodze, poza najbliższą strefą oddziaływania nawiewnika, są w większości przypadków poniżej $0,2 m/s$. Konwekcja swobodna jest zatem czynnikiem dominującym. Współczynnik wnikania ciepła od podłogi na drodze konwekcji swobodnej oblicza się ze wzoru [105]:

$$\alpha_{cf} = 1,73 \cdot (T_f - T_{af})^{1/3}, \quad W/(m^2K) \quad (6.4)$$

Dla różnicy temperatury równej $3 K$ równanie to daje wartość $\alpha_{cf} = 2,5 W/(m^2K)$. Ze względu na fakt, że różnica temperatury może się zmieniać nad podłogą przyjmuje się wartość tego współczynnika w przedziale $\alpha_{cf} = 3 \div 5 W/(m^2K)$.

Współczynnik κ z równania (6.3) został przedstawiony na rys. 6.3 w funkcji strumienia powietrza na m^2 podłogi dla $\alpha_r = 5 W/(m^2K)$ i dwóch różnych wartości współczynnika wymiany ciepła przez konwekcję przy podłodze. Na rysunku (6.3) przedstawiono także wartości współczynnika κ z innych źródeł literaturowych.



Rys. 6.3. Bezwymiarowa różnica temperatury powietrza przy podłodze dla różnych strumieni powietrza [105]

Wzrost temperatury powietrza przy podłodze jest silnie uzależniony od strumienia powietrza odniesionego do powierzchni jednostkowej. Równania 6.1 – 6.3 są znacznym uproszczeniem rzeczywistości, ponieważ nie uwzględniają indukcji powietrza z pomieszczenia i wymiany ciepła od sufitu.

Gradient temperatury powietrza w pomieszczeniu s może być obliczony na podstawie równania 6.3, przy założeniu jego liniowości od podłogi do sufitu [105].

$$s = (1 - \kappa) \cdot (T_w - T_0) / h, \text{ K/m} \quad (6.5)$$

gdzie

h – wysokość pomieszczenia, m.

Równanie (6.5) może być również wykorzystane do obliczenia minimalnego strumienia powietrza przy różnych obciążeniach cieplnych i danego gradientu temperatury. Strumień ciepła usuwany przez wentylację Q_{vent} określony jest poniższymi zależnościami.

$$Q_{vent} = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_w - T_0) = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot [(T_{af} - T_0) + s \cdot h], \text{ W} \quad (6.6)$$

$$Q_{vent} = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \kappa \cdot (T_w - T_0) + V \cdot \rho \cdot c_p \cdot s \cdot h, \text{ W} \quad (6.7)$$

$$Q_{vent} = Q_{vent} \cdot \kappa + V \cdot \rho \cdot c_p \cdot s \cdot h, \text{ W} \quad (6.8)$$

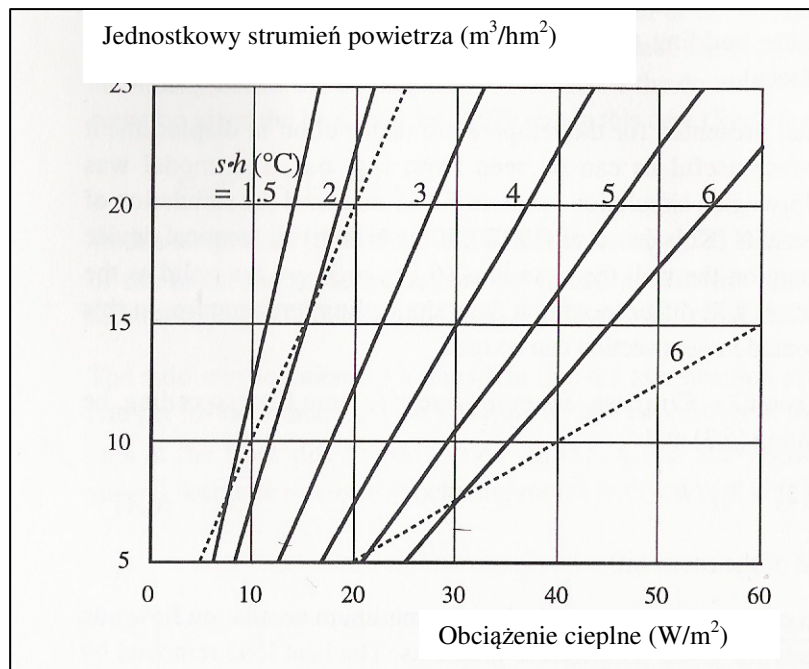
Przekształcając równania 6.3 i 6.8 otrzymuje się zależność:

$$\frac{V \cdot \rho \cdot c_p}{A} = \frac{Q_{vent}}{A \cdot s \cdot h} - \frac{1}{(1/\alpha_r + 1/\alpha_{cf})} \quad (6.9)$$

zakładając $\kappa = 0,5$ równanie (6.9) przyjmie postać

$$\frac{V \cdot \rho \cdot c_p}{A} = 0,5 \cdot \frac{Q_{vent}}{A \cdot s \cdot h} \quad (6.9a)$$

Na rysunku 6.4 przedstawiono minimalny strumień powietrza w funkcji obciążenia cieplnego obliczony z równań (6.9) i (6.9a) dla różnych wartości gradientu s pomnożonego przez wysokość pomieszczenia h . Linie ciągłe odpowiadają równaniu (6.9), linie przerywane odpowiadają równaniu (6.9a) dla $s \cdot h$ od 1,5 do 6 °C [105].



Rys. 6.4. Minimalny strumień powietrza w funkcji obciążenia cieplnego usuwanego przez wentylację dla różnych wartości iloczynu $s \cdot h$

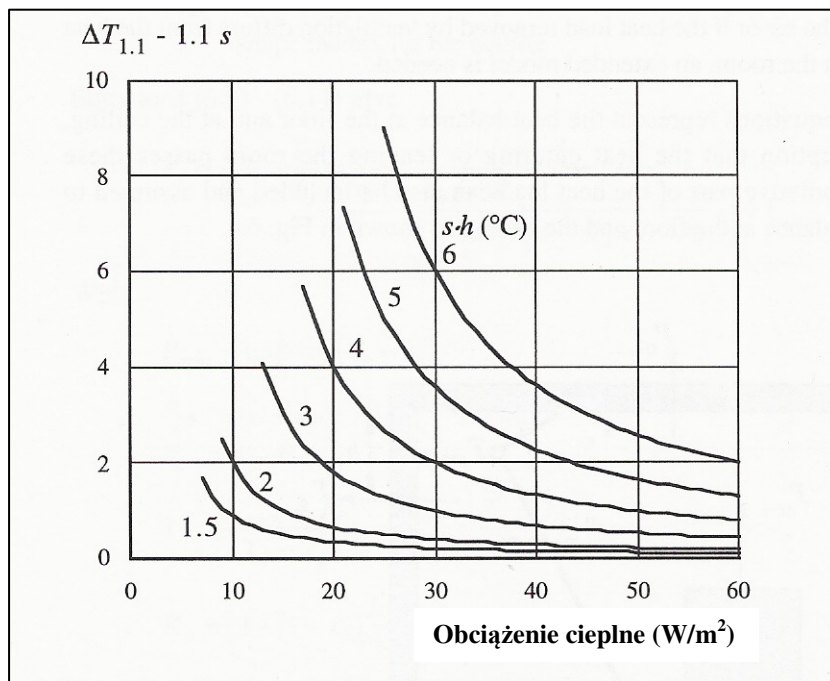
Całkowita różnica temperatury powietrza jest równa:

$$(T_w - T_0) = \frac{Q_{vent}}{V \cdot \rho \cdot c_p} \quad , \text{ K} \quad (6.10)$$

a różnica temperatury powietrza pomiędzy wysokością 1,1m i temperaturą powietrza nawiewanego wynosi

$$T_{1,1} - T_0 = \Delta T_{1,1} = \kappa \cdot (T_w - T_0) + 1,1 \cdot s \quad , \text{ K} \quad (6.11)$$

Równania (6.9) – (6.11) określają $\Delta T_{1,1}$ dla różnych obciążeń cieplnych usuwanych przez wentylację, gradientów i wysokości pomieszczenia. Wyniki przedstawiono na rys. 6.5 w postaci wartości $\Delta T_{1,1} - 1,1 \cdot s$ w zależności od obciążenia cieplnego.



Rys. 6.5. Różnica temperatury powietrza na wysokości 1,1 m nad podłogą a powietrzem nawiewanym w funkcji obciążenia cieplnego, dla różnych wartości iloczynu $s \cdot h$ i różnych jednostkowych obciążeń cieplnych [105]

6.3. Model rozszerzony gradientu temperatury

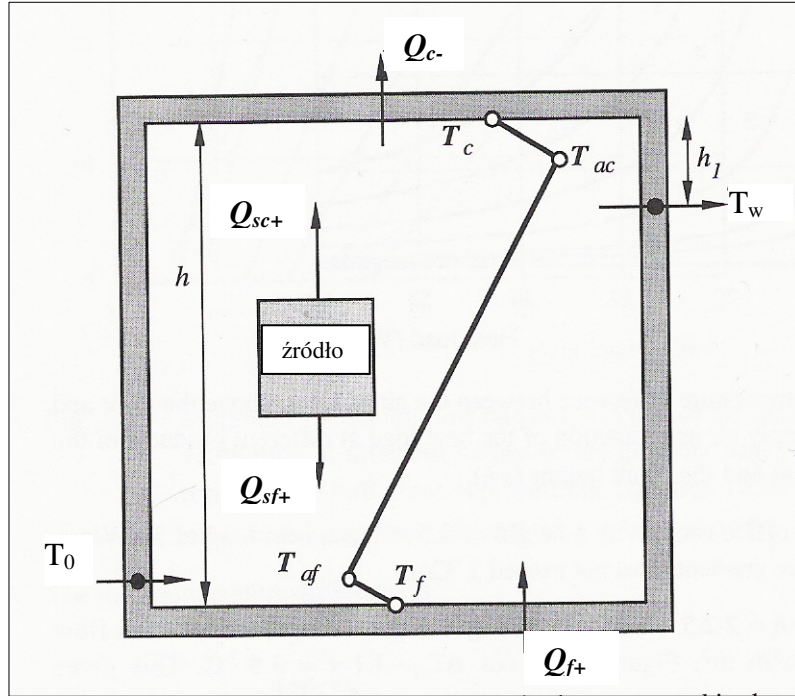
Uproszczony model gradientu temperatury nie może być stosowany gdy:

- wywiew powietrza z pomieszczenia jest umieszczony poniżej sufitu, a temperatura wywiewu różni się znacząco od temperatury przy suficie,
- zyski ciepła usuwanego przez wentylację różnią się od wartości zysków ciepła generowanych w pomieszczeniu.

W takim przypadku należy zastosować model rozszerzony gradientu temperatury powietrza w pomieszczeniu [105].

Równania (6.12) – (6.14) [105] określają przepływy ciepła przy podłodze i suficie, z założeniem, że ciepło napływa do pomieszczenia lub z niego wypływa poprzez te

powierzchnie. Równania uwzględniają także przepływy radiacyjne ciepła. Ideowy schemat przepływu ciepła i temperatury w pomieszczeniu przedstawiono na rysunku 6.6.



Rys. 6.6. Ideowy schemat temperatury i przepływy ciepła w pomieszczeniu dla modelu rozszerzonego gradientu temperatury [105]

$$\frac{V \cdot \rho \cdot c_p}{A} \cdot (T_{af} - T_0) = \alpha_{cf} \cdot (T_f - T_{af}) \quad (6.12)$$

$$\alpha_{cf} \cdot (T_f - T_{af}) = \frac{1}{A} \cdot (Q_{f+} + Q_{sf+}) + \alpha_r \cdot (T_{c+w} - T_f) = K_1 \cdot \alpha_r \cdot (T_c - T_f) \quad (6.13)$$

$$\alpha_{cc} \cdot (T_{ac} - T_c) = \frac{1}{A} \cdot (Q_{c-} - Q_{sc+}) + \alpha_r \cdot (T_c - T_{f+w}) = K_2 \cdot \alpha_r \cdot (T_c - T_f) \quad (6.14)$$

gdzie:

T_{c+w} – średnia ważona temperatura sufitu i ścian, K,

T_{f+w} – średnia ważona temperatura podłogi i ścian, K.

Z równań (6.12) – (6.14) wynika:

$$\kappa_1 = \frac{T_{af} - T_0}{T_{ac} - T_0} = \frac{1}{\frac{V \cdot \rho \cdot c_p}{A} \left(\frac{K_2}{K_1 \alpha_{cc}} + \frac{1}{K_1 \alpha_r} + \frac{1}{\alpha_{cf}} \right) + 1} \quad (6.15)$$

Zakładając, że:

$$Q_{vent} = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_w - T_0), \text{ W} \quad (6.16)$$

$$Q_{f+} = n_1 \cdot Q_{vent}, \quad Q_{sf+} = n_2 \cdot Q_{vent}, \text{ W} \quad (6.17)$$

$$Q_{c-} = n_3 \cdot Q_{vent}, \quad Q_{sc+} = n_4 \cdot Q_{vent}, \text{ W} \quad (6.18)$$

$$Y_1 = \frac{T_{c+w} - T_f}{T_c - T_f}, \quad Y_2 = \frac{T_c - T_{f+w}}{T_c - T_f} \quad (6.19a,b)$$

$$K_3 = \left(1 - (1 - \kappa_1) \frac{h_1}{h} \right) \quad (6.20)$$

można wyznaczyć wyrażenia określające K_1 i K_2 :

$$K_1 = \frac{Q_{f+} + Q_{sf+}}{A \alpha_r (T_c - T_f)} + Y_1 = \frac{Y_1}{1 - \frac{(n_1 + n_2)}{\kappa_1} K_3} \quad (6.21)$$

$$K_2 = \frac{Q_{c-} - Q_{sc+}}{A \alpha_r (T_c - T_f)} + Y_2 = \frac{\frac{(n_3 - n_4) K_3 Y_1}{\kappa_1}}{1 - \frac{(n_1 + n_2)}{\kappa_1} K_3} + Y_2 \quad (6.22)$$

Z równań (6.15) i (6.20) – (6.22) wynika:

$$\kappa_1 = \frac{1 - \frac{V \cdot \rho \cdot c_p \cdot B_1}{A \cdot Y_1} \left(\frac{C_1}{\alpha_{cc}} - \frac{C_2}{\alpha_r} \right)}{\frac{V \cdot \rho \cdot c_p}{A} \left(\frac{B_2 \cdot C_1 + Y_2}{Y_1 \alpha_{cc}} + \frac{1 - B_2 \cdot C_2}{Y_1 \alpha_r} + \frac{1}{\alpha_{cf}} \right) + 1} \quad (6.23)$$

gdzie:

$$B_1 = 1 - \frac{h_1}{h}$$

$$B_2 = \frac{h_1}{h}$$

$$C_1 = (n_3 - n_4) Y_1 - (n_1 + n_2) Y_2$$

$$C_2 = n_1 + n_2$$

Różnica temperatur przy podłodze może być także określona jako funkcja różnicy temperatur powietrza wywiewanego i nawiewanego na podstawie równań (6.12) – (6.14):

$$K_2 = \frac{T_{cf} - T_0}{T_w - T_0} = \frac{1}{\frac{V \cdot \rho \cdot c_p}{A} \left(1 - \frac{h_1}{h} \right) \left(\frac{K_5}{K_4 \alpha_{cc}} + \frac{1}{K_4 \alpha_r} + \frac{1}{\alpha_{cf}} \right) + 1} \quad (6.24)$$

Z równań (6.12) – (6.14) i (6.16) – (6.19) wynikają wyrażenia określające K_4 i K_5 :

$$K_4 = \frac{Q_{f+} - Q_{sf+}}{A \alpha_r (T_c - T_f)} + Y_1 = \frac{Y_1}{1 - \frac{(n_1 + n_2)}{\kappa_2}} \quad (6.25)$$

$$K_5 = \frac{Q_{c-} - Q_{sc+}}{A \alpha_r (T_c - T_f)} + Y_2 = \frac{\frac{(n_3 - n_4) Y_1}{\kappa_2}}{1 - \frac{(n_1 + n_2)}{\kappa_2}} + Y_2 \quad (6.26)$$

Z równań (6.24) i (6.25) – (6.26) wynika:

$$\kappa_2 = \frac{1 - \frac{V \cdot \rho \cdot c_p \cdot B_1}{A \cdot Y_1} \left(\frac{C_1}{\alpha_{cc}} - \frac{C_2}{\alpha_r} \right)}{\frac{V \cdot \rho \cdot c_p \cdot B_1}{A} \left(\frac{Y_2}{Y_1 \alpha_{cc}} + \frac{1}{Y_1 \alpha_r} + \frac{1}{\alpha_{cf}} \right) + 1} \quad (6.27)$$

Zależność między κ_1 i κ_2 określona jest wyrażeniami:

$$\kappa_1 = \frac{1 - \frac{h_1}{h}}{1 - \frac{h_1}{h} \kappa_2} \kappa_2, \quad \kappa_2 = \frac{\kappa_1}{1 - \frac{h_1}{h} (1 - \kappa_1)} \quad (6.28a,b)$$

Gradient temperatury powietrza w pomieszczeniu może w związku z tym być określony ze wzoru:

$$s = \frac{Q_{vent} (1 - \kappa_1)}{V \cdot \rho \cdot c_p \cdot h \left(1 - \frac{h_1}{h} (1 - \kappa_1) \right)} = \frac{Q_{vent} (1 - \kappa_2)}{V \cdot \rho \cdot c_p \cdot h \left(1 - \frac{h_1}{h} \right)}, \quad \text{K/m} \quad (6.29)$$

T_w , T_{af} , T_{ac} określone są zależnościami:

$$T_w = \frac{Q_{vent}}{V \cdot \rho \cdot c_p} + T_0, \quad \text{K} \quad (6.30)$$

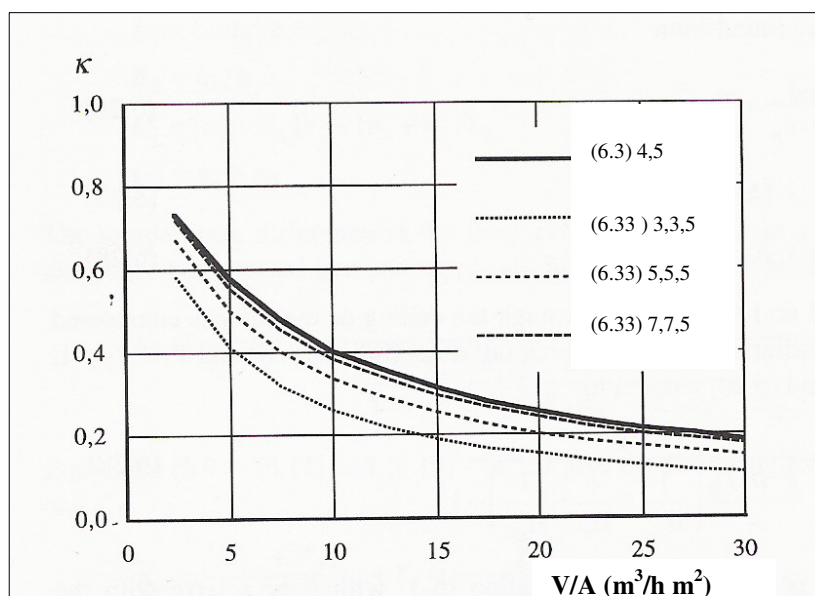
$$T_{af} = T_w - s \cdot (h - h_1), \quad \text{K} \quad (6.31)$$

$$T_{ac} = T_w + s \cdot h_1, \quad \text{K} \quad (6.32)$$

Zakładając $h_1=0$, brak przepływu ciepła przez sufit i podłogę, brak promieniowania od źródeł ciepła (współczynniki $n = 0$) i $Y_1=Y_2=1$, równania (6.23) i (6.24) redukują się do postaci:

$$\kappa_1 = \kappa_2 = \frac{1}{\frac{V \cdot \rho \cdot c_p}{A} \left(\frac{1}{\alpha_{cc}} + \frac{1}{\alpha_r} + \frac{1}{\alpha_{cf}} \right) + 1} \quad (6.33)$$

Równanie (6.33) jest podobne do równania (6.3) z uwzględnieniem współczynnika konwekcyjnej wymiany ciepła przy suficie. Na rysunku 6.7 przedstawiono wartość współczynnika κ obliczonego z równań (6.3) i (6.33) dla różnych współczynników wymiany ciepła. Z rysunku 6.7 wynika, że w przypadku modelu rozszerzonego współczynniki wymiany ciepła przy podłodze i suficie muszą być zwiększone do 7 W/m²K, aby otrzymać takie same wartości jak w przypadku równania (6.3) nie uwzględniającego promieniowania.

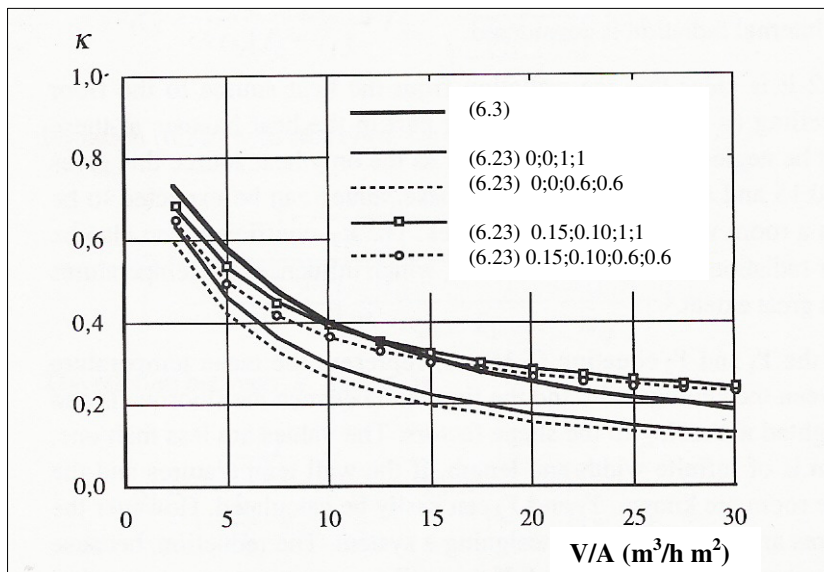


Rys.6.7. Bezwymiarowa różnica temperatury powietrza przy podłodze obliczona na podstawie równań (6.3) i (6.33) dla różnych współczynników konwekcyjnej wymiany ciepła w zależności od jednostkowego strumienia powietrza wentylującego

(Legenda: nr równania, α_{cf} , α_{cc} , α_r) [105]

Współczynniki Y_1 i Y_2 wyrażone równaniami (6.19a,b) określają średnią różnicę temperatury pomiędzy sufitem/ścianami a podłogą oraz pomiędzy podłogą/ścianami a sufitem. Zakładając stałą temperaturę od podłogi do sufitu wartości współczynników Y_1 i Y_2 w pomieszczeniu średniej wielkości wynoszą 0,6. w pomieszczeniach większych, np. 10x10 m i wysokości 2,4 m wartości współczynników są równe 0,8. Na rysunku 6.8 przedstawiono wartość współczynnika κ obliczonego z równania (6.23) dla czterech różnych przypadków, dla różnych wartości współczynników Y i n , z uwzględnieniem promieniowania od źródeł ciepła. Współczynniki konwekcyjnej wymiany ciepła przy podłodze i suficie wynoszą

4 W/(m²K), współczynniki wymiany ciepła przez promieniowanie przy podłodze i suficie wynoszą 5 W/(m²K) oraz $h_1=0$.

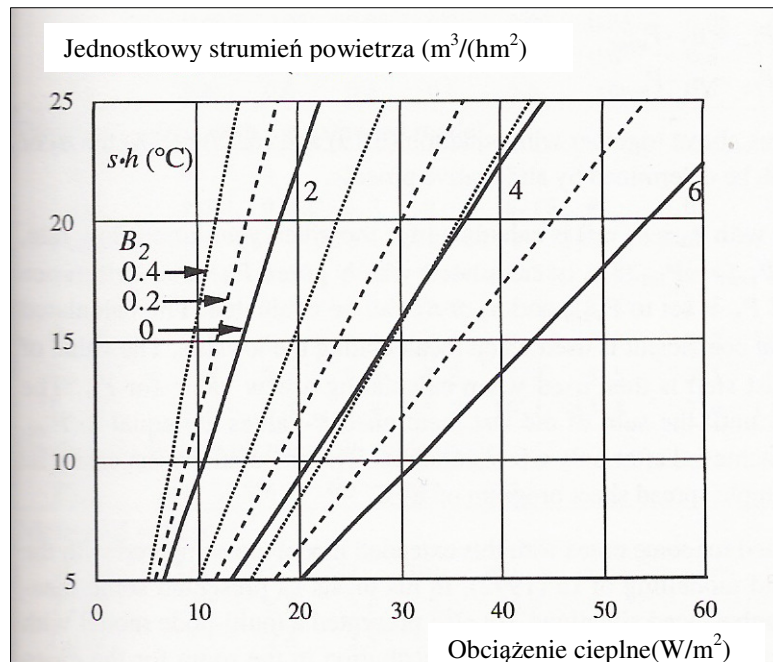


Rys. 6.8. Bezwymiarowa różnica temperatur przy podłodze obliczona na podstawie równań (6.3) i (6.23) dla różnych wartości n_2 , n_4 , Y_1 i Y_2 . $h_1=0$ w zależności od jednostkowego strumienia powietrza wentylującego (Legenda: nr równania; n_2 ; n_4 ; Y_1 ; Y_2)

Możliwe jest także określenie relacji pomiędzy strumieniami powietrza i mocą cieplną usuwaną z pomieszczenia przez wentylację. Relacja ta jest określona wyrażeniem:

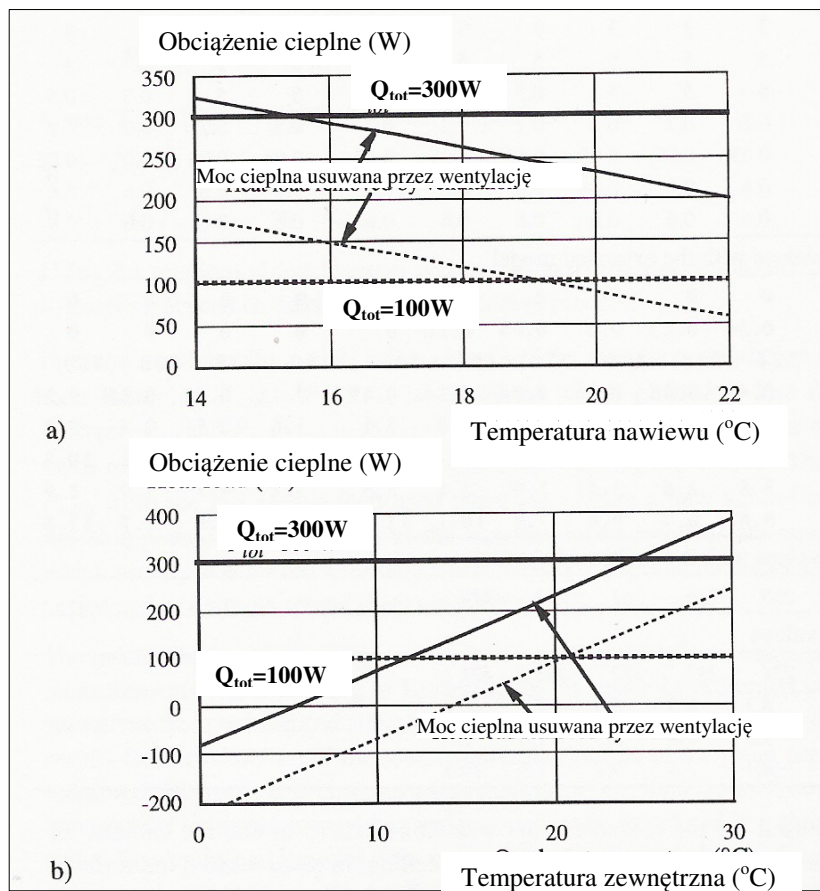
$$Q_{vent} = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot s \cdot h \frac{1 - (1 - \kappa_1) \cdot h_1/h}{1 - \kappa_1}, \text{ W} \quad (6.34)$$

Na rysunku 6.9 przedstawiono wpływ pionowej lokalizacji wywiewu ($B_2=h_1/h$) na strumień powietrza wymaganego do usunięcia danej mocy cieplnej. Im niżej umieszczony jest wywiew powietrza tym większy strumień powietrza jest potrzebny do usunięcia danych zysków ciepła.



Rys. 6.9. Minimalny strumień powietrza wentylacyjnego w funkcji obciążenia cieplnego usuwanego przez wentylację dla różnych wartości iloczynu $s \cdot h$ i różnej lokalizacji elementów wywiewnych ($B_2 = h_1/h$). $n_1 = n_3 = 0$, $n_2 = 0,15$, $n_4 = 0,1$, $Y_1 = Y_2 = 0,6$

Model rozszerzony może być również wykorzystany do określenia wpływu temperatury powietrza nawiewanego i temperatury powietrza zewnętrznego na moc cieplną zysków usuwanych przez wentylację. Zależność ta została przedstawiona na rysunku 6.10. Rysunek 6.10a przedstawia moc cieplną usuwaną przez wentylację przy różnych temperaturach powietrza nawiewanego i stałej temperaturze powietrza zewnętrznego równej 21°C dla dwóch różnych obciążeń cieplnych pomieszczenia $Q_{\text{tot}} = 100\text{W}$ i $Q_{\text{tot}} = 300\text{W}$. Rysunek 6.10b przedstawia moc cieplną usuwaną przez wentylację przy różnych temperaturach powietrza zewnętrznego i stałej temperaturze powietrza nawiewanego równej 19°C .



Rys. 6.10. Moc cieplna usuwana przez wentylację obliczona na podstawie modelu rozszerzonego w funkcji temperatury powietrza nawiewanego lub temperatury powietrza zewnętrznego dla dwóch różnych obciążeń cieplnych $Q_{tot}=100W$ i $Q_{tot}=300W$

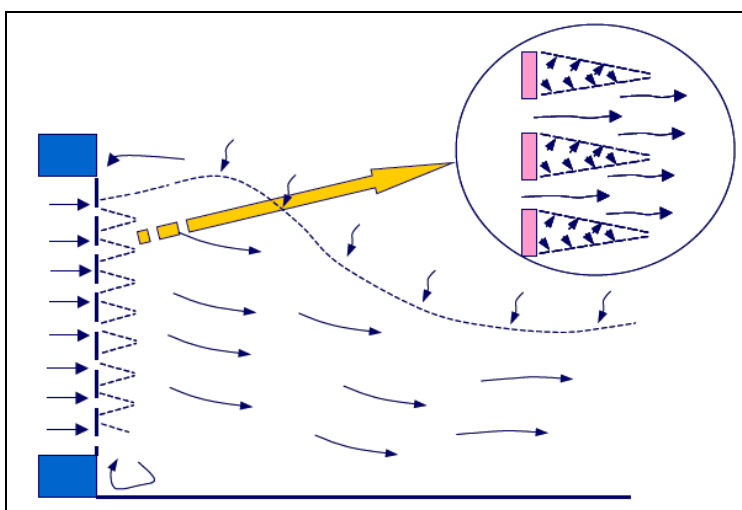
7. ZJAWISKA ZACHODZĄCE PRZY WENTYLACJI WYPOROWEJ

7.1. Mieszanie powietrza nawiewanego i z pomieszczenia

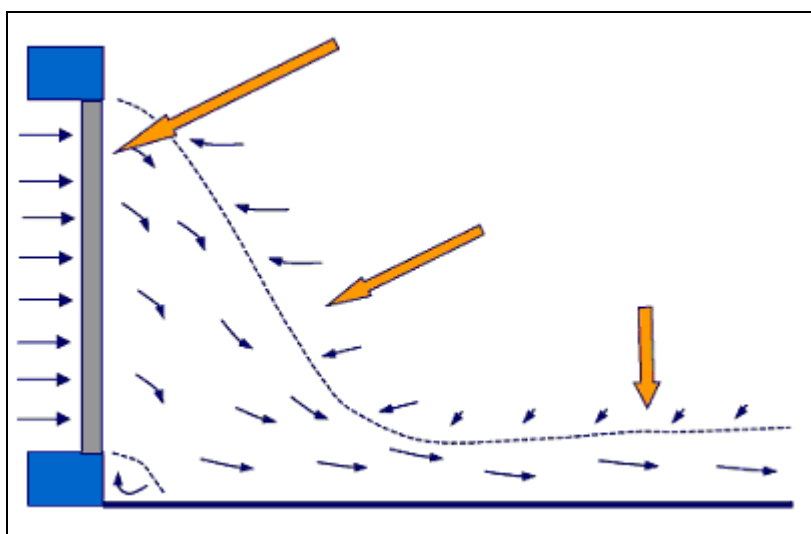
Sposób wypływu powietrza z typowego perforowanego nawiewnika wyporowego został przedstawiony na rysunku 7.1. W każdym nawiewnym otworze generuje się mała struga powietrza, która podsysa powietrze z pomieszczenia.

Zjawisko indukcji powietrza z pomieszczenia przez powietrze nawiewane zależy między innymi od rodzaju i stopnia perforacji powierzchni nawiewnej. Im mniejsza jest średnica otworów i odległość między nimi na nawiewnej powierzchni perforowanej tym mniejsza jest turbulencja strugi [18].

Zmniejszenie stopnia perforacji dla danego strumienia powietrza nawiewanego zwiększa stopień indukcji powietrza z pomieszczenia w obszarze wypływu z nawiewnika. Mieszanie powietrza nawiewanego i powietrza z pomieszczenia zwiększa temperaturę powietrza przy podłodze. Znaczny stopień indukcji daje możliwość nawiewu powietrza o niższej temperaturze bez ryzyka wywołania niekorzystnych odczuć u osób przebywających w pomieszczeniu [18]. Z drugiej jednak strony znaczny stopień mieszania powietrza w pomieszczeniu będzie zakłócał działanie wentylacji wyporowej zaburzając stratyfikację temperaturową przepływającego powietrza w pomieszczeniu. Może to powodować obniżenie jakości powietrza oraz dyskomfort wywołany zwiększoną prędkością powietrza.



Rys. 7.1. Wypływ powietrza przez perforowaną powierzchnię nawiewnika wyporowego

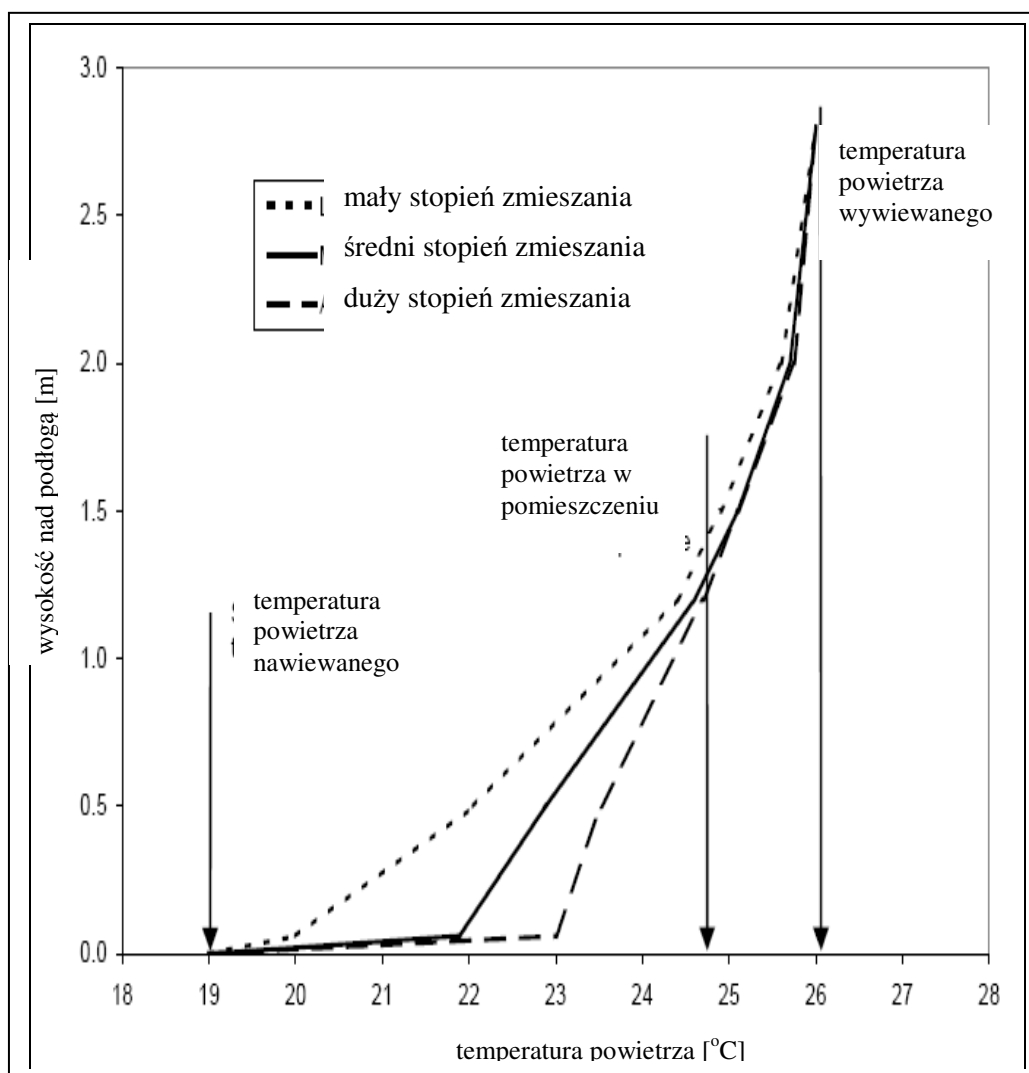


Rys. 7.2. Wypływ powietrza przez matę filtracyjną lub nawiewnik typu tkaninowego

Zamiast powierzchni perforowanych można zastosować w nawiewnikach wyporowych maty filtracyjne lub powierzchnie tkaninowe. Wpływ z nawiewnika poprzez matę filtracyjną charakteryzuje się małym stopniem indukcji powietrza z pomieszczenia przez powietrze wpływające z nawiewnika. Wpływ taki charakteryzuje się mniejszymi prędkościami powietrza i turbulencją w strefie przebywania ludzi (Rys. 7.2). Jednakże, ze względu na niski stopień zmieszania z powietrzem z pomieszczenia powietrze przy podłodze będzie miało temperaturę zbliżoną do temperatury powietrza nawiewanego, co może powodować dyskomfort cieplny osób znajdujących się w pobliżu nawiewnika. Wpływ różnego stopnia indukcji powietrza z pomieszczenia przez powietrze nawiewane na rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu przedstawiono na rysunku 7.3. Znaczny stopień podsysania i mieszania się z powietrzem z pomieszczenia podwyższa temperaturę powietrza po jego wypłynięciu z nawiewnika.

W systemach wyporowych wykorzystujących do chłodzenia pomieszczeń powietrze zewnętrzne (free – cooling), wymagana jest jak najwyższa temperatura powietrza nawiewanego i dlatego też nawiewniki charakteryzujące się znacznym stopniem zmieszania powietrza nawiewanego z powietrzem z pomieszczenia, zwiększające temperaturę powietrza w dolnej strefie przebywania ludzi, zmniejszają efektywność wykorzystania free – coolingu [18].

Mały stopień podsysania i mieszania się powietrza nawiewanego z powietrzem z pomieszczenia zwiększa różnicę pomiędzy temperaturą powietrza na wysokości głowy a temperaturą w obszarze stóp, co z kolei wpływa negatywnie na komfort cieplny osób przebywających w pomieszczeniu.



Rys. 7.3. Rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od rodzaju nawiewnika oraz intensywności mieszania i indukcji powietrza z pomieszczenia [18]

7.2. Wpływ strat ciepła na gradient temperatury i działanie wentylacji

Opadające strugi powietrza wzdłuż zimnych ścian, wywołane niską temperaturą powietrza zewnętrznego i niewystarczającą izolacją cieplną przegrody, mogą powodować opadanie zanieczyszczeń z górnej strefy pomieszczenia do strefy przebywania ludzi. Powoduje to zakłócenia w działaniu wentylacji wyporowej i pogorszenie jakości powietrza w strefie przebywania ludzi. Przy znacznych przepływach opadających dochodzi do zaburzenia stratyfikacji termicznej w pomieszczeniu, bez której wentylacja wyporowa nie może działać poprawnie.

Xu, Yamanaka i Kotani [173] przeprowadzili badania wpływu strat ciepła przez przegrody zewnętrzne na gradient temperatury i stężenie zanieczyszczeń w pomieszczeniach z wentylacją wyporową. Założono, że najważniejszymi czynnikami z punktu widzenia strat ciepła przez przegrody zewnętrzne są różnice temperatury między powietrzem nawiewanym a zewnętrznym, współczynniki przenikania ciepła przegród i obciążenie cieplne pomieszczenia. W badaniach Xu, Yamanaka i Kotani [173] założyli stałą temperaturę zewnętrzną i zmienną temperaturę powietrza nawiewanego. Zmieniając różnicę pomiędzy temperaturą zewnętrzną i powietrza w pomieszczeniu symulowano zmienne warunki zewnętrzne i stałe w pomieszczeniu. Badano wpływ temperatury powietrza zewnętrznego i obciążenia cieplnego pomieszczeń na gradient temperatury i efektywność wentylacji.

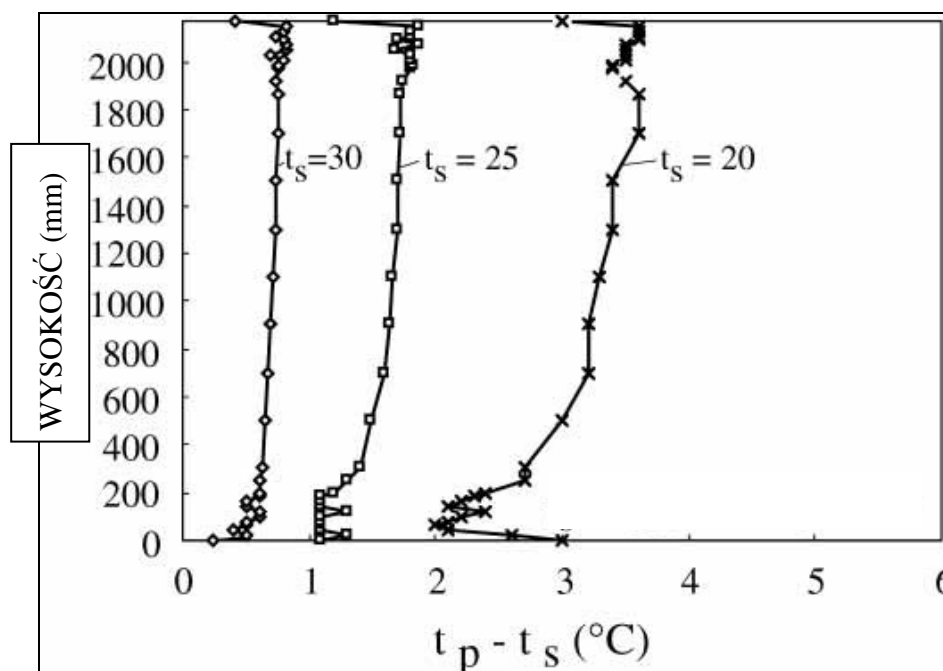
W tabeli 7.1 przedstawiono różnice temperatury między powietrzem nawiewanym a wywiewanym, moc cieplną usuwaną przez wentylację, straty ciepła pomieszczenia przy różnym jego obciążeniu cieplnym i różnych temperaturach powietrza nawiewanego. Temperatura nawiewu mierzona była w komorze nawiewnej przed wlotem do pomieszczenia, dlatego też temperatura powietrza nawiewanego w otworze nawiewnym jest wyższa od obliczeniowej temperatury nawiewu o około 0,5 – 1,0 °C, co można zauważyć na rysunkach 7.4 i 7.5 [173]. Im wyższa jest temperatura powietrza nawiewanego tym większe występują statyczne straty ciepła pomieszczenia a mniej ciepła usuwane jest przez wentylację przy tym samym obciążeniu cieplnym.

Tabela 7.1. Statyczne straty ciepła i moc cieplna usuwana przez wentylację [173]

	Temperatura powietrza nawiewanego(°C)				
	20	20	20	25	30
Obciążenie cieplne pomieszczenia (W)	100	200	400	200	200
Różnica temperatury między powietrzem nawiewanym i wywiewnym (°C)	1,6	3,1	5,7	1,8	1,1
Moc cieplna usuwana przez wentylację (W)	90	174	321	101	62
Statyczne straty ciepła (W)	10	26	79	99	138

Na rysunku 7.4 przedstawiono gradient temperatury przy obciążeniu cieplnym pomieszczenia 200 W i różnych temperaturach powietrza nawiewanego. Przy najwyższej temperaturze nawiewu (30°C) występują najmniejsze różnice temperatury powietrza nawiewanego i wywiewanego oraz najmniejszy gradient temperatury w pomieszczeniu. Jest to efektem wzrostu statycznych strat ciepła pomieszczenia. Wysoka

temperatura nawiewu jest w tym przypadku równoważna w działaniu z niską temperaturą powietrza zewnętrznego poprzez symulowanie znacznej różnicy temperatur.



Rys. 7.4. Rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu dla różnych temperatur powietrza nawiewanego [173]; t_s – temperatura nawiewu; t_p – średnia temperatura powietrza w pomieszczeniu na danej wysokości

Na rysunku 7.5 przedstawiono pionowy rozkład bezwymiarowej temperatury powietrza w pomieszczeniu dla tych samych warunków co na rys. 7.4. Temperatura nawiewu ma mniejszy wpływ na rozkład temperatury w pomieszczeniu wyrażony w formie bezwymiarowej w porównaniu do rozkładu temperatury w formie wymiarowej. Bezwymiarowa temperatura t^* przyjmuje wartości większe od 1, co tłumaczyć można pomiarem temperatury nawiewu w komorze nawiewnej przed wlotem do pomieszczenia, choć nie zostało to jasno opisane przez autorów pracy [173].

Bezwymiarowa temperatura określona jest zależnością:

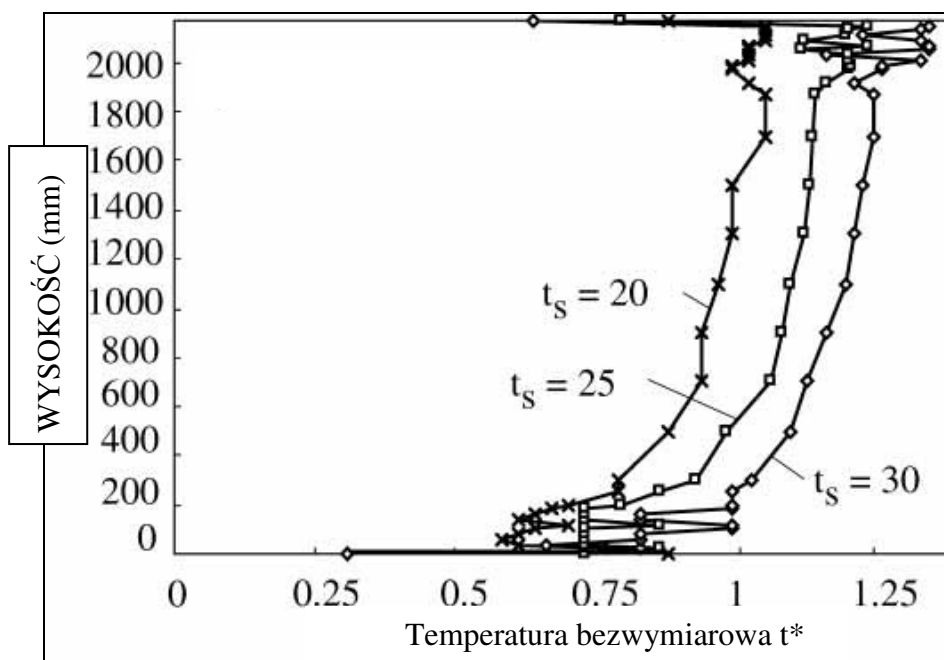
$$t^* = (t_p - t_s) / (t_w - t_s), \quad (7.1)$$

gdzie:

t_p – temperatura w pomieszczeniu, °C,

t_s – temperatura nawiewu, °C,

t_w – temperatura wywiewu, °C.



Rys. 7.5. Rozkład bezwymiarowej temperatury powietrza w pomieszczeniu dla różnych temperatur powietrza nawiewanego [173];

t_s – temperatura nawiewu; t^* – temperatura bezwymiarowa

Na podstawie innych badań Xu i współpracownicy [173] wykazali także, że stratyfikacja termiczna występująca w pomieszczeniu przy wentylacji wyporowej może być w znacznym stopniu zakłócona przy niewystarczającej izolacji termicznej ścian zewnętrznych i znacznych różnicach temperatury między powietrzem zewnętrznym i nawiewanym (przy niskich temperaturach zewnętrznych).

7.3. Komfort cieplny

W pomieszczeniach z wentylacją wyporową użytkownicy oddychają czystszy powietrzem, niż w pomieszczeniach z wentylacją mieszającą [27]. Stosunkowo duża prędkość i niska temperatura powietrza w dolnej strefie pomieszczenia z wentylacją wyporową może jednak powodować dyskomfort cieplny związany ze zjawiskiem przeciągu i pionowym gradientem temperatury powietrza (chłodzenie stóp i nadmierne ogrzewanie głowy). Temperatura powietrza wzrastając pionowo od podłogi do sufitu jest w stanie spowodować na poziomie głowy dyskomfort wywołany zbyt wysoką jej wartością, a na poziomie stóp temperatura ta będzie zbyt niska.

Przy wentylacji wyporowej należy unikać zbyt dużej różnicy temperatury między poziomem 0,1 m a 1,1 m na podłodze. Maksymalnie różnica ta nie powinna, w zależności od źródła, przekraczać:

- wg ASHRAE Standard 55 z 1992 roku 3 K (między 0,1 a 1,7 m),
- wg badań szwedzkich z 1993 roku 3,9 K (między 0,1a 1,1m),
- wg normy ISO 7730 3 K (między 0,1 a 1,1m),
- wg m.in. Mathiesena, Sandberga i Nielsena [88,110] dopuszczalny gradient temperatury nie powinien przekraczać 3 K/m.

Przy różnicy temperatur między głową a kostkami wynoszącej 3 K, przewidywany odsetek niezadowolonych wynosi 7 %. W związku z tym różnica ta powinna być mniejsza [164].

Temperatura powietrza nawiewanego do pomieszczenia z wentylacją wyporową powinna być tak dobrana, aby usunąć zbędne zyski ciepła przy zachowaniu warunków komfortu cieplnego w strefie przebywania ludzi. W związku z tym, że powietrze nawiewa się bezpośrednio do strefy przebywania ludzi, maksymalna różnica między temperaturą powietrza wywiewanego i nawiewanego, nie powinna przekraczać 8-10K [143]. Natomiast Guntermann przyjmuje, że temperatura powietrza nawiewanego może być niższa maksymalnie o 4-5 K od temperatury powietrza w strefie przebywania ludzi. Z badań przeprowadzonych przez Mathiesena i Melikova [88] wynika, że w przypadku wzrostu obciążenia cieplnego pomieszczenia, korzystniejsze jest zwiększenie strumienia powietrza wentylacyjnego niż obniżanie temperatury powietrza nawiewanego. Ryzyko odczuwania dyskomfortu cieplnego jest większe w przypadku stosowania niższych temperatur powietrza nawiewanego, niż nawiewania większego strumienia powietrza wentylacyjnego.

W wentylacji wyporowej usuwanie znacznych nadwyżek ciepła przy zachowaniu komfortu cieplnego w pomieszczeniu jest zadaniem trudnym. Dopuszczalne maksymalne obciążenie cieplne pomieszczenia dające możliwość zachowania warunków komfortu cieplnego wynosi 50 W/m^2 . Swensson podaje dwie wartości dopuszczalnego obciążenia cieplnego: 30 W/m^2 dla pomieszczeń o wysokości do 2,8 m oraz 40 W/m^2 dla pomieszczeń wyższych. Wartości dopuszczalnego obciążenia cieplnego pomieszczeń z wentylacją wyporową, przyjmowane przez różnych autorów przedstawiono w tabeli 7.2.

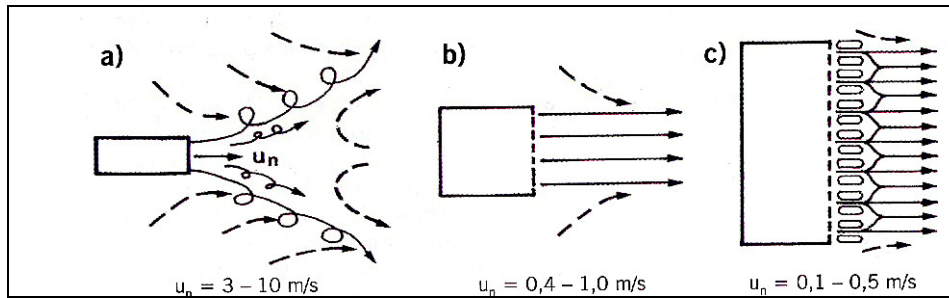
Tabela 7.2. Dopuszczalne jednostkowe obciążenie cieplne pomieszczeń przy wentylacji wyporowej [164]

Autor	Dopuszczalne obciążenie cieplne W/m ²
Sandberg	25
Seppanen	40
Svensson	30-40
Halupczok	40
Glicksman	38
Taki	50
Yuan	40

8. NAWIEWNIKI WYPOROWE

8.1. Ogólna charakterystyka wypływu powietrza

Do kształtowania przepływu wyporowego stosowane są najczęściej nawiewniki, których powierzchnie wypływu powietrza wykonane są z blachy perforowanej, siatki drucianej lub siatki z tworzywa sztucznego [39]. Strumień powietrza będzie tym mniej turbulentny, im mniejsza jest średnica otworów dla pojedynczych strumieni i mniejsza odległość pomiędzy nimi – rysunek 8.1. Pojedyncze strumienie powietrza w wiązce zasysają i mieszają się z powietrzem otaczającym tylko na obrzeżach wiązki głównej, jak to pokazano na rys.8.1b. Pojedyncze strumienie wewnątrz wiązki indukują się wzajemnie. Prędkość wypływu (przepływu) powietrza zostaje wyhamowana przez dyfuzorowe oddziaływanie strumieni, a nie przez wymianę energii z powietrzem otaczającym. Wiązka powietrza wypływająca z siatki o wielkości oczek ~60 µm ma charakter przepływu prawie laminarnego (rys.8.1c).



Rys.8.1. Strumienie powietrza o różnej prędkości nawiewu i różnym stopniu turbulencji w pomieszczeniu: a) mocno turbulentny, b) mało turbulentny, c) laminarny [39]

Aby zapewnić właściwą prędkość przepływu powietrza w pomieszczeniach z zachowaniem komfortu cieplnego, prędkości wypływu powietrza z nawiewnika (brutto) u_n powinny wynosić od 0,1 do 0,2 m/s [39].

8.2. Rodzaje nawiewników

8.2.1. Nawiewniki cokolikowe

Przykładowe nawiewniki cokolikowi przedstawiono na rysunkach 8.2 i 8.3.



Rys. 8.2. Nawiewnik wyporowy cokolikowy



Rys. 8.3. Nawiewnik cokolikowy ze zintegrowanym elementem grzejnym



Rys. 8.4. Wizualizacja strumienia powietrza nawiewanego z nawiewnika cokolikowego w przypadku chłodzenia

Nawiewnik cokolikowy, przedstawiony na rysunku 8.2 składa się głównie z części przypodłogowej z kanałem doprowadzającym powietrze z przestrzeni międzypodłogowej, z zewnętrznej obudowy wykonanej w formie nasadzanej kasety z blachy perforowanej, z wymiennika ciepła – jako element dodatkowy (rysunek 8.3) oraz niezbędnych elementów do nastawiania wariantów wyporowego nawiewu powietrza lub nawiewu z częściowym grzaniem powietrza. Na rysunku 8.4 przedstawiono wizualizację strumienia powietrza nawiewanego z nawiewnika cokolikowego w przypadku chłodzenia.

Prędkość nawiewu powietrza przyjmowana jest w granicach 0,15-0,20 m/s. Gabaryty stosowanych nawiewników cokolikowych:

- wysokość 100 - 300 mm,
- szerokość (głębokość zabudowy) 60 - 200 mm,
- długość 800 - 1600 mm.

Nateżenie przepływu powietrza przyjmowane jest w granicach $50 \div 150 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m})$. Zasięg oddziaływania strumienia powietrza nawiewanego wynosi do 6 m. Różnica temperatury pomiędzy powietrzem nawiewanym a powietrzem w pomieszczeniu od -1 do -3 K, a powietrzem wywiewanym do -7 K. Moc cieplna wymiennika od 250 do 350 W/m (przy średniej temp. wody 50°C). Poziom głośności nawiewnika jest mniejszy od 35 dB(A), a strata ciśnienia $< 20 \text{ Pa}$.

Główne cechy nawiewników wyporowych cokolikowych:

- nawiewnik liniowy,
- stosowany do nawiewania powietrza zasadniczo w pomieszczeniach z podłogą podwójną,
- instalowany pojedynczo lub w rzędzie jeden obok drugiego przy cokole podłogowym,
- równoczesny kierunek nawiewu powietrza w przypadku ogrzewania: poziomy i

pionowy, w pozostałych przypadkach nawiew poziomy przy podłodze.

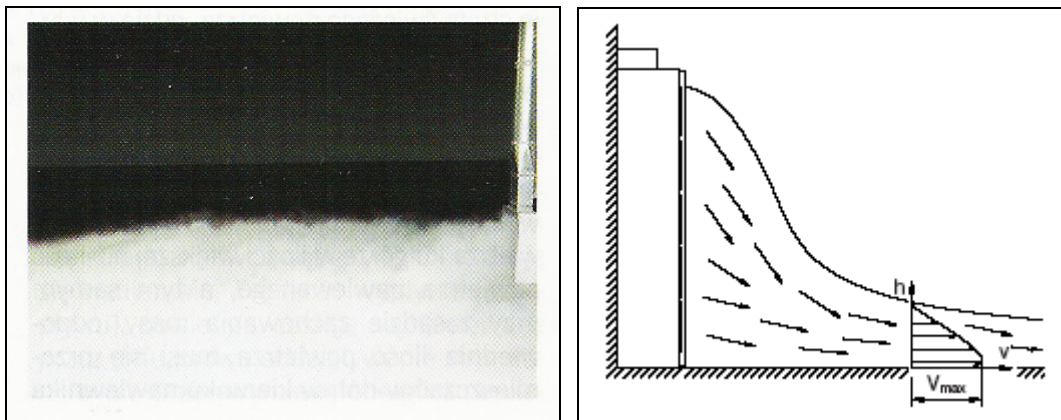
8.2.2. Nawiewniki stojące

W praktyce produkowanych i stosowanych jest wiele stojących nawiewników wyporowych, które różnią się rozwiązaniami technicznymi, konfiguracją, gabarytami itp. Charakterystyczne nawiewniki omówiono poniżej.

- Nawiewniki prostokątne



Rys. 8.5. Nawiewnik wyporowy prostokątny



Rys. 8.6. Wizualizacja strumienia powietrza nawiewanego przez nawiewnik prostokątny

W dużych pomieszczeniach nawiew powietrza może odbywać się z dwóch lub trzech stron. Do tego celu stosowane są nawiewniki wyporowe prostokątne (rys. 8.5) zabudowane przy ścianie, filarze, pod parapetem lub wolnostojące. Mogą być zintegrowane z

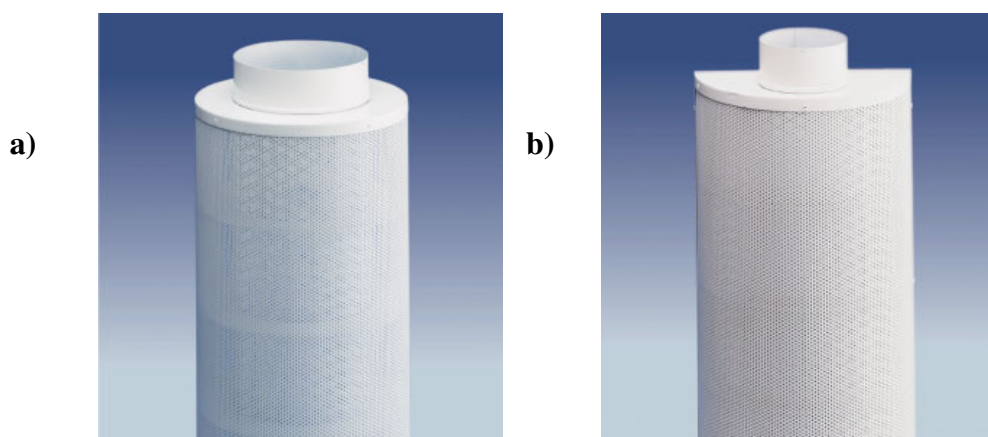
wyposażeniem meblowym. Nawiewany strumień powietrza chłodnego wypływa z kasety perforowanej z małą prędkością stwarzając warunki dla przepływu mało turbulentnego. Powietrze wypływające z nawiewnika opada i w odległości ~ 0,5 m stabilizuje się w postaci przepływu warstwowego o wysokości od 100 do 300 mm (rys.8.6), kształtując przepływ wyporowy. Nawiewniki prostokątne instalowane są pojedynczo bądź jeden obok drugiego. Prędkość wypływu powietrza z całkowitej powierzchni nawiewnej przyjmowana jest od 0,15 do 0,30 m/s. Strumienie powietrza nawiewanego przez nawiewniki prostokątne, w zależności od ich wielkości, wynoszą od 40 do 2000 m³/h. Przyjmowana różnica temperatury między powietrzem nawiewanym a w strefie przebywania ludzi wynosi od -2 do -3 K. Zaś różnica temperatury między powietrzem nawiewanym a wywiewanym, w zależności od wysokości pomieszczenia, do -12 K. W czasie pracy poziom głośności jest mniejszy od 35 dB(A), a strata ciśnienia powietrza w nawiewniku nie przekracza 50 Pa.

Główne cechy nawiewników wyporowych prostokątnych:

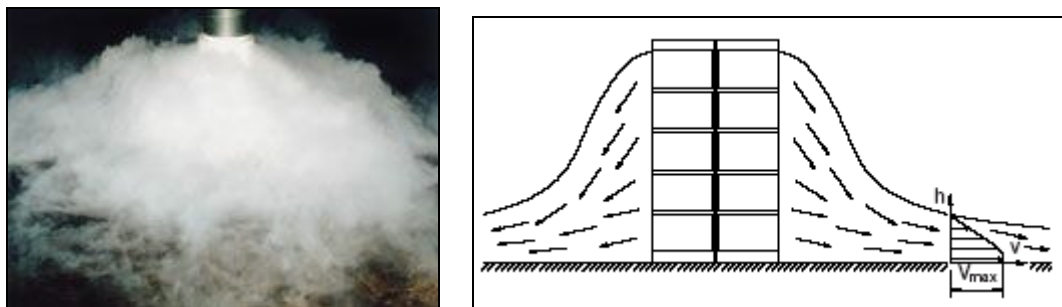
- nawiewnik punktowy,
- instalowany pojedynczo lub w rzędzie jeden obok drugiego,
- zapewnia równomierny, poziomy, mało turbulentny wypływ powietrza nawiewanego,
- zasięg oddziaływania strumienia od 5 m do 15 m (przy nawiewie jednostronnym),
- dobra możliwość integracji z wyposażeniem meblowym,
- podłączenie do instalacji powietrznej możliwe jest od góry, dołu lub od tyłu.

- Nawiewniki walcowe i półwalcowe

Przykładowe nawiewniki walcowy i półwalcowy przedstawiono na rysunku 8.7.



Rys. 8.7. Nawiewnik wyporowy: a) walcowy, b) półwalcowy



Rys. 8.8. Wizualizacja strumienia powietrza nawiewanego przez nawiewnik walcowy

Nawiewniki walcowe (rys.8.7a) stosowane są przy instalowaniu wolnostojącym w pomieszczeniach, zaś do instalowania przy ścianach lub filarach (słupach) stosowane są nawiewniki półwalcowe (rys.8.7b). Nawiewniki te zbudowane są głównie z blachy perforowanej o małej średnicy otworów. Ten drobno perforowany płaszcz zewnętrzny wytwarza mało turbulentny kolisty, względnie półkolisty strumień powietrza rozprzestrzeniający się przy podłodze (rys.8.8) o promieniu do 15 m od nawiewnika [39]. Dla prawidłowego i równomiernego rozdziału powietrza nawiewanego na wysokości nawiewnika okrągłego stosowane są wewnątrz nawiewnika pierścienie kierujące, względnie mata filtracyjna (w nawiewnikach półokrągłych tylko mata filtracyjna). Mata filtracyjna stwarza odpowiedni opór i jest łatwo wymienialna po otwarciu płaszcza zewnętrznego. Strumienie nawiewanego powietrza (dla nawiewników walcowych) przy prędkości nawiewu $w_n = 0,15$ m/s wynoszą od 150 do 1550 m³/h, a przy $w_n = 0,25$ m/s od 250 do 2600 m³/h. Dla nawiewników półwalcowych strumienie powietrza nawiewanego wynoszą 50% strumieni wypływających z nawiewników walcowych. Różnica temperatury powietrza nawiewanego i w pomieszczeniu przyjmowana jest od -2 do -3 K, a zasięg strumienia wyporowego od 5 do 10 m [39].

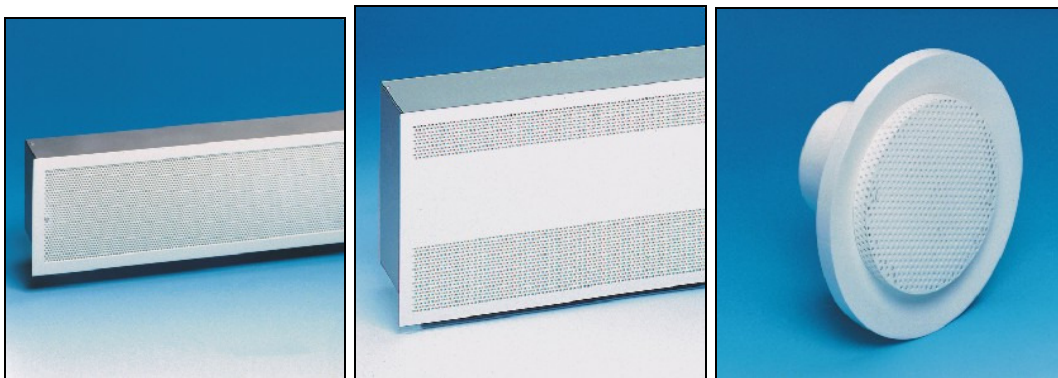
Główne cechy nawiewników wyporowych walcowych i półwalcowych:

- nawiewnik punktowy,
- mało turbulentny przepływ wyporowy,
- równomierne, promieniowe i poziome rozprzestrzenianie się powietrza nawiewanego,
- montaż na podłodze,
- wolnostojące usytuowanie w pomieszczeniu w przypadku nawiewnika walcowego,
- usytuowanie przy ścianie lub filarze w przypadku nawiewnika półwalcowego,
- podłączenie do instalacji powietrznej od góry albo od dołu, w zależności od typu

nawiewnika.

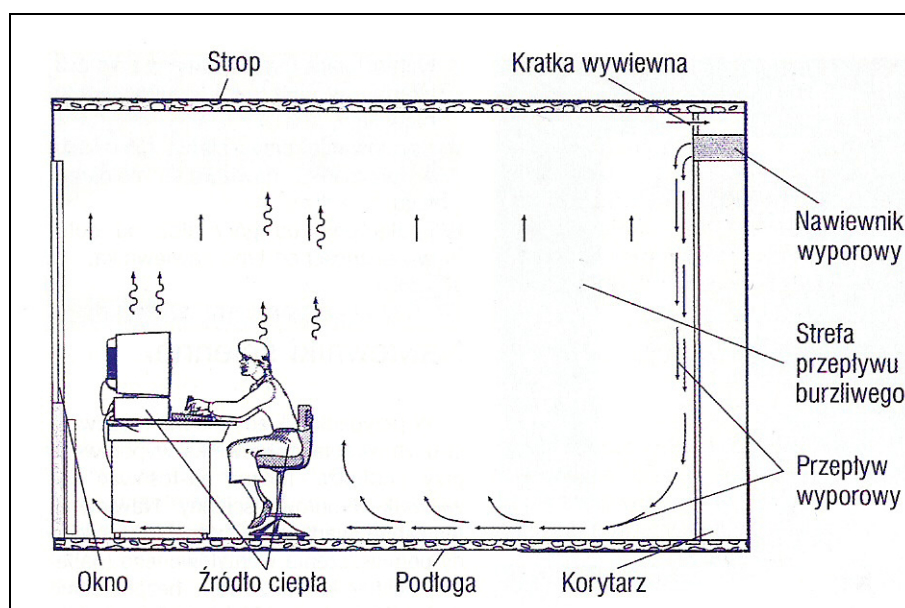
8.2.3. Nawiewniki ścienne

Przykładowe rozwiązania nawiewników ściennych przedstawiono na rysunku 8.9.



Rys. 8.9. Nawiewniki wyporowe ścienne

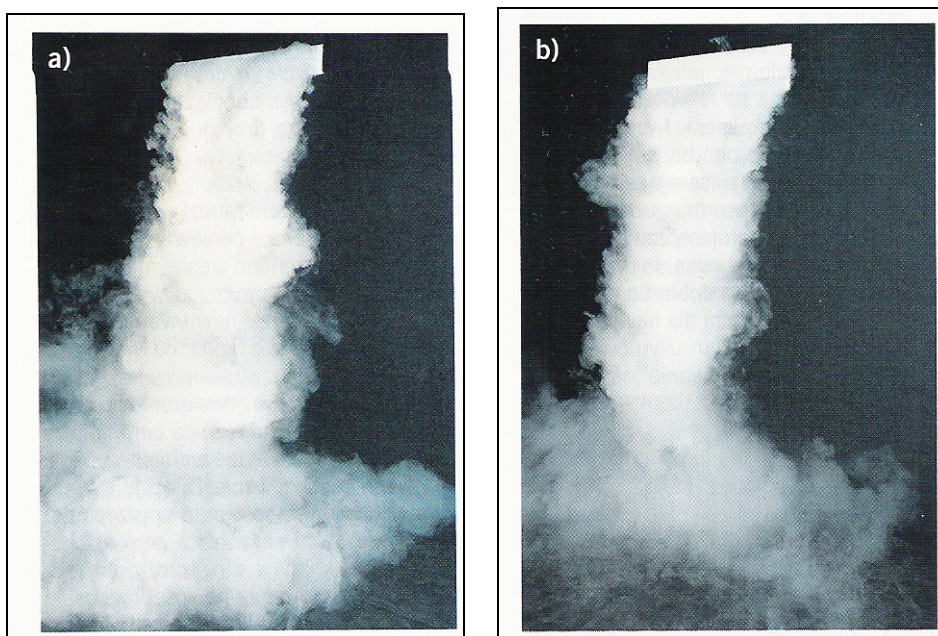
Stosowane są w przypadku, gdy nie ma możliwości usytuowania nawiewnika wyporowego przy podłodze. Nawiewnik ten zabudowany jest w górnej części ściany pomieszczenia wentylowanego (najlepiej ściany korytarzowej), bezpośrednio pod sufitem. Schematycznie przepływ powietrza nawiewanego przez nawiewnik ścienny w pomieszczeniu wentylowanym wyporowo przedstawiono na rysunku 8.10.



Rys. 8.10. Schemat przepływu powietrza w pomieszczeniu z nawiewnikiem wyporowym ściennym

Powietrze nawiewane wypływa z nawiewnika ruchem mało turbulentnym przy ścianie w dół do podłogi, gdzie rozprzestrzenia się płaskim strumieniem dopływając do źródeł ciepła (ludzie, urządzenia, maszyny). Na skutek wyporu termicznego powietrze unosi się i pod stropem przemieszcza się do kratki wywiewnej, podłączonej do kanału wywiewnego montowanego w przestrzeni międzystropowej korytarza. Jest to oszczędny system podłączenia nawiewnika i wywiewnika, gdyż kanały: nawiewny i wywiewny montowane są w jednym ciągu korytarzowym.

Nawiewniki te budowane są w dwóch wariantach jako normalny wykonany z obudowy i prostokątnej płyty frontowej podłączony tylko do kanału nawiewnego oraz jako kombinowany, w którym perforowana płyta frontowa i nawiewnik jest podzielony na dwie części. Dolna część jest podłączona bezpośrednio do kanału nawiewnego, a górna do kanału wywiewnego. Powietrze nawiewane opada w dół, a powietrze wywiewane jako cieplejsze jest odciągane równomiernie w górnej części nawiewnika. Niebezpieczeństwo tzw. "krótkiego spięcia" jest zminimalizowane do ~5%. Wizualizację wypływu strumienia powietrza nawiewanego z tego typu nawiewników przedstawiono na rysunku 8.11.



Rys. 8.11. Wizualizacja strumienia powietrza nawiewanego przez nawiewnik ścienny: a) normalny, b) kombinowany [39]

Prędkość wypływu powietrza jest nie większa niż 0,18 m/s, a natężenie przepływu powietrza $100 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m})$. Różnica temperatury powietrza nawiewanego i w pomieszczeniu wynosi od -1 do -6 K, a zasięg strumienia w pomieszczeniu 6 m. Poziom głośności nawiewnika wynosi maksymalnie 33 dB(A), a maksymalna strata ciśnienia nie przekracza

wartości 50 Pa.

Główne cechy nawiewników wyporowych ściennych:

- nawiewnik liniowy,
- mało turbulentne rozprzestrzenianie się powietrza opadającego wzdłuż ściany,
- wysokość zabudowy nad podłogą 2÷4 m,
- minimalna odległość od sufitu 120 mm,
- podłączenie do kanału nawiewnego od tyłu,
- możliwy wariant kombinowany - nawiewnik/kratka wyciągowa,
- możliwy wariant współpracy z sufitem chłodzącym.

8.2.4. Nawiewniki podłogowe

Nawiewniki wyporowe podłogowe stosowane są tam, gdzie nie ma możliwości zastosowania innego rodzaju nawiewników wyporowych, a istnieje możliwość podłączenia ich do przestrzeni międzypodłogowej (np. podłogi podwójnej). Zbudowane są one z elementu nawiewnego - okrągłego, pierścienia mocującego - umieszczonego w płycie podłogowej, osadnika zanieczyszczeń oraz cylindra regulacyjnego. Na rysunku 8.12a pokazano przykładowy nawiewnik wykonany z aluminium o średnicy DN 200, a na rysunku 8.12b nawiewnik wykonany z tworzywa sztucznego o średnicy DN 215. Wysokość zabudowy w podłodze podwójnej ~100 mm, a ze skrzynką przyłączną ~180 mm.

a)



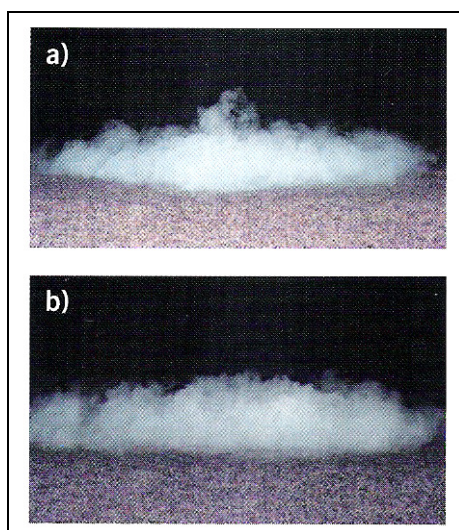
b)



Rys. 8.12. Nawiewnik wyporowy podłogowy:

a) z aluminium, b) z tworzywa sztucznego

Wizualizację strumienia powietrza nawiewanego przez nawiewnik wyporowy podłogowy z aluminium przedstawiono na rysunku 8.13a, a z nawiewnika z tworzywa sztucznego na rysunku 8.13b [39].



Rys. 8.13. Wizualizacja strumienia powietrza nawiewanego przez nawiewnik podłogowy: a) z aluminium, b) z tworzywa sztucznego

Strumień powietrza wypływającego z nawiewnika aluminiowego $\leq 100 \text{ m}^3/\text{h}$, a z nawiewnika z tworzywa sztucznego wynosi od 30 do 50 m^3/h . Prędkość przepływu powietrza w odległości ok. 1,0 m od nawiewnika z aluminium jest mniejsza od 0,18 m/s, a od nawiewnika z tworzywa sztucznego, w zależności od cytowanego strumienia powietrza nawiewanego, waha się w granicach od 0,18 do 0,22 m/s. Różnica temperatury powietrza nawiewanego i w pomieszczeniu przyjmowana jest od -1 do -4 K. Promień oddziaływania strumienia nawiewanego wynosi 4÷5 m. Poziom głośności jest zależny od rodzaju nawiewnika, ale nie przekracza wartości 35 dB(A), a strata ciśnienia jest mniejsza od 40 Pa.

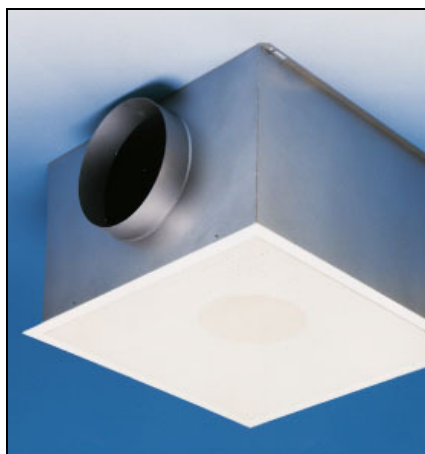
Główne cechy nawiewników wyporowych podłogowych:

- nawiewnik punktowy,
- promieniowe i poziome mało turbulентne rozprzestrzenianie się strumieni powietrza nad podłogą,
- montaż w podłodze podwójnej lub z przestrzenią pustakową,
- montaż w otworach stopniowanych lub otworach na wylot z elementem mocującym,
- podłączenie bezpośrednio do kanałów nawiewnych ze skrzynką przyłączną,
- zaopatrzony w cylinder regulacyjny z możliwością odcięcia dopływu powietrza,

- na życzenie: nawiewnik z tworzywa sztucznego z zagłębieniem środkowym do wyłożenia wykładziną podłogową.

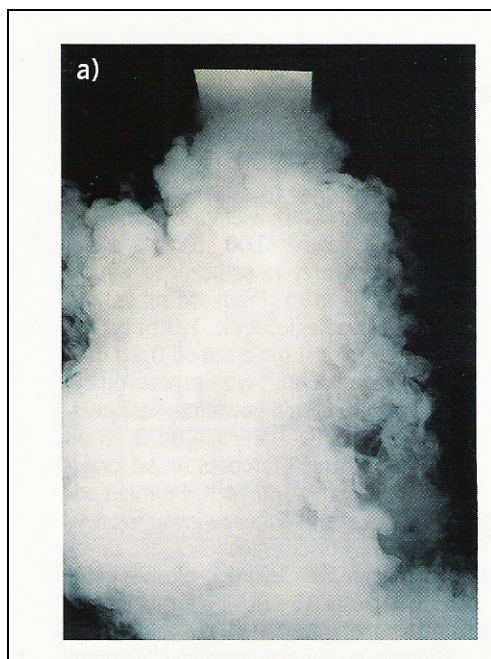
8.2.5. Nawiewniki sufitowe

Nawiewniki wyporowe sufitowe stosowane są tam, gdzie powietrze musi być nawiewane z góry. W przypadku chłodzenia, zimne powietrze opada z małą prędkością do obszaru przypodłogowego. Gdy powietrze nawiewane ma spełnić również funkcję grzania pomieszczenia, wówczas musi być ono nawiewane z większą prędkością, tak żeby strefa przebywania ludzi była dostatecznie wentylowana powietrzem świeżym. Przykładowy nawiewnik wyporowy sufitowy przedstawiono na rysunku 8.14. Budowany jest w dwóch wariantach, jako nieprzestawny (tylko do chłodzenia) oraz przestawne (dla chłodzenia i grzania).



Rys. 8.14. Nawiewnik wyporowy sufitowy

Wizualizację strumienia powietrza nawiewanego z nawiewnika sufitowego, w przypadku chłodzenia, przedstawiono na rysunku 8.15.



Rys. 8.15. Wizualizacja strumienia powietrza nawiewanego z nawiewnika sufitowego w funkcji chłodzenia

Prędkość wypływu powietrza w przypadku chłodzenia wynosi od 0,15 do 0,45 m/s, a w przypadku grzania od 0,30 do 0,50 m/s. Różnica temperatury pomiędzy powietrzem nawiewanym a powietrzem w pomieszczeniu wynosi odpowiednio dla chłodzenia od -1 do -6 K, a dla grzania +4 K. Podstawowe wymiary nawiewnika 525x525 mm dostosowane są do wymiarów płyt sufitowych. Mogą być budowane również nawiewniki o innych wymiarach. Poziom głośności nawiewnika wynosi maksymalnie 45 dB(A), przy prędkości wypływu powietrza 0,45 m/s, a strata ciśnienia przy tej prędkości wynosi maksymalnie 100 Pa.

Główne cechy nawiewników wyporowych sufitowych:

- nawiewnik punktowy,
- mało turbulenty nawiew powietrza z sufitu,
- nawiew powietrza pionowo w dół,
- wysokość montażu 2,5÷3,5 m,
- zabudowa w poziomie sufitu lub swobodnie zawieszony,
- w wariacie z regulacją, możliwość nagrzewania pomieszczenia,
- podłączenie do kanału nawiewnego z boku lub od góry.

8.3. Współpraca nawiewników wyporowych z instalacjami o zmiennych strumieniach powietrza

Instalacje ze zmiennymi strumieniami powietrza, stawiają przed nawiewnikami specjalne wymagania utrzymania stabilnego strumienia powietrza w strefie przebywania ludzi w zakresie, przewidzianej dla danego pomieszczenia, zmiennej wydajności powietrza.

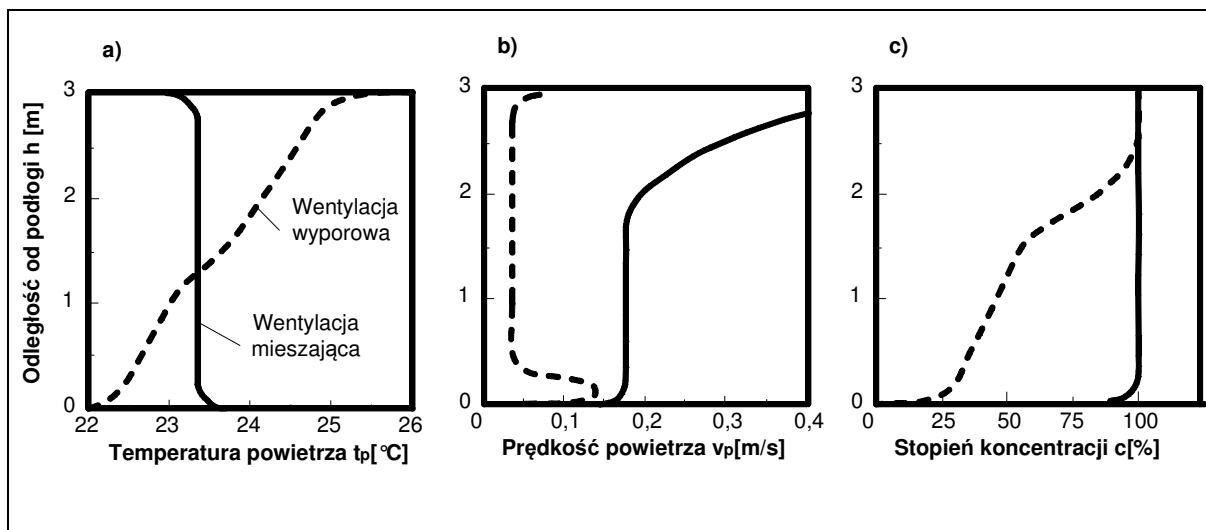
Rozdział powietrza w pomieszczeniu projektowany jest z uwzględnieniem maksymalnych strumieni powietrza i nawiewniki dobierane są tak, aby w warunkach maksymalnych przepływów zapewnić komfort cieplny oraz właściwy poziom ciśnienia akustycznego.

Z uwagi na fakt, że nieprawidłowe warunki pracy mogą wystąpić podczas nawiewu minimalnego strumienia powietrza, dlatego należy sprawdzić jak zachowują się strumienie powietrza w warunkach przepływów minimalnych. Warunki minimalnych przepływów mogą być określone na podstawie wymagań higienicznych lub innych kryteriów istotnych z punktu widzenia użytkowania pomieszczenia bądź eksploatacji urządzeń wentylacyjnych.

Nawiewnikami źródłowe i wyporowe pracujące w opcji chłodzenia nie są wrażliwe na zmianę przepływu, w związku z tym nadają się do stosowania w instalacjach ze zmiennymi strumieniami powietrza [23].

9. PORÓWNANIE WENTYLACJI WYPOROWEJ I MIESZAJĄCEJ

Aby zapewnić warunki komfortu cieplnego dla osób przebywających w pomieszczeniach, mogą być stosowane zarówno systemy wentylacji mieszającej jak i wyporowej. O wyborze systemu wentylacji często decydują rozwiązania architektoniczno – konstrukcyjne budynku, wystrój pomieszczeń, ich przeznaczenie oraz użytkowanie. Natomiast granice stosowania poszczególnych systemów zależą głównie od obciążenia cieplnego pomieszczenia. Aby zapewnić bezprzeciągowy przepływ powietrza w pomieszczeniu przy wentylacji mieszającej przyjmuje się maksymalne obciążenie cieplne q (W/m^2) od 100 do 120 W/m^2 , a przy wentylacji wyporowej $q = 40 W/m^2$ [39]. Na rys. 9.1 przedstawiono schematycznie charakterystyczne profile trzech podstawowych parametrów: a) temperatury, b) prędkości przepływu powietrza oraz c) stopnia koncentracji zanieczyszczeń na całej wysokości pomieszczenia dla obydwu systemów wentylacji.



Rys. 9.1. Pionowy rozkład: a) temperatury, b) prędkości przepływu powietrza, c) stopnia koncentracji zanieczyszczeń przy wentylacji mieszającej i wyporowej [39]

Zalety wentylacji mieszającej:

- możliwość zastosowania zarówno w przypadku asymilacji zysków ciepła, jak i kompensacji strat ciepła,
- brak kolizji pomiędzy nawiewnikami a wyposażeniem pomieszczenia,
- łatwa zmiana aranżacji pomieszczenia,
- stabilny rozkład prędkości i szybki powrót do warunków pierwotnych po zaburzeniach,
- równomierny rozkład temperatury zarówno w poziomie, jak i w pionie pomieszczenia,
- proste rozplanowanie i usytuowanie nawiewników w obrębie sufitu.

Wady wentylacji mieszającej:

- równomierna koncentracja zanieczyszczeń w całym pomieszczeniu,
- możliwość powstawania przeciągów przy niewłaściwym dobraniu natężenia przepływu powietrza dla nawiewników lub ich niewłaściwym usytuowaniu,
- większe zapotrzebowanie na energię w przypadku chłodzenia niż przy wentylacji wyporowej.

W przypadku wentylacji wyporowej temperatura, jak i koncentracja zanieczyszczeń rośnie z dołu do góry, jak to przedstawiono na rys. 9.1a i c (dla wentylacji wyporowej - linia przerywana). Prędkość przepływu powietrza w pomieszczeniu (rys. 9.1b) za wyjątkiem

obszaru w pobliżu nawiewnika jest bardzo mała i prawie nie do zmierzenia za pomocą normalnych (standardowych) przyrządów pomiarowych. Ponieważ koncentracja zanieczyszczeń rośnie stopniowo od podłogi w kierunku sufitu i osiąga przy suficie stopień kontaminacji taki, jak przy wentylacji mieszającej, stąd wynika wniosek, że jakość powietrza w strefie przebywania ludzi jest lepsza w warunkach wentylacji wyporowej niż mieszającej. Charakterystyczne profile temperatury i prędkości przepływu powietrza (rys. 9.1a i b) są mocno związane z formą strumienia wyporowego.

Zalety wentylacji wyporowej:

- warstwowy przepływ świeżego powietrza w strefie przebywania ludzi; stąd małe przemieszanie się powietrza świeżego z zużytym i mała koncentracja zanieczyszczeń w strefie przebywania ludzi,
- małe prędkości przepływu powietrza i mały stopień turbulencji,
- zmniejszone zapotrzebowanie na energię przy chłodzeniu strefy przebywania ludzi.

Wady wentylacji wyporowej:

- przeznaczona głównie tylko do ochłodzenia pomieszczeń, a nie do ogrzewania,
- w obszarze bezpośredniego oddziaływania strumienia powietrza nawiewanego występują pogorszone warunki komfortu cieplnego,
- przy dużych obciążeniach cieplnych występują duże gradienty temperatury na wysokości pomieszczenia,
- duże nawiewniki wymagające odpowiednio dużej powierzchni swobodnej podłogi i zdefiniowanego miejsca ich usytuowania.

Systemy wentylacji wyporowej mają zastosowanie przy obciążeniu chłodniczym do $40 \div 50 \text{ W/m}^2$ [46]. Wyższe obciążenia chłodnicze zwykle wymagają dodatkowego systemu chłodzenia ze względu na wyższą temperaturę powietrza nawiewanego w systemach wentylacji wyporowej. Pokrycie wyższych obciążeń przez wentylację wyporową jest możliwe w przypadku pomieszczeń wysokich, o niskich wymaganiach co do strumienia powietrza zewnętrznego lub zastosowaniu bardzo dużych nawiewników.

Wentylacja wyporowa zmniejsza zapotrzebowanie energii chłodniczej przez system klimatyzacyjny w porównaniu z wentylacją mieszającą:

- systemy wentylacji wyporowej wymagają wyższej temperatury powietrza nawiewanego (ok. 20°C) niż systemy wentylacji mieszającej (ok. 14°C). Zmniejsza to

roczne koszty zużycia energii na cele chłodnicze o 20÷30% [46],

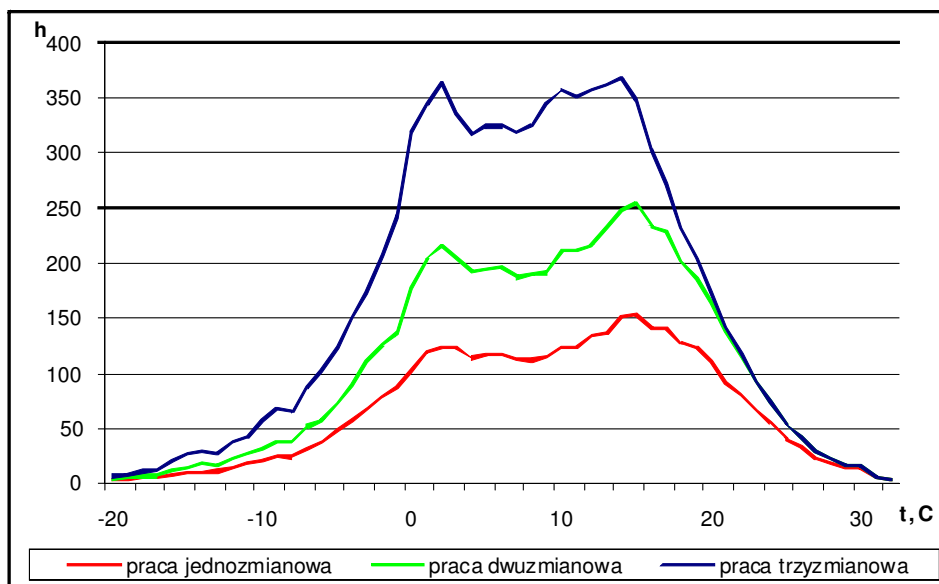
- ze względu na stratyfikację temperaturową powietrza w pomieszczeniu, wyższa jest średnia temperatura powietrza niż w przypadku wentylacji mieszającej, przez co zmniejsza się akumulacja ciepła budynku o około 15% (wymiana ciepła między budynkiem a otoczeniem),
- wyższa temperatura powietrza nawiewanego daje większe możliwości wykorzystania powietrza zewnętrznego do chłodzenia pomieszczeń.

Jednakże, ze względu na wyższą temperaturę nawiewu, system może wymagać większego strumienia powietrza, aby pokryć obciążenia chłodnicze, a z tym związane jest większe zapotrzebowanie energii do napędu wentylatorów. Ponadto wyższa temperatura powietrza nawiewanego wymaga zwiększonego zapotrzebowania na energię do jego podgrzewania.

9.1. Możliwości wykorzystania zdolności chłodzącej powietrza zewnętrznego do kształtowania temperatury w pomieszczeniach

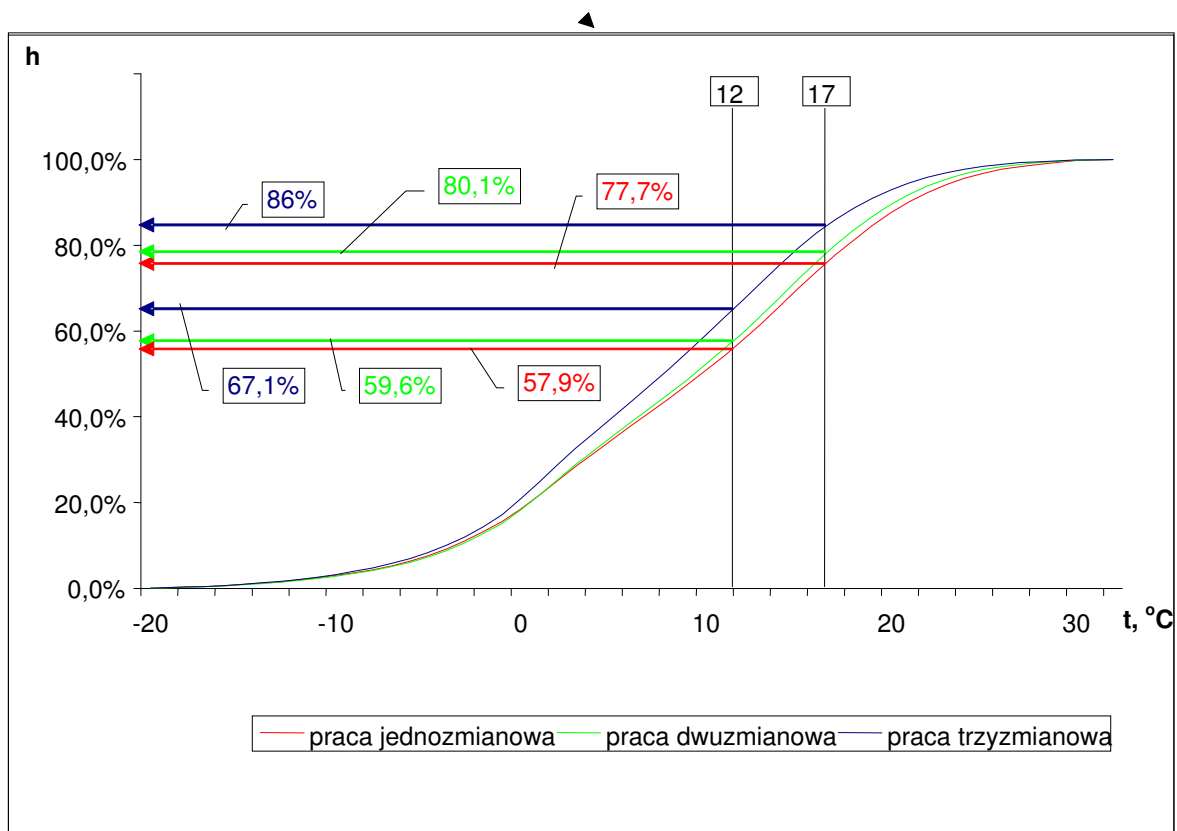
Racjonalna eksploatacja układów wentylacyjnych i klimatyzacyjnych jest możliwa przy racjonalnym wykorzystaniu zdolności chłodzącej powietrza zewnętrznego. Dotyczy to warunków pracy układów powietrznych, gdy temperatura powietrza zewnętrznego jest niższa od temperatury w pomieszczeniach i wymagane jest ochładzanie powietrza uzdatnianego. Przy kształtowaniu mikroklimatu pomieszczeń bytowych minimalne temperatury powietrza nawiewanego – przy temperaturze w pomieszczeniu ~ 20°C – dla wentylacji wyporowej są na poziomie 17°C, zaś przy wentylacji mieszającej nawet 12-13°C.

Zatem, zastosowanie wentylacji wyporowej daje znacznie większe możliwości wykorzystania parametrów powietrza zewnętrznego do ochładzania pomieszczeń wentylowanych niż wentylacja mieszająca. Analiza czasu trwania temperatury zewnętrznej w ciągu roku pozwala określić zdolności asymilacyjne powietrza zewnętrznego do ochłodzenia powietrza w pomieszczeniach. Na rysunku 9.2 przedstawiono wykres przeciętnego czasu trwania temperatur powietrza zewnętrznego w cyklu całorocznym przy jedno-, dwu- i trzymianowej pracy urządzenia wentylacyjnego bądź klimatyzacyjnego (na przykładzie miasta Wrocławia) [43]. Są to parametry uśrednione określone na podstawie wieloletnich obserwacji.



Rys. 9.2. Wykres przeciętnego czasu trwania temperatury powietrza zewnętrznego w cyklu całorocznym przy jedno-, dwu- i trzymianowej pracy urządzenia wentylacyjnego bądź klimatyzacyjnego (na przykładzie miasta Wrocławia) [43]

Przedstawienie tych danych w formie uporządkowanego wykresu względnego czasu trwania temperatury powietrza zewnętrznego – rysunek 9.3 - daje możliwości łatwiejszej interpretacji danych.



Rys. 9.3. Uporządkowany wykres względnego czasu trwania temperatury powietrza zewnętrznego dla Wrocławia

Z powyższego wykresu można określić procentowy udział czasu w cyklu rocznym, gdy temperatura powietrza zewnętrznego będzie niższa od rozpatrywanej temperatury zewnętrznej, w zależności od dobowego czasu pracy układu powietrznego. Do analizy przyjęto obliczeniowe temperatury powietrza nawiewanego dla wentylacji wyporowej ($t_{nobl}=17^{\circ}\text{C}$) oraz dla wentylacji mieszającej ($t_{nobl}=12^{\circ}\text{C}$). Na podstawie krzywych uporządkowanego względnego czasu trwania temperatury powietrza zewnętrznego można stwierdzić, iż w cyklu rocznym powietrze zewnętrzne może być wykorzystane do chłodzenia pomieszczeń przy wentylacji wyporowej przez okres 77,7% - 86%. Natomiast dla wentylacji mieszającej możliwość taka występuje tylko przez okres 57,9% - 67,1%. Zatem wentylacja wyporowa ma możliwość wykorzystania zdolności chłodzącej powietrza zewnętrznego przez okres około 20% dłuższy w ciągu roku niż wentylacja mieszająca. Jednocześnie należy liczyć się z koniecznością dłuższego okresu podgrzewania powietrza uzdatnianego przy wentylacji wyporowej niż mieszającej.

9.2. Całoroczne zapotrzebowanie energii do uzdatniania i transportu powietrza

Poniżej przedstawiono analizę zapotrzebowania energii do klimatyzacji klubu fitness, w zależności od sposobu organizacji wymiany powietrza w pomieszczeniu. Rozpatrzono wentylację z nawiewem wyporowym i wywiewem pod stropem oraz wentylację mieszającą z nawiewem i wywiewem zlokalizowanymi pod stropem. Parametry pracy wentylacji (klimatyzacji) w obu przypadkach zapewniają warunki komfortu cieplnego w strefie przebywania ludzi.

9.2.1. Opis przykładowego pomieszczenia

Praca urządzeń klimatyzacyjnych analizowana będzie w oparciu o kształtowanie mikroklimatu pomieszczenia klubu fitness znajdującego się w centrum handlowo – usługowo – rozrywkowo - biurowym w II strefie klimatycznej.

Analizowane pomieszczenie znajduje się na drugim piętrze w części północnej budynku. Obliczeniowa maksymalna liczba osób mogących przebywać jednocześnie w pomieszczeniu wynosi 127 osób. Powierzchnia pomieszczenia jest równa 1265 m². Wysokość pomieszczenia wynosi 3,2 m. Współczynnik przenikania ciepła dla ścian zewnętrznych wynosi: $U=0,3\text{W/m}^2\text{K}$. Instalacja c.o. utrzymuje w okresie zimowym temperaturę dyżurną $t_d = 10^\circ\text{C}$.

W pomieszczeniu dominujące są wewnętrzne zyski ciepła od ludzi i oświetlenia. Zewnętrzne zyski ciepła są niewielkie w porównaniu z zyskami wewnętrznymi, ponieważ brak jest okien, a ściany zewnętrzne mają niewielki udział całkowitej powierzchni przegród budowlanych.

W pomieszczeniu zastosowano intensywne oświetlenie, zainstalowana moc do oświetlenia wynosi 20 W/m².

W okresie zimowym w pomieszczeniu utrzymywana jest stała temperatura równa 18°C, wynikająca z dużej aktywności fizycznej osób w nim przebywających.

W okresie letnim temperatura w pomieszczeniu jest nadążna i zależy od temperatury zewnętrznej, zgodnie ze wzorem:

$$t_{poc} = \frac{t_{poz} + t_{zoc}}{2} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (9.1)$$

w którym:

t_{poc} – temperatura powietrza w pomieszczeniu w okresie letnim, °C,

t_{poz} – temperatura powietrza w pomieszczeniu w okresie zimowym, °C,

t_{zoc} – temperatura powietrza zewnętrznego w okresie letnim, °C.

Obliczeniowy przyrost temperatury między powietrzem nawiewanym a powietrzem w pomieszczeniu w przypadku nawiewu wyporowego wynosi $\Delta t=3^{\circ}\text{C}$.

Obliczeniowy przyrost temperatury między powietrzem nawiewanym a powietrzem wywiewanym w przypadku nawiewu wyporowego wynosi $\Delta t=6^{\circ}\text{C}$.

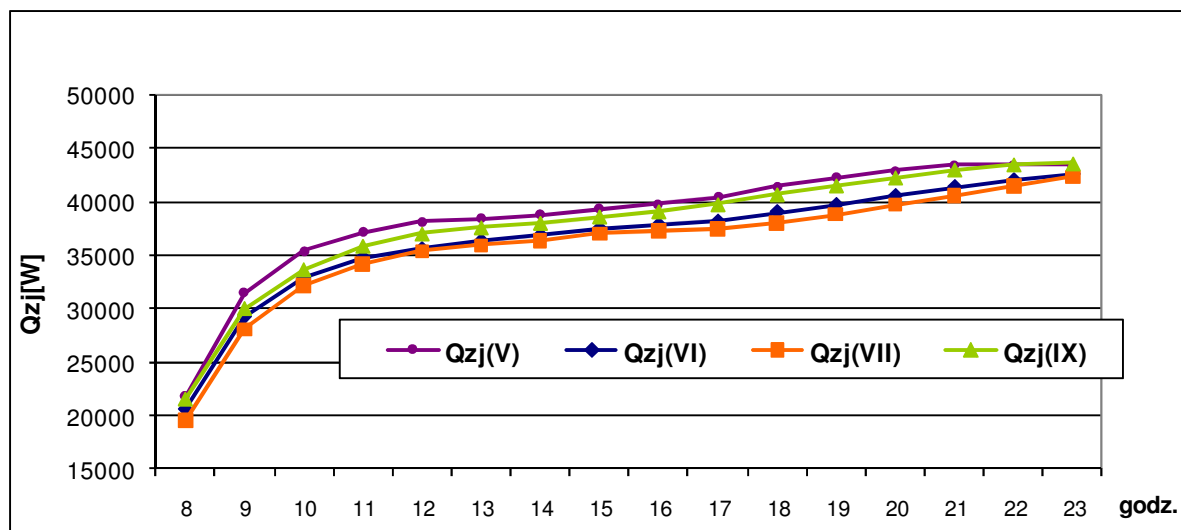
Obliczeniowy przyrost temperatury między powietrzem nawiewanym a powietrzem wywiewanym w przypadku nawiewu burzliwego wynosi $\Delta t=8^{\circ}\text{C}$. Dla wentylacji mieszającej temperatura powietrza wywiewanego jest równa temperaturze powietrza w pomieszczeniu.

Wilgotność względna w pomieszczeniu jest regulowana i utrzymywana w zakresie 30 – 65%.

Obiekt jest użytkowany w godzinach 8.00 – 23.00 przez wszystkie dni tygodnia.

9.2.2. Analiza obciążeń cieplnych

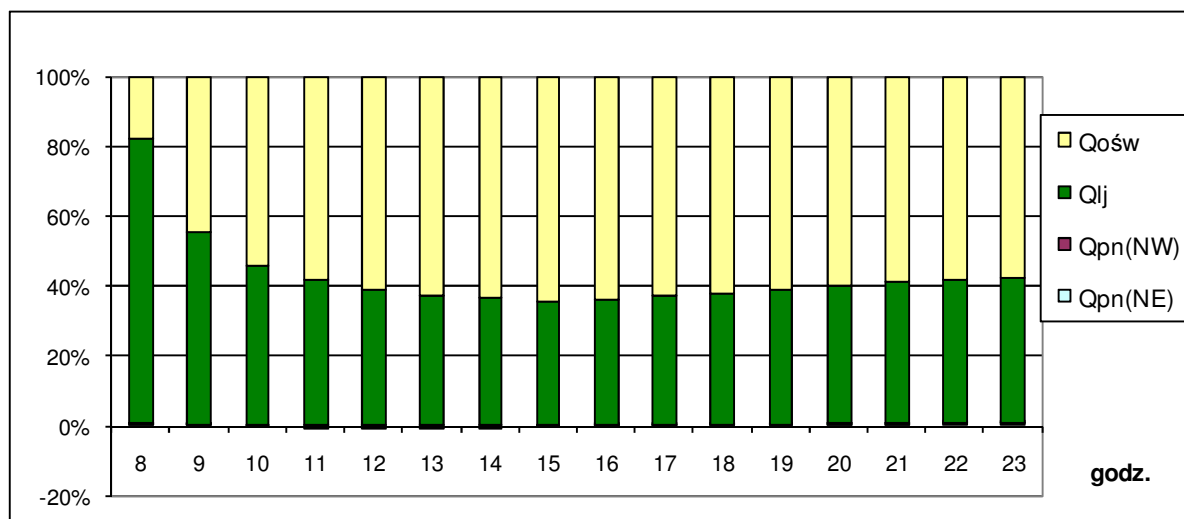
W celu ustalenia warunków pracy urządzeń klimatyzacyjnych przeprowadzono szczegółowe obliczenia obciążenia cieplnego pomieszczenia klubu fitness w ciągu całego okresu użytkowania. Rozkład tego obciążenia cieplnego w okresie letnim, obejmującym miesiące maj – wrzesień, przedstawiono na rysunku 9.4.



Rys. 9.4. Rozkład obciążeń cieplnych pomieszczenia klubu fitness w okresie letnim

Do wyznaczenia zysków ciepła z poszczególnych źródeł przyjęto warunki obliczeniowe, w których uwzględniono rzeczywiste chwilowe zyski ciepła, bez uwzględniania współczynników zmniejszających.

Udział zysków ciepła z poszczególnych źródeł w bilansie cieplnym pomieszczenia w okresie letnim przedstawiono na rysunku 9.5.



Rys. 9.5. Udział zysków ciepła w bilansie cieplnym pomieszczenia;

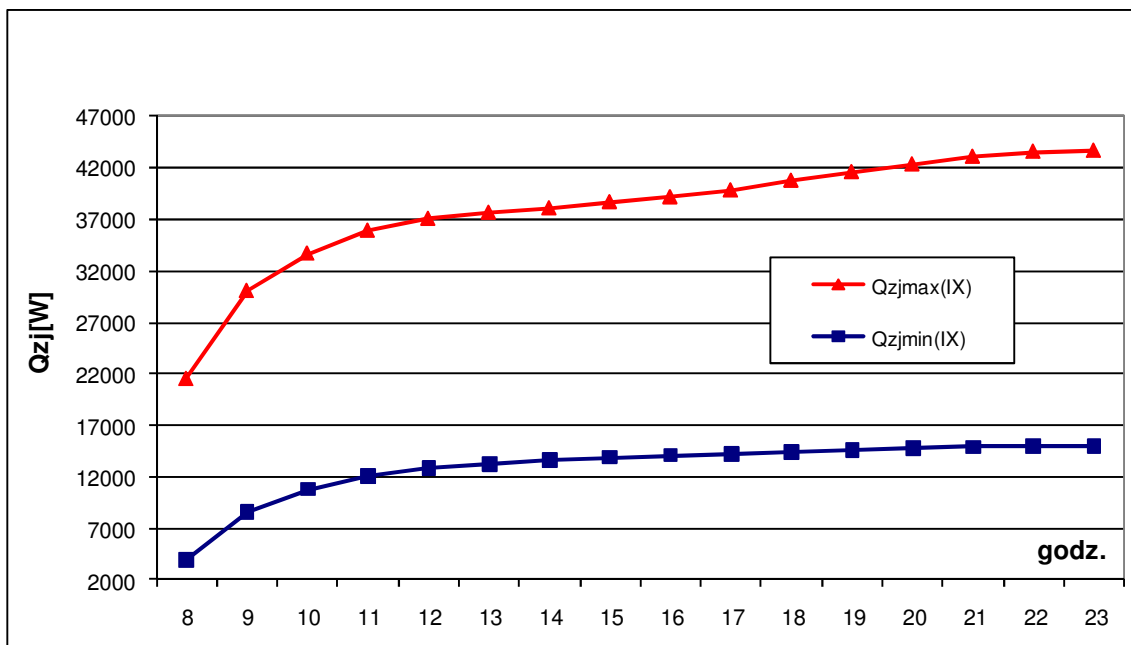
$Q_{ośw}$ – zyski ciepła od oświetlenia, Q_{lj} – zyski ciepła jawnego od osób przebywających w pomieszczeniu, $Q_{pn(NE)}$ – zyski ciepła przez przegrody nieprzezroczyste od strony północno – wschodniej, $Q_{pn(NW)}$ – zyski ciepła przez przegrody nieprzezroczyste od strony północno - zachodniej

W pomieszczeniu klubu fitness dominują zyski ciepła z dwóch źródeł: od ludzi oraz od oświetlenia. Zyski ciepła z pozostałych źródeł (np. przez przegrody nieprzezroczyste) są niewielkie i na powyższym wykresie niezauważalne. Zyski ciepła jawnego od ludzi zależą głównie od liczby osób, ich aktywności oraz temperatury w pomieszczeniu. W omawianym pomieszczeniu ich udział w bilansie cieplnym okresu letniego zmienia się w zakresie 38 – 82%.

Udział zysków ciepła od oświetlenia zmienia się w zakresie 17 – 62 % i zależy głównie od upływu czasu od jego włączenia. Należy zaznaczyć, że oświetlenie będzie włączone przez cały czas użytkowania pomieszczenia, ponieważ nie posiada ono okien.

Na rysunku 9.6 przedstawiono możliwe wahania obciążenia cieplnego pomieszczenia w miesiącu o maksymalnych zyskach ciepła (wrzesień). Wartości minimalne wystąpią, gdy w pomieszczeniu przebywać będzie minimalna liczba osób (sala wypełniona w 10%), przy połowie włączonego oświetlenia. Jak wynika z tego rysunku, obciążenie cieplne pomieszczenia może wahać się w bardzo dużym zakresie od 4000 W do 43600 W. Pole zawarte między liniami przedstawia zakres możliwych wahań obciążeń cieplnych

pomieszczenia w poszczególnych godzinach jego użytkowania przy zmiennej liczbie osób i mocy działającego oświetlenia. Zatem system wentylacyjny lub klimatyzacyjny oraz organizacja wymiany powietrza w pomieszczeniu powinny być tak dobrane i zaprojektowane, aby układ działał poprawnie w każdej możliwej do zaistnienia sytuacji.



Rys. 9.6. Przebieg obciążeń cieplnych pomieszczenia klubu fitness dla września w przy minimalnych i maksymalnych zyskach ciepła

9.2.3. Charakterystyka analizowanych rozwiązań

Szczegółowej analizie poddano organizację wymiany powietrza w pomieszczeniu typu góra – góra oraz typu dół – góra. Dla organizacji wymiany powietrza w pomieszczeniu typu dół – góra przeanalizowano dwa przypadki: 1) zastosowanie zwykłych opraw oświetleniowych oraz 2) zastosowanie wentylowanych opraw oświetleniowych.

Sporządzono wykresy $i - x$ i $i - tz$ obrazujące pracę systemu odpowiednio w warunkach obliczeniowych oraz w ciągu całego roku. Na podstawie tych wykresów określono roczne zapotrzebowanie energii do transportu i uzdatniania powietrza dla poszczególnych rozwiązań. Założono, że odzysk ciepła odbywa się ze sprawnością równą 50%. Ze względu na duże wahania obciążeń cieplnych w pomieszczeniu przyjęto do analizy układy klimatyzacyjne ze zmiennymi strumieniami powietrza.

Regulacja urządzeń klimatyzacyjnych ze zmiennymi strumieniami powietrza powinna być regulacją ilościowo – jakościową. Regulacja ilościowa jest wiodącą przy strumieniach

powietrza nawiewanego co najmniej równych strumieniom minimalnym dla danego pomieszczenia. Jednocześnie utrzymywany jest maksymalny dopuszczalny przyrost temperatury powietrza nawiewanego do pomieszczeń, który nie spowoduje niekorzystnego odczucia u ludzi. Regulacja jakościowa zachodzi przy klimatyzacji pomieszczeń minimalnymi strumieniami powietrza i konieczności ograniczenia przyrostu temperatury powietrza nawiewanego w pomieszczeniach.

Analizę całorocznej pracy centralnych urządzeń klimatyzacyjnych dla pomieszczenia klubu fitness oraz obliczenia całorocznego zapotrzebowania energii do uzdatniania i transportu powietrza, przeprowadzono dla następujących rozwiązań wymiany powietrza w pomieszczeniu:

- wymiana powietrza w pomieszczeniu typu góra – góra, nawiew burzliwy,
- wymiana powietrza w pomieszczeniu typu dół – góra, nawiew wyporowy,
- wymiana powietrza w pomieszczeniu typu dół – góra, nawiew wyporowy, zastosowanie wentylowanych opraw oświetleniowych.

Zapotrzebowanie energii do procesów uzdatniania powietrza klimatyzującego wyznaczono korzystając z przedstawionych na wykresach $i - x$ procesów uzdatniania powietrza w warunkach obliczeniowych oraz wykresów $i - t_z$ obrazujących całoroczny cykl pracy urządzeń. Wykresy takie opracowane zostały dla wszystkich analizowanych rozwiązań i były wykorzystywane do wyznaczania zmian entalpii właściwej powietrza uzdatnianego w zależności od temperatury zewnętrznej. Do wyznaczenia rocznego czasu trwania parametrów powietrza zewnętrznego wykorzystano dane zamieszczone przez Halupczoka [43] i Przydróżnego [136].

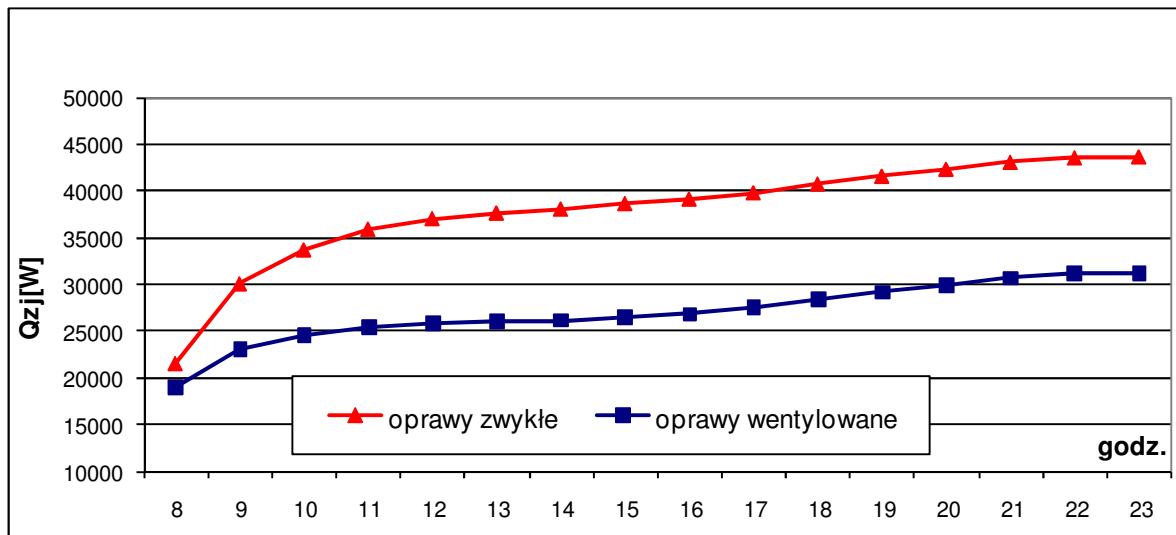
Do obliczeń i analizy pracy wyżej wymienionych urządzeń przyjęto następujące założenia:

- praca w godzinach 8.00 – 23.00,
- obliczeniowa różnica między temperaturą powietrza wywiewanego a temperaturą powietrza nawiewanego dla pomieszczenia klubu fitness:
 - dla organizacji wymiany powietrza typu góra – góra: $\Delta t_{obl} = 8^{\circ}\text{C}$,
 - dla organizacji wymiany powietrza typu dół – góra (zwykle oprawy oświetleniowe): $\Delta t_{obl} = 6^{\circ}\text{C}$,
 - dla organizacji wymiany powietrza typu dół – góra (wentylowane oprawy oświetleniowe): $\Delta t_{obl} = 6^{\circ}\text{C}$,

- jednostkowy strumień powietrza zewnętrznego $V_{zj} = 50 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{os})$,
- sprawność wentylatora $\eta_w = 70\%$,
- sprawność silnika i napędu $\eta_s = 91\%$,
- spręż wentylatora nawiewnego: $\Delta p_c = 1050 \text{ Pa}$,
- spręż wentylatora wywiewnego: $\Delta p_c = 480 \text{ Pa}$
- minimalny strumień powietrza klimatyzującego:
 - dla nawiewu burzliwego: 50% ,
 - dla nawiewu wyporowego: 25% ,
- maksymalne zyski ciepła jawnego dla pomieszczenia klubu fitness:
 - dla organizacji wymiany powietrza typu góra – góra: $Q_{zjocmax} = 43,65 \text{ kW}$,
 - dla organizacji wymiany powietrza typu dół – góra (zwykłe oprawy oświetleniowe): $Q_{zjocmax} = 43,65 \text{ kW}$,
 - dla organizacji wymiany powietrza typu dół – góra (wentylowane oprawy oświetleniowe): $Q_{zjocmax} = 31,25 \text{ kW}$,
- obliczeniowy strumień powietrza wentylującego dla pomieszczenia klubu fitness:
 - dla organizacji wymiany powietrza typu góra – góra: $V_{obl} = 16290 \text{ m}^3/\text{h}$,
 - dla organizacji wymiany powietrza typu dół – góra (zwykłe oprawy oświetleniowe): $V_{obl} = 21720 \text{ m}^3/\text{h}$,
 - dla organizacji wymiany powietrza typu dół – góra (wentylowane oprawy oświetleniowe): $V_{obl} = 15550 \text{ m}^3/\text{h}$,
- współczynnik kierunkowy przemiany powietrza w pomieszczeniu:
 - dla organizacji wymiany powietrza w pomieszczeniu typu góra – góra oraz typu dół – góra (zwykłe oprawy oświetleniowe):
 - dla maksymalnej temperatury zewnętrznej: $\varepsilon_{oc} = 6536 \text{ kJ/kg}$,
 - dla maksymalnych zysków ciepła: $\varepsilon_{oc} = 9147 \text{ kJ/kg}$,
 - dla minimalnych zysków ciepła (okres zimny): $\varepsilon_{oz} = 7007 \text{ kJ/kg}$,
 - dla organizacji wymiany powietrza w pomieszczeniu typu dół – góra (wentylowane oprawy oświetleniowe):
 - dla maksymalnej temperatury zewnętrznej: $\varepsilon_{oc} = 5167 \text{ kJ/kg}$,
 - dla maksymalnych zysków ciepła: $\varepsilon_{oc} = 7228 \text{ kJ/kg}$,
 - dla minimalnych zysków ciepła (okres zimny): $\varepsilon_{oz} = 5243 \text{ kJ/kg}$,

Zastosowanie wentylowanych opraw oświetleniowych daje możliwość zmniejszenia obciążenia cieplnego pomieszczenia, ponieważ część zysków ciepła od oświetlenia jest usuwane w miejscu ich powstawania i nie powoduje obciążenia cieplnego pomieszczenia. Sporządzono bilans cieplny pomieszczenia w przypadku zastosowania zwykłych i wentylowanych opraw oświetleniowych. Zastosowanie wentylowanych opraw oświetleniowych, z których odciągane jest $0,2 \text{ m}^3/\text{h}$ na 1 Wat mocy oświetlenia, powoduje zmniejszenie zysków ciepła od oświetlenia o około 50%, co w przypadku pomieszczeń o znacznym udziale zysków ciepła od oświetlenia pozwala na zmniejszenie wymaganego strumienia powietrza wentylującego.

Porównanie obciążeń cieplnych w przypadku zastosowania zwykłych i wentylowanych opraw oświetleniowych przedstawiono na rysunku 9.7.



Rys. 9.7. Porównanie maksymalnych obciążeń cieplnych pomieszczenia we wrześniu w przypadku zastosowania zwykłych i wentylowanych opraw oświetleniowych

9.2.4. Całoroczne zapotrzebowanie energii

Całoroczne zapotrzebowanie energii do realizacji procesów uzdatniania powietrza obliczono ze wzoru:

$$E = \sum_{i=1}^n \tau_i \cdot V_i \cdot \rho \cdot \Delta i_i, \text{ kWh/rok}, \quad (9.2)$$

w którym:

E – roczne zapotrzebowanie energii do realizacji procesu uzdatniania powietrza (podgrzewania, nawilżania, ochładzania), kWh/rok,

τ_i – roczny czas trwania i – tej temperatury powietrza zewnętrznego, h/rok,

V_i – strumień powietrza uzdatnianego przy i – tej temperaturze powietrza zewnętrznego, m³/s,

ρ – gęstość powietrza, kg/m³,

Δi_i – zmiana entalpii właściwej powietrza w procesie jego uzdatniania (podgrzewania, nawilżania, ochładzania) przy i – tej temperaturze powietrza zewnętrznego, kJ/kg,

n – liczba rozpatrywanych temperatur zewnętrznych, przy których zachodzi dany proces uzdatniania powietrza.

Całoroczne zapotrzebowanie energii do transportu powietrza obliczono ze wzoru:

$$E_T = \sum_{i=1}^n \left(\frac{V_i \cdot \Delta p_i}{\eta_s \cdot \eta_w \cdot \eta_P} \cdot \tau_i \right) \cdot 10^{-3}, kWh / rok, \quad (9.3)$$

w którym:

E_T – roczne zapotrzebowanie energii do transportu powietrza, kWh/rok,

V_i – strumień powietrza uzdatnianego przy i – tej temperaturze powietrza zewnętrznego, m³/s,

τ_i – roczny czas trwania i – tej temperatury powietrza zewnętrznego, h/rok,

Δp_i – spręż wentylatora przy strumieniu powietrza V_i , Pa,

η_w – sprawność wentylatora,

η_s – sprawność silnika,

η_P – sprawność przekładni.

Spręż wentylatorów dla systemów ze zmiennym strumieniem powietrza zmienia się wraz ze zmianą strumienia powietrza wentylującego zgodnie z zależnością:

$$\frac{\Delta p_i}{\Delta p_{obl}} = \left(\frac{V_i}{V_{obl}} \right)^2, \quad (9.4)$$

gdzie:

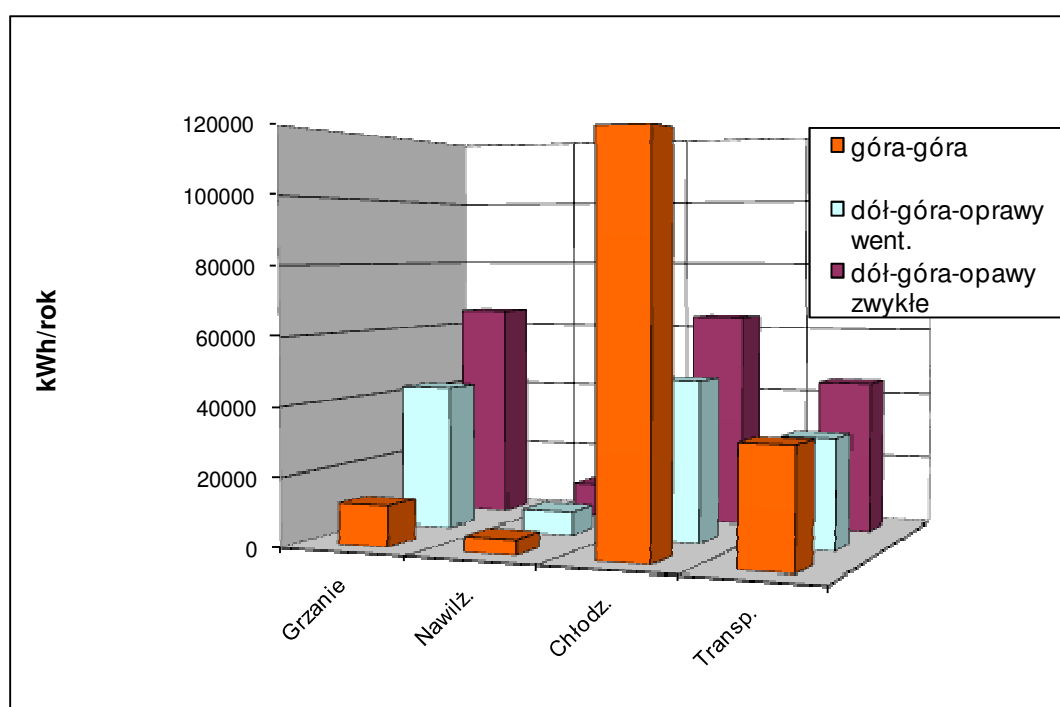
Δp_i – spręż wentylatora przy strumieniu powietrza V_i , Pa,

Δp_{obl} – obliczeniowy spręż wentylatora przy obliczeniowym strumieniu powietrza V_{obl} , Pa,

V_i – chwilowy strumień powietrza wentylującego, m^3/s ,

V_{obl} – obliczeniowy strumień powietrza wentylującego, m^3/s .

Obliczone całoroczne zapotrzebowanie na energię do procesów uzdatniania i transportu powietrza omawianych urządzeń przedstawiono na wykresie słupkowym, zamieszczonym na rysunku 9.8.



Rys. 9.8. Porównanie rocznego zapotrzebowania energii dla systemu góra-góra, dół-góra(oprawy wentylowane) i dół-góra(oprawy zwykłe)

9.2.5. Koszty uzdatniania i transportu powietrza

$$K^{U,T} = \sum_{i=1}^n E_i^{U,T} \cdot k_i^j, \text{ PLN / rok} \quad (9.5)$$

gdzie:

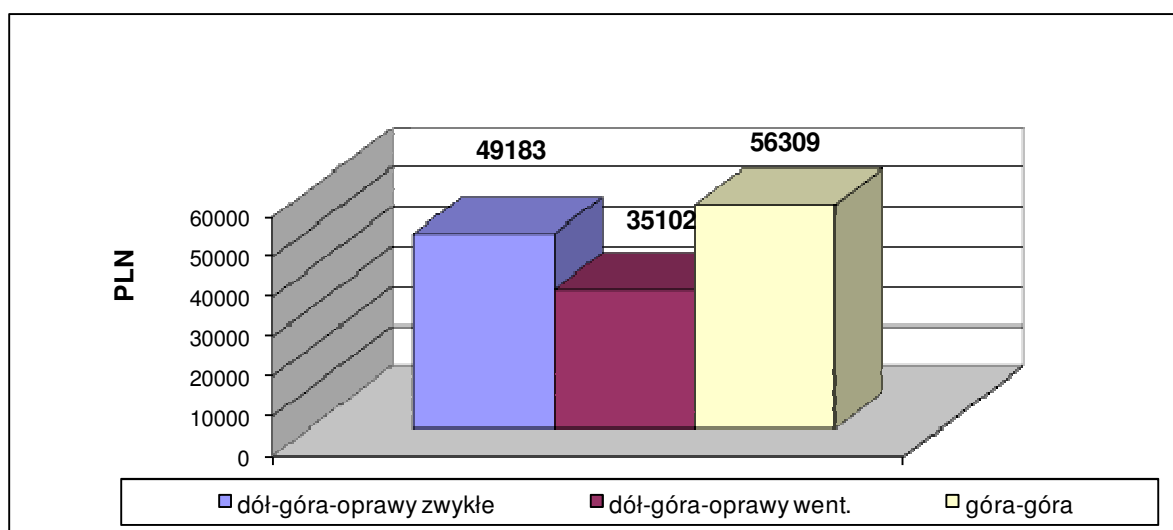
$K^{U,T}$ – koszt uzdatniania i transportu powietrza, PLN/rok,

$E_i^{U,T}$ – zapotrzebowanie energii do uzdatniania powietrza (ogrzewania $i=1$, chłodzenia

$i=2$, nawilżania $i=3$) lub transportu powietrza $i=4$, kWh/rok,

k_i^j – jednostkowy koszt uzdatniania powietrza (ogrzewania $i=1$, chłodzenia $i=2$, nawilżania $i=3$) lub transportu powietrza $i=4$, PLN/kWh.

Całkowite roczne koszty energii zasilającej omawiane urządzenia przedstawiono na wykresie słupkowym, przedstawionym na rysunku 9.9.



Rys. 9.9. Porównanie całkowitych rocznych kosztów energii dla systemu góra-góra, dół-góra (oprawy wentylowane) i dół-góra (oprawy zwykłe)

9.2.6. Wnioski

Z przeprowadzonej analizy wynika, że najniższymi kosztami eksploatacyjnymi charakteryzuje się urządzenie z organizacją wymiany powietrza w pomieszczeniu typu dół – góra z zastosowaniem opraw wentylowanych. Rozwiązanie to daje możliwość obniżenia rocznych kosztów eksploatacyjnych o 38% w porównaniu z organizacją wymiany powietrza typu góra – góra i o 29% w porównaniu z organizacją wymiany powietrza typu dół – góra i zwykłymi oprawami oświetleniowymi. W przypadku organizacji wymiany powietrza typu góra – góra niższe jest zapotrzebowanie energii do ogrzewania i nawilżania powietrza, ale znacznie wyższe zapotrzebowanie energii do chłodzenia powietrza. W przypadku organizacji wymiany powietrza typu dół – góra ze zwykłymi oprawami wentylacyjnymi wyższe w porównaniu z pozostałymi rozwiązaniami jest zapotrzebowanie energii do transportu powietrza ze względu na większy strumień powietrza wentylującego.

Urządzenia klimatyzacyjne wykorzystujące organizację wymiany powietrza typu dół – góra z zastosowaniem wentylowanych opraw oświetleniowych charakteryzuje się najmniejszym zapotrzebowaniem energii do uzdatniania i transportu powietrza.

Takie rozwiązanie może charakteryzować się mniejszym zapotrzebowaniem energii w porównaniu z wentylacją mieszającą, ponieważ:

- systemy wentylacji waporowej wymagają wyższej temperatury powietrza nawiewanego ($\sim 20^{\circ}\text{C}$) niż systemy wentylacji mieszającej ($\sim 14^{\circ}\text{C}$); zmniejsza to roczne zapotrzebowanie energii na cele chłodnicze o 20÷30%,
- wyższa temperatura powietrza nawiewanego daje większe możliwości wykorzystania powietrza zewnętrznego do chłodzenia pomieszczeń,
- zastosowanie wentylowanych opraw oświetleniowych zmniejsza obciążenie cieplne pomieszczenia, a w konsekwencji zmniejszenie strumienia powietrza wentylującego,
- nawiew powietrza odbywa się poprzez nawiewniki waporowe, zatem możliwe jest zmniejszenie strumienia powietrza wentylującego w urządzeniach ze zmiennym strumieniem powietrza do 25% wartości obliczeniowej, ponieważ nawiewniki są mało wrażliwe na zmianę natężenia przepływu powietrza [23].

Z drugiej jednak strony, ze względu na wyższą temperaturę nawiewu, w pewnych przypadkach, gdy niemożliwe jest wykorzystanie przyrostu temperatury ponad strefą przebywania ludzi, układ wentylacyjny lub klimatyzacyjny z nawiewem waporowym, wymaga większego strumienia powietrza, w porównaniu z wentylacją mieszającą. Strumień ten jest niezbędny do usunięcia zysków ciepła z pomieszczenia. W takich przypadkach zapotrzebowanie energii oraz koszty uzdatniania i transportu powietrza mogą być większe dla wentylacji waporowej.

Wentylacja waporowa nie powinna być stosowana w przypadku, gdy w okresie zimowym pokrywa straty ciepła, a temperatura powietrza nawiewanego jest wyższa niż w pomieszczeniach.

9.2.7. Procesy uzdatniania powietrza i jego przemiany w pomieszczeniu

Pracę systemów klimatyzacji kształtujących mikroklimat w wyżej wymienionym klubie fitness w warunkach obliczeniowych, przedstawiono na wykresach i – x zamieszczonych na

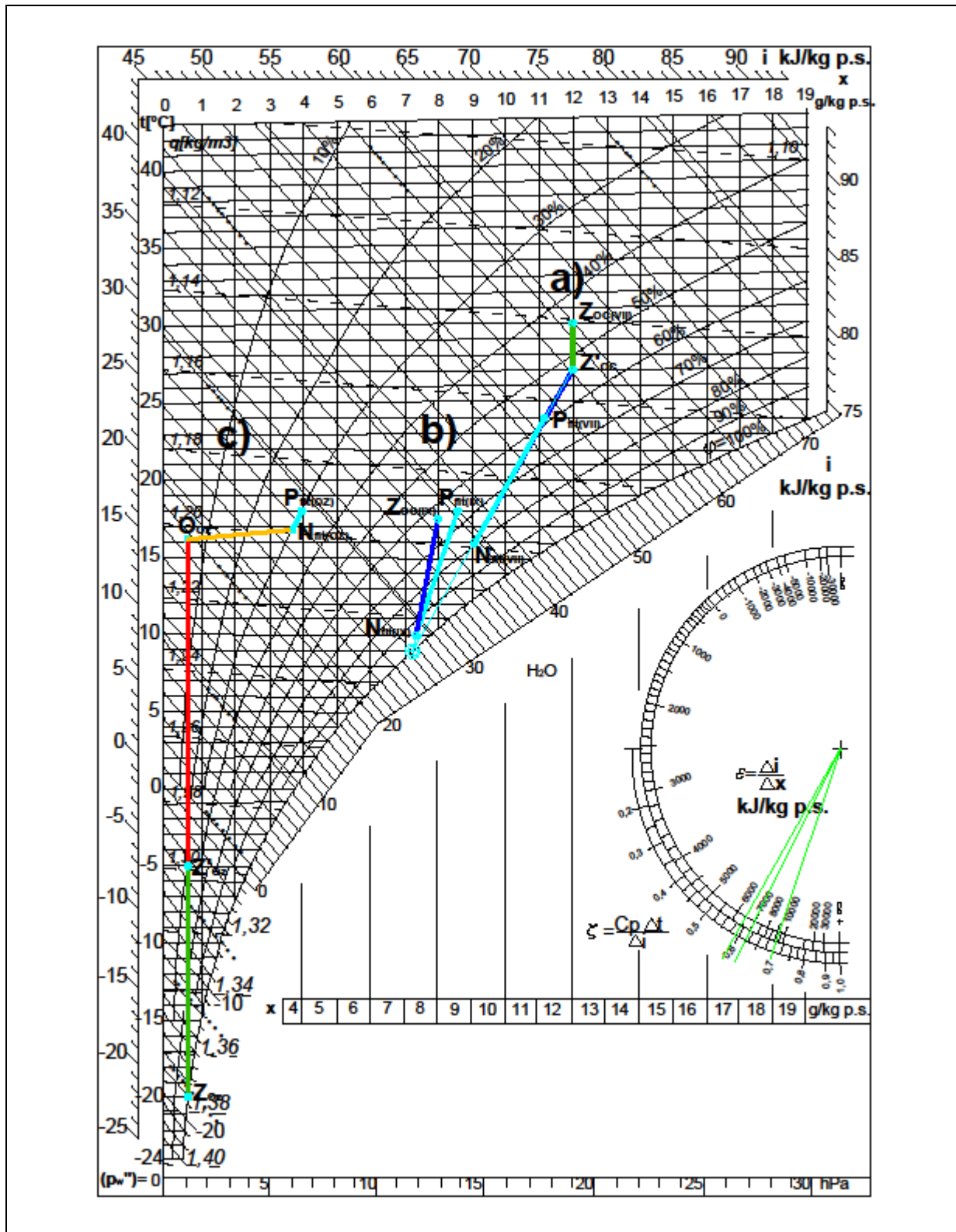
rysunkach 9.10 – 9.12. W okresie zimowym powietrze zewnętrzne o parametrach Z_{oz} w wymienniku do odzysku ciepła zostaje podgrzane do stanu Z'_{oz} , a następnie w nagrzewnicy podgrzane do stanu O_{oz} . Potem następuje nawilżanie powietrza do stanu N_{oz} . Od stanu N_{oz} powietrze nawiewane, po przemianie w pomieszczeniu, osiąga stan P_{oz} w strefie przebywania ludzi. W przypadku organizacji wymiany powietrza w pomieszczeniu typu dół – góra powietrze wywiewane z pomieszczenia, po przemianie w pomieszczeniu, osiąga stan W_{oz} .

W okresie letnim powietrze zewnętrzne o parametrach Z_{oc} w wymienniku do odzysku ciepła zostaje ochłodzone do stanu Z'_{oc} , a następnie w chłodnicy ochłodzone do stanu N_{oc} . Od stanu N_{oc} powietrze nawiewane, po przemianie w pomieszczeniu, osiąga stan P_{oc} w strefie przebywania ludzi. W przypadku organizacji wymiany powietrza w pomieszczeniu typu dół – góra powietrze wywiewane z pomieszczenia, po przemianie w pomieszczeniu, osiąga stan W_{oc} .

Oznaczenia na wykresach i - x: Z_{oc} , Z_{oz} – obliczeniowe parametry powietrza zewnętrznego, Z'_{oc} , Z'_{oz} – parametry powietrza zewnętrznego za wymiennikiem do odzysku ciepła, O_{oz} – parametry powietrza zewnętrznego za nagrzewnicą powietrza, $N_{fit(oz)}$, $N_{fit(oc)}$ – parametry powietrza nawiewanego, $P_{fit(oz)}$, $P_{fit(oc)}$ – obliczeniowe parametry powietrza w pomieszczeniu, $W_{fit(oz)}$, $W_{fit(oc)}$ – parametry powietrza wywiewanego.

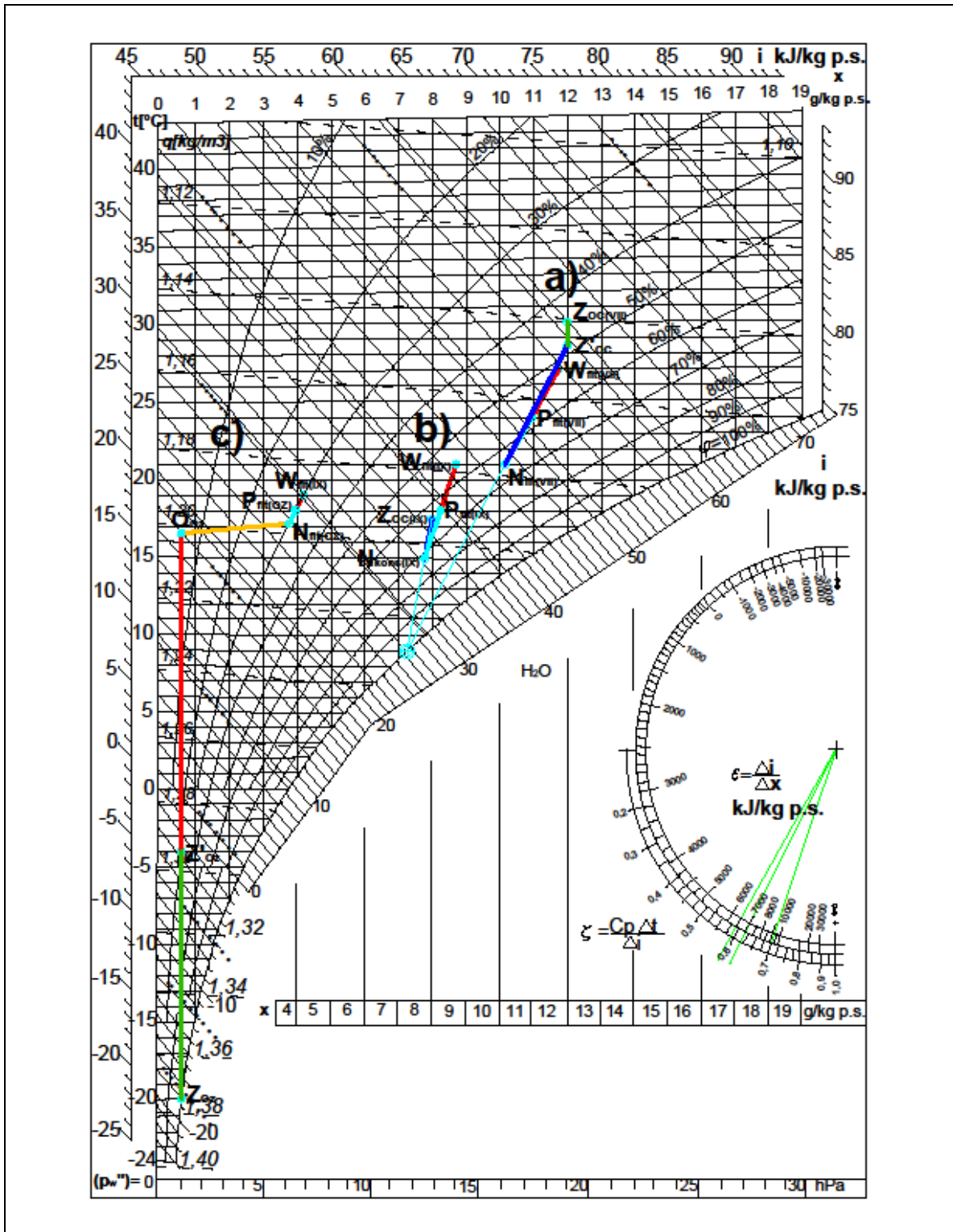
Całoroczny cykl pracy omawianych systemów przedstawiono na wykresach i – t_z zamieszczonych na rysunkach 9.13 – 9.15, na których zobrazowano przebieg zmiany entalpii właściwej powietrza uzdatnianego, średniej entalpii właściwej powietrza w pomieszczeniu oraz powietrza wywiewanego, w funkcji temperatury zewnętrznej. Z omawianych wykresów można wyznaczyć zmiany entalpii właściwej powietrza zachodzące w trakcie poszczególnych procesów jego uzdatniania oraz w pomieszczeniu, w zależności od temperatury zewnętrznej.

Oznaczenia na wykresach i - t_z : i_z , – entalpia właściwa powietrza zewnętrznego, i_z' – entalpia właściwa powietrza zewnętrznego za wymiennikiem do odzysku ciepła, i_o – entalpia właściwa powietrza zewnętrznego za nagrzewnicą powietrza, i_n – entalpia właściwa powietrza nawiewanego, i_p – entalpia właściwa powietrza w pomieszczeniu, i_w – entalpia właściwa powietrza wywiewanego, t_z – temperatura powietrza zewnętrznego, Δt – przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu.



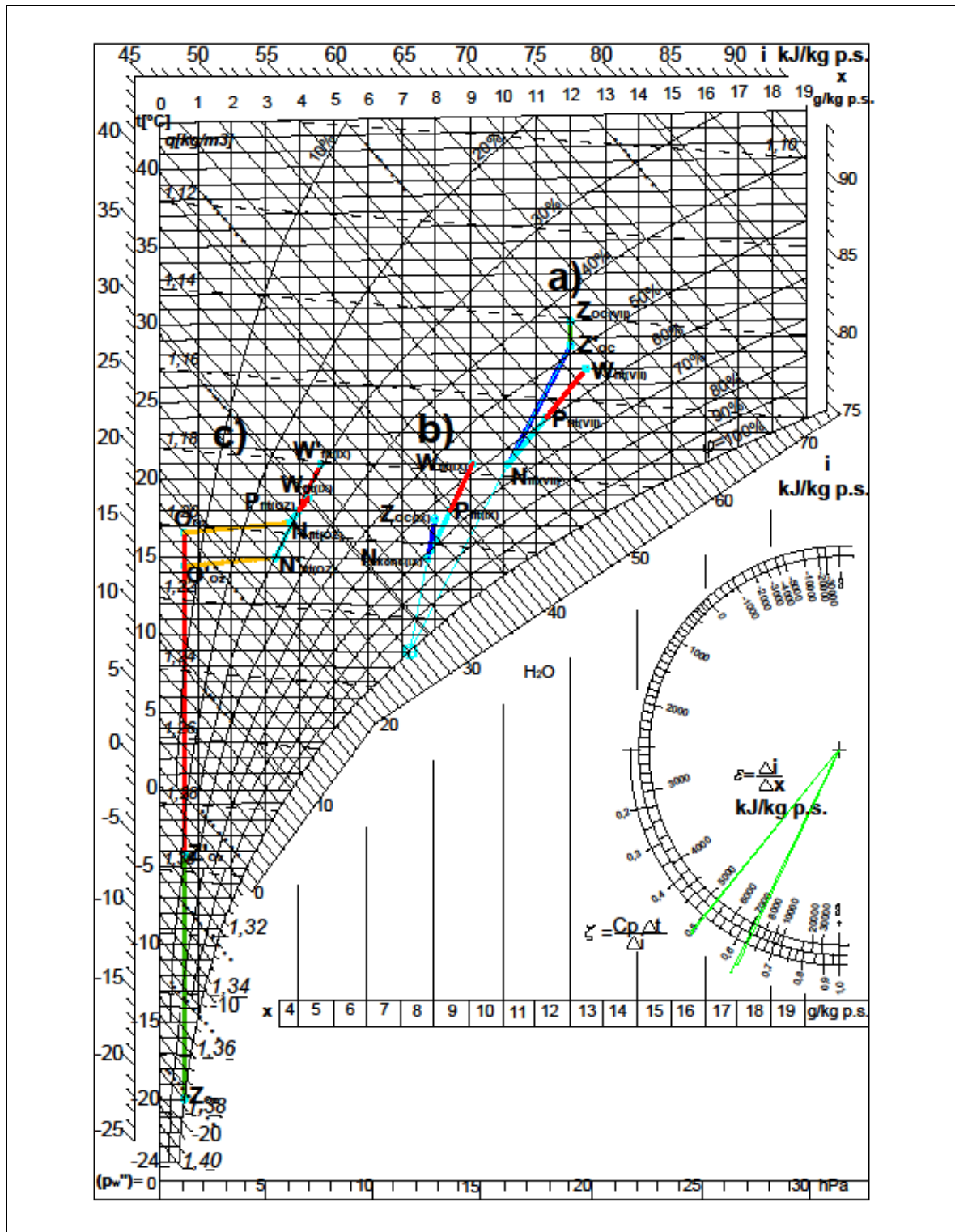
Rys. 9.10. Wykres $i - x$ z procesami uzdatniania i przemianami powietrza w pomieszczeniu klubu fitness, organizacja wymiany powietrza typu góra – góra, przy:

- a) maksymalnej temperaturze powietrza zewnętrznego,
- b) maksymalnym bilansie cieplnym w pomieszczeniu,
- c) warunkach obliczeniowych okresu zimowego



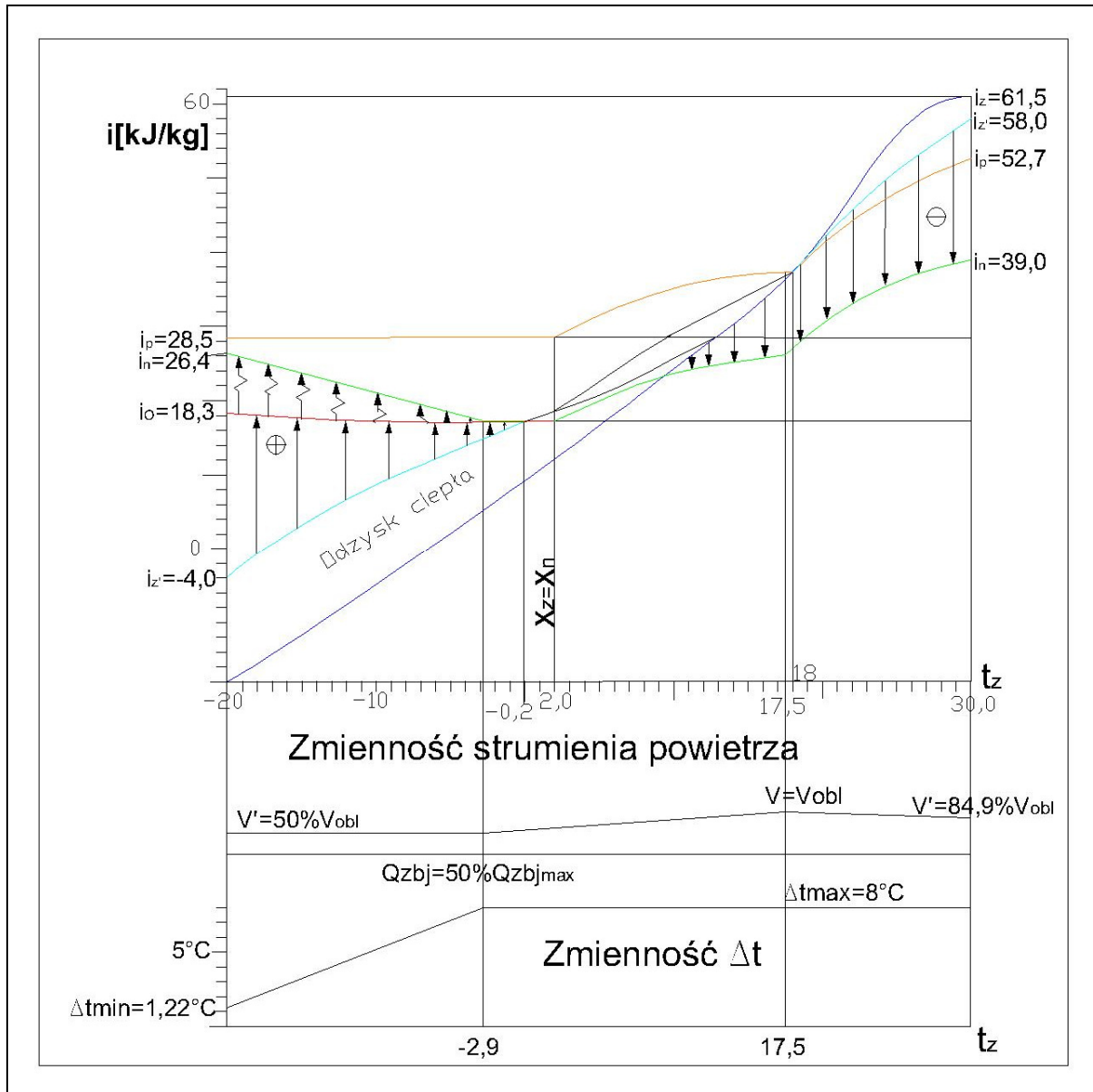
Rys. 9.11. Wykres $i - x$ z procesami uzdatniania i przemianami powietrza w pomieszczeniu klubu fitness, organizacja wymiany powietrza typu dół – góra – zwykle oprawy oświetleniowe, przy:

- a) maksymalnej temperaturze powietrza zewnętrznego,
- b) maksymalnym bilansie cieplnym w pomieszczeniu,
- c) warunkach obliczeniowych okresu zimowego

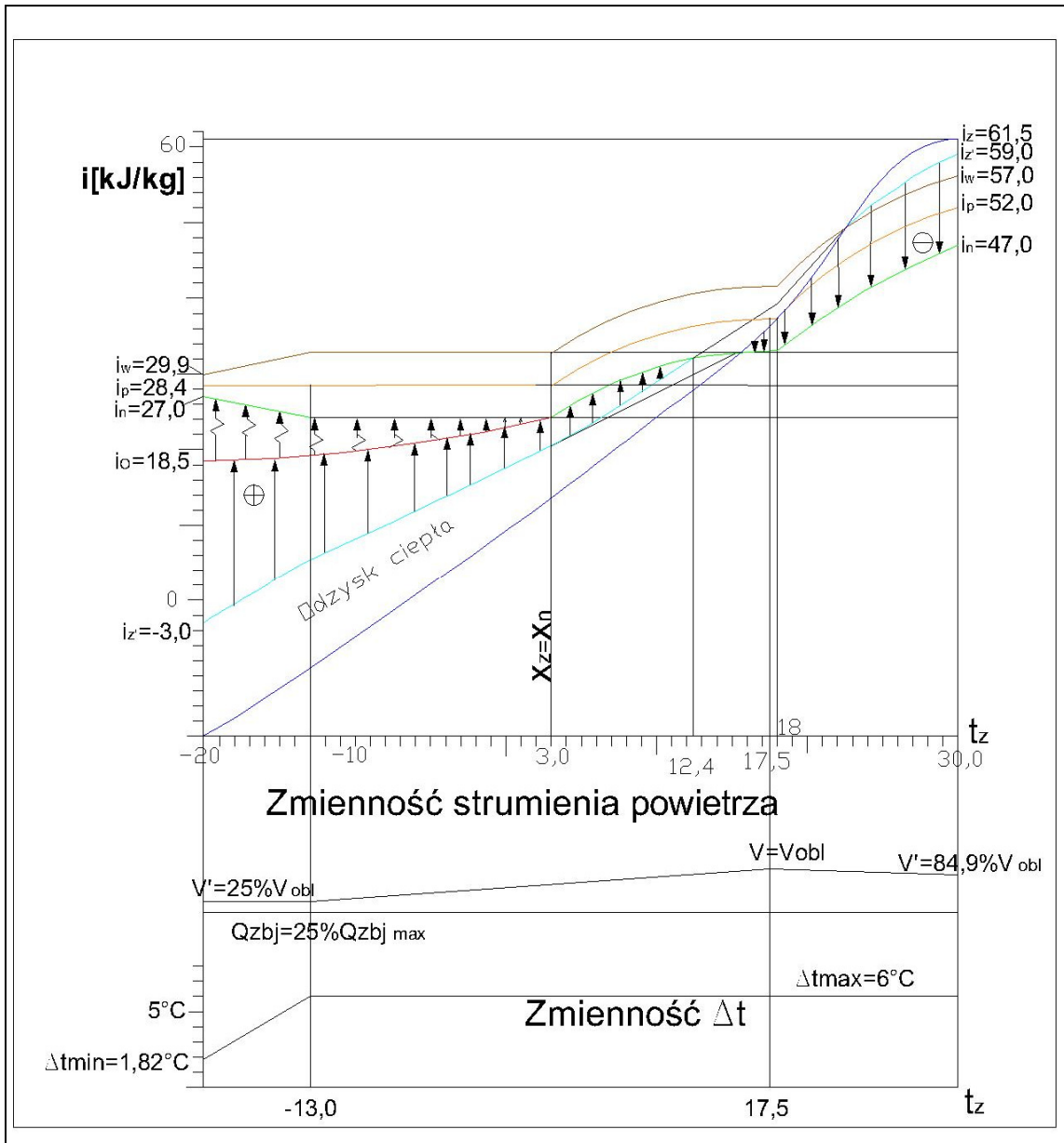


Rys. 9.12. Wykres $i - x$ z procesami uzdatniania i przemianami powietrza w pomieszczeniu klubu fitness, organizacja wymiany powietrza typu dół – góra – wentylowane oprawy oświetleniowe, przy:

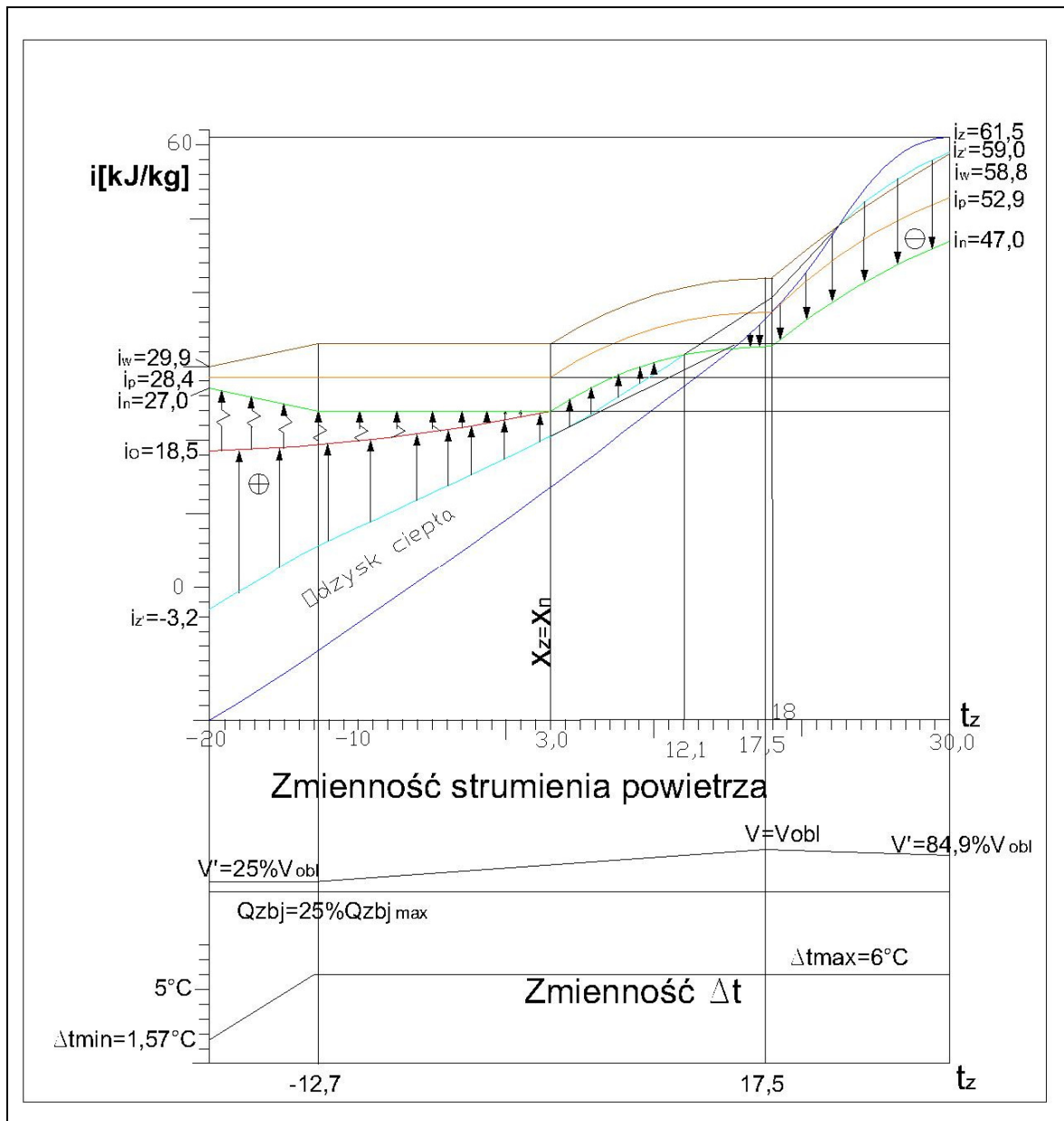
- a) maksymalnej temperaturze powietrza zewnętrznego,
- b) maksymalnym bilansie cieplnym w pomieszczeniu,
- c) warunkach obliczeniowych okresu zimowego



Rys. 9.13. Wykres $i - t_z$ z całorocznymi procesami przemian powietrza uzdatnianego i w pomieszczeniu przy organizacji wymiany powietrza typu góra - góra



Rys. 9.14. Wykres $i - t_z$ z całocznymi procesami przemian powietrza uzdatnianego i w pomieszczeniu przy organizacji wymiany powietrza typu dół - góra - zwykłe oprawy oświetleniowe



Rys. 9.15. Wykres $i - t_z$ z całorocznymi procesami przemian powietrza uzdatnianego i w pomieszczeniu przy organizacji wymiany powietrza typu dół - góra - wentylowane oprawy oświetleniowe

10. OPIS BADAŃ

10.1. Cel i zakres badań

Celem badań było uzyskanie danych eksperymentalnych na podstawie, których byłaby możliwość określenia przebiegu zmienności temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od zmiennych, występujących w pomieszczeniach i mających wpływ na działanie wentylacji wyporowej. Przeprowadzono 60 serii pomiarowych dla różnych wariantów:

- obciążenia cieplnego pomieszczenia,
- strumieni powietrza wentylującego,
- wysokości usytuowania źródeł zysków ciepła w pomieszczeniu,
- wysokości usytuowania nawiewnika powietrza,
- rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej.

W każdej serii przeprowadzono pomiary dla:

- pięciu wartości strumieni powietrza wentylującego równych 180, 210, 260, 350 i 410 m³/h,
- obciążeń cieplnych pomieszczenia zmieniających się w zakresie 220 W – 960 W.

Badania prowadzono przy trzech różnych wysokościach usytuowania źródeł zysków ciepła w pomieszczeniu:

- usytuowanie zysków ciepła w pomieszczeniu na wysokości 0 – 50 cm nad podłogą, oznaczenie D,
- usytuowanie zysków ciepła w pomieszczeniu na wysokości 50 – 120 cm nad podłogą, oznaczenie Ś,
- usytuowanie zysków ciepła w pomieszczeniu na wysokości 220 – 260 cm nad podłogą, oznaczenie G.

Analizowano również wpływ wysokości usytuowania nawiewnika powietrza nad podłogą na rozkład temperatury w pomieszczeniu. Badania przeprowadzono dla 3 różnych wysokości usytuowania nawiewnika powietrza:

- usytuowanie nawiewnika wyporowego na podłodze (0 cm nad podłogą), oznaczenie 0,

- usytuowanie nawiewnika wyporowego na wysokości 30 cm nad podłogą, oznaczenie 30,
- usytuowanie nawiewnika wyporowego na wysokości 60 cm nad podłogą, oznaczenie 60.

Analizowano także wpływ perforacji powierzchni wylotowej od strony wewnętrznej i zewnętrznej badanego nawiewnika wyporowego na rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu.

Rozpatrywano cztery przypadki wykonania powierzchni nawiewnej, oznaczone jako:

- SP0: wewnętrzna powierzchnia perforowana: $\phi 6$, stopień perforacji SP 30%, zewnętrzna powierzchnia perforowana: $\phi 6$, stopień perforacji SP 50%;
- SP1: wewnętrzna powierzchnia perforowana: $\phi 4$, stopień perforacji SP 30%, zewnętrzna powierzchnia perforowana: $\phi 6$, stopień perforacji SP 50%;
- SP2: wewnętrzna powierzchnia perforowana: $\phi 4$, stopień perforacji SP 30%, zewnętrzna powierzchnia perforowana: $\phi 4$, stopień perforacji SP30%;
- SP3: wewnętrzna powierzchnia perforowana: $\phi 4$, stopień perforacji SP 30%, zewnętrzna powierzchnia perforowana: $\phi 2$, stopień perforacji SP 23%.

W tabeli 10.1 podano zestawienie przeprowadzonych serii pomiarowych.

Tabela 10.1. Zestawienie przeprowadzony serii pomiarowych

Liczba porządkowa	Seria pomiarowa	Obciążenie cieplne pomieszczenia	Strumień powietrza	Wysokość usytuowania zysków ciepła	Różnica temperatur $\Delta t = t_w - t_n$	Rodzaj perforacji	Wysokość usytuowania nawiewnika
L.p.	DV	Q_z	V	H_z	Δt	SP	H_n
-	-	W	m^3/h	-	K	-	cm
1	DV 33	295	180	Ś	4,9	SP0	0
2	DV 36	230	210		3,3		
3	DV 34	390	260		4,5		
4	DV 32	590	350		5,0		
5	DV 35	445	410		3,2		
6	DV 41	295	180	D	4,9	SP0	0
7	DV 37	220	220		3,0		
8	DV 40	380	260		4,4		
9	DV 39	410	350		3,5		

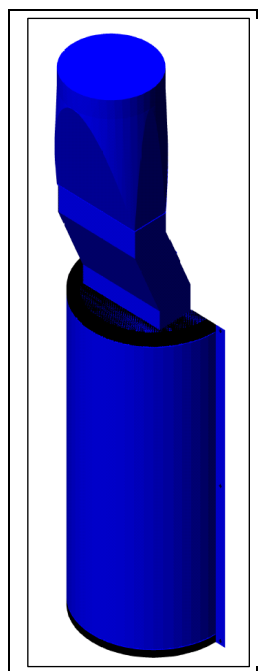
Rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniach przy wentylacji wyporowej

10	DV 38	390	400		2,9		
11	DV 46	540	180	G	9,0	SP0	0
12	DV 45	610	210		8,7		
13	DV 44	700	260		8,0		
14	DV 43	860	350		7,3		
15	DV 42	940	400		7,0		
16	DV 64	280	150	Ś	5,6	SP0	0
17	DV 63	360	180		6,0		
18	DV 62	450	210		6,4		
19	DV 61	520	240		6,5		
20	DV 60	570	260		6,5		
21	DV 70	330	150	Ś	6,6	SP0	0
22	DV 69	430	180		7,1		
23	DV 68	490	210		7,0		
24	DV 67	560	240		7,0		
25	DV 66	650	260		7,5		
26	DV 59	230	180	Ś	3,8	SP0	0
27	DV 58	275	210		3,9		
28	DV 57	305	260		3,5		
29	DV 56	330	350		2,8		
30	DV 55	360	410		2,6		
31	DV 54	390	180	Ś	6,5	SP0	0
32	DV 53	420	210		6,0		
33	DV 52	560	260		6,4		
34	DV 51	490	350		4,2		
35	DV 50	660	410		4,8		
36	DV 90	360	180	Ś	6,0	SP1	0
37	DV 89	430	210		6,1		
38	DV 88	550	260		6,3		
39	DV 87	790	350		6,7		
40	DV 86	960	410		7,0		
41	DV 75	330	180	Ś	5,5	SP0	30
42	DV 74	420	210		6,0		
43	DV 73	490	260		5,6		
44	DV 72	730	350		6,2		
45	DV 71	890	410		6,5		
46	DV 95	380	180	Ś	6,3	SP0	60
47	DV 94	420	210		6,0		
48	DV 93	520	260		6,0		

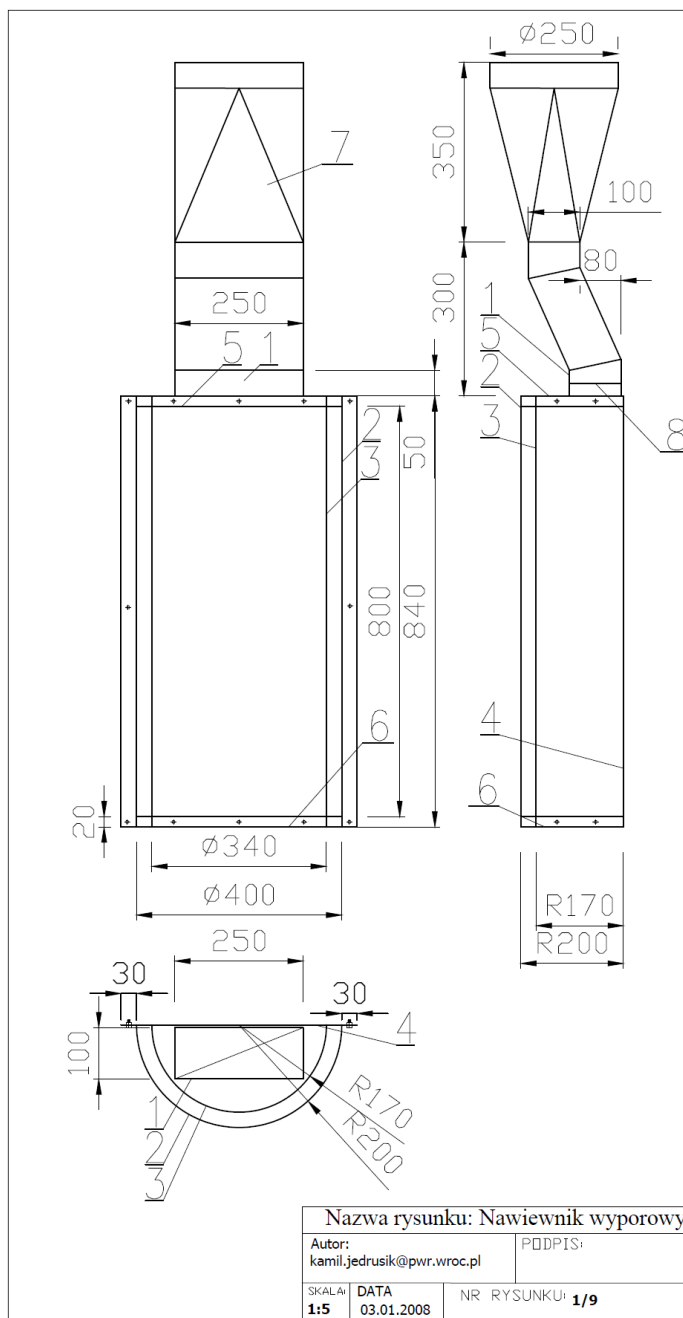
49	DV 92	760	350		6,5		
50	DV 91	920	410		6,7		
51	DV 80	350	180	Ś	5,8	SP2	0
52	DV 79	430	210		6,1		
53	DV 78	550	260		6,3		
54	DV 77	750	350		6,4		
55	DV 76	910	410		6,6		
56	DV 85	350	180	Ś	5,8	SP3	0
57	DV 84	400	210		5,7		
58	DV 83	510	260		5,9		
59	DV 82	730	350		6,2		
60	DV 81	840	410		6,1		

10.2. Element nawiewny

Do badań rozptyłów powietrza zastosowano półwalcowy nawiewnik wyporowym wykonany z blachy stalowej ocynkowanej. Na rysunkach 10.1, 10.2, 10.3 przedstawiono odpowiednio trójwymiarowy model, rysunek złożeniowy oraz zdjęcie zastosowanego nawiewnika. W tabeli 10.2 przedstawiono zestawienie elementów badanego nawiewnika.



Rys. 10.1. Model badanego nawiewnika



Rys. 10.2. Rysunek złożeniowy badanego nawiewnika

Tabela 10.2. Zestawienie elementów badanego nawiewnika

Nr elementu	Nazwa	Wymiary	Materiał
1	włot z odsadzką	250x100	blacha stalowa ocynkowana
2	zewnątrzna powierzchnia perforowana na obszarze 800x628, SP50, SP30 i SP23	R200, 840x688	blacha stalowa ocynkowana
3	wewnętrzna powierzchnia perforowana na obszarze 800x534, SP30%	R170, 840x654	blacha stalowa ocynkowana
4	tylna ściana nawiewnika	840x460	blacha stalowa ocynkowana
5	półkolistą powierzchnią górną nawiewnika z otworem wlotowym 250x100 i zakładką 20mm	R200	blacha stalowa ocynkowana
6	półkolistą powierzchnią dolną nawiewnika z zakładką 20mm	R200	blacha stalowa ocynkowana
7	zmiana przekroju z prostokątnego 100x250 na okrągły $\varnothing 250$	100x250/ $\varnothing 250$ / 350	blacha stalowa ocynkowana
8	perforowany element wyrównujący przepływ	100x250	blacha stalowa ocynkowana

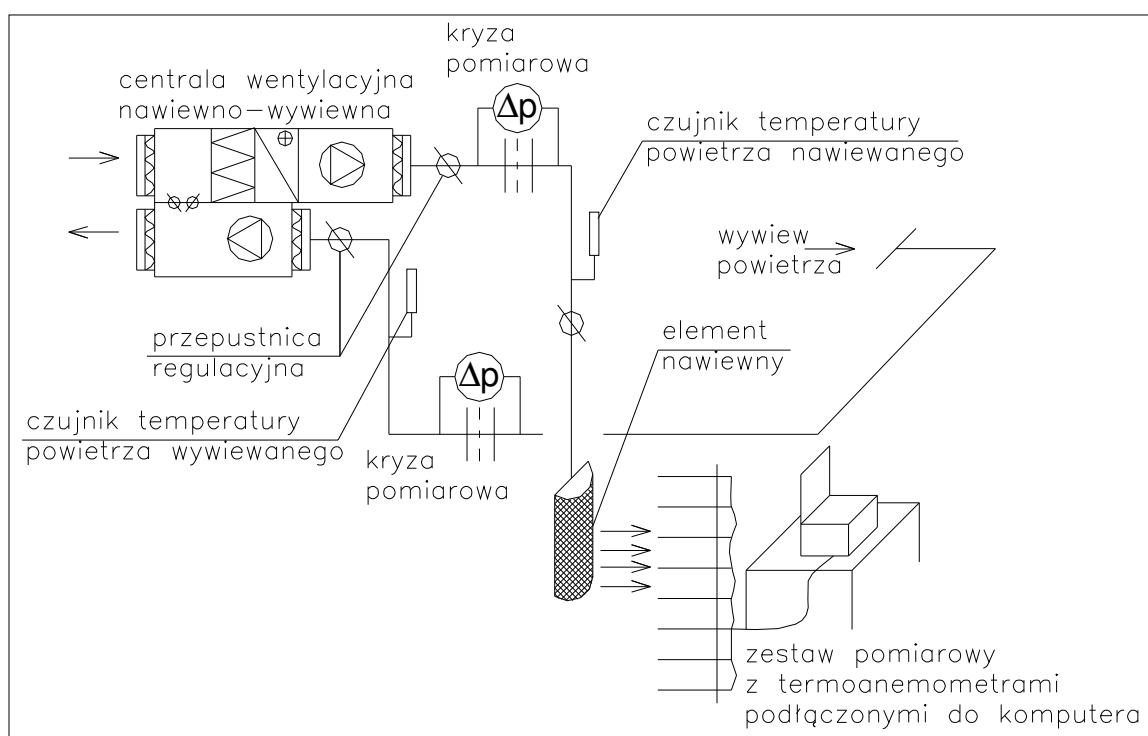


Rys. 10.3. Zdjęcie badanego nawiewnika

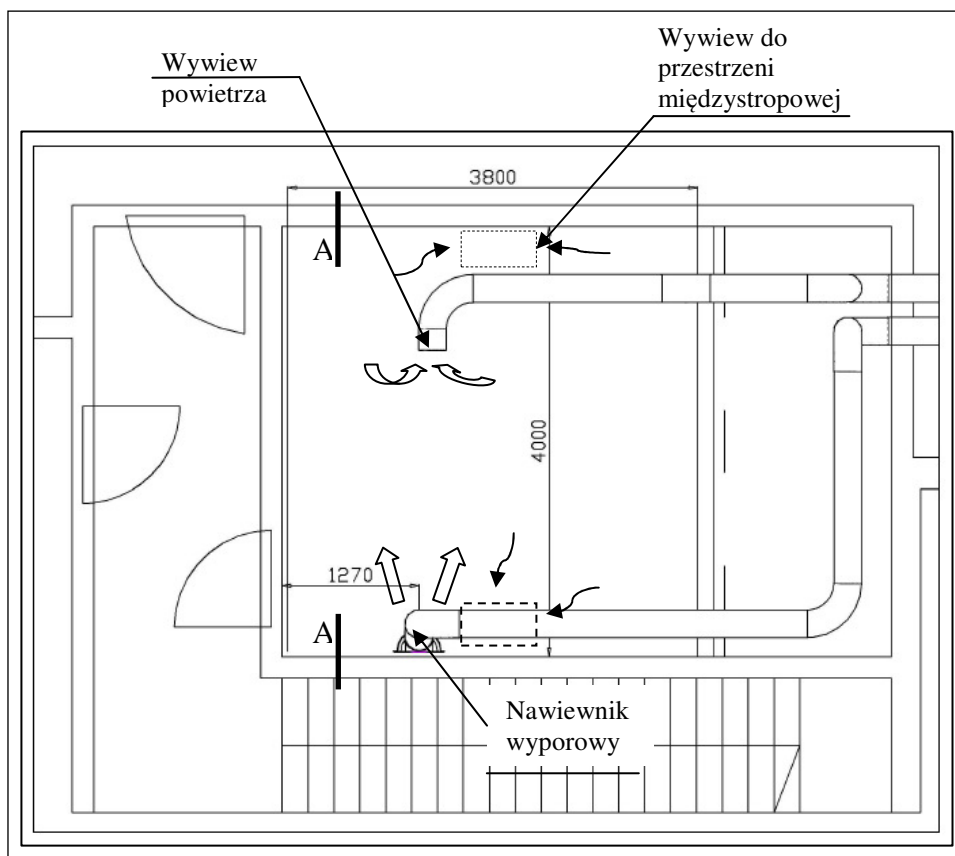
W celu wyrównania wypływu powietrza z całej powierzchni, nawiewnik wyposażony został w dwie, szeregowo zainstalowane, nawiewne powierzchnie perforowane o różnym rodzaju perforacji. Perforowane płyty zamontowane były w sposób dający możliwość ich wymiany. Wymiary nawiewnika podano na rysunku złożeniowym (rys. 10.2). Jako powierzchnie nawiewne (zewnątrzne) zastosowano 3 rodzaje płyt perforowanych z blachy stalowej o grubości 0,5 mm. Stopień perforacji badanych powierzchni nawiewnych wynosił: 23%, 30% i 50%, natomiast średnica otworów: $\phi 2$, $\phi 4$, $\phi 6$. Zastosowano wewnętrzną powierzchnię perforowaną, do wstępnego wyrównania wypływu powietrza, o stopniu perforacji 30% i średnicy otworów: $\phi 4$, $\phi 6$. Stopień perforacji określony jest poprzez stosunek powierzchni wolnej dla przepływu powietrza do całkowitej powierzchni elementu. Nawiewnik został podłączony do instalacji wentylacyjnej za pomocą króćca przyłączeniowego o średnicy 250mm.

10.3. Stanowisko badawcze

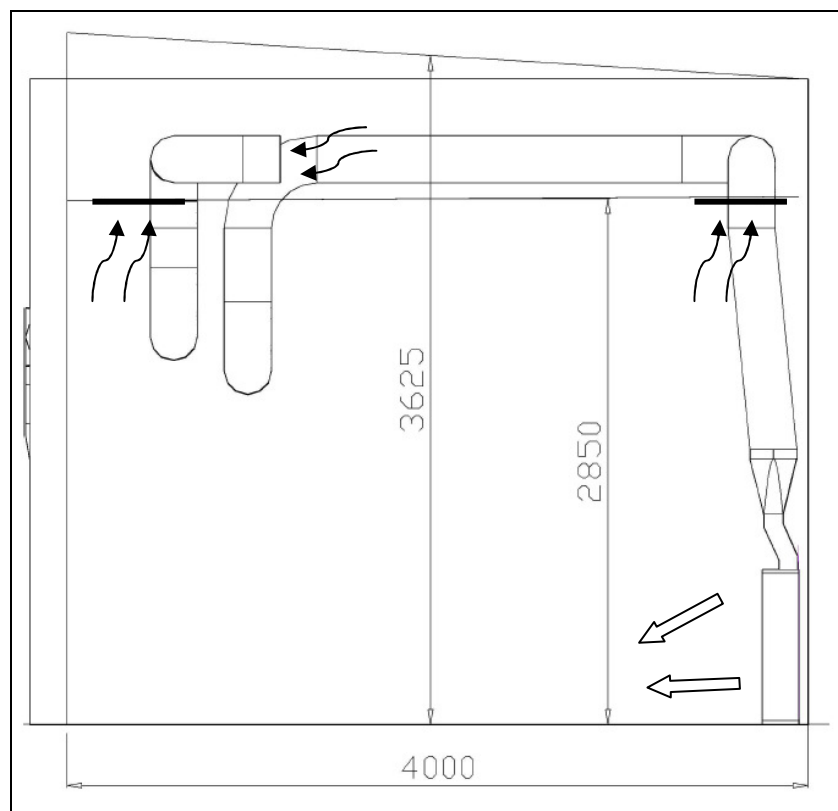
Badania prowadzono na stanowisku pomiarowym w pomieszczeniu 401 Instytutu Klimatyzacji i Ogrzewnictwa w budynku C6 Politechniki Wrocławskiej. Wymiary stanowiska badawczego wynoszą $a = 3,8$ m, $b = 4,0$ m oraz $h = 2,85$ m. Laboratorium, w którym przeprowadzano badania jest częściowo izolowane termicznie. Stropodach jest przegrodą zewnętrzną, w pomieszczeniu wykonano strop podwieszany ze styropianu o grubości 40 mm spełniający rolę izolacji termicznej. Schemat stanowiska badawczego, rzut i przekrój pomieszczenia przedstawiono odpowiednio na rysunkach 10.4, 10.5 i 10.6.



Rys. 10.4. Schemat stanowiska badawczego



Rys. 10.5. Rzut pomieszczenia laboratoryjnego 401 w budynku C6



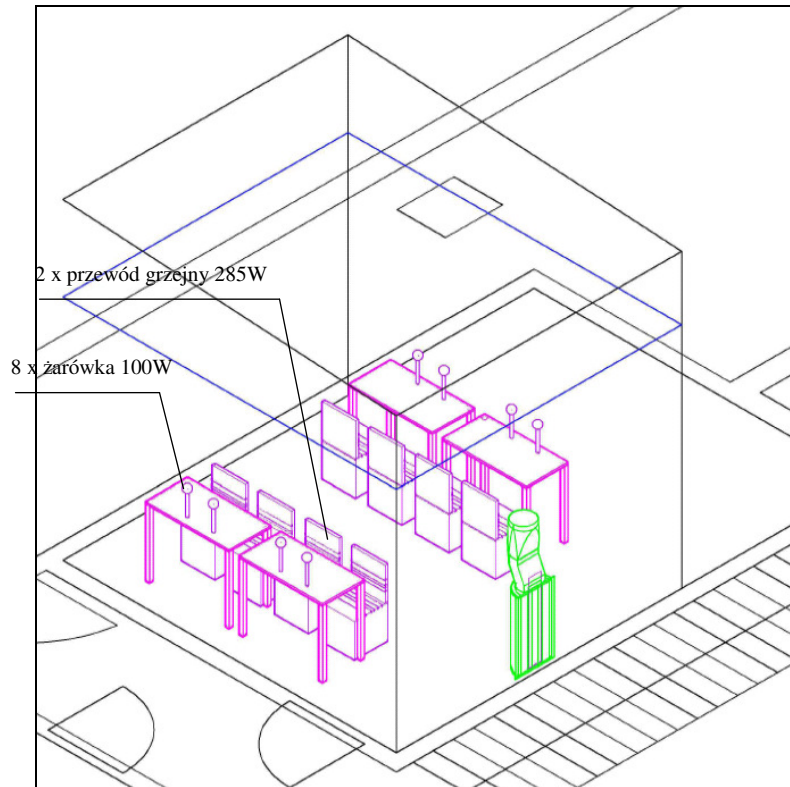
Rys. 10.6. Przekrój A-A pomieszczenia laboratoryjnego 401 w budynku C6

Stanowisko badawcze jest modelem pomieszczenia biurowego wentylowanego w sposób wyporowy. Stanowisko pomiarowe wyposażone zostało w symulatory zysków ciepła:

- 8 żarówek matowych o mocy 100 W każda, służące do symulacji zysków ciepła od sprzętu komputerowego,
- 2 przewody grzejne, umieszczone na krzesłach, firmy Elektra, każdy o mocy cieplnej 285 W; każdy przewód grzejny symuluje zyski ciepła od czterech osób wykonujących lekką pracę w pozycji siedzącej (4 x ~70 W).

W celu łatwej regulacji i zmiany obciążenia cieplnego pomieszczenia symulatory zysków ciepła podłączone zostały do zasilania elektrycznego poprzez dwa transformatory dające możliwość płynnej regulacji obciążenia cieplnego oraz watomierze dające możliwość pomiaru wielkości aktualnego obciążenia cieplnego.

Rozmieszczenie symulatorów źródeł zysków ciepła przedstawiono na rysunku 10.7 i na fotografiach na rysunku 10.8. Instalacja powietrzna stanowiska badawczego składa się z części nawiewnej i wywiewnej. Powietrze zewnętrzne uzdatniane jest w centrali wentylacyjnej, następnie transportowane jest do pomieszczenia laboratoryjnego i nawiewane przez nawiewnik wyporowy.



Rys. 10.7. Rozmieszczenie symulatorów źródeł zysków ciepła

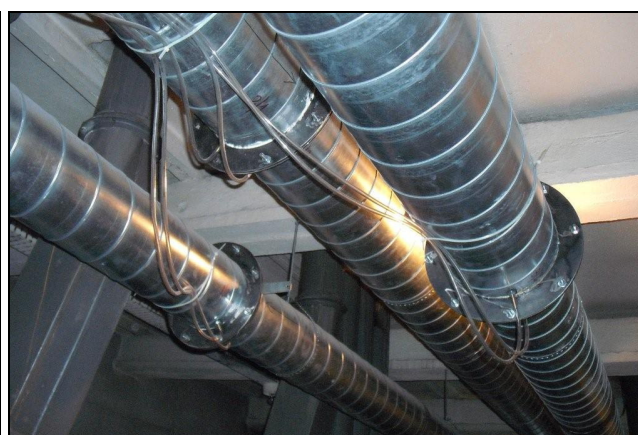


Rys. 10.8. Rozmieszczenie źródeł zysków ciepła na stanowisku badawczym

Powietrze z pomieszczenia usuwane jest przez przestrzeń międzystropową, do której napływa poprzez otwory wywiewne zlokalizowane w stropie podwieszanym. Na rysunku 10.9 przedstawiono fotografie poszczególnych części składowych stanowiska.



centrala wentylacyjna



układ pomiarowy strumieni powietrza



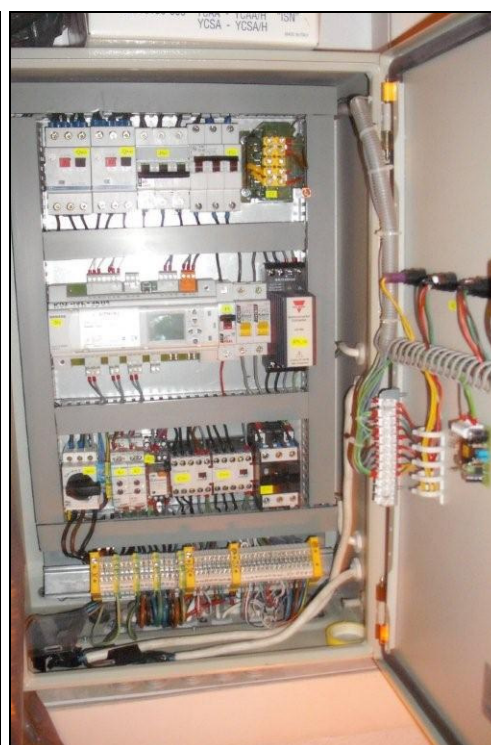
zestaw U – rurek



stojak z sondami pomiarowymi



falowniki



szafa sterownicza



autotransformator z watomierzem



loggery Testo

Rys. 10.9. Elementy stanowiska badawczego i układu pomiarowego

11. METODYKA I WARUNKI PROWADZENIA BADAŃ

Do prowadzenia badań rozkładu temperatury i prędkości powietrza w pomieszczeniach z wentylacją wyporową wymagane są szczególnie stabilne warunki pomiarowe ze względu na charakter przepływów powietrza przez pomieszczenie i łatwość ich zakłócenia. Przed rozpoczęciem pomiarów właściwych, wymagana była około jednogodzinna stabilizacja pracy układu, by ustaliły się temperatura i prędkość powietrza w pomieszczeniu.

Pomiary obejmowały:

- strumień powietrza nawiewanego i wywiewanego,
- rozkład prędkości powietrza w pomieszczeniu,
- rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu,
- temperaturę powietrza nawiewanego,
- temperaturę powietrza wywiewanego,
- temperaturę powierzchni ścian pomieszczenia.

11.1. Pomiar strumieni objętości powietrza

Strumienie objętości powietrza nawiewanego i wywiewanego został określone na podstawie pomiaru różnicy ciśnienia statycznego na kryzach pomiarowych z przytarczowymi otworami impulsowymi. Kryzy pomiarowe obliczono i wykonano zgodnie z normami [199, 187]. Średnica zewnętrzna kryzy wynosiła $D = 248$ mm, a średnica wewnętrzna $d = 125$ mm. Na podstawie odczytu spadku ciśnienia na U-rurkach i opracowanej charakterystyki kryzy określano wartość natężenia przepływu powietrza.

Strumień powietrza zmieniano poprzez płynną zmianę prędkości obrotowej wentylatorów uzyskiwaną przez zastosowanie przetworników częstotliwości prądu (falowników) na zasilaniu silników wentylatorów.

11.2. Pomiar temperatury

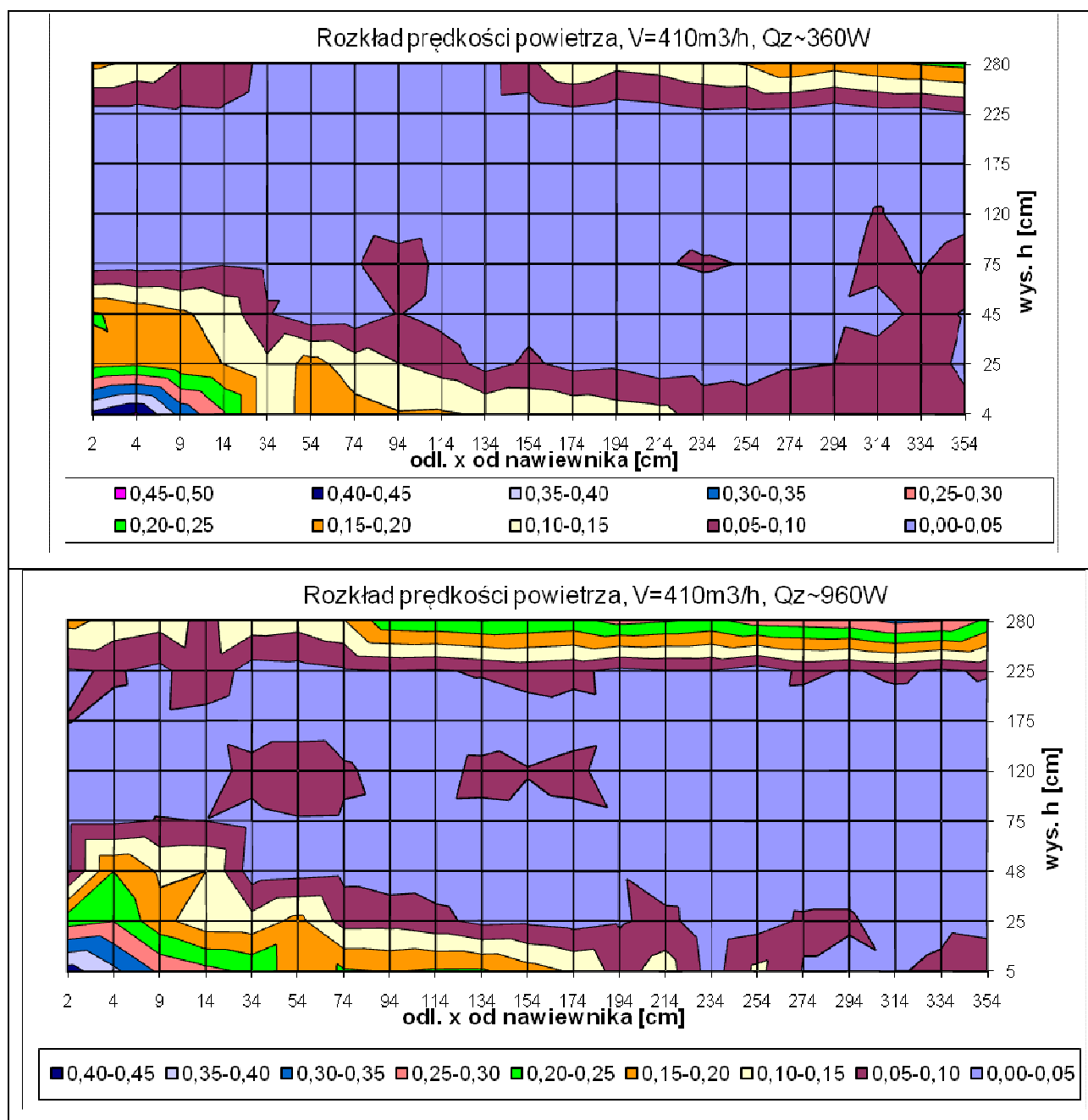
Pomiary temperatury powietrza w pomieszczeniu wykonywano przy użyciu zestawu 8 sond termooanemometrycznych do pomiaru temperatury i prędkości powietrza z wysięgnikiem teleskopowym typu TESTO 0635.1049 podłączonych do dwóch Loggerów typu TESTO 454, współpracujących z kartą PCMCIA. Zakres działania sond $-20 \div 70$ °C, dokładność pomiaru $\pm 0,2$ °C, dokładność odczytu $0,01$ °C. Pomiary rejestrowane były przez oprogramowanie komputerowe Comsoft wersja 3.4/SP1 na licencji firmy TESTO. Jako wynik pomiaru przyjmowano średnią wartość temperatury z czasu trwania pomiaru. Rejestrowano 10 pomiarów chwilowych co 1s. Temperatury powietrza nawiewanego i wywiewanego mierzono za pomocą czujników temperatury QAM22. Zakres działania czujników to: $-20 \div +100$ °C. Wartości odczytywano z wyświetlacza na regulatorze sterującym pracą nagrzewnicy centrali typu RWX62.7034. Opisane urządzenia automatyki są firmy SIEMENS. Dodatkowo temperatury powietrza nawiewanego i wywiewanego mierzono za pomocą sond termooanemometrycznych do pomiaru temperatury powietrza z wysięgnikiem teleskopowym typu TESTO 0635.1049 podłączonych do dwóch Loggerów typu TESTO 454, współpracujących z kartą PCMCIA.

Wszystkie sondy zostały umieszczone na sztywnym statywie, który przemieszczano zgodnie z siatką pomiarową. Temperatury powietrza w pomieszczeniu mierzono były na 6 wysokościach: 100, 250, 500, 750, 1200, 1750, 2250 i 2800 mm oraz w 21 odległościach od nawiewnika do przeciwległej ściany: 90, 190, 290, 390, 490, 590, 690, 890, 1090, 1290, 1490, 1690, 1890, 2090, 2290, 2490, 2690, 2890, 3090, 3290 i 3490 mm.

Pomiar temperatury powierzchni ścian pomieszczenia prowadzono przy użyciu termometru na podczerwień IRtec Micro Ray HVAC firmy KIMO z regulowanym współczynnikiem emisyjności promieniowania zależnym od składu i właściwości fizycznych powierzchni mierzonej. Zakres działania termometru $-30 \div 500$ °C, dokładność pomiaru $\pm 1,5\%$, dokładność odczytu $0,1$ °C. Temperatura przegród budowlanych ma wpływ na warunki komfortu cieplnego w pomieszczeniu. Pomiary wykonywano w celu kontroli wpływu temperatury ścian pomieszczenia na temperaturę powietrza w pomieszczeniu. Temperatury powierzchni ścian w trakcie pomiarów mieściły się w zakresie pomiędzy temperaturą powietrza nawiewanego a temperaturą powietrza wywiewanego, w związku z tym nie miały znaczącego wpływu na warunki pracy wentylacji i kształtowanie się temperatury w pomieszczeniu.

11.3. Pomiar prędkości powietrza w pomieszczeniu

Pomiary prędkości powietrza w pomieszczeniu prowadzono przy użyciu zestawu ośmiu sond termooanemometrycznych do pomiaru w zakresie niskich prędkości przepływu powietrza z wysięgnikiem teleskopowym typu TESTO 0635.1049 podłączonych do 2 Loggerów typu TESTO 454 współpracujących z kartą PCMCIA. Zakres działania sond: $0 \div 10$ m/s, dokładność pomiaru $\pm 0,03$ m/s ± 5 % wartości mierzonej, dokładność odczytu $0,01$ m/s. Pomiary rejestrowane były przez miernik oprogramowania komputerowego Comsoft wersja 3.4/SP1 na licencji firmy TESTO. Jako wynik pomiaru przyjmowano średnią wartość prędkości z czasu trwania pomiaru w danym punkcie siatki pomiarowej. Rejestrowano 10 pomiarów chwilowych co 1s. Wszystkie sondy zostały umieszczone na sztywnym statywie, który w trakcie pomiarów przemieszczano zgodnie z siatką pomiarową. Prędkości powietrza w pomieszczeniu mierzone były na 6 wysokościach: 100, 250, 500, 750, 1200, 1750, 2250 i 2800 mm oraz w 21 odległościach od nawiewnika do przeciwległej ściany: 90, 190, 290, 390, 490, 590, 690, 890, 1090, 1290, 1490, 1690, 1890, 2090, 2290, 2490, 2690, 2890, 3090, 3290 i 3490 mm. Prędkości powietrza w pomieszczeniu kształtowały się poniżej wartości $0,2$ m/s, istotnej z punktu widzenia komfortu cieplnego w pomieszczeniu, z wyjątkiem przestrzeni do odległości około 50 cm od nawiewnika oraz strefy podsufitowej wywiewu powietrza. Rozkład prędkości powietrza dla największych mierzonych strumieni powietrza dla dwóch przykładowych obciążeń cieplnych przedstawiono na rysunku 11.1.

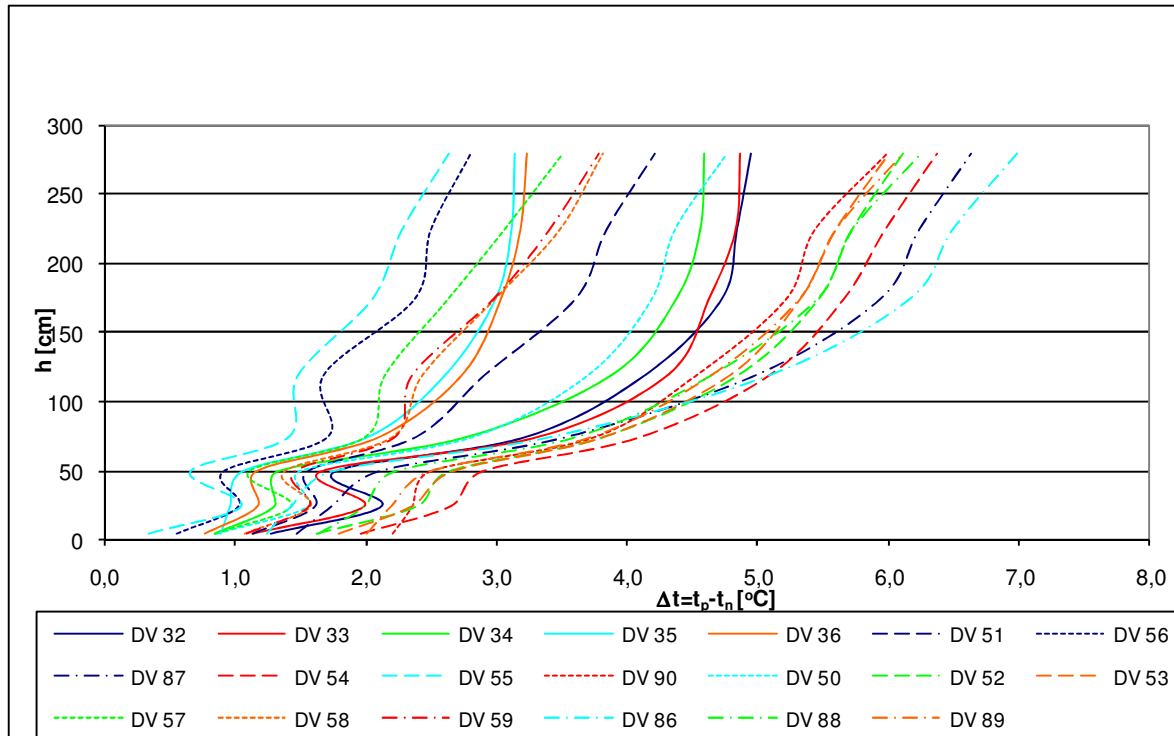


Rys. 11.1. Rozkład prędkości powietrza w pomieszczeniu dla przykładowych pomiarów przy maksymalnych mierzonych strumieniach powietrza

12. OPIS MATEMATYCZNY PRZYROSTU TEMPERATURY W POMIESZCZENIU

Na rysunku 12.1a przedstawiono wykres z przykładowymi przyrostami temperatury powietrza w zależności od wysokości w pomieszczeniu dla różnych wariantów obciążenia cieplnego i strumieni powietrza. Serie pomiarowe opisane zostały zgodnie z oznaczeniami podanymi w tabeli 10.1. Serie pomiarowe dla strumienia powietrza $V_n = 180 \text{ m}^3/\text{h}$ oznaczono

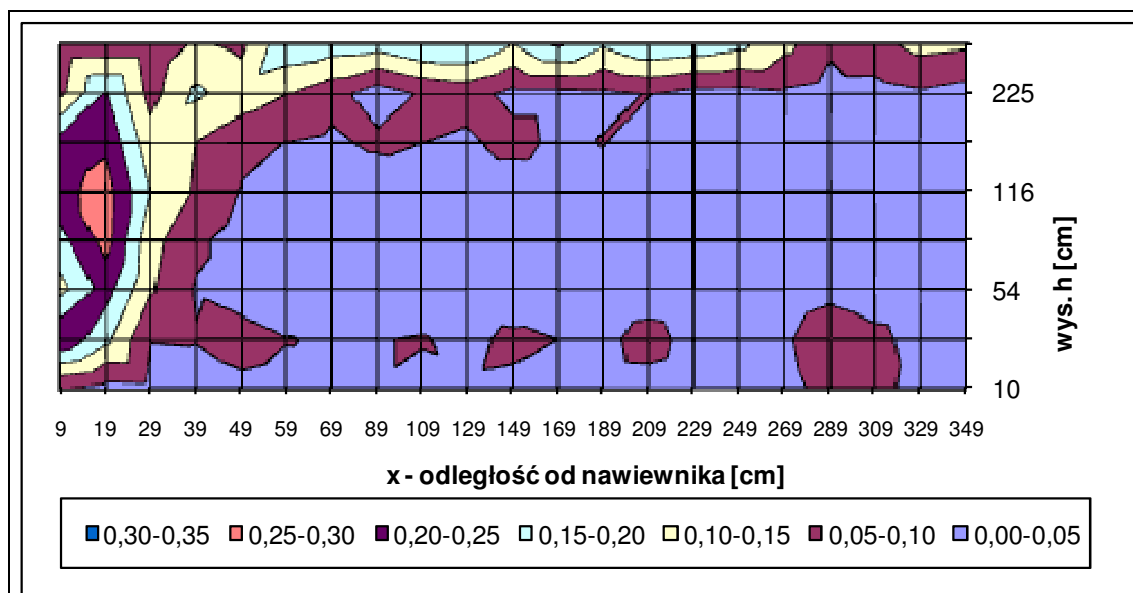
kolorem czerwonym, serie pomiarowe dla $V_n = 210 \text{ m}^3/\text{h}$ - kolorem pomarańczowym, serie pomiarowe dla $V_n = 260 \text{ m}^3/\text{h}$ - kolorem zielonym, serie pomiarowe dla $V_n = 350 \text{ m}^3/\text{h}$ - kolorem granatowym, serie pomiarowe dla $V_n = 410 \text{ m}^3/\text{h}$ - kolorem niebieskim.



Rys. 12.1a. Przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu dla przykładowych pomiarów. Oznaczenia pomiarów zgodnie z oznaczeniami podanymi w tabeli 10.1

Przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu rozpatrywany jest w trzech obszarach wynikających z podziału na wysokości. Ze względu na odmienny charakter przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu do wysokości 50 cm nad podłogą oraz powyżej tej wysokości. Ponadto, z uwagi na odczucia cieplne ludzi, rozpatrywany jest przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu w przedziale wysokości od 0,1 m do 1,1 m nad podłogą. Analizę przeprowadzono dla dodatnich obciążeń cieplnych pomieszczenia. Na podstawie badań literaturowych założono brak możliwości wykorzystania wyporowego nawiewu powietrza w opcji ogrzewania pomieszczeń. Założenie to potwierdzają własne badania na podstawie których stwierdzono, iż w przypadku nawiewu powietrza o temperaturze wyższej niż temperatura powietrza w pomieszczeniu powietrze nie omywa wystarczająco całego pomieszczenia i unosi się zaraz po wypłynięciu z nawiewnika. Wentylacja wyporowa nie jest w związku z tym w stanie zapewnić warunków komfortu cieplnego w przypadku

ogrzewania pomieszczeń. Przykładowy rozkład prędkości powietrza w pomieszczeniu przy nawiewie powietrza o temperaturze wyższej niż temperatura w pomieszczeniu, wskazujący na niewystarczające omywanie pomieszczenia powietrzem świeżym, przedstawiono na rysunku 12.1b.



Rys. 12.1b. Przykładowy rozkład prędkości powietrza w pomieszczeniu przy nawiewie powietrza o temperaturze wyższej niż temperatura w pomieszczeniu, $V=220\text{m}^3/\text{h}$

12.1. Strefa pomieszczenia powyżej 50 cm nad podłogą

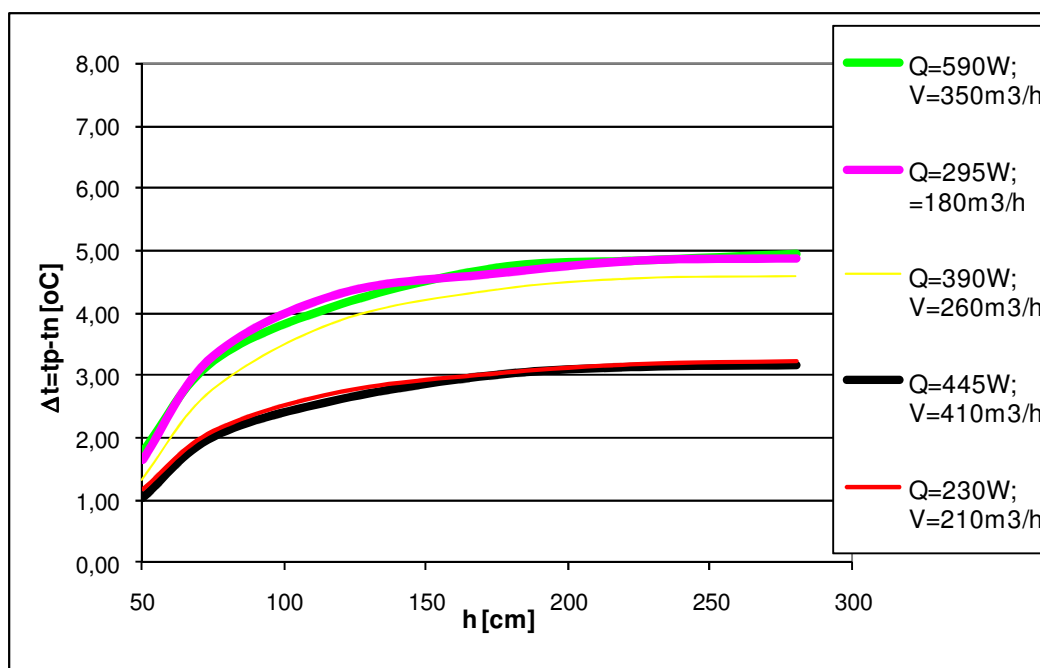
Niżej opracowany opis matematyczny obejmuje strefę pomieszczenia powyżej 50 cm nad podłogą. Zależności matematyczne rozkładu temperatur uzyskane zostały na drodze przeprowadzenia obliczeń regresji wielu zmiennych.

Wykorzystując wyniki badań doświadczalnych za pomocą analizy regresji wyznaczono zależność między zmiennymi losowymi w formie tzw. równania regresji, określającego charakter związków między badanymi czynnikami wejściowymi i wynikowymi.

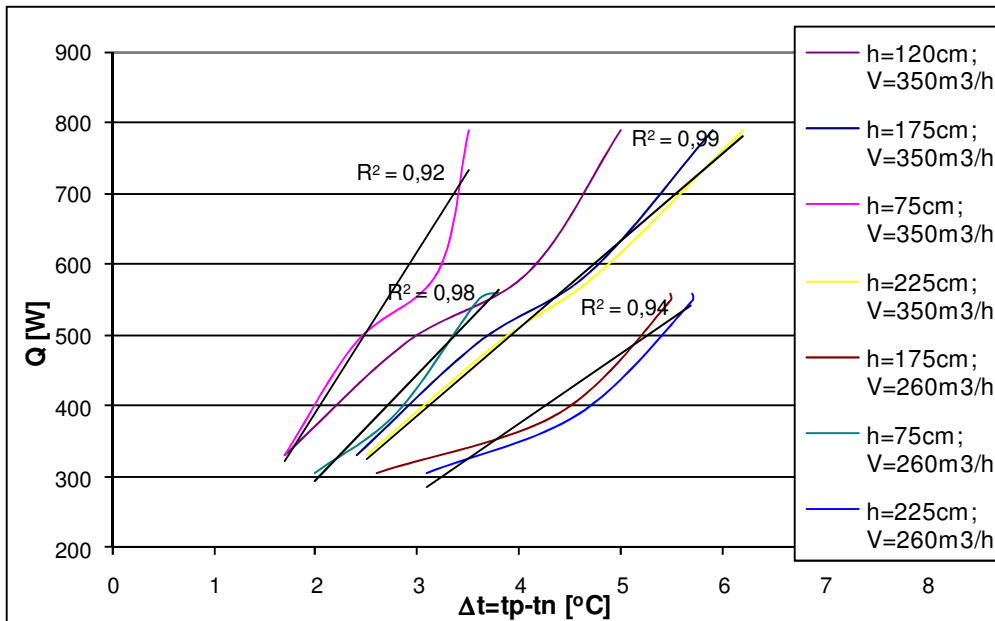
Określając związek funkcyjny między zmiennymi losowymi należy dążyć do maksymalizacji współczynnika korelacji między badanymi wielkościami. Jeżeli współczynniki korelacji w dwu otrzymanych równaniach są zbliżone co do wartości, to należy wybrać model matematyczny niższego stopnia.

W celu określenia współczynników równania empirycznego zależności $\Delta t = t_p - t_n = f(Q; V; h)$ za pomocą regresji liniowej należy tak przetransformować równanie, aby zależności $\Delta t = f(Q)$, $\Delta t = f(V)$ i $\Delta t = f(h)$ miały charakter liniowy.

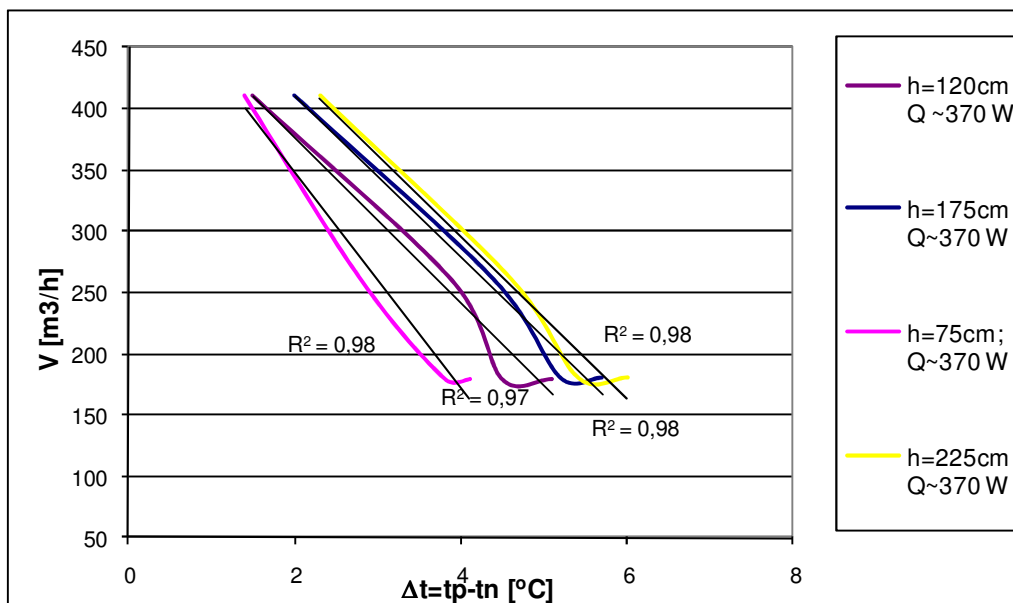
Przykładowe przyrosty temperatury w pomieszczeniu $\Delta t = t_p - t_n$ w zależności od wysokości nad podłogą h , obciążenia cieplnego pomieszczenia Q i strumienia powietrza wentylującego V przedstawiono graficznie na rysunkach 12.2 - 12.4.



Rys. 12.2. Przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu $\Delta t = f(h)$ w zależności od wysokości



Rys. 12.3. Przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od obciążenia cieplnego



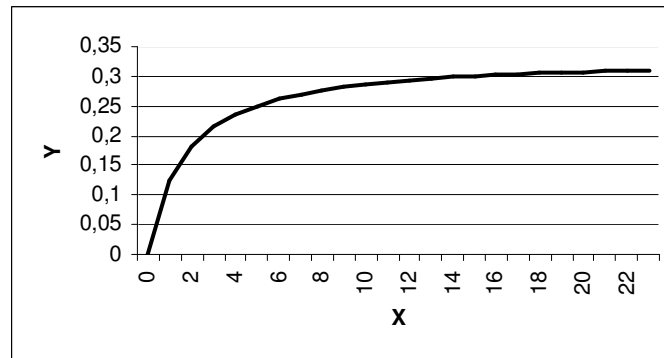
Rys. 12.4. Przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od strumienia powietrza

Z przedstawionych powyżej wykresów wynika, iż przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu $\Delta t = t_p - t_n$ jest zależny liniowo od obciążenia cieplnego pomieszczenia Q i strumienia powietrza wentylującego V , nie jest natomiast zależny liniowo od wysokości nad podłogą h . O liniowości zależności $\Delta t = f(Q)$ i $\Delta t = f(V)$ świadczą współczynniki determinacji R^2 o wartościach powyżej 0,9.

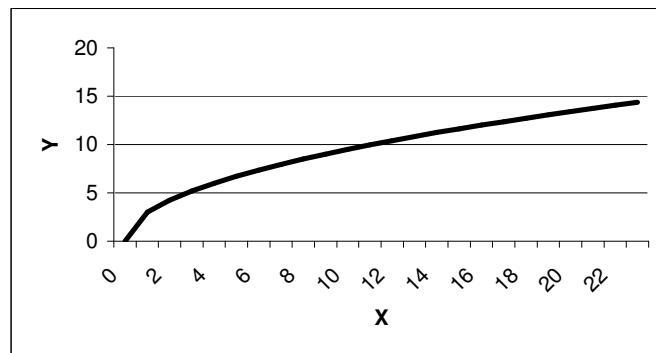
Dla zależności $\Delta t=f(h)$ wymagane jest przetransponowanie równania w celu doprowadzenia do zależności liniowej.

Zależność $\Delta t=f(h)$ jest zbliżona przebiegiem do funkcji $y = \frac{x}{a+bx}$, $y = ax^b$ oraz

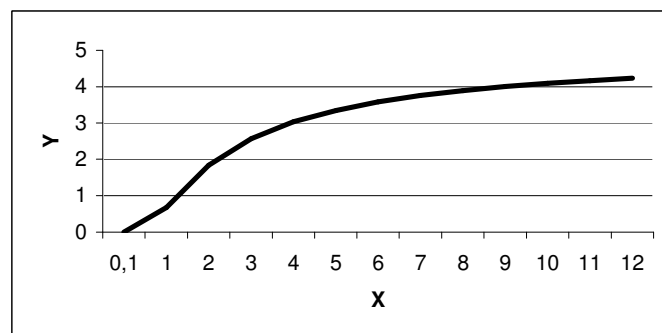
$y = \frac{1}{ae^{-x} + b}$. Przebieg tych funkcji przedstawiono odpowiednio na rysunkach 12.5, 12.6 i 12.7 [66].



Rys. 12.5. Przebieg funkcji $y = \frac{x}{a+bx}$



Rys. 12.6. Przebieg funkcji $y = ax^b$



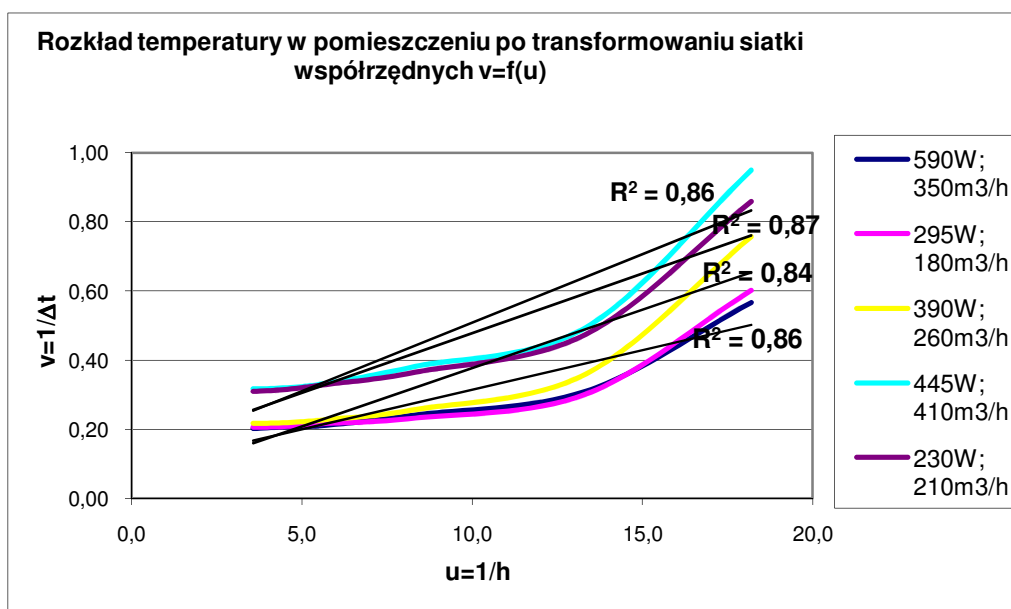
Rys. 12.7. Przebieg funkcji $y = ae^{\frac{b}{x}}$

W wyniku odpowiednich transformacji można sprowadzić wyżej wymienione zależności do postaci liniowej w nowym układzie współrzędnych transponowanych (u,v). Po określeniu wartości współczynników dla równania transformowanego, należy je transformować do postaci pierwotnej. W tabeli 12.1 przedstawiono współrzędne siatek transformowanych do linearyzacji zależności nieliniowych.

Tabela 12.1. Współrzędne siatek transformowanych

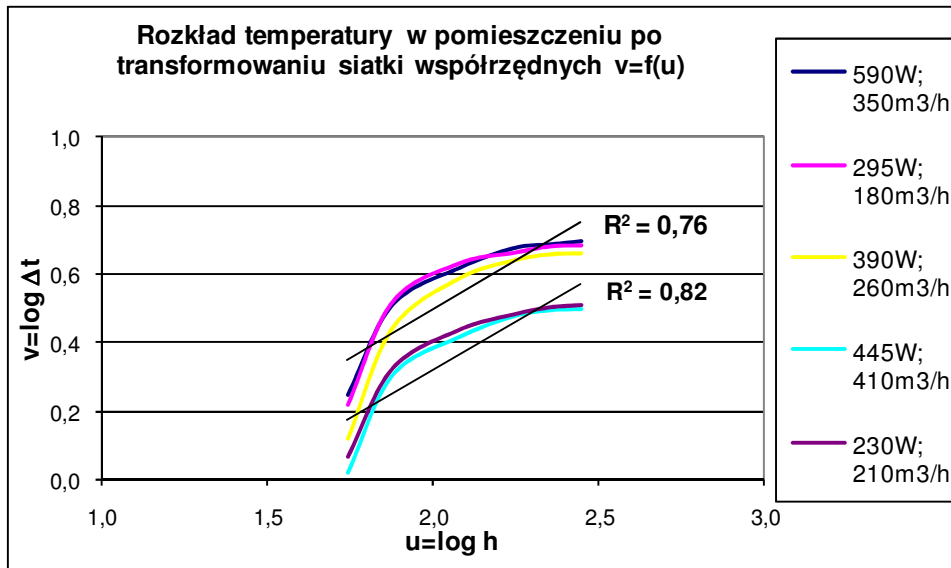
Lp.	Postać zależności	Współrzędne siatki transformowanej
1	$y = \frac{x}{a + bx}$	$u = \frac{1}{x}; v = \frac{1}{y}$
2	$y = ax^b$	$u = \log x; \log y$
3	$y = ae^{\frac{b}{x}}$	$u = \frac{1}{x}; v = \log y$

Zależność $\Delta t=f(h)$ po transformowaniu do układu siatki u,v według powyższych zależności przedstawiono na poniższych rysunkach.



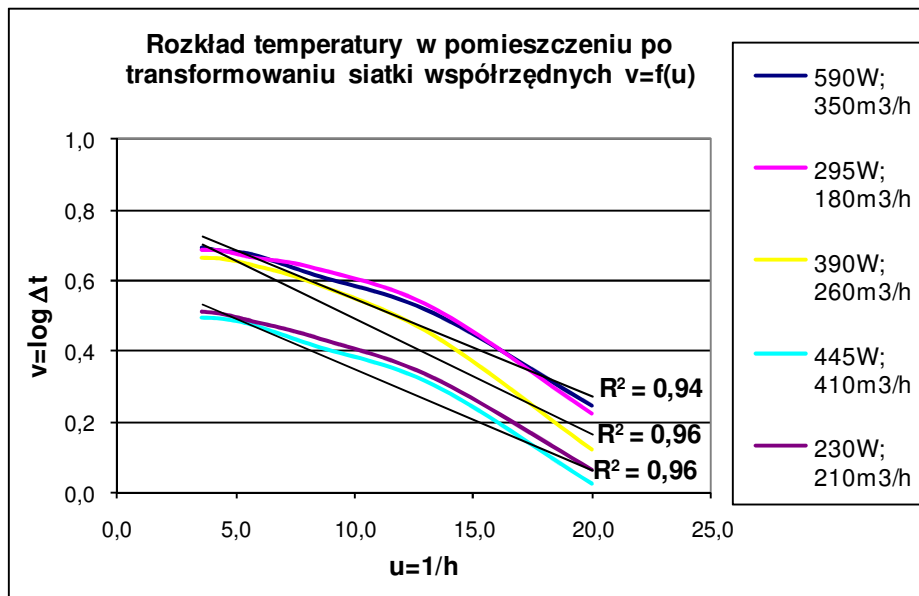
Rys. 12.8. Transformowana zależność $\Delta t=f(h)$ w układzie współrzędnych: $u = \frac{1}{x}; v = \frac{1}{y}$

dla odwzorowania funkcji typu $y = \frac{x}{a + bx}$. Współczynnik determinacji $R^2 = 0,84-0,87$



Rys. 12.9. Transformowana zależność $\Delta t=f(h)$ w układzie współrzędnych:

$u = \log x; \log y$ dla odwzorowania funkcji typu $y = ax^b$; współczynnik determinacji $R^2 = 0,76-0,82$



Rys. 12.10. Transformowana zależność $\Delta t=f(h)$ w układzie współrzędnych: $u = \frac{1}{x}; v = \log y$

dla odwzorowania funkcji typu $y = ae^{\frac{b}{x}}$; współczynnik determinacji $R^2 = 0,94-0,96$.

Najwyższą wartością współczynnika determinacji R^2 charakteryzuje się siatka transformowana $u = \frac{1}{x}; v = \log y$ odwzorowująca funkcje typu $y = ae^{\frac{b}{x}}$. W związku z tym do określenia współczynników empirycznych zależności $\Delta t=f(h)$ za pomocą regresji liniowej

należy transformować układ współrzędnych tak, aby zależność $\Delta t=f(h)$ miała charakter liniowy. Można to osiągnąć przedstawiając funkcje w układzie współrzędnych $u = \frac{1}{x}; v = \log y$. Jednakże chcąc określić współczynniki empirycznych zależności $\Delta t=f(Q,V,h)$ za pomocą regresji liniowej musi być zachowana liniowość pozostałych zależności cząstkowych: $\Delta t=f(Q)$ i $\Delta t=f(V)$. W standardowym nie transformowanym układzie współrzędnych zależności te są liniowe, w związku z tym po przetransformowaniu osi y odwzorowującej wartości Δt do postaci $v = \log y = \log \Delta t$, oś x odwzorowującą wartości Q lub V należy przetransformować analogicznie do postaci $u_1 = \log x_1 = \log Q$ i $u_2 = \log x_2 = \log V$. Przekształcenie powyższe pozwoli na określenie współczynników empirycznych zależności $\Delta t=f(Q,V,h)$.

Do obliczeń współczynników regresji dla funkcji $\Delta t=f(Q,V,h)$ należy więc określić najpierw współczynniki równania w postaci transformowanej: $v = f(u_1, u_2, u_3)$, odpowiadające równaniu: $\lg y = f(\log x_1, \log x_2, \frac{1}{x_3})$, a po podstawieniu wielkości $\Delta t, Q, V, h$ przyjmie postać:

$$\lg \Delta t = f(\log Q, \log V, \frac{1}{h}).$$

Regresję przeprowadzono dla następujących danych:

Tabela 12.2. Zestawienie serii pomiarowych

Seria pomiarowa	L.p.	Qz	V	h	Δt	$\log(Qz)$	$\log(V)$	1/h	$\log(\Delta t)$
	-	W	m ³ /h	m	°C	-	-	-	-
DV 32	1	590	350	0,5	1,8	2,77	2,54	2,00	0,25
	2	590	350	0,75	3,2	2,77	2,54	1,33	0,51
	3	590	350	1,2	4,1	2,77	2,54	0,83	0,62
	4	590	350	1,75	4,7	2,77	2,54	0,57	0,67
	5	590	350	2,25	4,8	2,77	2,54	0,44	0,69
	6	590	350	2,8	5,0	2,77	2,54	0,36	0,69
DV 33	7	295	180	0,5	1,7	2,47	2,26	2,00	0,22
	8	295	180	0,75	3,3	2,47	2,26	1,33	0,52
	9	295	180	1,2	4,3	2,47	2,26	0,83	0,63
	10	295	180	1,75	4,6	2,47	2,26	0,57	0,66
	11	295	180	2,25	4,8	2,47	2,26	0,44	0,68
	12	295	180	2,8	4,9	2,47	2,26	0,36	0,69

DV 34	13	390	260	0,5	1,3	2,59	2,41	2,00	0,12
	14	390	260	0,75	2,8	2,59	2,41	1,33	0,44
	15	390	260	1,2	3,9	2,59	2,41	0,83	0,59
	16	390	260	1,75	4,4	2,59	2,41	0,57	0,64
	17	390	260	2,25	4,6	2,59	2,41	0,44	0,66
	18	390	260	2,8	4,6	2,59	2,41	0,36	0,66
DV 35	19	445	410	0,5	1,1	2,65	2,61	2,00	0,02
	20	445	410	0,75	2,0	2,65	2,61	1,33	0,31
	21	445	410	1,2	2,6	2,65	2,61	0,83	0,42
	22	445	410	1,75	3,0	2,65	2,61	0,57	0,48
	23	445	410	2,25	3,1	2,65	2,61	0,44	0,49
	24	445	410	2,8	3,1	2,65	2,61	0,36	0,50
DV 36	25	230	210	0,5	1,2	2,36	2,32	2,00	0,07
	26	230	210	0,75	2,1	2,36	2,32	1,33	0,32
	27	230	210	1,2	2,7	2,36	2,32	0,83	0,44
	28	230	210	1,75	3,0	2,36	2,32	0,57	0,48
	29	230	210	2,25	3,2	2,36	2,32	0,44	0,50
	30	230	210	2,8	3,2	2,36	2,32	0,36	0,51
DV 51	31	490	350	0,5	1,6	2,69	2,54	2,00	0,19
	32	490	350	0,75	2,4	2,69	2,54	1,33	0,38
	33	490	350	1,2	2,9	2,69	2,54	0,83	0,46
	34	490	350	1,75	3,6	2,69	2,54	0,57	0,56
	35	490	350	2,25	3,8	2,69	2,54	0,44	0,58
	36	490	350	2,8	4,2	2,69	2,54	0,36	0,62
DV 56	37	330	350	0,5	0,9	2,52	2,54	2,00	-0,04
	38	330	350	0,75	1,7	2,52	2,54	1,33	0,23
	39	330	350	1,2	1,7	2,52	2,54	0,83	0,22
	40	330	350	1,75	2,4	2,52	2,54	0,57	0,37
	41	330	350	2,25	2,5	2,52	2,54	0,44	0,40
	42	330	350	2,8	2,8	2,52	2,54	0,36	0,45
DV 87	43	790	350	0,5	2,1	2,90	2,32	2,00	0,32
	44	790	350	0,75	3,5	2,90	2,32	1,33	0,55
	45	790	350	1,2	5,0	2,90	2,32	0,83	0,70
	46	790	350	1,75	5,9	2,90	2,32	0,57	0,77
	47	790	350	2,25	6,2	2,90	2,32	0,44	0,80
	48	790	350	2,8	6,6	2,90	2,32	0,36	0,82
DV 54	49	390	180	0,5	2,9	2,59	2,26	2,00	0,46
	50	390	180	0,75	4,1	2,59	2,26	1,33	0,61

	51	390	180	1,2	5,1	2,59	2,26	0,83	0,71
	52	390	180	1,75	5,7	2,59	2,26	0,57	0,75
	53	390	180	2,25	6,0	2,59	2,26	0,44	0,78
	54	390	180	2,8	6,4	2,59	2,26	0,36	0,80
DV 55	55	360	410	0,5	0,6	2,56	2,61	2,00	-0,19
	56	360	410	0,75	1,4	2,56	2,61	1,33	0,15
	57	360	410	1,2	1,5	2,56	2,61	0,83	0,17
	58	360	410	1,75	2,0	2,56	2,61	0,57	0,31
	59	360	410	2,25	2,3	2,56	2,61	0,44	0,36
	60	360	410	2,8	2,6	2,56	2,61	0,36	0,42
DV 90	61	360	180	0,5	2,5	2,56	2,26	2,00	0,40
	62	360	180	0,75	3,8	2,56	2,26	1,33	0,57
	63	360	180	1,2	4,5	2,56	2,26	0,83	0,66
	64	360	180	1,75	5,2	2,56	2,26	0,57	0,72
	65	360	180	2,25	5,4	2,56	2,26	0,44	0,74
	66	360	180	2,8	6,0	2,56	2,26	0,36	0,78
DV 50	67	660	410	0,5	1,5	2,82	2,61	2,00	0,17
	68	660	410	0,75	2,8	2,82	2,61	1,33	0,45
	69	660	410	1,2	3,7	2,82	2,61	0,83	0,57
	70	660	410	1,75	4,2	2,82	2,61	0,57	0,62
	71	660	410	2,25	4,4	2,82	2,61	0,44	0,64
	72	660	410	2,8	4,8	2,82	2,61	0,36	0,68
DV 52	73	560	260	0,5	2,6	2,75	2,41	2,00	0,42
	74	560	260	0,75	3,8	2,75	2,41	1,33	0,58
	75	560	260	1,2	4,8	2,75	2,41	0,83	0,69
	76	560	260	1,75	5,5	2,75	2,41	0,57	0,74
	77	560	260	2,25	5,7	2,75	2,41	0,44	0,76
	78	560	260	2,8	6,1	2,75	2,41	0,36	0,79
DV 53	79	420	210	0,5	2,7	2,62	2,32	2,00	0,42
	80	420	210	0,75	3,8	2,62	2,32	1,33	0,58
	81	420	210	1,2	4,8	2,62	2,32	0,83	0,68
	82	420	210	1,75	5,3	2,62	2,32	0,57	0,73
	83	420	210	2,25	5,6	2,62	2,32	0,44	0,75
	84	420	210	2,8	6,0	2,62	2,32	0,36	0,78
DV 57	85	305	260	0,5	1,1	2,48	2,41	2,00	0,05
	86	305	260	0,75	2,0	2,48	2,41	1,33	0,30
	87	305	260	1,2	2,2	2,48	2,41	0,83	0,33
	88	305	260	1,75	2,6	2,48	2,41	0,57	0,42

	89	305	260	2,25	3,1	2,48	2,41	0,44	0,49
	90	305	260	2,8	3,5	2,48	2,41	0,36	0,55
DV 58	91	275	210	0,5	1,4	2,44	2,32	2,00	0,14
	92	275	210	0,75	2,2	2,44	2,32	1,33	0,34
	93	275	210	1,2	2,4	2,44	2,32	0,83	0,39
	94	275	210	1,75	3,0	2,44	2,32	0,57	0,47
	95	275	210	2,25	3,5	2,44	2,32	0,44	0,54
	96	275	210	2,8	3,8	2,44	2,32	0,36	0,58
DV 59	97	230	180	0,5	1,5	2,36	2,26	2,00	0,16
	98	230	180	0,75	2,2	2,36	2,26	1,33	0,35
	99	230	180	1,2	2,4	2,36	2,26	0,83	0,37
	100	230	180	1,75	3,0	2,36	2,26	0,57	0,47
	101	230	180	2,25	3,4	2,36	2,26	0,44	0,53
	102	230	180	2,8	3,8	2,36	2,26	0,36	0,58
DV 86	103	960	410	0,5	1,7	2,98	2,61	2,00	0,24
	104	960	410	0,75	3,4	2,98	2,61	1,33	0,53
	105	960	410	1,2	5,1	2,98	2,61	0,83	0,71
	106	960	410	1,75	6,2	2,98	2,61	0,57	0,79
	107	960	410	2,25	6,5	2,98	2,61	0,44	0,81
	108	960	410	2,8	7,0	2,98	2,61	0,36	0,84
DV 88	109	550	260	0,5	2,2	2,74	2,41	2,00	0,35
	110	550	260	0,75	3,6	2,74	2,41	1,33	0,56
	111	550	260	1,2	4,7	2,74	2,41	0,83	0,67
	112	550	260	1,75	5,5	2,74	2,41	0,57	0,74
	113	550	260	2,25	5,7	2,74	2,41	0,44	0,76
	114	550	260	2,8	6,3	2,74	2,41	0,36	0,80
DV 89	115	430	210	0,5	2,5	2,63	2,32	2,00	0,39
	116	430	210	0,75	3,7	2,63	2,32	1,33	0,57
	117	430	210	1,2	4,6	2,63	2,32	0,83	0,67
	118	430	210	1,75	5,3	2,63	2,32	0,57	0,73
	119	430	210	2,25	5,6	2,63	2,32	0,44	0,75
	120	430	210	2,8	6,1	2,63	2,32	0,36	0,79

Wyniki przeprowadzonej regresji przedstawiono w poniższych tabelach.

<i>Statystyki regresji</i>	
<i>Wielokrotność R</i>	0,9800
<i>R kwadrat</i>	0,9603
<i>Dopasowany R kwadrat</i>	0,9593
<i>Błąd standardowy</i>	0,0434
<i>Obserwacje</i>	120

ANALIZA WARIANCJI

	<i>df</i>	<i>SS</i>	<i>MS</i>	<i>F</i>	<i>Istotność F</i>
Regresja	3	5,281	1,76	936,241	4,305E-81
Reszkowy	116	0,218	0,002		
Razem	119	5,499			

	<i>Współczynniki</i>	<i>Błąd standardowy</i>	<i>t Stat</i>	<i>Wartość-p</i>
Przecięcie	0,7666	0,0763	10,05	1,767E-17
Zmienna X 1	1,0589	0,0311	34,06	3,112E-62
Zmienna X 2	-1,1455	0,0381	-30,03	1,542E-56
Zmienna X 3	-0,2671	0,0068	-39,05	1,395E-68

Oznaczenia:

- *Wielokrotność R* – współczynnik korelacji,
- *R kwadrat* – współczynnik determinacji r^2 ,
- *Błąd standardowy* – standardowy błąd reszt S_e ,
- *Obserwacje* – liczba obserwacji w badaniu,
- *df* – liczba stopni swobody,
- *SS* – suma kwadratów reszt – regresji,
- *MS* – wartość średnia kwadratów reszt – regresji,
- *F* – wartość statystyki F służącej do weryfikacji hipotezy o łącznej istotności zmiennych objaśniających,
- *Współczynniki* – ocena parametrów strukturalnych,
- *Błędy standardowe* – średnie błędy ocen parametrów strukturalnych,

- *t Stat* – wartość testu t-Studenta, służąca do badania istotności parametrów strukturalnych,
- *Wartość-p* – wartość „prawdopodobieństwa empirycznego” (prawdopodobieństwo zdarzenia, że statystyka t_b znajdzie się w przedziale ufności prawdziwość hipotezy zerowej H_0).

Do obliczeń zastosowano klasyczny model regresji liniowej – przypadek wielu zmiennych objaśniających [62]:

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \dots + \beta_k X_k + \varepsilon, \quad (12.1)$$

gdzie:

Y – zmienna objaśniana

X_k – zmienne objaśniające

$\beta_0, \beta_1, \dots, \beta_k$ – nieznane parametry strukturalne modelu

ε – składnik losowy.

Wartości współczynników we wzorach empirycznych określono metodą najmniejszych kwadratów, w której suma kwadratów różnic wartości obliczonych i zmierzonych powinna być najmniejsza. Metoda opiera się na koncepcji poszukiwania takich wartości b_0, b_1, \dots, b_k parametrów strukturalnych $\beta_0, \beta_1, \dots, \beta_k$ przy których suma kwadratów reszt osiąga minimum.

A zatem:

$$SSE = \sum_{i=1}^n (Y_i - \hat{Y}_i)^2 = \sum_{i=1}^n (Y_i - b_0 - b_1 X_{i1} - b_2 X_{i2})^2 \longrightarrow \min \quad (12.2)$$

Badanie dopasowania modelu do danych obserwowanych polega na określeniu współczynnika determinacji R^2 , wartości średniej kwadratów reszt MSE i odchylenia standardowe reszt S .

Miarę dokładności dopasowania, czyli współczynnik R^2 otrzymuje się dzieląc sumę kwadratów odchylenia wyjaśnioną regresją przez całkowitą sumę kwadratów odchylenia:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (\hat{Y}_i - \bar{Y})^2}{\sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (Y_i - \hat{Y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2} = \frac{\text{odchylenie_wyjasnione_regresja_}(SSR)}{\text{odchylenie_calkowite_}(SST)} \quad (12.3)$$

gdzie:

Y_i - wartość obserwowana

\bar{Y} - wartość średnia

\hat{Y}_i - wartość obliczona.

Współczynnik R^2 informuje, jaka część całkowitej zmienności zmiennej objaśnianej (Y) stanowi zmienność wyjaśniona przez model.

Dla badanego przypadku współczynnik determinacji wynosi: $R^2 = \frac{SSR}{SST} = \frac{5,28}{5,49} = 0,96$.

Wartość średnia kwadratów reszt (wariancja składnika losowego) MSE, mówiąca o zgodności z danymi obserwowanymi w modelu (informuje o zmienności składnika losowego), dla badanego przypadku wynosi: $MSE=0,002$.

Odchylenie standardowe reszt (standardowy błąd estymacji) informuje o ile średnio wartości obserwowane Y odchylają się od wartości prognozowanych \hat{Y} modelu.

$$S = \sqrt{MSE} \quad (12.4)$$

Dla badanego przypadku odchylenie standardowe reszt wynosi: $S=0,043$.

12.1.1. Badanie istotności parametrów strukturalnych β_i

Pierwszym krokiem weryfikacji oszacowanej zależności funkcyjnej jest badanie istotności parametrów strukturalnych w celu sprawdzenia, które ze zmiennych objaśniających istotnie wpływają na opisywany proces. Wymagane jest, aby wszystkie zmienne objaśniające w równaniu były istotne.

Zazwyczaj nie bada się istotność wyrazu wolnego β_0 , ponieważ bez względu na to jaki ma on wpływ na zmienną objaśnianą nie usuwa się go z zależności.

Badanie istotności parametrów strukturalnych β_i polega na przeprowadzeniu testu t-Studenta i testu istotności F [62].

Test t-Studenta polega na weryfikacji hipotez postaci:

- $H_0 : \beta_j = 0$ - parametr β_j nieistotnie różni się od zera, zmienna objaśniająca X_j nieistotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y
- $H_A : \beta_j \neq 0$ - parametr β_j istotnie różni się od zera, zmienna objaśniająca X_j istotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y

Wartość testu t-Studenta wynosi $t_{b_1} = \frac{b_1}{S_{b_1}}$, gdzie

$$S_{b_1} = \frac{S}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}} - \text{średni błąd resztowy parametru } b_1.$$

Dla przeprowadzonych obliczeń:

$$b_1 = 1,059$$

$$b_2 = -1,146$$

$$b_3 = -0,267$$

$$S_{b_1} = 0,031$$

$$S_{b_2} = 0,038$$

$$S_{b_3} = 0,007$$

$$t_{B1} = 34,06$$

$$t_{B2} = -30,03$$

$$t_{B3} = -39,05.$$

Wartość p jest krytycznym poziomem istotności dla testu t-Studenta, jest poziomem prawdopodobieństwa przy którym nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej H_0 . Przyjmując, że poziom istotności ustala się zwykle jako 5% (0,05), hipoteza zerowa jest odrzucona, gdy wartość $p \leq 0,05$.

Dla badanego przypadku hipoteza zerowa H_0 zostaje odrzucona, ponieważ wartości $p_1 = 3,11 \times 10^{-62} < 0,05$, $p_2 = 1,54 \times 10^{-56} < 0,05$, $p_3 = 1,39 \times 10^{-68} < 0,05$. Wobec tego parametry b_1 , b_2 , b_3 są istotne na poziomie istotności 5%.

Badanie istotności parametrów strukturalnych testem F polega na badaniu istotności wszystkich parametrów strukturalnych łącznie:

- $H_0 : \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_k = 0$ - parametr β_1 nieistotnie różni się od β_2 , β_k , zera; zmienna objaśniająca X nieistotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y,
- $H_A : \beta_j \neq 0$ - parametr β_j istotnie różni się od zera; zmienna objaśniająca X istotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y.

$$\text{Test } F \text{ określony jest zależnością: } F = \frac{MSR}{MSE}, \quad (12.5)$$

gdzie:

MSR - wartość średnia kwadratów regresji,

MSE - wartość średnia kwadratów reszt.

Dla przeprowadzonych obliczeń:

$$MSR = 1,76$$

$$MSE = 0,002$$

$$F = 936,2.$$

Istotność $F = 4,3 \times 10^{-81} < 0,05$, zatem hipoteza H_0 zostaje odrzucona. Wszystkie parametry strukturalne β_i są istotne.

12.1.2. Wyprowadzenie równania końcowego przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu

Dla przeprowadzonych obliczeń

$$b_0 = 0,7666,$$

$$b_1 = 1,0589,$$

$$b_2 = -1,1455,$$

$$b_3 = -0,2671.$$

Zatem funkcja $v = f(u_1, u_2, u_3)$ przyjmie postać:

$$v = b_1 u_1 + b_2 u_2 + b_3 u_3 + b_0. \quad (12.6)$$

Po podstawieniu współczynników równanie przyjmie postać:

$$v = 1,0589 u_1 - 1,1455 u_2 - 0,2671 u_3 + 0,7666. \quad (12.7)$$

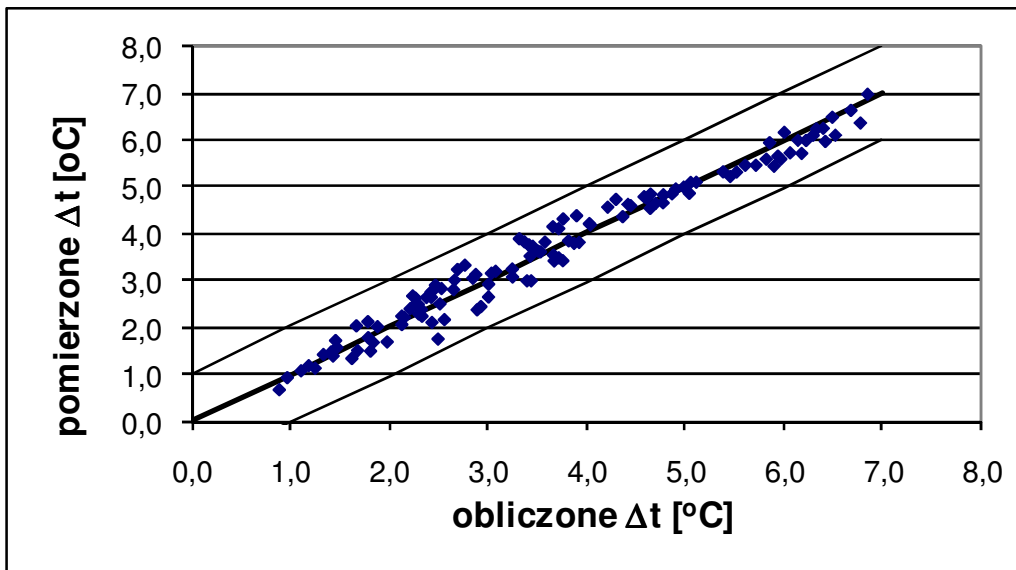
Po przetransformowaniu do postaci pierwotnej równanie przyjmie postać:

$$\log \Delta t = 1,0589 \log Q - 1,1455 \log V - 0,2671/h + 0,7666. \quad (12.8)$$

Po obustronnym spotęgowaniu:

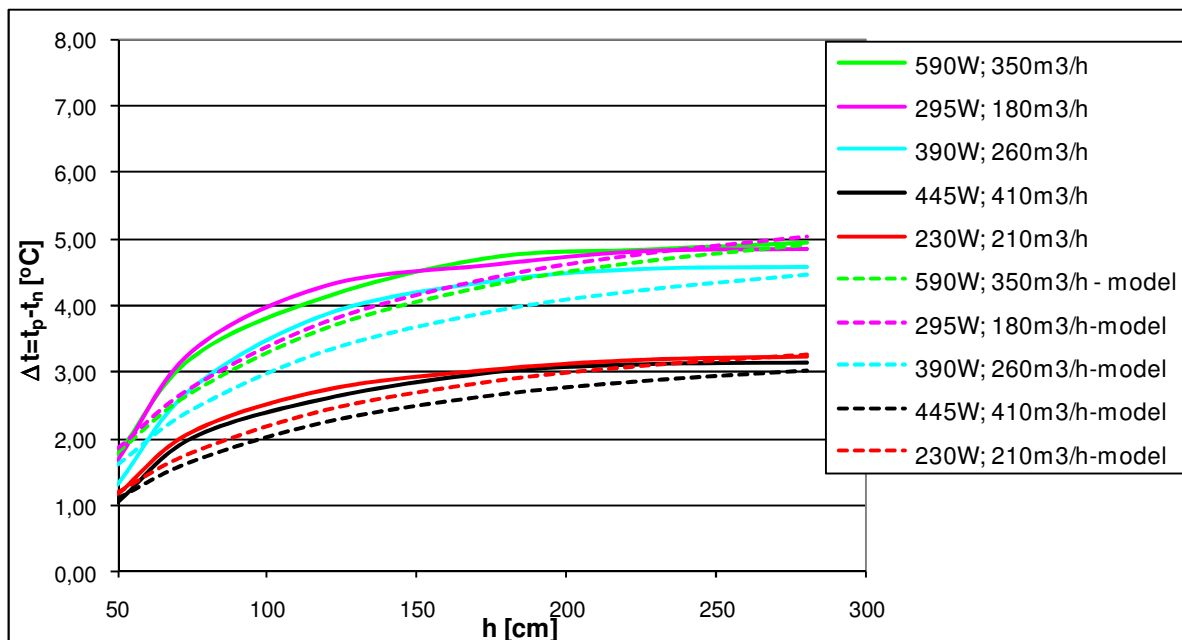
$$\Delta t = Q^{1,06} / V^{1,15} \times 10^{0,77-0,27/h} \quad (12.9)$$

Porównanie wartości przyrostu temperatury obliczonej i zmierzonej przedstawiono na rysunku 12.11. Powyższe równanie przyrostu temperatury zostało wyprowadzone na podstawie obliczeń regresji liniowej w zakresie zmiennych niezależnych $V = 180 - 410 \text{ m}^3/\text{h}$ i $Q = 220 - 960 \text{ W}$. W takim też zakresie obowiązuje powyższy wzór.



Rys. 12.11. Porównanie wartości Δt zmierzonej i uzyskanej na drodze obliczeń

Na rysunku 12.12 przedstawiono dla pięciu wybranych wariantów obciążenia cieplnego i strumienia powietrza przyrosty temperatury powietrza w pomieszczeniu pomierzone i obliczone z wykorzystaniem uzyskanej z pomiarów zależności (12.9).



Rys. 12.12. Przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od jego wysokości

12.1.3. Wyznaczenie kryteriów podobieństwa

Do scharakteryzowania temperatury powietrza w pomieszczeniu przyjęto następujące wielkości fizyczne mogące mieć wpływ na jej kształtowanie się w pomieszczeniu:

Q – obciążenie cieplne pomieszczenia, $W = \text{kg m}^2 \text{s}^{-3}$

V – strumień powietrza wentylującego, $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$

h – wysokość w pomieszczeniu, m

h^Q – wysokość usytuowania źródeł ciepła, m

h^P – wysokość pomieszczenia, m

A – powierzchnia pomieszczenia, m^2

Wymiary wybranych wielkości fizycznych charakteryzujących zjawisko przedstawiono jako iloczyny potęg wymiarów jednostek podstawowych:

$$Y_j = \prod_{i=1}^k z_i^{\Omega_{ji}} \quad (12.10)$$

gdzie

Y_j – wymiar j – tej wielkości fizycznej,

Z_i – wymiar i – tej jednostki podstawowej,

Ω_{ji} - wykładnik potęgowy i – tej jednostki podstawowej w j – tej wielkości fizycznej.

Po zlogarytmowaniu (22.10) otrzymamy

$$\ln Y_j = \sum_{i=1}^k \Omega_{ji} \ln z_i \quad (12.11)$$

Niech $y_j = \ln Y_j$

$z_j = \ln Z_j$

Wszystkie wielkości fizyczne, w układzie składającym się z jednostek podstawowych, można zapisać:

$$/ y_j / = \Omega_{j1} z_1 + \Omega_{j2} z_2 + \dots + \Omega_{ji} z_i \quad (12.12)$$

W odniesieniu do wybranych wielkości fizycznych charakteryzujących temperaturę w pomieszczeniu macierz wymiarowa ma postać:

$$\begin{array}{l}
 /Q/ y_1 \\
 /V/ y_2 \\
 /h/ y_3 \\
 /h^Q/ y_4 \\
 /h^P/ y_5 \\
 /A/ y_6
 \end{array}
 \begin{bmatrix}
 m & l & t \\
 z_1 & z_2 & z_3 \\
 1 & 2 & -3 \\
 0 & 3 & -1 \\
 0 & 1 & 0 \\
 0 & 1 & 0 \\
 0 & 1 & 0 \\
 0 & 2 & 0
 \end{bmatrix}
 \quad (12.13)$$

gdzie:

m – masa, kg,

l – długość, m,

t – czas, s.

Z rozwiązania powyższej macierzy otrzymuje się następujące kryteria podobieństwa:

$$\frac{h^Q}{h^P} = Lh^Q \quad - \text{ parametr geometryczny}$$

$$\frac{A}{(h^P)^2} = LA \quad - \text{ parametr geometryczny} \quad (12.14)$$

$$\frac{h}{h^P} = Lh \quad - \text{ parametr geometryczny}$$

12.2. Strefa pomieszczenia na wysokości 50 cm nad podłogą

Na rysunku 12.1a przedstawiono przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu dla różnych wariantów obciążenia cieplnego i strumieni powietrza. Ze względu na odmienny charakter przyrostu temperatur w pomieszczeniu do wysokości 50 cm nad podłogą oraz powyżej, podzielono charakterystykę przyrostu temperatury na dwie strefy: do 50 cm nad podłogą oraz powyżej.

Strefa pomieszczenia do wysokości 50 cm nad podłogą jest przestrzenią kształtowania się strumienia i charakteryzuje się znaczną nieregularnością rozkładu temperatury. Numeryczne

określenie rozkładu temperatury sprowadza się więc do określenia temperatury na wysokości 50cm nad podłogą. Do tego celu można wykorzystać równanie wyprowadzone w rozdziale 12.1 określające rozkład temperatury powietrza powyżej wysokości 50 cm, zakładając wysokość $h = 50$ cm. Równanie określające ten przyrost temperatury na wysokości 50 cm można wyprowadzić z pominięciem wysokości h , uzależniając jednocześnie wartość przyrostu temperatury od strumienia powietrza wentylującego V oraz obciążenia cieplnego pomieszczenia

$$\Delta t = f(Q, V) \quad (12.15)$$

Opis matematyczny przyrostu temperatury powietrza na wysokości 50 cm uzyskany został na drodze przeprowadzenia obliczeń regresji wielu zmiennych w sposób analogiczny do obliczeń przeprowadzonych w rozdziale 12.1.

W poprzednim punkcie przeanalizowano liniowość zależności $\Delta t = f(Q)$, $\Delta t = f(V)$. Zależności te mają charakter liniowy, dający możliwość określenia zależności $\Delta t^{50} = f(Q, V)$ za pomocą regresji liniowej.

Regresję przeprowadzono dla następujących danych:

Tabela 12.3. Zestawienie serii pomiarowych

L.p.	Seria pomiarowa	Q_z	V	h	Δt	t_n	tp^{50}
-	-	W	m^3/h	cm	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$
1	DV 32	590	350	50	1,76	24,60	26,36
2	DV 33	295	180	50	1,66	25,70	27,36
3	DV 34	390	260	50	1,32	26,20	27,51
4	DV 35	445	410	50	1,05	26,20	27,25
5	DV 36	230	210	50	1,16	26,60	27,76
6	DV 51	490	350	50	1,55	27,60	29,15
7	DV 56	330	350	50	0,91	26,70	27,60
8	DV 54	390	180	50	2,89	28,50	31,39
9	DV 55	360	410	50	0,65	26,70	27,34
10	DV 90	360	180	50	2,49	25,80	28,28
11	DV 50	660	410	50	1,49	27,60	29,08
12	DV 52	560	260	50	2,63	27,90	30,52
13	DV 53	420	210	50	2,66	28,30	30,96
14	DV 57	305	260	50	1,11	26,50	27,61
15	DV 58	275	210	50	1,37	26,40	27,77

16	DV 59	230	180	50	1,46	26,40	27,85
17	DV 89	430	210	50	2,48	25,60	28,08
18	DV 87	790	350	50	2,09	25,60	27,69
19	DV 86	960	410	50	1,74	25,60	27,33
20	DV 88	550	260	50	2,22	25,50	27,72

Wyniki przeprowadzonej regresji przedstawiono w poniższych tabelach.

<i>Statystyki regresji</i>	
<i>Wielokrotność R</i>	0,9158
<i>R kwadrat</i>	0,8387
<i>Dopasowany R kwadrat</i>	0,8156
<i>Błąd standardowy</i>	0,2958
<i>Obserwacje</i>	20

ANALIZA WARIANCJI

	<i>df</i>	<i>SS</i>	<i>MS</i>	<i>F</i>	<i>Istotność F</i>
Regresja	2	6,368	3,18	36,390	2,8441E-06
Resztkowy	14	1,225	0,088		
Razem	16	7,593			

	<i>Współczynniki</i>	<i>Błąd standardowy</i>	<i>t Stat</i>	<i>Wartość-p</i>
Przecięcie	1,9492	0,2738	7,11	5,194E-06
Zmienna X 1	0,0049	0,00072	6,77	8,909E-06
Zmienna X 2	-0,0081	0,0010	-8,09	1,21E-06

Do obliczeń zastosowano klasyczny model regresji liniowej – przypadek wielu zmiennych objaśniających. Obliczenia przeprowadzono w sposób analogiczny do obliczeń przedstawionych w rozdziale 12.1.

Dla badanego przypadku współczynnik determinacji wynosi: $R^2 = \frac{SSR}{SST} = \frac{6,37}{7,59} = 0,84$.

Wartość średnia kwadratów reszt (wariancja składnika losowego) MSE dla badanego przypadku wynosi: $MSE=0,088$.

Odchylenie standardowe reszt (standardowy błąd estymacji) dla badanego przypadku wynosi: $S=0,296$.

12.2.1. Badanie istotności parametrów strukturalnych β_i

Badanie przeprowadzono w sposób przedstawiony w rozdziale 12.1.

Badanie istotności parametrów strukturalnych β_i polega na przeprowadzeniu testu t-Studenta i testu F.

Test t-Studenta polega na weryfikacji hipotez w postaci:

- $H_0 : \beta_j = 0$ - parametr β_j nieistotnie różni się od zera, zmienna objaśniająca X_j nieistotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y
 - $H_A : \beta_j \neq 0$ - parametr β_j istotnie różni się od zera, zmienna objaśniająca X_j istotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y
- Wartość testu t-Studenta wynosi $t_{b_1} = \frac{b_1}{S_{b_1}}$, gdzie

$$S_{b_1} = \frac{S}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}} - \text{średni błąd resztowy parametru } b_1.$$

Dla przeprowadzonych obliczeń:

$$b_1 = 0,0049$$

$$b_2 = -0,0081$$

$$S_{b_1} = 0,00072$$

$$S_{b_2} = 0,0010$$

$$t_{B1} = 6,77$$

$$t_{B2} = -8,09.$$

Dla badanego przypadku hipoteza zerowa H_0 zostaje odrzucona, ponieważ wartości $p_1 = 8,91 \times 10^{-6} < 0,05$, $p_2 = 1,21 \times 10^{-6} < 0,05$. Wobec tego parametry b_1 , b_2 są istotne na poziomie istotności 5%.

Badanie istotności parametrów strukturalnych testem F polega na badaniu istotności wszystkich parametrów strukturalnych łącznie:

- $H_0 : \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_k = 0$ - parametr β_1 nieistotnie różni się od β_2 , β_k , zera; zmienna objaśniająca X nieistotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y ,
- $H_A : \beta_j \neq 0$ - parametr β_j istotnie różni się od zera; zmienna objaśniająca X istotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y .

Dla przeprowadzonych obliczeń:

$$MSR = 3,18$$

MSE = 0,088

F = 36,39.

Istotność $F = 2,84 \times 10^{-6} < 0,05$, zatem hipoteza H_0 zostaje odrzucona. Wszystkie parametry strukturalne β_i są istotne.

12.2.2. Wyprowadzenie równania końcowego

Dla przeprowadzonych obliczeń

$b_0 = 1,9492$,

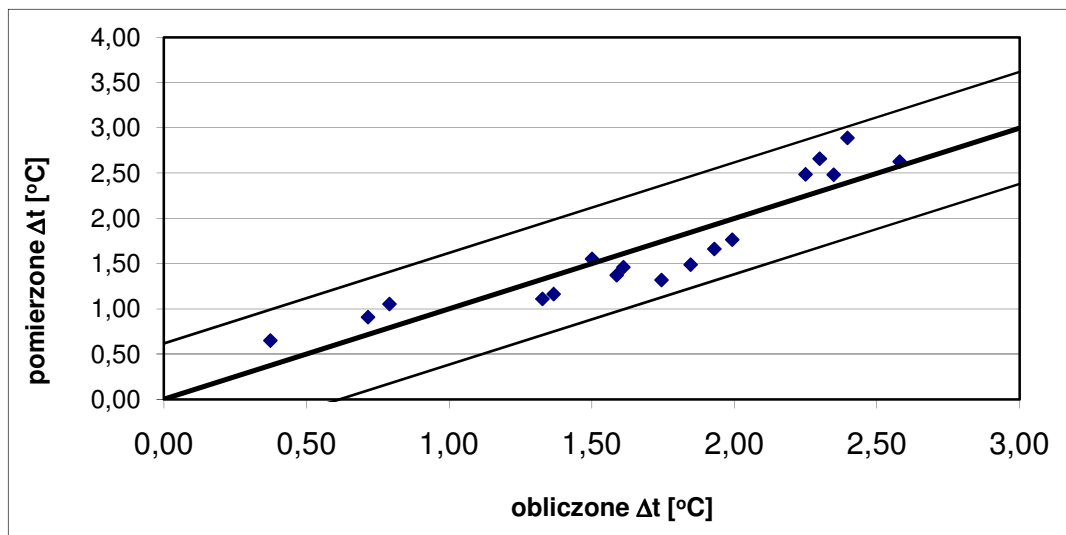
$b_1 = 0,0049, b_2 = -0,0081$.

Zatem funkcja $\Delta t = f(Q, V)$ przyjmie postać:

$$\Delta t = 0,0049 \times Q - 0,0081 \times V + 1,94 \quad (12.16)$$

Porównanie przyrostu temperatury powietrza obliczonej ze wzoru (12.16) i zmierzonej przedstawiono na rysunku 12.13.

Zależność (12.16) została wyprowadzona na podstawie obliczeń regresji liniowej w zakresie wartości zmiennych niezależnych $V = 180 - 410 \text{ m}^3/\text{h}$ i $Q = 230 - 960 \text{ W}$. W takim też zakresie obowiązuje powyższy wzór.



Rys. 12.13. Porównanie wartości Δt zmierzonej i uzyskanej z obliczeń ze wzoru (12.16)

13. BEZWYMIAROWY PRZYROST TEMPERATURY POWIETRZA W POMIESZCZENIU

By rozszerzyć zakres stosowania zależności (12.9) i (12.16) opisujących przyrosty temperatury powietrza w dwóch strefach pomieszczenia z wyporową wymianą powietrza zaproponowano opis tych zależności w postaci bezwymiarowej. Zależność bezwymiarowego (względego) przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu wyprowadzono przy założeniu nominalnych wartości:

- obciążenia cieplnego pomieszczenia $q_j = 40 \text{ W/m}^2$,
- jednostkowego strumienia powietrza $V_{\text{nom}} = 20 \text{ m}^3/(\text{h m}^2)$,
- przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu $\Delta t_p = t_w - t_n = 6^\circ\text{C}$,
- wysokości strefy przebywania ludzi $h_{\text{nom}} = 150 \text{ cm}$.

Bezwymiarowy przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu zdefiniowano zależnością:

$$n = \frac{t_p - t_n}{t_w - t_n} \quad (13.1)$$

w której

t_p – temperatura powietrza w pomieszczeniu na rozpatrywanej wysokości,

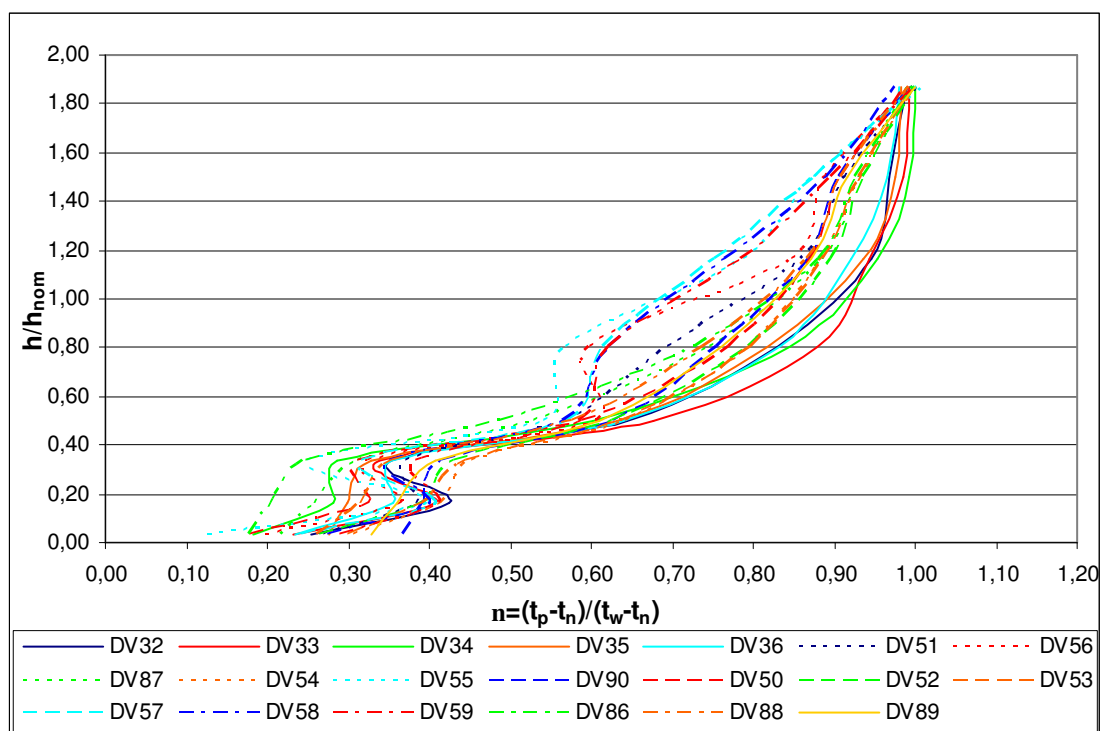
t_n – temperatura powietrza nawiewanego,

t_w – temperatura powietrza wywiewanego.

Zależność (13.1) określa udział przyrostu temperatury powietrza nawiewanego w strefie przebywania ludzi do całkowitego przyrostu temperatury powietrza nawiewanego w pomieszczeniu.

Na rysunku 13.1 przedstawiono kształtowanie się bezwymiarowego przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu dla różnych badanych warunków obciążenia cieplnego pomieszczenia i strumieni powietrza wentylującego. Ze względu na odmienny charakter przyrostu temperatur w pomieszczeniu do wysokości 50 cm nad podłogą, czyli do wartości $h/h_{\text{nom}}=0,33$ oraz powyżej, podzielono charakterystykę przyrostu temperatury na dwie strefy:

- strefa I dla $h < 50 \text{ cm}$ ($h/h_{\text{nom}} < 0,33$),
- strefa II dla $h > 50 \text{ cm}$ ($0,33 < h/h_{\text{nom}} < 1,9$).



Rys. 13.1. Bezwymiarowy przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu dla przykładowych danych pomiarowych

13.1. Bezwymiarowy przyrost temperatury w strefie dla której $0,33 < h/h_{nom} < 1,9$

Poniższej opracowany opis matematyczny bezwymiarowego przyrostu temperatury w pomieszczeniu obejmuje strefę dla której $0,33 < h/h_{nom} < 1,9$.

Strefa dla której $0 < h/h_{nom} < 0,33$, jest strefą kształtowania się przepływu wyporowego w pomieszczeniu, charakteryzująca się znaczną nieregularnością. Równanie określające wartości współczynnika n dla strefy $0 < h/h_{nom} < 0,33$ charakteryzuje się współczynnikiem determinacji $R^2 < 0,8$. Wskazuje to na niewystarczające dopasowanie równania matematycznego do wyników rzeczywistych.

Opis matematyczny bezwymiarowego rozkładu temperatur uzyskany został na drodze przeprowadzenia obliczeń regresji wielu zmiennych. Przy wyznaczaniu bezwymiarowych zmiennych niezależnych, przyjęto nominalne wartości obciążenia cieplnego $Q_{nom} = 40 \text{ W/m}^2$

(547 W), strumienia powietrza wentylującego $V_{nom} = 20 \text{ m}^3/(\text{h m}^2)$ ($272 \text{ m}^3/\text{h}$) oraz wysokości $h_{nom} = 150 \text{ cm}$.

W celu określenia współczynników równania empirycznego zależności

$n = \frac{t_p - t_n}{t_w - t_n} = f\left(\frac{Q}{Q_{nom}}; \frac{V}{V_{nom}}; \frac{h}{h_{nom}}\right)$ za pomocą regresji liniowej należy tak

przetransformować równanie, aby zależności $n = f\left(\frac{Q}{Q_{nom}}\right)$, $n = f\left(\frac{V}{V_{nom}}\right)$ i

$n = f\left(\frac{h}{h_{nom}}\right)$ miały charakter liniowy.

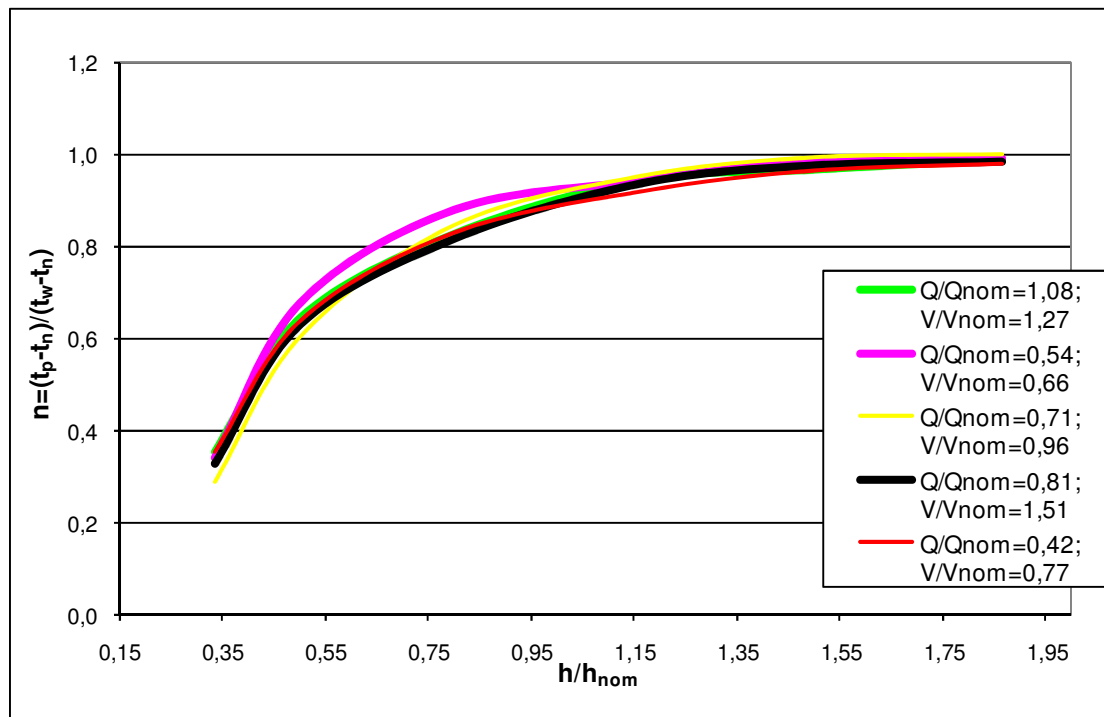
Zależności przyrostu temperatury w pomieszczeniu $n = \frac{t_p - t_n}{t_w - t_n}$ od bezwymiarowej wysokości

nad podłogą $\frac{h}{h_{nom}}$, od bezwymiarowego obciążenia cieplnego pomieszczenia $\frac{Q}{Q_{nom}}$ i

strumienia powietrza wentylującego $\frac{V}{V_{nom}}$ przebiegają podobnie jak w przypadku zależności

wymiarowych. Zależności $n = f\left(\frac{Q}{Q_{nom}}\right)$ i $n = f\left(\frac{V}{V_{nom}}\right)$ przebiegają w sposób liniowy. Na

rysunku 13.2 przedstawiono graficznie zależność $n = f\left(\frac{h}{h_{nom}}\right)$.



Rys. 13.2. Bezwymiarowy rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu $n=f(h/h_{nom})$ w funkcji względnej wysokości dla przykładowych danych pomiarowych

Bezwymiarowy przyrost temperatury w pomieszczeniu $n = \frac{t_p - t_n}{t_w - t_n}$ nie jest zależny liniowo od

bezwymiarowej wysokości nad podłogą $\frac{h}{h_{nom}}$.

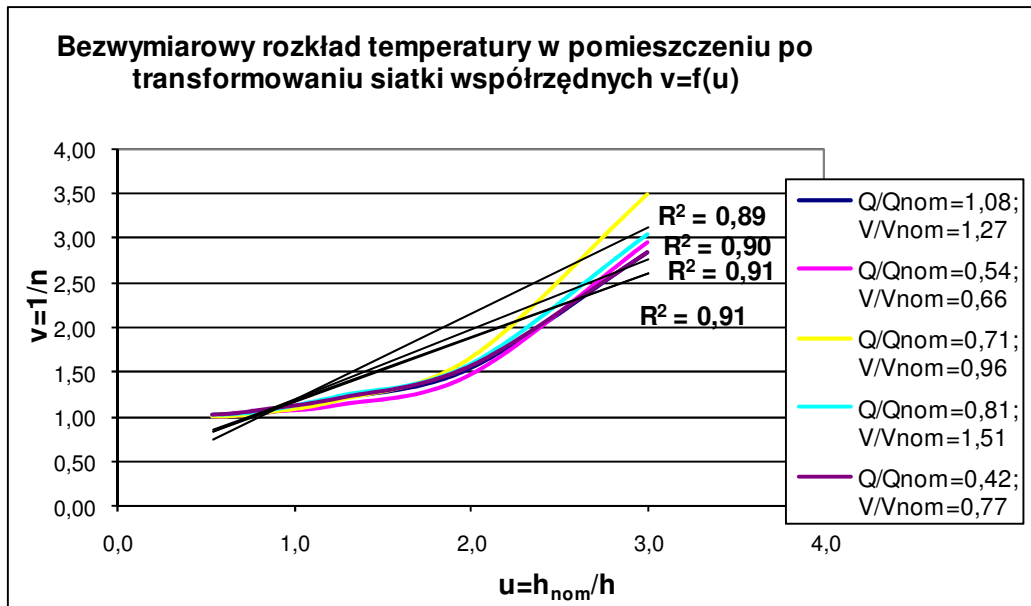
Dla zależności $n = f\left(\frac{h}{h_{nom}}\right)$ wymagane jest przetransponowanie równania w celu doprowadzenia do zależności liniowej.

Zależność $n = f\left(\frac{h}{h_{nom}}\right)$ jest zbliżona przebiegiem do funkcji $y = \frac{x}{a + bx}$, $y = ax^b$ oraz

$y = \frac{1}{ae^{-x} + b}$. W wyniku odpowiednich transformacji można sprowadzić zależność do

postaci liniowej w nowym układzie współrzędnych transponowanych (u,v). Po określeniu wartości współczynników dla równania transformowanego, należy je transformować do postaci pierwotnej. Analizę przeprowadzono w sposób analogiczny jak w rozdziale 12.

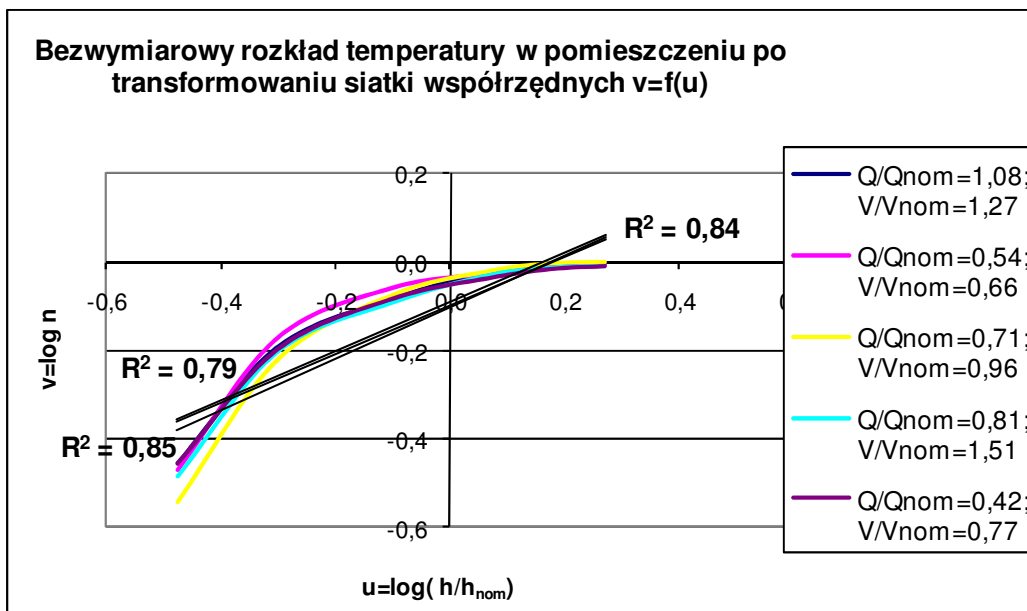
Zależność $n = f\left(\frac{h}{h_{nom}}\right)$ po transformowaniu do układu siatki $u;v$ przedstawiono na rysunkach 13.3, 13.4, 13.5.



Rys. 13.3. Transformowana zależność $n = f\left(\frac{h}{h_{nom}}\right)$ w układzie współrzędnych:

$u = \frac{1}{x}; v = \frac{1}{y}$ dla odwzorowania funkcji typu $y = \frac{x}{a + bx}$; współczynnik determinacji

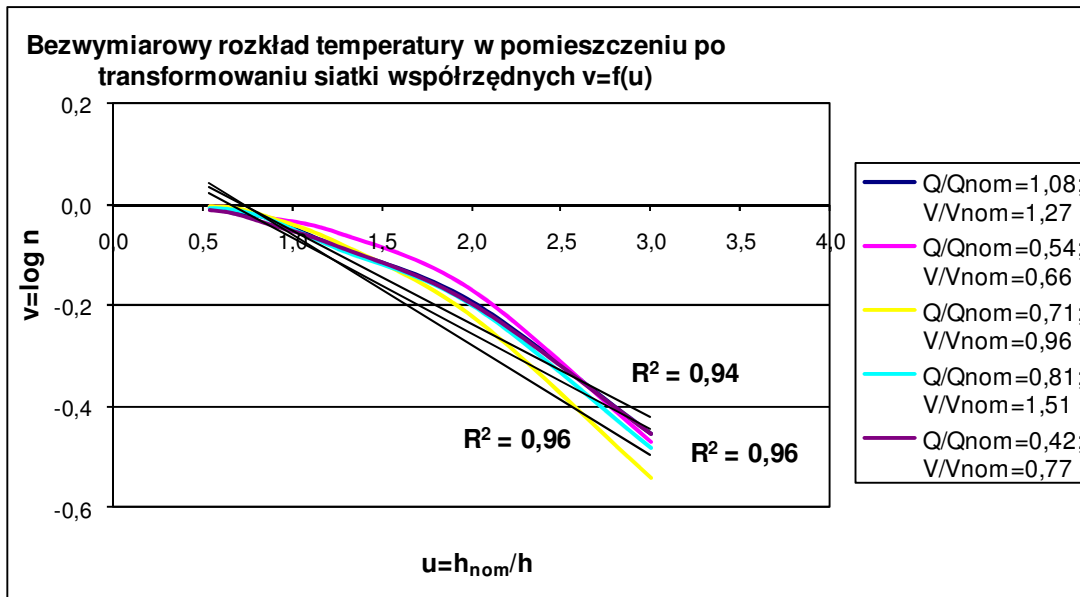
$$R^2 = 0,89-0,91$$



Rys. 13.4. Transformowana zależność $n = f\left(\frac{h}{h_{nom}}\right)$ w układzie współrzędnych:

$u = \log x; v = \log y$ dla odwzorowania funkcji typu $y = ax^b$; współczynnik determinacji

$$R^2 = 0,79-0,85$$



Rys. 13.5. Transformowana zależność $n = f\left(\frac{h}{h_{nom}}\right)$ w układzie współrzędnych:

$u = \frac{1}{x}$; $v = \log y$ dla odwzorowania funkcji typu $y = ae^{\frac{b}{x}}$; współczynnik determinacji

$$R^2 = 0,94-0,96$$

Najwyższą wartością współczynnika determinacji R^2 charakteryzuje się siatka transformowana $u = \frac{1}{x}$; $v = \log y$ odwzorowująca funkcje typu $y = ae^{\frac{b}{x}}$. W związku z tym do

określenia współczynników empirycznych zależności $n = f\left(\frac{h}{h_{nom}}\right)$ za pomocą regresji

liniowej należy transformować układ współrzędnych tak, aby zależność $n = f\left(\frac{h}{h_{nom}}\right)$ miała

charakter liniowy. Można to osiągnąć przedstawiając funkcje w układzie współrzędnych

$u = \frac{1}{x}$; $v = \log y$. Jednakże chcąc określić współczynniki empirycznych zależności

$n = \frac{t_p - t_n}{t_w - t_n} = f\left(\frac{Q}{Q_{nom}}; \frac{V}{V_{nom}}; \frac{h}{h_{nom}}\right)$ za pomocą regresji liniowej musi być zachowana

liniowość pozostałych zależności cząstkowych: $n = f\left(\frac{Q}{Q_{nom}}\right)$ i $n = f\left(\frac{V}{V_{nom}}\right)$. W

standardowym nie transformowanym układzie współrzędnych zależności te są liniowe, w związku z tym po przetransformowaniu osi y odwzorowującej wartości n do postaci

$v = \log y = \log n$, oś x odwzorowującą wartości $\frac{Q}{Q_{nom}}$ lub $\frac{V}{V_{nom}}$ należy przetransformować

analogicznie do postaci $u_1 = \log x_1 = \log\left(\frac{Q}{Q_{nom}}\right)$ i $u_2 = \log x_2 = \log\left(\frac{V}{V_{nom}}\right)$.

Przekształcenie powyższe da możliwość określenia współczynników empirycznych

zależności $n = f\left(\frac{Q}{Q_{nom}}; \frac{V}{V_{nom}}; \frac{h}{h_{nom}}\right)$.

Do obliczeń współczynników regresji dla funkcji $n = f\left(\frac{Q}{Q_{nom}}; \frac{V}{V_{nom}}; \frac{h}{h_{nom}}\right)$ należy więc

określić najpierw współczynniki równania w postaci transformowanej: $v = f(u_1, u_2, u_3)$,

odpowiadające równaniu: $\log y = f\left(\log x_1, \log x_2, \frac{1}{x_3}\right)$, a po podstawieniu wielkości

$n, \frac{Q}{Q_{nom}}; \frac{V}{V_{nom}}; \frac{h}{h_{nom}}$ przyjmie postać: $\log n = f\left(\log\left(\frac{Q}{Q_{nom}}\right), \log\left(\frac{V}{V_{nom}}\right), \frac{h_{nom}}{h}\right)$.

Regresję przeprowadzono dla danych zamieszczonych w tabeli 13.1.

Tabela 13.1 Zestawienie serii pomiarowych

L.p.	Seria pomiarowa	Q/Q_{nom}	V/V_{nom}	h/h_{nom}	n	$\log(Q/Q_{nom})$	$\log(V/V_{nom})$	h_{nom}/h	$\log(n)$
-		-	-	-	-	-	-	-	-
1	DV 32	1,078	1,286	0,333	0,4	0,03	0,11	3,00	-0,45
2		1,078	1,286	0,500	0,6	0,03	0,11	2,00	-0,19
3		1,078	1,286	0,800	0,8	0,03	0,11	1,25	-0,08
4		1,078	1,286	1,167	0,9	0,03	0,11	0,86	-0,02
5		1,078	1,286	1,500	1,0	0,03	0,11	0,67	-0,01
6		1,078	1,286	1,867	1,0	0,03	0,11	0,54	0,00
7	DV 33	0,539	0,661	0,333	0,3	-0,27	-0,18	3,00	-0,47
8		0,539	0,661	0,500	0,7	-0,27	-0,18	2,00	-0,17
9		0,539	0,661	0,800	0,9	-0,27	-0,18	1,25	-0,06
10		0,539	0,661	1,167	0,9	-0,27	-0,18	0,86	-0,03
11		0,539	0,661	1,500	1,0	-0,27	-0,18	0,67	-0,01
12		0,539	0,661	1,867	1,0	-0,27	-0,18	0,54	0,00
13	DV 34	0,713	0,955	0,333	0,3	-0,15	-0,02	3,00	-0,54
14		0,713	0,955	0,500	0,6	-0,15	-0,02	2,00	-0,22
15		0,713	0,955	0,800	0,8	-0,15	-0,02	1,25	-0,07
16		0,713	0,955	1,167	1,0	-0,15	-0,02	0,86	-0,02
17		0,713	0,955	1,500	1,0	-0,15	-0,02	0,67	0,00

18		0,713	0,955	1,867	1,0	-0,15	-0,02	0,54	0,00
19	DV 35	0,813	1,506	0,333	0,3	-0,09	0,18	3,00	-0,48
20		0,813	1,506	0,500	0,6	-0,09	0,18	2,00	-0,20
21		0,813	1,506	0,800	0,8	-0,09	0,18	1,25	-0,09
22		0,813	1,506	1,167	0,9	-0,09	0,18	0,86	-0,03
23		0,813	1,506	1,500	1,0	-0,09	0,18	0,67	-0,01
24		0,813	1,506	1,867	1,0	-0,09	0,18	0,54	-0,01
25		DV 36	0,420	0,771	0,333	0,4	-0,38	-0,11	3,00
26	0,420		0,771	0,500	0,6	-0,38	-0,11	2,00	-0,19
27	0,420		0,771	0,800	0,8	-0,38	-0,11	1,25	-0,08
28	0,420		0,771	1,167	0,9	-0,38	-0,11	0,86	-0,04
29	0,420		0,771	1,500	1,0	-0,38	-0,11	0,67	-0,02
30	0,420		0,771	1,867	1,0	-0,38	-0,11	0,54	-0,01
31	DV 51	0,895	1,286	0,333	0,4	-0,05	0,11	3,00	-0,43
32		0,895	1,286	0,500	0,6	-0,05	0,11	2,00	-0,25
33		0,895	1,286	0,800	0,7	-0,05	0,11	1,25	-0,16
34		0,895	1,286	1,167	0,9	-0,05	0,11	0,86	-0,07
35		0,895	1,286	1,500	0,9	-0,05	0,11	0,67	-0,04
36		0,895	1,286	1,867	1,0	-0,05	0,11	0,54	0,00
37	DV 56	0,603	1,286	0,333	0,3	-0,22	0,11	3,00	-0,49
38		0,603	1,286	0,500	0,6	-0,22	0,11	2,00	-0,22
39		0,603	1,286	0,800	0,6	-0,22	0,11	1,25	-0,22
40		0,603	1,286	1,167	0,8	-0,22	0,11	0,86	-0,07
41		0,603	1,286	1,500	0,9	-0,22	0,11	0,67	-0,05
42		0,603	1,286	1,867	1,0	-0,22	0,11	0,54	0,00
43	DV 87	1,444	1,286	0,333	0,3	0,16	0,11	3,00	-0,51
44		1,444	1,286	0,500	0,5	0,16	0,11	2,00	-0,28
45		1,444	1,286	0,800	0,7	0,16	0,11	1,25	-0,13
46		1,444	1,286	1,167	0,9	0,16	0,11	0,86	-0,05
47		1,444	1,286	1,500	0,9	0,16	0,11	0,67	-0,03
48		1,444	1,286	1,867	1,0	0,16	0,11	0,54	0,00
49	DV 54	0,713	0,661	0,333	0,5	-0,15	-0,18	3,00	-0,35
50		0,713	0,661	0,500	0,6	-0,15	-0,18	2,00	-0,19
51		0,713	0,661	0,800	0,8	-0,15	-0,18	1,25	-0,10
52		0,713	0,661	1,167	0,9	-0,15	-0,18	0,86	-0,05
53		0,713	0,661	1,500	0,9	-0,15	-0,18	0,67	-0,03
54		0,713	0,661	1,867	1,0	-0,15	-0,18	0,54	0,00
55	DV 55	0,658	1,506	0,333	0,2	-0,18	0,18	3,00	-0,60
56		0,658	1,506	0,500	0,5	-0,18	0,18	2,00	-0,27

57		0,658	1,506	0,800	0,6	-0,18	0,18	1,25	-0,25
58		0,658	1,506	1,167	0,8	-0,18	0,18	0,86	-0,10
59		0,658	1,506	1,500	0,9	-0,18	0,18	0,67	-0,06
60		0,658	1,506	1,867	1,0	-0,18	0,18	0,54	0,01
61	DV 90	0,658	0,661	0,333	0,4	-0,18	-0,18	3,00	-0,38
62		0,658	0,661	0,500	0,6	-0,18	-0,18	2,00	-0,20
63		0,658	0,661	0,800	0,8	-0,18	-0,18	1,25	-0,12
64		0,658	0,661	1,167	0,9	-0,18	-0,18	0,86	-0,06
65		0,658	0,661	1,500	0,9	-0,18	-0,18	0,67	-0,04
66		0,658	0,661	1,867	1,0	-0,18	-0,18	0,54	0,00
67	DV 50	1,206	1,506	0,333	0,3	0,08	0,18	3,00	-0,51
68		1,206	1,506	0,500	0,6	0,08	0,18	2,00	-0,23
69		1,206	1,506	0,800	0,8	0,08	0,18	1,25	-0,11
70		1,206	1,506	1,167	0,9	0,08	0,18	0,86	-0,06
71		1,206	1,506	1,500	0,9	0,08	0,18	0,67	-0,04
72		1,206	1,506	1,867	1,0	0,08	0,18	0,54	0,00
73	DV 52	1,023	0,955	0,333	0,4	0,01	-0,02	3,00	-0,37
74		1,023	0,955	0,500	0,6	0,01	-0,02	2,00	-0,20
75		1,023	0,955	0,800	0,8	0,01	-0,02	1,25	-0,10
76		1,023	0,955	1,167	0,9	0,01	-0,02	0,86	-0,05
77		1,023	0,955	1,500	0,9	0,01	-0,02	0,67	-0,03
78		1,023	0,955	1,867	1,0	0,01	-0,02	0,54	0,00
79	DV 53	0,768	0,771	0,333	0,4	-0,11	-0,11	3,00	-0,35
80		0,768	0,771	0,500	0,6	-0,11	-0,11	2,00	-0,20
81		0,768	0,771	0,800	0,8	-0,11	-0,11	1,25	-0,10
82		0,768	0,771	1,167	0,9	-0,11	-0,11	0,86	-0,05
83		0,768	0,771	1,500	0,9	-0,11	-0,11	0,67	-0,03
84		0,768	0,771	1,867	1,0	-0,11	-0,11	0,54	0,00
85	DV 57	0,557	0,955	0,333	0,3	-0,25	-0,02	3,00	-0,50
86		0,557	0,955	0,500	0,6	-0,25	-0,02	2,00	-0,24
87		0,557	0,955	0,800	0,6	-0,25	-0,02	1,25	-0,21
88		0,557	0,955	1,167	0,8	-0,25	-0,02	0,86	-0,12
89		0,557	0,955	1,500	0,9	-0,25	-0,02	0,67	-0,06
90		0,557	0,955	1,867	1,0	-0,25	-0,02	0,54	0,00
91	DV 58	0,503	0,771	0,333	0,4	-0,30	-0,11	3,00	-0,45
92		0,503	0,771	0,500	0,6	-0,30	-0,11	2,00	-0,25
93		0,503	0,771	0,800	0,6	-0,30	-0,11	1,25	-0,21
94		0,503	0,771	1,167	0,8	-0,30	-0,11	0,86	-0,12
95		0,503	0,771	1,500	0,9	-0,30	-0,11	0,67	-0,05

96		0,503	0,771	1,867	1,0	-0,30	-0,11	0,54	-0,01
97	DV 59	0,420	0,661	0,333	0,4	-0,38	-0,18	3,00	-0,42
98		0,420	0,661	0,500	0,6	-0,38	-0,18	2,00	-0,23
99		0,420	0,661	0,800	0,6	-0,38	-0,18	1,25	-0,21
100		0,420	0,661	1,167	0,8	-0,38	-0,18	0,86	-0,11
101		0,420	0,661	1,500	0,9	-0,38	-0,18	0,67	-0,05
102		0,420	0,661	1,867	1,0	-0,38	-0,18	0,54	0,00
103		DV 86	1,754	1,506	0,333	0,2	0,24	0,18	3,00
104	1,754		1,506	0,500	0,5	0,24	0,18	2,00	-0,31
105	1,754		1,506	0,800	0,7	0,24	0,18	1,25	-0,14
106	1,754		1,506	1,167	0,9	0,24	0,18	0,86	-0,06
107	1,754		1,506	1,500	0,9	0,24	0,18	0,67	-0,03
108	1,754		1,506	1,867	1,0	0,24	0,18	0,54	0,00
109	DV 88	1,005	0,955	0,333	0,4	0,00	-0,02	3,00	-0,45
110		1,005	0,955	0,500	0,6	0,00	-0,02	2,00	-0,24
111		1,005	0,955	0,800	0,7	0,00	-0,02	1,25	-0,13
112		1,005	0,955	1,167	0,9	0,00	-0,02	0,86	-0,06
113		1,005	0,955	1,500	0,9	0,00	-0,02	0,67	-0,04
114		1,005	0,955	1,867	1,0	0,00	-0,02	0,54	0,00
115	DV 89	0,786	0,771	0,333	0,4	-0,10	-0,11	3,00	-0,39
116		0,786	0,771	0,500	0,6	-0,10	-0,11	2,00	-0,21
117		0,786	0,771	0,800	0,8	-0,10	-0,11	1,25	-0,12
118		0,786	0,771	1,167	0,9	-0,10	-0,11	0,86	-0,06
119		0,786	0,771	1,500	0,9	-0,10	-0,11	0,67	-0,04
120		0,786	0,771	1,867	1,0	-0,10	-0,11	0,54	0,00

Wyniki przeprowadzonej regresji przedstawiono w poniższych tabelach.

<i>Statystyki regresji</i>	
<i>Wielokrotność R</i>	0,9644
<i>R kwadrat</i>	0,9301
<i>Dopasowany R kwadrat</i>	0,9283
<i>Błąd standardowy</i>	0,0433
<i>Obserwacje</i>	120

ANALIZA WARIANCJI

	<i>df</i>	<i>SS</i>	<i>MS</i>	<i>F</i>	<i>Istotność F</i>
Regresja	3	2,895	0,965	514,752	7,76E-67
Resztkowy	116	0,217	0,0019		
Razem	119	3,113			

	<i>Współczynniki</i>	<i>Błąd standardowy</i>	<i>t Stat</i>	<i>Wartość-p</i>
Przecięcie	0,1010	0,0082	12,3278	7,91E-23
Zmienna X 1	0,0677	0,0311	2,1813	0,0312
Zmienna X 2	-0,1469	0,0381	-3,8572	0,00019
Zmienna X 3	-0,1781	0,0046	-39,1060	1,205E-68

Do obliczeń zastosowano klasyczny model regresji liniowej – przypadek wielu zmiennych objaśniających. Obliczenia przeprowadzono w sposób analogiczny do obliczeń przedstawionych w rozdziale 12.

Dla badanego przypadku współczynnik determinacji wynosi: $R^2 = \frac{SSR}{SST} = \frac{2,90}{3,11} = 0,93$.

Wartość średnia kwadratów reszt (wariancja składnika losowego) MSE dla badanego przypadku wynosi: $MSE=0,002$.

Odchylenie standardowe reszt (standardowy błąd estymacji) dla badanego przypadku wynosi: $S=0,043$.

13.1.1. Badanie istotności parametrów strukturalnych β_i

Badanie przeprowadzono w sposób przedstawiony w rozdziale 12.

Badanie istotności parametrów strukturalnych β_i polega na przeprowadzeniu testu t-Studenta i testu F.

Test t-Studenta polega na weryfikacji hipotez w postaci:

- $H_0 : \beta_j = 0$ - parametr β_j nieistotnie różni się od zera, zmienna objaśniająca X_j nieistotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y
 - $H_A : \beta_j \neq 0$ - parametr β_j istotnie różni się od zera, zmienna objaśniająca X_j istotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y
- Wartość testu t-Studenta wynosi $t_{b_1} = \frac{b_1}{S_{b_1}}$, gdzie

$$S_{b_1} = \frac{S}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}} - \text{średni błąd resztowy parametru } b_1.$$

Dla przeprowadzonych obliczeń:

$$b_1 = 0,0677$$

$$b_2 = -0,1469$$

$$b_3 = -0,1781$$

$$S_{b_1} = 0,031$$

$$S_{b_2} = 0,038$$

$$S_{b_3} = 0,0046$$

$$t_{B1} = 2,18$$

$$t_{B2} = -3,86$$

$$t_{B3} = -39,11.$$

Dla badanego przypadku hipoteza zerowa H_0 zostaje odrzucona, ponieważ wartości $p_1 = 0,031 < 0,05$, $p_2 = 0,0002 < 0,05$, $p_3 = 1,20 \times 10^{-68} < 0,05$. Wobec tego parametry b_1 , b_2 , b_3 są istotne na poziomie istotności 5%.

Badanie istotności parametrów strukturalnych testem F polega na badaniu istotności wszystkich parametrów strukturalnych łącznie:

- $H_0 : \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_k = 0$ - parametr β_1 nieistotnie różni się od β_2 , β_k , zera; zmienna objaśniająca X nieistotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y,
- $H_A : \beta_j \neq 0$ - parametr β_j istotnie różni się od zera; zmienna objaśniająca X istotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y. Dla przeprowadzonych obliczeń:

$$MSR = 0,965$$

$$MSE = 0,002$$

$$F = 514,8.$$

Istotność $F = 7,8 \times 10^{-67} < 0,05$, zatem hipoteza H_0 zostaje odrzucona. Wszystkie parametry strukturalne β_i są istotne.

13.1.2. Wyprowadzenie równania końcowego

Dla przeprowadzonych obliczeń

$$b_0 = 0,1010,$$

$$b_1 = 0,0677,$$

$$b_2 = -0,1469,$$

$$b_3 = -0,1781.$$

Zatem funkcja $v = f(u_1, u_2, u_3)$ przyjmie postać:

$$v = b_1 u_1 + b_2 u_2 + b_3 u_3 + b_0. \quad (13.1)$$

Po podstawieniu współczynników równanie przyjmie postać:

$$v = 0,0677 u_1 - 0,1469 u_2 - 0,1781 u_3 + 0,1010 \quad (13.2)$$

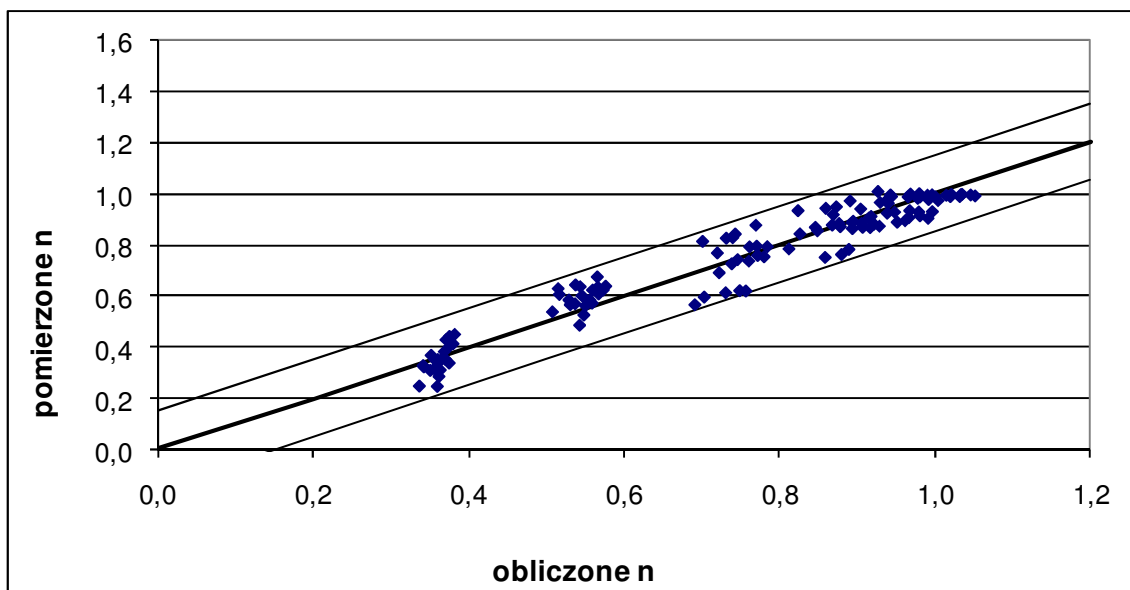
Po przetransformowaniu do postaci pierwotnej równanie przyjmie postać:

$$\log n = 0,0677 \log(Q/Q_{nom}) - 0,1469 \log(V/V_{nom}) - 0,1781 h_{nom}/h + 0,1010 \quad (13.3)$$

Po obustronnym potęgowaniu otrzymuje się zależność:

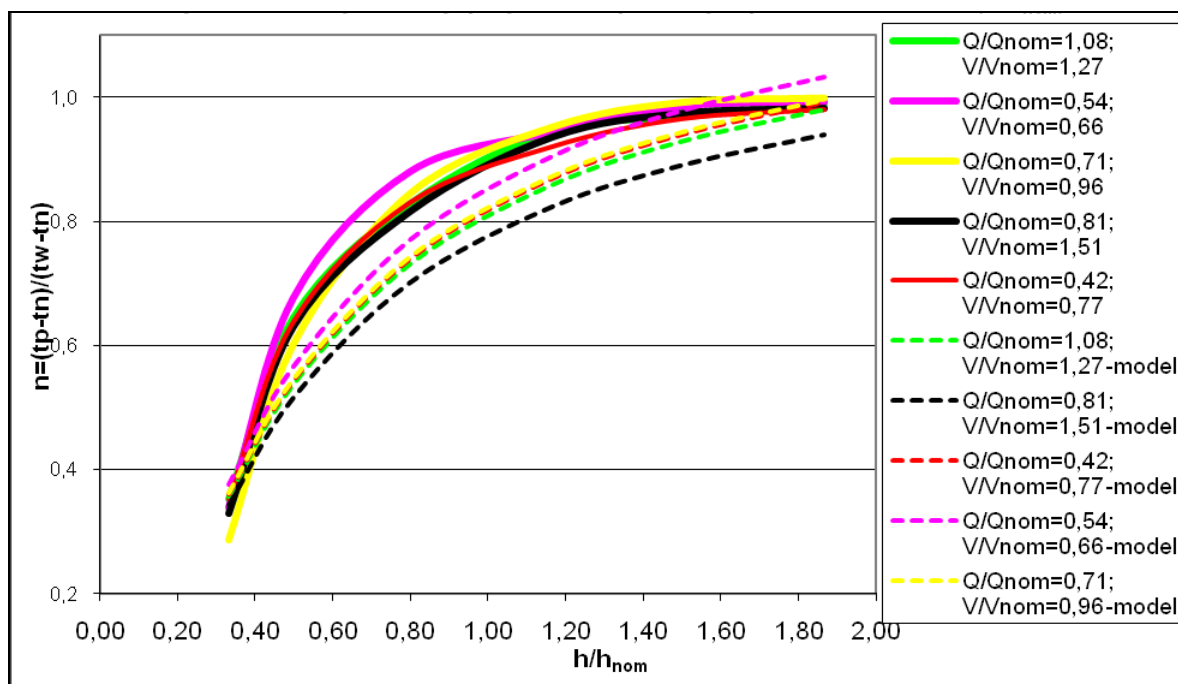
$$n = (Q/Q_{nom})^{0,068} \times (V_{nom}/V)^{0,15} \times 10^{0,1-0,18 h_{nom}/h} \quad (13.4)$$

Porównanie wartości obliczonego bezwymiarowego przyrostu temperatury n z wartościami zmierzonymi przedstawiono na rysunku 13.6.



Rys. 13.6. Porównanie wartości bezwymiarowego przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu n zmierzonej i obliczonej z zależności 13.4

Na rysunku 13.7 przedstawiono dla pięciu wybranych wariantów obciążeń cieplnych i strumieni powietrza wentylującego rozkład temperatury w pomieszczeniu uzyskany na podstawie badań oraz porównawczo na podstawie obliczeń z wykorzystaniem wyprowadzonej zależności (13.4).



Rys. 13.7. Bezwymiarowy przyrost temperatury w pomieszczeniu n w funkcji względnej wysokości pomieszczenia dla przykładowych danych pomiarowych i obliczonych ze wzoru (13.4)

14. PRZYROST TEMPERATURY POWIETRZA W POMIESZCZENIU W OBSZARZE OSÓB SIEDZĄCYCH

Istotnym parametrem wpływającym na komfort cieplny osób przebywających (siedzących) w pomieszczeniu jest różnica temperatury powietrza pomiędzy wysokością 0,1 m a 1,1 m nad podłogą.

W celu opisu matematycznego przyrostu temperatury powietrza pomiędzy wysokością 0,1 a 1,1 m nad podłogą w zależności od mocy zysków ciepła, strumienia powietrza wentylującego oraz całkowitego przyrostu temperatury w pomieszczeniu dla standardowej lokalizacji źródeł zysków ciepła w pomieszczeniu biurowym przeprowadzono analizę wyników pomiarów.

Rozpatrywano dwa przypadki:

$$\Delta t^{1,1-0,1} = t_p^{1,1} - t_p^{0,1} = f(Q/Q_{nom}, V/V_{nom}) \quad (14.1)$$

$$\Delta t^{1,1-0,1} = t_p^{1,1} - t_p^{0,1} = f\left(\frac{(Q/Q_{nom})}{(V/V_{nom})}\right) \quad (14.2)$$

$\Delta t^{1,1-0,1}$ - przyrost temperatury w pomieszczeniu pomiędzy wysokością 0,1 m i 1,1 m nad podłogą,

$t_p^{1,1}$ - temperatura w pomieszczeniu na wysokości 1,1 m nad podłogą,

$t_p^{0,1}$ - temperatura w pomieszczeniu na wysokości 0,1 m nad podłogą,

Q - moc zysków ciepła w pomieszczeniu,

V - strumień powietrza wentylującego;

Opis matematyczny przyrostu temperatury uzyskany został na drodze przeprowadzenia obliczeń regresji wielu zmiennych.

Z przeprowadzonych wcześniej analiz wynika, iż zależności $\Delta t = f\left(\frac{Q}{Q_{nom}}\right)$ i

$\Delta t = f\left(\frac{V}{V_{nom}}\right)$ mają charakter liniowy w związku z czym możliwe jest określenie

współczynników równania empirycznego zależności (14.1) i (14.2) za pomocą regresji liniowej.

Regresję przeprowadzono dla danych zamieszczonych w tabeli 14.1.

Tabela 14.1. Zestawienie serii pomiarowych

L.p.	Seria pomiarowa	Q_z	V	$\Delta t^{1,1-0,1}$	Q/Q_{nom}	V/V_{nom}	$(Q/Q_{nom})/(V/V_{nom})$	Δt
-	-	W	m ³ /h	°C	-	-	-	°C
1	DV 32	590	350	2,46	1,08	1,29	0,84	5,03
2	DV 33	295	180	2,74	0,54	0,66	0,82	4,89
3	DV 35	445	410	1,58	0,81	1,51	0,54	3,24
4	DV 36	230	210	1,73	0,42	0,77	0,54	3,27
5	DV 51	490	350	1,54	0,90	1,29	0,70	4,18
6	DV 56	330	350	1,01	0,60	1,29	0,47	2,81
7	DV 54	390	180	2,74	0,71	0,66	1,08	6,47
8	DV 55	360	410	0,95	0,66	1,51	0,44	2,62
9	DV 50	660	410	2,47	1,21	1,51	0,80	4,81
10	DV 52	560	260	2,81	1,02	0,96	1,07	6,43
11	DV 53	420	210	2,64	0,77	0,77	1,00	5,97
12	DV 57	305	260	1,12	0,56	0,96	0,58	3,50
13	DV 58	275	210	1,18	0,50	0,77	0,65	3,91
14	DV 59	230	180	1,12	0,42	0,66	0,64	3,81
15	DV 89	430	210	2,39	0,79	0,77	1,02	6,11
16	DV 87	790	350	3,14	1,44	1,29	1,12	6,74
17	DV 86	960	410	3,44	1,75	1,51	1,16	6,99
18	DV 88	550	260	2,69	1,01	0,96	1,05	6,31
19	DV 34	390	260	2,69	0,71	0,96	0,75	4,48
20	DV 90	360	180	2,12	0,66	0,66	1,00	5,97

Wyniki przeprowadzonej regresji dla zależności (14.1) przedstawiono w poniższych tabelach.

PODSUMOWANIE - WYJŚCIE

<i>Statystyki regresji</i>	
<i>Wielokrotność R</i>	0,91
<i>R kwadrat</i>	0,83
<i>Dopasowany R kwadrat</i>	0,81
<i>Błąd standardowy</i>	0,35
<i>Obserwacje</i>	18

ANALIZA WARIANCJI

	<i>df</i>	<i>SS</i>	<i>MS</i>	<i>F</i>	<i>Istotność F</i>
Regresja	2	9,2765	4,6382	37,0606	1,5697E-06
Resztkowy	15	1,8773	0,1251		
Razem	17	11,1538			

	<i>Współczynniki</i>	<i>Błąd standardowy</i>	<i>t Stat</i>	<i>Wartość-p</i>
Przecięcie	1,759	0,2921	6,0226	2,335E-05
Zmienna X 1	2,567	0,2982	8,6085	3,451E-07
Zmienna X 2	-1,722	0,3263	-5,279	9,270E-05

Wyniki przeprowadzonej regresji dla zależności (14.2) przedstawiono w poniższych tabelach.

PODSUMOWANIE - WYJŚCIE

<i>Statystyki regresji</i>	
<i>Wielokrotność R</i>	0,92
<i>R kwadrat</i>	0,85
<i>Dopasowany R kwadrat</i>	0,84
<i>Błąd standardowy</i>	0,32
<i>Obserwacje</i>	18

ANALIZA WARIANCJI

	<i>df</i>	<i>SS</i>	<i>MS</i>	<i>F</i>	<i>Istotność F</i>
Regresja	1	9,4847	9,4847	90,9205	5,3041E-08
Reszkowy	16	1,6691	0,1043		
Razem	17	11,1538			

	<i>Współczynniki</i>	<i>Błąd standardowy</i>	<i>t Stat</i>	<i>Wartość-p</i>
Przecięcie	-0,362	0,269	-1,3478	0,1965
Zmienna X 1	3,049	0,3199	9,5352	5,304E-08

Do obliczeń zastosowano klasyczny model regresji liniowej – przypadek wielu zmiennych objaśniających. Obliczenia przeprowadzono w sposób analogiczny do obliczeń przedstawionych w rozdziale 12.

Dla zależności $\Delta t^{1,1-0,1} = f(Q/Q_{nom}, V/V_{nom})$ współczynnik determinacji wynosi:

$$R^2 = \frac{SSR}{SST} = \frac{9,28}{11,15} = 0,83.$$

Dla zależności $\Delta t^{1,1-0,1} = f\left(\frac{Q/Q_{nom}}{V/V_{nom}}\right)$ współczynnik determinacji wynosi:

$$R^2 = \frac{SSR}{SST} = \frac{9,48}{11,15} = 0,85.$$

Wartość średnia kwadratów reszt (wariancja składnika losowego) MSE wynosi:

- dla zależności $\Delta t^{1,1-0,1} = f(Q/Q_{nom}, V/V_{nom})$: MSE=0,125;

- dla zależności $\Delta t^{1,1-0,1} = f\left(\frac{Q/Q_{nom}}{V/V_{nom}}\right)$: MSE=0,104.

Odchylenie standardowe reszt (standardowy błąd estymacji) dla badanego przypadku wynosi:

- dla zależności $\Delta t^{1,1-0,1} = f(Q/Q_{nom}, V/V_{nom})$: S=0,35;

- dla zależności $\Delta t^{1,1-0,1} = f\left(\frac{Q/Q_{nom}}{V/V_{nom}}\right)$: S=0,32.

14.1. Badanie istotności parametrów strukturalnych β_i

Badanie przeprowadzono w sposób przedstawiony w rozdziale 12.

Badanie istotności parametrów strukturalnych β_i polega na przeprowadzeniu testu t-Studenta i testu F.

Test t-Studenta polega na weryfikacji hipotez postaci:

- $H_0 : \beta_j = 0$ - parametr β_j nieistotnie różni się od zera, zmienna objaśniająca X_j nieistotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y
- $H_A : \beta_j \neq 0$ - parametr β_j istotnie różni się od zera, zmienna objaśniająca X_j istotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y

Wartość testu t-Studenta wynosi $t_{b_1} = \frac{b_1}{S_{b_1}}$, gdzie

$$S_{b_1} = \frac{S}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}} - \text{średni błąd resztowy parametru } b_1.$$

Dla zależności $\Delta t^{1,1-0,1} = f(Q/Q_{nom}, V/V_{nom})$:

$$b_1 = 2,5672$$

$$b_2 = -1,7224$$

$$S_{b_1} = 0,298$$

$$S_{b_2} = 0,326$$

$$t_{B1} = 8,61$$

$$t_{B2} = -5,28.$$

Dla zależności $\Delta t^{1,1-0,1} = f\left(\frac{(Q/Q_{nom})}{(V/V_{nom})}\right)$:

$$b_1 = 3,05$$

$$S_{b_1} = 0,3199$$

$$t_{B1} = 9,54.$$

Dla zależności $\Delta t^{1,1-0,1} = f(Q/Q_{nom}, V/V_{nom})$ hipoteza zerowa H_0 zostaje odrzucona, ponieważ wartości $p_1 = 3,4516 \times 10^{-7} < 0,05$, $p_2 = 9,2707 \times 10^{-5} < 0,05$. Wobec tego parametry b_1 , b_2 są istotne na poziomie istotności 5%.

Dla zależności $\Delta t^{1,1-0,1} = f\left(\frac{(Q/Q_{nom})}{(V/V_{nom})}\right)$ hipoteza zerowa H_0 zostaje odrzucona, ponieważ wartość $p_1 = 5,3 \times 10^{-8} < 0,05$. Wobec tego parametr b_1 jest istotny na poziomie istotności 5%.

Badanie istotności parametrów strukturalnych testem F polega na badaniu istotności wszystkich parametrów strukturalnych łącznie:

- $H_0 : \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_k = 0$ - parametr β_1 nieistotnie różni się od β_2, β_k , zera; zmienna objaśniająca X nieistotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y,
- $H_A : \beta_j \neq 0$ - parametr β_j istotnie różni się od zera; zmienna objaśniająca X istotnie wpływa na zmienną objaśnianą Y.

Dla zależności $\Delta t^{1,1-0,1} = f(Q/Q_{nom}, V/V_{nom})$:

$$MSR = 4,6382$$

$$MSE = 0,1251$$

$$F = 37,06.$$

Istotność $F = 1,57 \times 10^{-6} < 0,05$, zatem hipoteza H_0 zostaje odrzucona. Wszystkie parametry strukturalne β_i są istotne.

Dla zależności $\Delta t^{1,1-0,1} = f\left(\frac{(Q/Q_{nom})}{(V/V_{nom})}\right)$:

$$MSR = 9,4847$$

$$MSE = 0,1043$$

$$F = 90,92.$$

Istotność $F = 5,3 \times 10^{-8} < 0,05$, zatem hipoteza H_0 zostaje odrzucona. Wszystkie parametry strukturalne β_i są istotne.

14.2. Wyprowadzenie równania końcowego

Dla zależności $\Delta t^{1,1-0,1} = f(Q/Q_{nom}, V/V_{nom})$:

$$b_0 = 1,759,$$

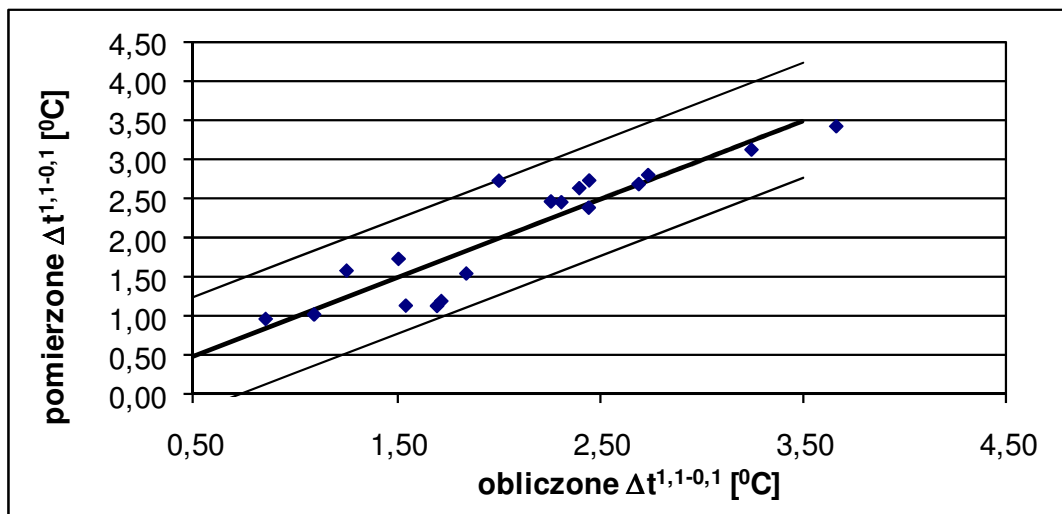
$$b_1 = 2,5672,$$

$$b_2 = -1,7224.$$

Zatem funkcja $\Delta t^{1,1-0,1} = f(Q/Q_{nom}, V/V_{nom})$ przyjmie postać:

$$\Delta t^{1,1-0,1} = 2,57 \times Q/Q_{nom} - 1,72 \times V/V_{nom} + 1,76 \quad (14.3)$$

Porównanie wartości przyrostu temperatury powietrza zmierzonej i obliczonej ze wzoru (14.3) przedstawiono na rysunku 14.1.



Rys. 14.1. Porównanie wartości $\Delta t^{1,1-0,1}$ zmierzonej i obliczonej z równania 14.3

Dla zależności $\Delta t^{1,1-0,1} = f\left(\frac{(Q/Q_{nom})}{(V/V_{nom})}\right)$:

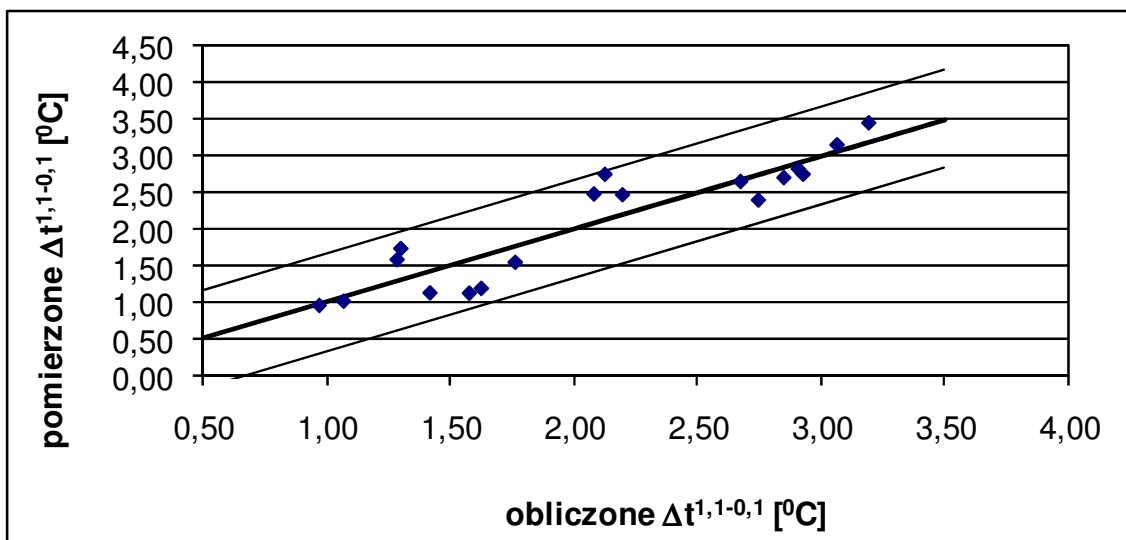
$$b_0 = -0,3625,$$

$$b_1 = 3,0499.$$

Zatem funkcja $\Delta t^{1,1-0,1} = f\left(\frac{(Q/Q_{nom})}{(V/V_{nom})}\right)$ przyjmie postać:

$$\Delta t^{1,1-0,1} = 3,05 \times (Q/Q_{nom})/(V/V_{nom}) - 0,36 \quad (14.4)$$

Porównanie wartości przyrostu temperatury powietrza zmierzonej i obliczonej ze wzoru (14.4) przedstawiono na rysunku 14.2.



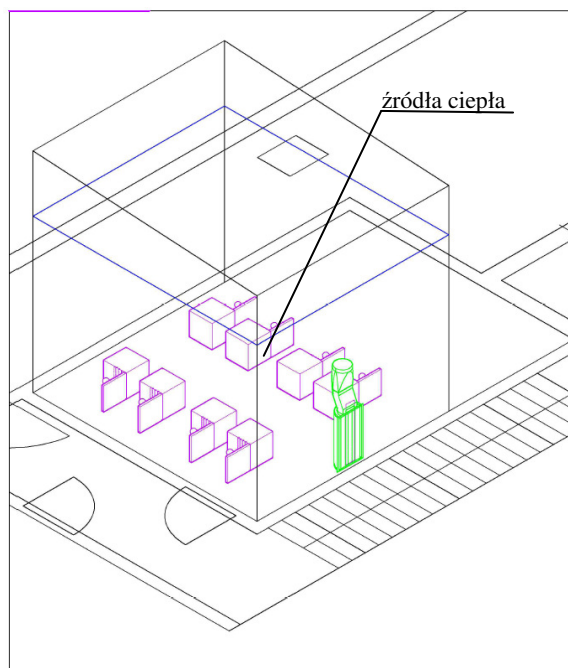
Rys. 14.2. Porównanie wartości $\Delta t^{1,1-0,1}$ zmierzonej i obliczonej z równania (14.4)

Statystyczne opracowanie wyników badań (wartości współczynnika determinacji R^2) wskazuje, że zależność (14.4) dokładniej opisuje zjawisko przyrostu temperatury powietrza w strefie pomieszczenia na wysokości 0,1 do 1,1 m nad podłogą w porównaniu z zależnością (14.3). W związku z powyższym zależność (14.4) wskazana jest do obliczeń.

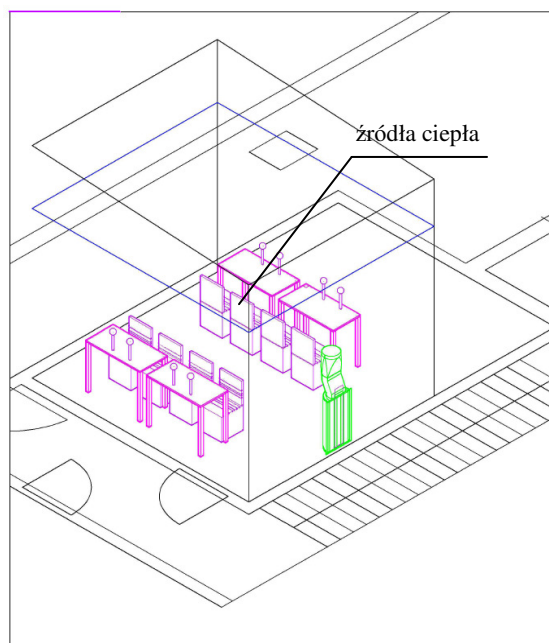
Opracowana zależność (14.4) pozwala na określenie przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu pomiędzy wysokością 0,1 m a 1,1 m nad podłogą. Na podstawie tego przyrostu można stwierdzić czy spełnione są warunki komfortu cieplnego w pomieszczeniu.

15. WPŁYW LOKALIZACJI ŹRÓDEŁ CIEPŁA NA ROZKŁAD TEMPERATURY POWIETRZA W POMIESZCZENIU

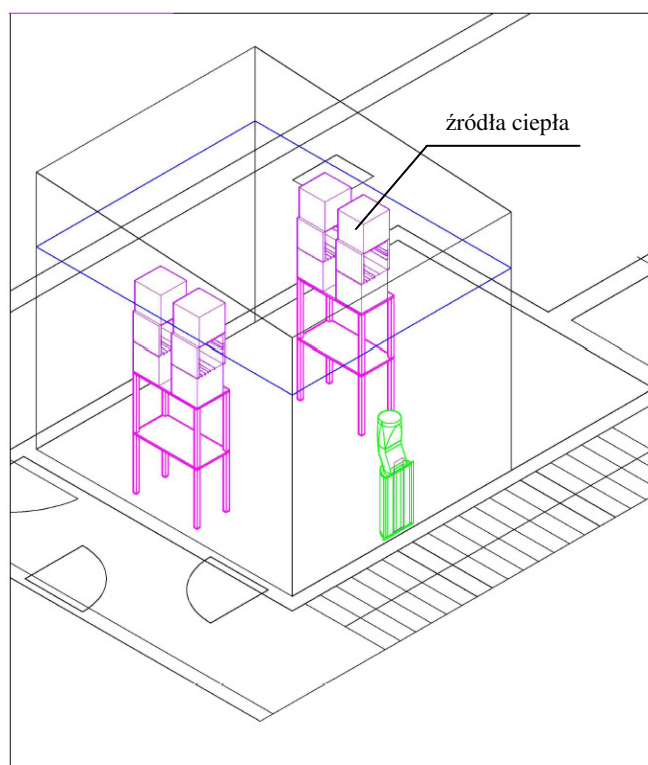
Poniżej przedstawiono analizę rozkładu temperatury w pomieszczeniu w zależności od wysokości usytuowania źródeł ciepła w pomieszczeniu. Rozpatrywano trzy przypadki wysokości usytuowania źródeł ciepła:



- I. Usytuowanie źródeł ciepła w pomieszczeniu na wysokości 0 – 50 cm nad podłogą, dalej oznaczono jako D,



- II. Usytuowanie źródeł ciepła w pomieszczeniu na wysokości 50 – 120 cm nad podłogą, dalej oznaczono jako Ś,



III. Usytuowanie źródeł ciepła w pomieszczeniu na wysokości 220 – 260 cm nad podłogą, dalej oznaczono jako G.

Analizę przeprowadzono dla pomiarów przedstawionych w tabeli 15.1.

Tabela 15.1. Zestawienie serii pomiarowych

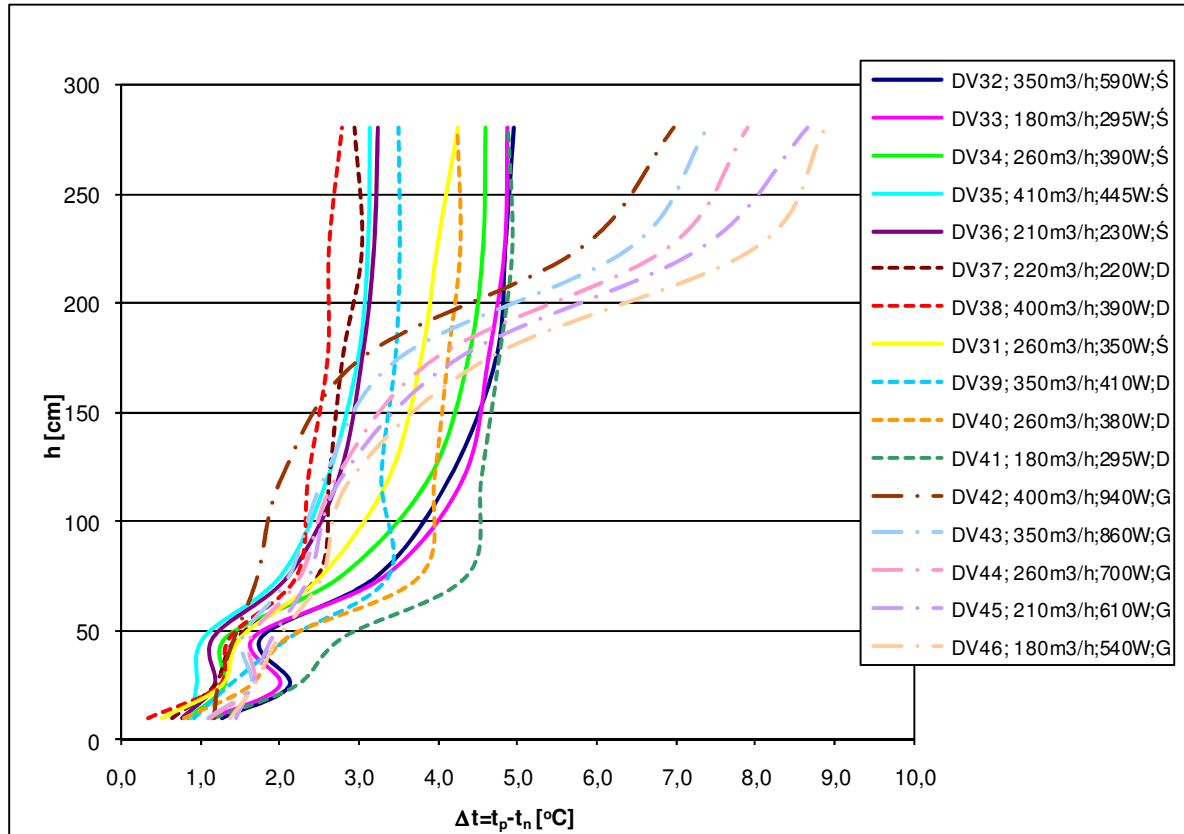
L.p.	Seria pomiarowa	Q_z	V	h	Δt	Wysokość usytuowania źródeł ciepła
-		W	m ³ /h	m	°C	cm
1	DV 31	350	260	0,05	0,5	50-120
2		350	260	0,25	1,3	
3		350	260	0,50	1,5	
4		350	260	0,75	2,5	
5		350	260	1,20	3,4	
6		350	260	1,75	3,8	
7		350	260	2,25	4,0	
8		350	260	2,80	4,3	
9	DV 32	590	350	0,05	1,3	50-120
10		590	350	0,25	2,1	
11		590	350	0,50	1,8	

12		590	350	0,75	3,2	
13		590	350	1,20	4,1	
14		590	350	1,75	4,7	
15		590	350	2,25	4,8	
16		590	350	2,80	5,0	
17	DV 33	295	180	0,05	1,1	50-120
18		295	180	0,25	2,0	
19		295	180	0,50	1,7	
20		295	180	0,75	3,3	
21		295	180	1,20	4,3	
22		295	180	1,75	4,6	
23		295	180	2,25	4,8	
24		295	180	2,80	4,9	
25	DV 34	390	260	0,05	0,8	50-120
26		390	260	0,25	1,3	
27		390	260	0,50	1,3	
28		390	260	0,75	2,8	
29		390	260	1,20	3,9	
30		390	260	1,75	4,4	
31		390	260	2,25	4,6	
32		390	260	2,80	4,6	
33	DV 35	445	410	0,05	0,9	50-120
34		445	410	0,25	1,0	
35		445	410	0,50	1,1	
36		445	410	0,75	2,0	
37		445	410	1,20	2,6	
38		445	410	1,75	3,0	
39		445	410	2,25	3,1	
40		445	410	2,80	3,1	
41	DV 36	230	210	0,05	0,8	50-120
42		230	210	0,25	1,2	
43		230	210	0,50	1,2	
44		230	210	0,75	2,1	
45		230	210	1,20	2,7	
46		230	210	1,75	3,0	
47		230	210	2,25	3,2	
48		230	210	2,80	3,2	
49	DV 37	220	220	0,05	0,7	0-50
50		220	220	0,25	1,2	

51		220	220	0,50	1,5	
52		220	220	0,75	2,5	
53		220	220	1,20	2,6	
54		220	220	1,75	2,8	
55		220	220	2,25	3,0	
56		220	220	2,80	2,9	
57		390	400	0,05	0,3	
58		390	400	0,25	1,2	
59		390	400	0,50	1,4	
60		390	400	0,75	2,2	
61	DV 38	390	400	1,20	2,4	0-50
62		390	400	1,75	2,6	
63		390	400	2,25	2,6	
64		390	400	2,80	2,8	
65		410	350	0,05	0,9	
66		410	350	0,25	1,4	
67		410	350	0,50	2,1	
68		410	350	0,75	3,4	
69	DV 39	410	350	1,20	3,3	0-50
70		410	350	1,75	3,5	
71		410	350	2,25	3,5	
72		410	350	2,80	3,5	
73		380	260	0,05	0,8	
74		380	260	0,25	1,6	
75		380	260	0,50	2,1	
76		380	260	0,75	3,8	
77	DV 40	380	260	1,20	4,0	0-50
78		380	260	1,75	4,1	
79		380	260	2,25	4,3	
80		380	260	2,80	4,2	
81		295	180	0,05	1,2	
82		295	180	0,25	2,2	
83		295	180	0,50	2,8	
84		295	180	0,75	4,4	
85	DV 41	295	180	1,20	4,6	0-50
86		295	180	1,75	4,8	
87		295	180	2,25	4,9	
88		295	180	2,80	4,9	
89	DV 42	940	400	0,05	1,2	220-260

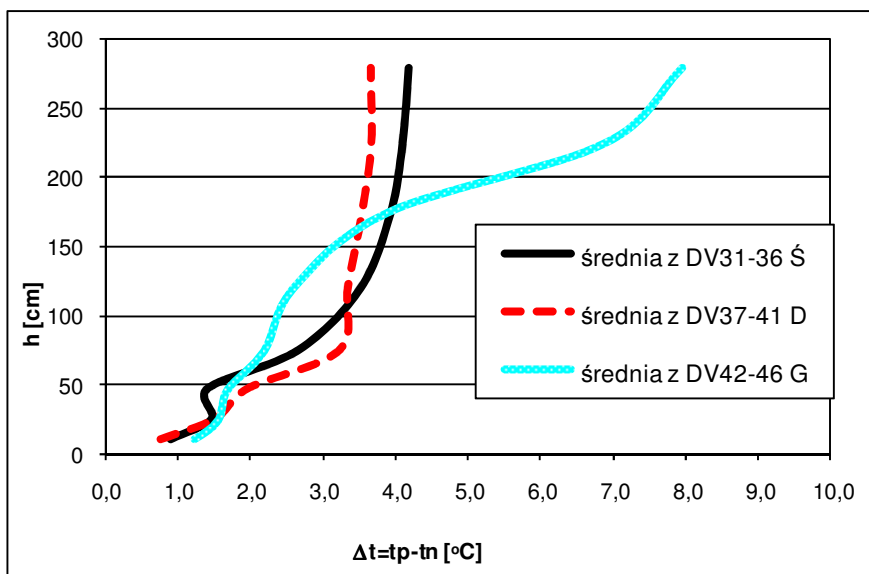
90		940	400	0,25	1,2	
91		940	400	0,50	1,4	
92		940	400	0,75	1,7	
93		940	400	1,20	2,0	
94		940	400	1,75	3,1	
95		940	400	2,25	5,8	
96		940	400	2,80	7,0	
97	DV 43	860	350	0,05	1,1	220-260
98		860	350	0,25	1,6	
99		860	350	0,50	1,5	
100		860	350	0,75	2,1	
101		860	350	1,20	2,6	
102		860	350	1,75	3,5	
103		860	350	2,25	6,4	
104		860	350	2,80	7,4	
105	DV 44	700	260	0,05	1,1	220-260
106		700	260	0,25	1,7	
107		700	260	0,50	1,6	
108		700	260	0,75	2,3	
109		700	260	1,20	2,7	
110		700	260	1,75	4,0	
111		700	260	2,25	6,9	
112		700	260	2,80	7,9	
113	DV 45	610	210	0,05	1,5	220-260
114		610	210	0,25	1,7	
115		610	210	0,50	1,9	
116		610	210	0,75	2,4	
117		610	210	1,20	2,8	
118		610	210	1,75	4,3	
119		610	210	2,25	7,3	
120		610	210	2,80	8,7	
121	DV 46	540	180	0,05	1,4	220-260
122		540	180	0,25	1,7	
123		540	180	0,50	2,0	
124		540	180	0,75	2,5	
125		540	180	1,20	2,9	
126		540	180	1,75	4,6	
127		540	180	2,25	8,0	
128		540	180	2,80	8,9	

Na rysunku 15.1 przedstawiono przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu dla różnych wariantów obciążenia cieplnego, strumieni powietrza oraz lokalizacji źródeł ciepła w pomieszczeniu.



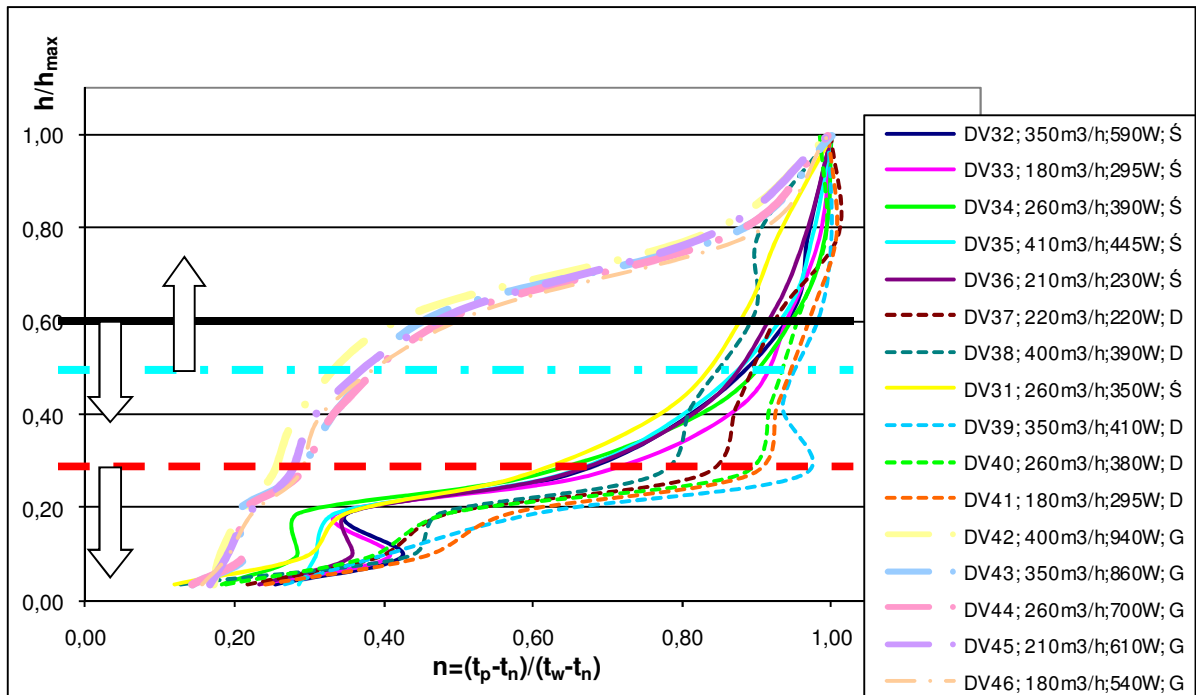
Rys. 15.1. Przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od lokalizacji źródeł ciepła

Na rysunku 15.2 przedstawiono średni arytmetyczny przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od lokalizacji źródeł ciepła w pomieszczeniu.

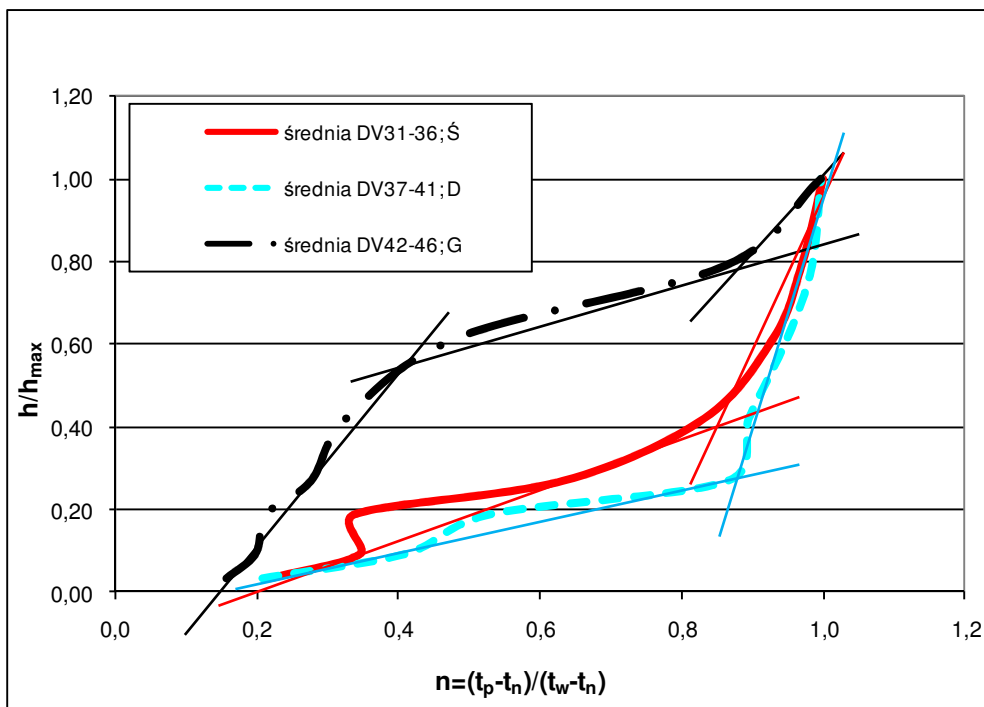


Rys. 15.2. Średni przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od lokalizacji źródeł ciepła

Zmiana temperatury powietrza wraz z wysokością jest silnie skorelowana z wysokością usytuowania źródeł ciepła w pomieszczeniu. Rozmieszczenie źródeł ciepła w pomieszczeniu - pod warunkiem, że znajdują się one na tej samej wysokości - nie wpływa w znaczący sposób (poza lokalnymi zaburzeniami) na rozkład temperatury w pomieszczeniu. Dokładna analiza rozkładu przyrostu temperatury w pomieszczeniu przedstawiona została na rysunkach 15.3 i 15.4. Na rysunkach tych przedstawiono bezwymiarowy rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od wysokości usytuowania źródeł ciepła.



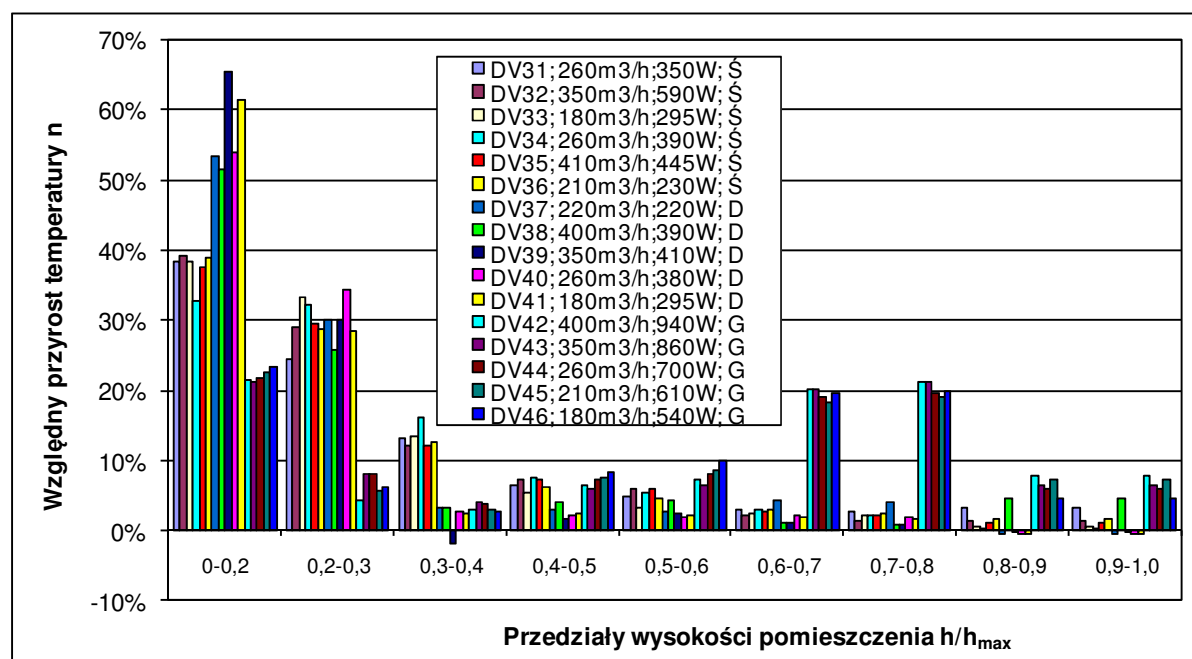
Rys. 15.3. Bezwymiarowy rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu (dla $V=180-410 \text{ m}^3/\text{h}$ i $Q_z \sim 230-940 \text{ W}$) w zależności od względnej wysokości usytuowania źródeł ciepła



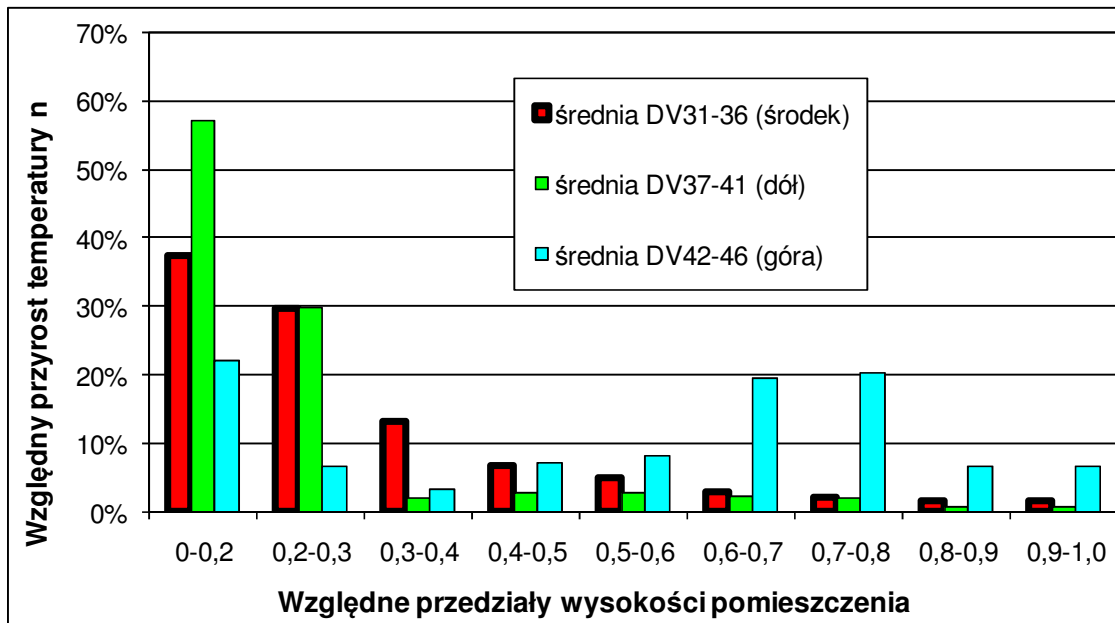
Rys. 15.4. Średni bezwymiarowy rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu (dla $V=180-410 \text{ m}^3/\text{h}$ i $Q_z \sim 230-940 \text{ W}$) w zależności od względnej wysokości usytuowania źródeł ciepła

Linie proste wyróżniają obszary o zmienionych charakterach przyrostu temperatury. Przy lokalizacji źródeł ciepła na wysokości 0 – 50 cm dominująca część przyrostu temperatury powietrza przypada na strefę pomieszczenia do wysokości względnej $h/h_{\max} = 0,3$ (niebieska przerywana linia). Dla lokalizacji źródeł ciepła na wysokości 50 – 120 cm dominująca część przyrostu temperatury przypada na strefę pomieszczenia do wysokości względnej $h/h_{\max} = 0,4$ (czerwona ciągła linia). Lokalizacja źródeł ciepła na wysokości 220 – 260 cm powoduje, że dominujący przyrost temperatury powietrza występuje w górnej strefie pomieszczenia w zakresie h/h_{\max} od 0,5 do 0,9.

Na rys.15.5 i 15.6 przedstawiono procentowy udział przyrostu temperatury powietrza w poszczególnych przedziałach wysokości pomieszczenia. Rysunki te obrazują procentowy rozkład przyrostu temperatury w pomieszczeniu i lokalizują strefy maksymalnego przyrostu temperatury w pomieszczeniu w zależności od usytuowania źródeł ciepła.



Rys. 15.5. Procentowy udział przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu w poszczególnych przedziałach względnej wysokości pomieszczenia dla rozpatrywanej wysokości usytuowania źródeł ciepła, ich mocy oraz strumieni powietrza



Rys. 15.6. Średni procentowy udział przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu w poszczególnych przedziałach względnej wysokości pomieszczenia

Przy lokalizacji zysków ciepła na wysokości 0 - 50 cm nad podłogą (kolor zielony) 57% całkowitego przyrostu temperatury powietrza przypada na strefę pomieszczenia do wysokości względnej $h/h_{\max} = 0,2$, 30% całkowitego przyrostu temperatury powietrza przypada z kolei na strefę pomieszczenia od 0,2 do 0,3 wysokości względnej pomieszczenia h/h_{\max} . Zatem na strefę pomieszczenia do wysokości względnej $h/h_{\max} = 0,3$ przypada 87% całkowitego przyrostu temperatury w pomieszczeniu. Pozostałe 13% przyrostu temperatury przypada na strefę pomieszczenia powyżej 0,3 wysokości względnej.

Przy lokalizacji zysków ciepła na wysokości 50 - 120 cm nad podłogą (kolor czerwony) dominująca część całkowitego przyrostu temperatury w pomieszczeniu przypada również na strefę do wysokości względnej $h/h_{\max} < 0,3$. Na strefę tą przypada 68% całkowitego przyrostu temperatury. Przyrost temperatury wraz z wysokością w tym przypadku jest bardziej wyrównany. Na strefę pomieszczenia powyżej wysokości względnej $h/h_{\max} = 0,3$ przypada 32% całkowitego przyrostu temperatury w pomieszczeniu, podczas gdy dla lokalizacji źródeł zysków ciepła w przestrzeni 0 - 50 cm było to tylko 13%.

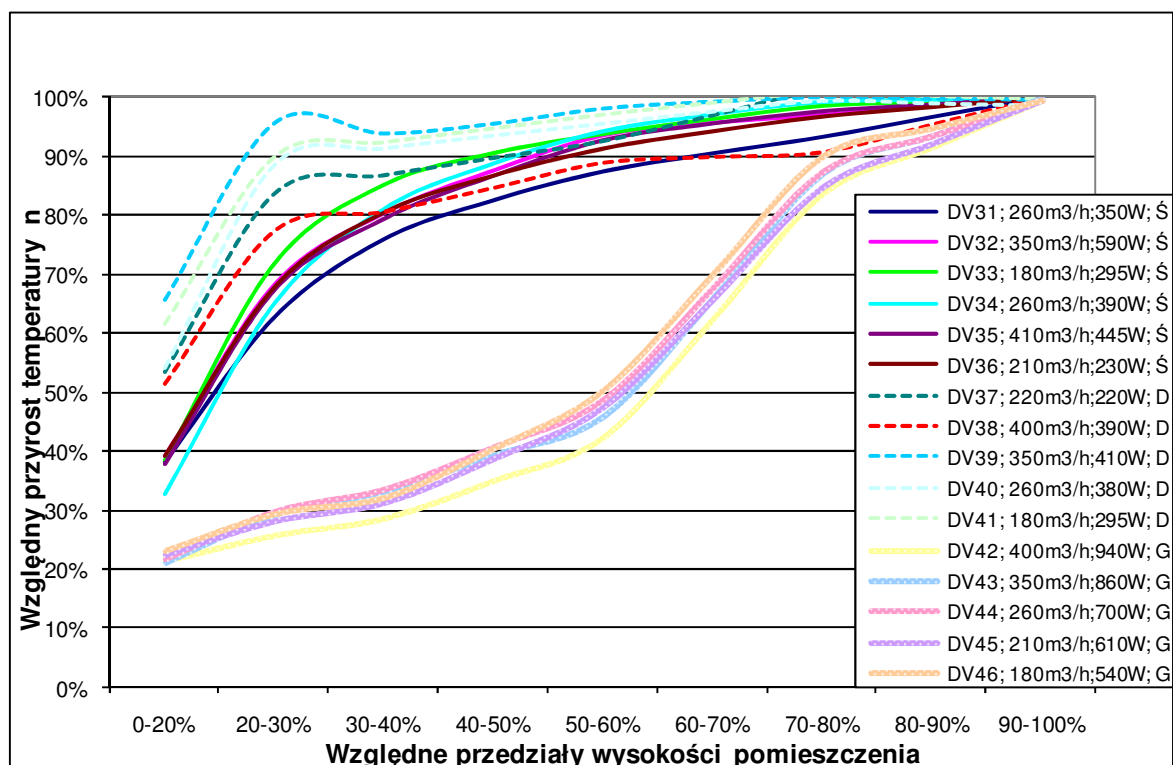
Przy lokalizacji zysków ciepła na wysokości 220 - 260 cm nad podłogą (kolor niebieski) dominująca część całkowitego przyrostu temperatury w pomieszczeniu przypada na strefę wysokości względnej $0,6 < h/h_{\max} < 0,8$. Na strefę tą przypada 39% całkowitego przyrostu temperatury w pomieszczeniu. Znaczna część całkowitego przyrostu temperatury w pomieszczeniu przypada również na strefę wysokości względnej $0 < h/h_{\max} < 0,2$. Jest to

około 22% całkowitego przyrostu temperatury w pomieszczeniu. Nielsen [110] podaje, że przyrost ten może być związany z oddawaniem przez podłogę ciepła uzyskanego na drodze promieniowania od ogrzanego sufitu i ścian.

Można zatem stwierdzić bardzo silną korelację lokalizacji pionowej źródeł ciepła z rozkładem pionowym przyrostu temperatury w pomieszczeniu.

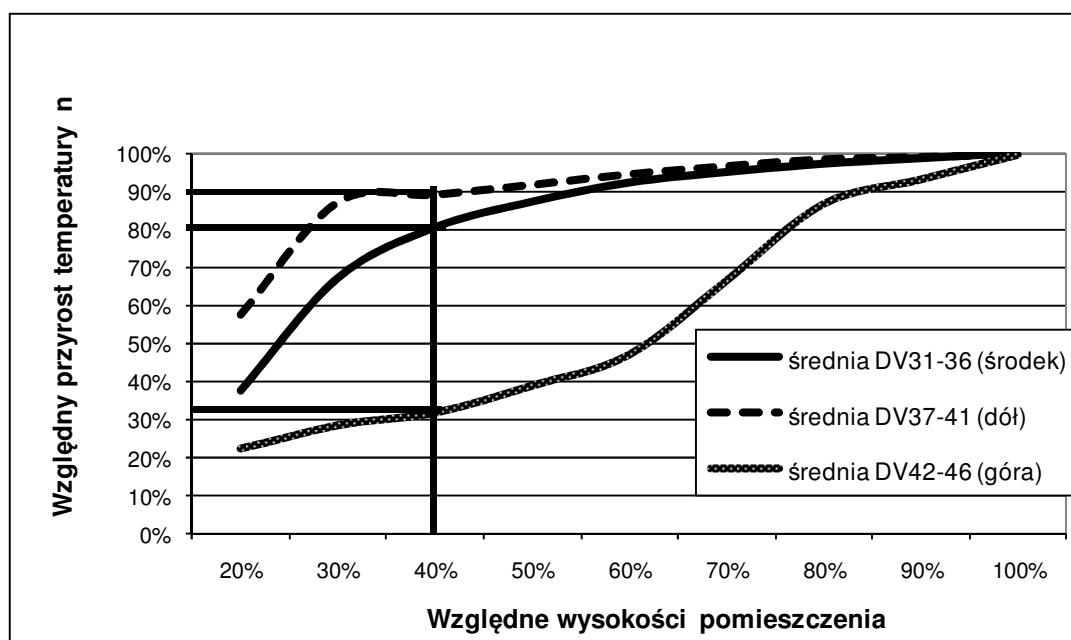
Na rysunkach 15.7 i 15.8 przedstawiono uporządkowany wykres bezwymiarowego przyrostu temperatury powietrza w zależności od względnej wysokości pomieszczenia oraz od wysokości usytuowania źródeł ciepła. Zakładając wysokość strefy przebywania ludzi, w przypadku osób siedzących, równą 120 cm dla pomieszczenia biurowego o wysokości 300 cm strefa ta będzie miała względną wysokość równą 0,4. Dla takiej względnej wysokości strefy przebywania ludzi względny przyrost temperatury w pomieszczeniu wyniesie:

- $n = 89\%$ dla lokalizacji źródeł zysków ciepła na względnej wysokości $0 < h/h_{\max} < 0,17$;
- $n = 80\%$ dla lokalizacji źródeł zysków ciepła na względnej wysokości $0,17 < h/h_{\max} < 0,4$;
- $n = 32\%$ dla lokalizacji źródeł zysków ciepła na względnej wysokości $0,6 < h/h_{\max} < 0,75$.



Rys. 15.7. Względny przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od względnej wysokości pomieszczenia i wysokości usytuowania źródeł ciepła w zakresie

$$V = 180-410 \text{ m}^3/\text{h} \text{ i } Q_z = 230-940 \text{ W}$$



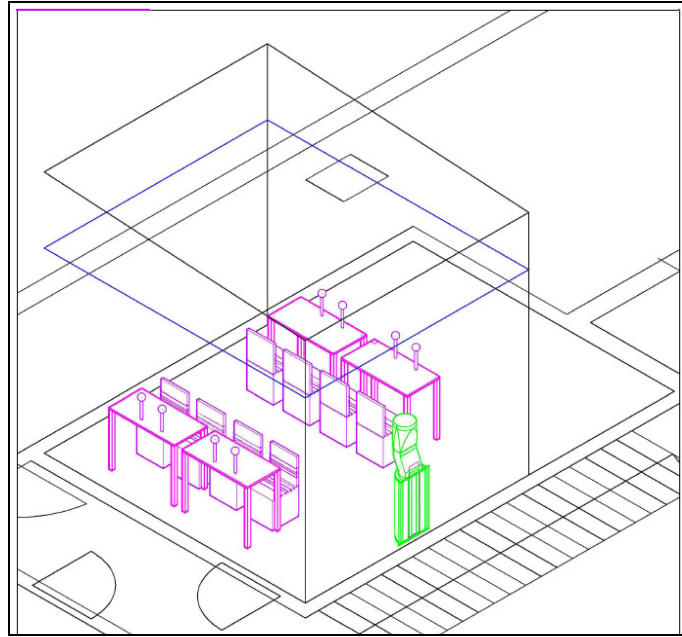
Rys. 15.8. Względny średni przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od względnej wysokości pomieszczenia i wysokości usytuowania źródeł ciepła w zakresie $V = 180-410 \text{ m}^3/\text{h}$ i $Q_z = 230-940 \text{ W}$

16. WPŁYW LOKALIZACJI NAWIEWNIKA POWIETRZA NA ROZKŁAD TEMPERATURY POWIETRZA W POMIESZCZENIU

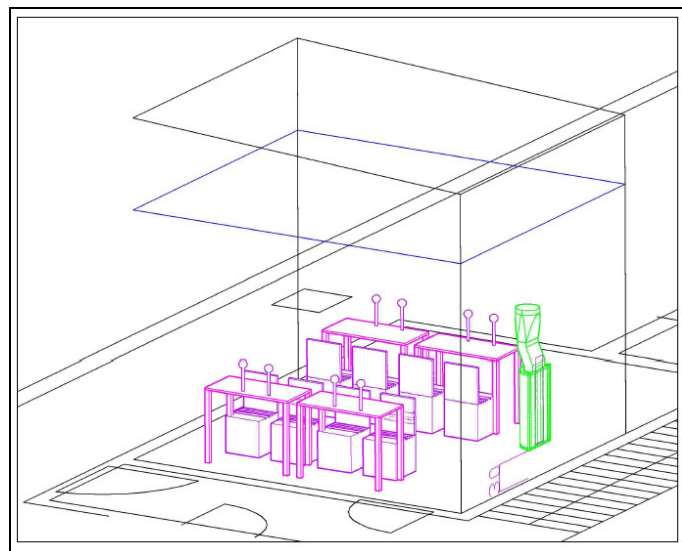
Poniżej przedstawiono analizę rozkładu temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od wysokości usytuowania nawiewnika powietrza. Rozkład temperatury powietrza rozpatrywano przy lokalizacji źródeł ciepła na wysokości 50 – 120 cm oraz trzech wysokościach usytuowania nawiewnika, odpowiednio:

- na podłodze (pozycja oznaczona jako 1),
- na wysokości 30 cm nad podłogą (pozycja oznaczona jako 2),
- na wysokości 60 cm nad podłogą (pozycja oznaczona jako 3).

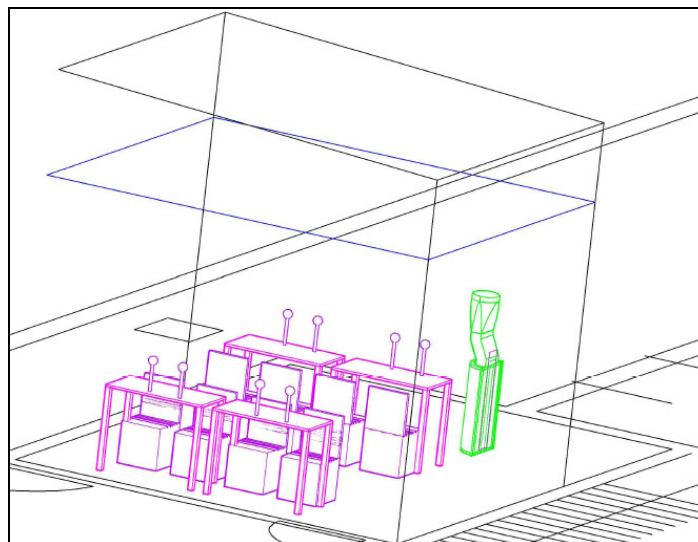
Na rysunkach 16.1, 16.2 i 16.3 przedstawiono wyżej wymienione usytuowania nawiewnika i źródeł ciepła w pomieszczeniu badawczym (laboratorium).



Rys. 16.1. Usytuowanie nawiewnika wporowego na podłodze; pozycja 1



**Rys. 16.2. Usytuowanie nawiewnika wporowego na wysokości 30 cm nad podłogą;
pozycja 2**



**Rys. 16.3. Usytuowanie nawiewnika wyporowego na wysokości 60 cm nad podłogą;
pozycja 3**

Analizę przeprowadzono dla pomiarów, które zamieszczono w tabeli 16.1.

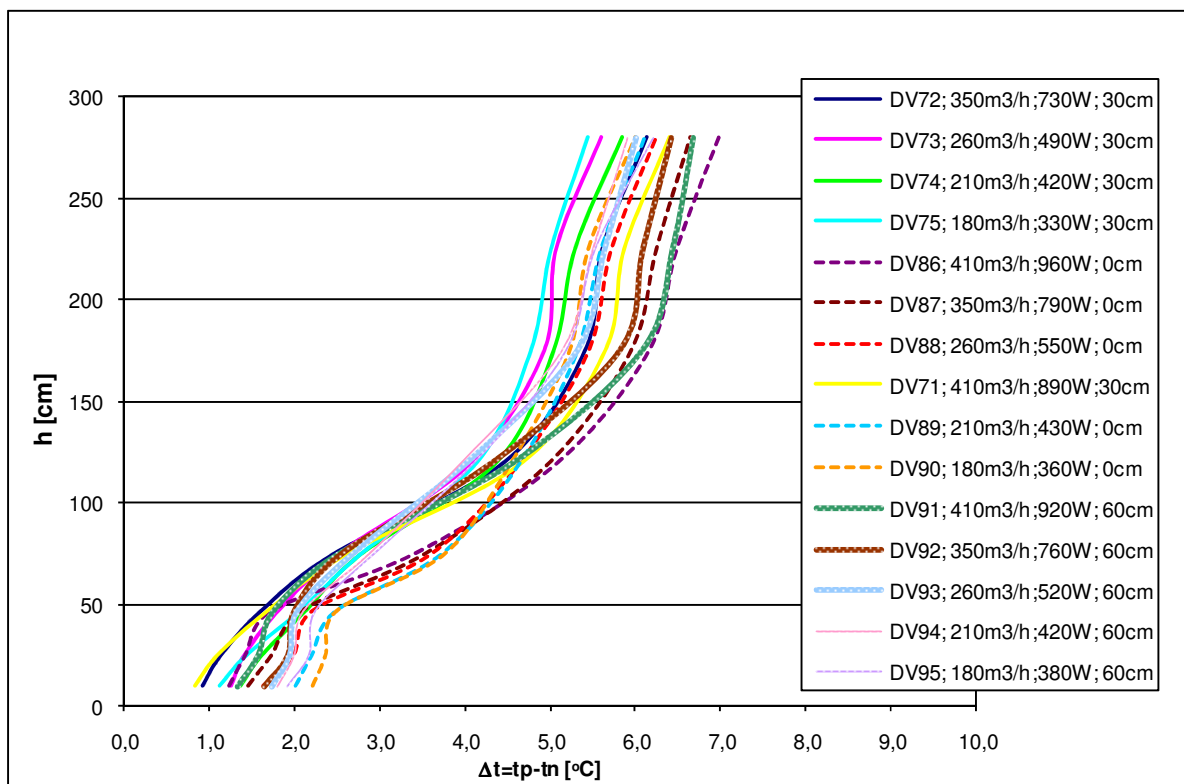
Tabela 16.1. Zestawienie serii pomiarowych

L.p.	Seria pomiarowa	Q_z	V	Δt	H_n
-	-	W	m^3/h	K	cm
1	DV 90	360	180	6,0	0
2	DV 89	430	210	6,1	
3	DV 88	550	260	6,3	
4	DV 87	790	350	6,7	
5	DV 86	960	410	7,0	
6	DV 75	330	180	5,5	30
7	DV 74	420	210	6,0	
8	DV 73	490	260	5,6	
9	DV 72	730	350	6,2	
10	DV 71	890	410	6,5	
11	DV 95	380	180	6,3	60
12	DV 94	420	210	6,0	
13	DV 93	520	260	6,0	
14	DV 92	760	350	6,5	
15	DV 91	920	410	6,7	

Dla każdej lokalizacji nawiewnika analizowano rozkłady temperatury powietrza w pomieszczeniu dla różnych strumieni powietrza nawiewanego i obciążenia cieplnego,

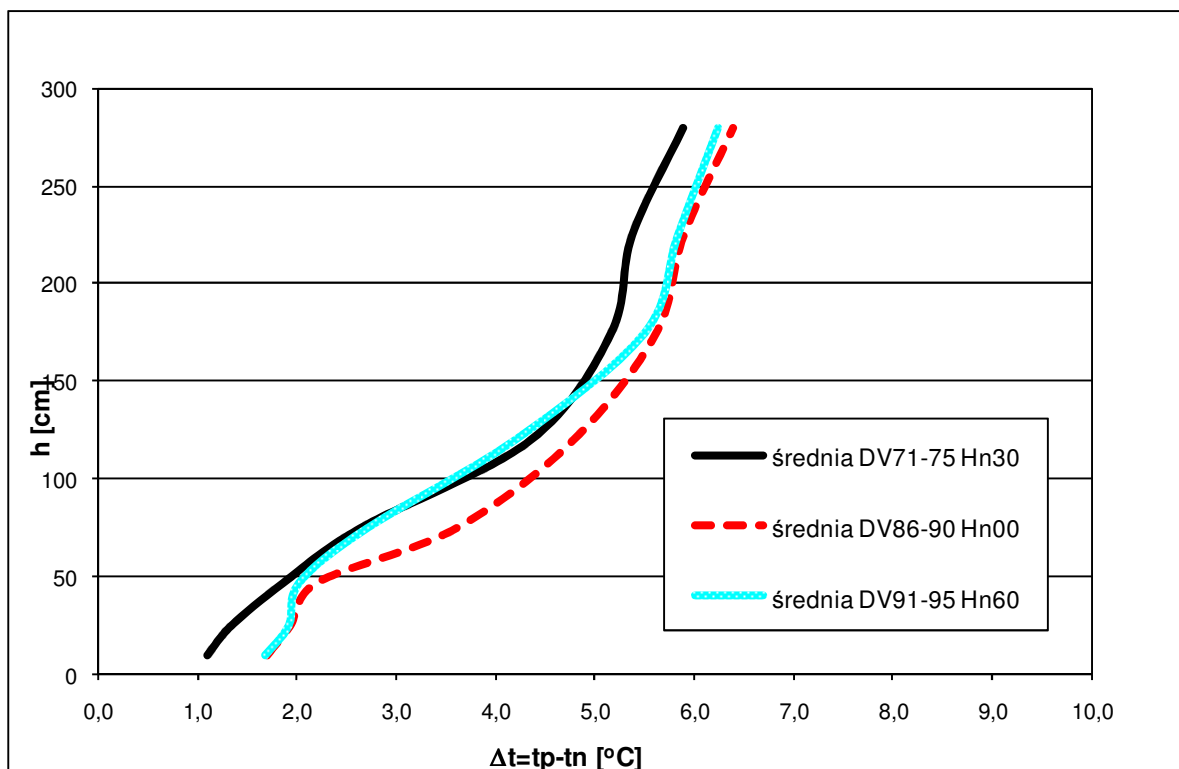
zachowując dla wszystkich przypadków podobny przyrost temperatury w pomieszczeniu równy około 6°C . Źródła ciepła w pomieszczeniu we wszystkich wariantach pomiarowych zlokalizowano w strefie od 50 cm do 120 cm nad podłogą, były to więc warunki zbliżone do panujących w typowym pomieszczeniu biurowym.

Na rysunku 16.4 przedstawiono przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu dla różnych wariantów obciążenia cieplnego, strumieni powietrza oraz lokalizacji nawiewnika powietrza w zależności od wysokości w pomieszczeniu.



Rys. 16.4. Przyrost temperatury powietrza na wysokości w pomieszczeniu w zależności od wysokości usytuowania nawiewnika, dla różnych strumieni powietrza i obciążeń cieplnych ($V=180\text{-}410\text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z=330\text{-}960\text{ W}$)

Na rysunku 16.5 przedstawiono średni przyrost temperatury w pomieszczeniu w zależności od lokalizacji nawiewnika powietrza.

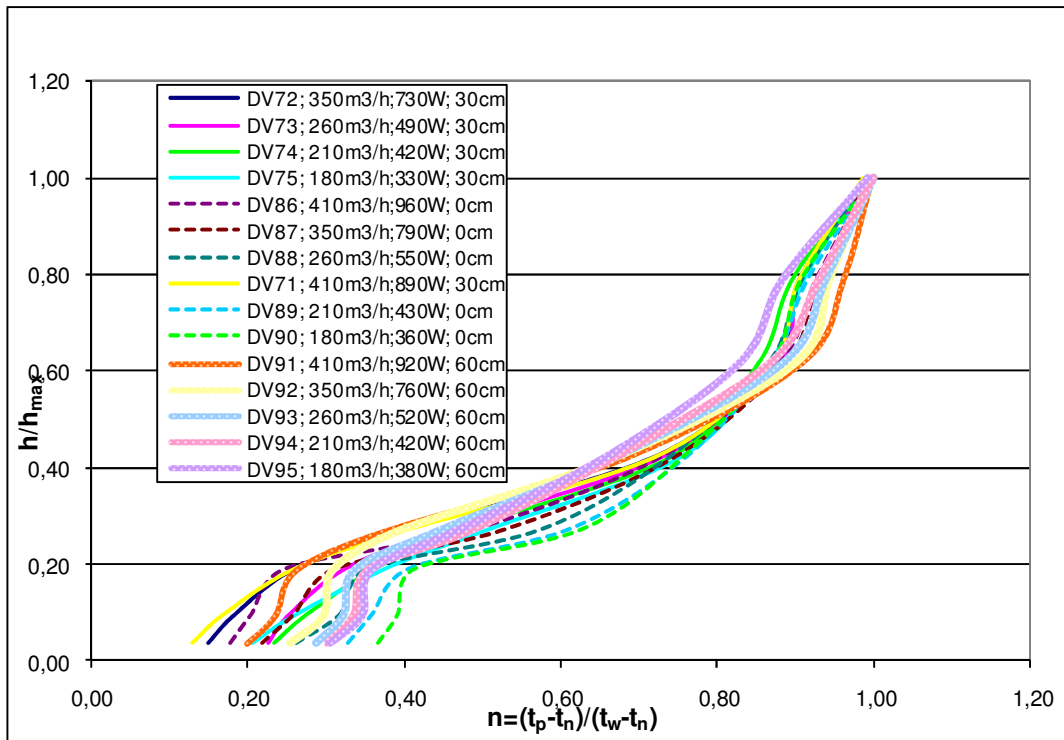


Rys. 16.5. Średni przyrost temperatury powietrza na wysokości w pomieszczeniu w zależności od wysokości usytuowania nawiewnika, dla różnych strumieni powietrza i obciążeń cieplnych ($V=180-410 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z=330-960 \text{ W}$)

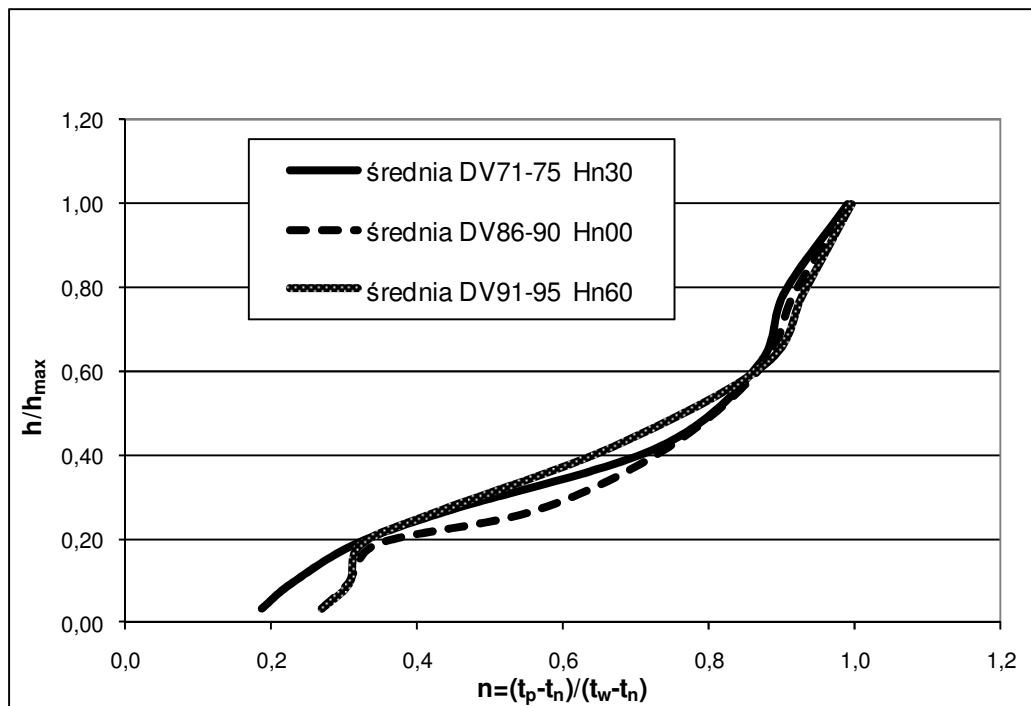
Zmiana średniego przyrostu temperatury powietrza wraz z wysokością wykazuje nieznaczną korelację z wysokością usytuowania nawiewnika powietrza w pomieszczeniu.

Znaczący wpływ lokalizacji nawiewnika nad podłogą zauważalny jest jedynie w dolnej strefie pomieszczenia do wysokości około 50 cm. Jest to jednak strefa kształtowania się strumienia wyporowego w pomieszczeniu, więc dokładne określenie wpływu wysokości usytuowania nawiewnika nad podłogą na rozkład pionowy temperatury jest bardzo skomplikowany i wymaga dalszych i dokładniejszych badań.

Na rysunkach 16.6 i 16.7 przedstawiono rozkład względnego przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od wysokości usytuowania nawiewnika powietrza. Rozkład względnego przyrostu temperatury w pomieszczeniu przedstawiony na tych rysunkach potwierdza występowanie korelacji wysokości usytuowania nawiewnika nad podłogą z rozkładem temperatury jedynie w dolnej strefie przypodłogowej do wysokości względnej $h/h_{\max} \sim 0,2$.

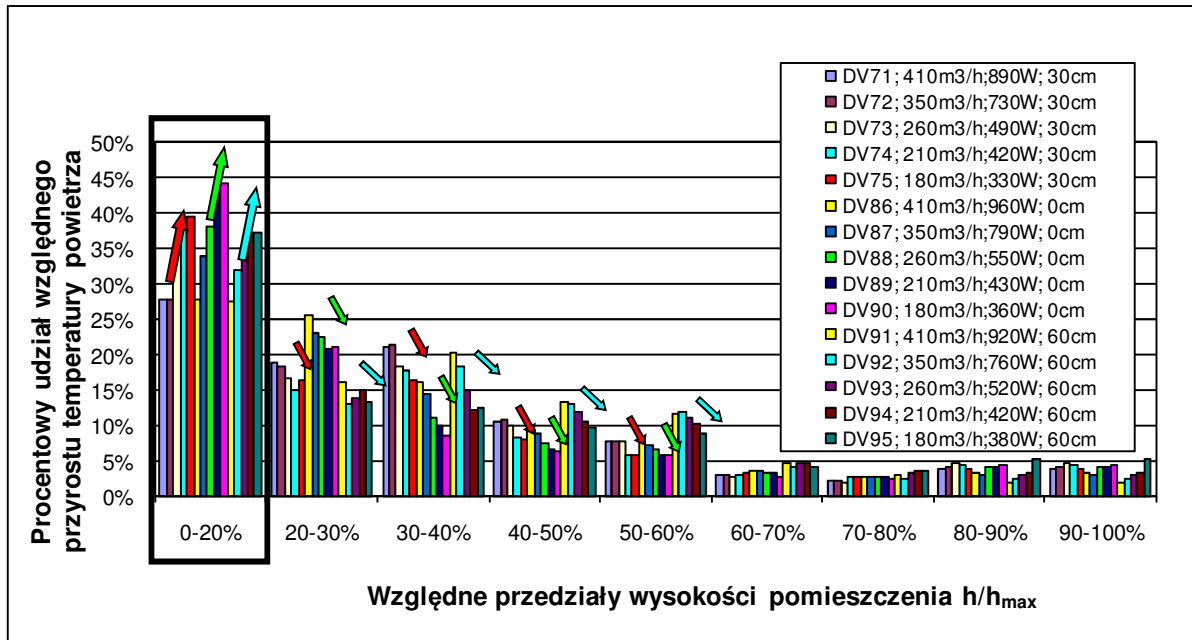


Rys. 16.6. Względny przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu w funkcji względnej wysokości pomieszczenia i wysokości usytuowania nawiewnika, dla różnych strumieni powietrza i obciążeń cieplnych ($V=180-410 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z=330-960 \text{ W}$)



Rys. 16.7. Średni względny przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu w funkcji względnej wysokości pomieszczenia i wysokości usytuowania nawiewnika, dla różnych strumieni powietrza i obciążeń cieplnych ($V=180-410 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z=330-960 \text{ W}$)

Na rysunkach 16.8 i 16.9 przedstawiono procentowy udział przyrostu temperatury powietrza w poszczególnych przedziałach wysokości pomieszczenia. Wykresy przedstawiono na wyżej wymienionych rysunkach obrazują rozkłady przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu i lokalizują strefy maksymalnego przyrostu temperatury w zależności od usytuowania nawiewnika powietrza nad podłogą.

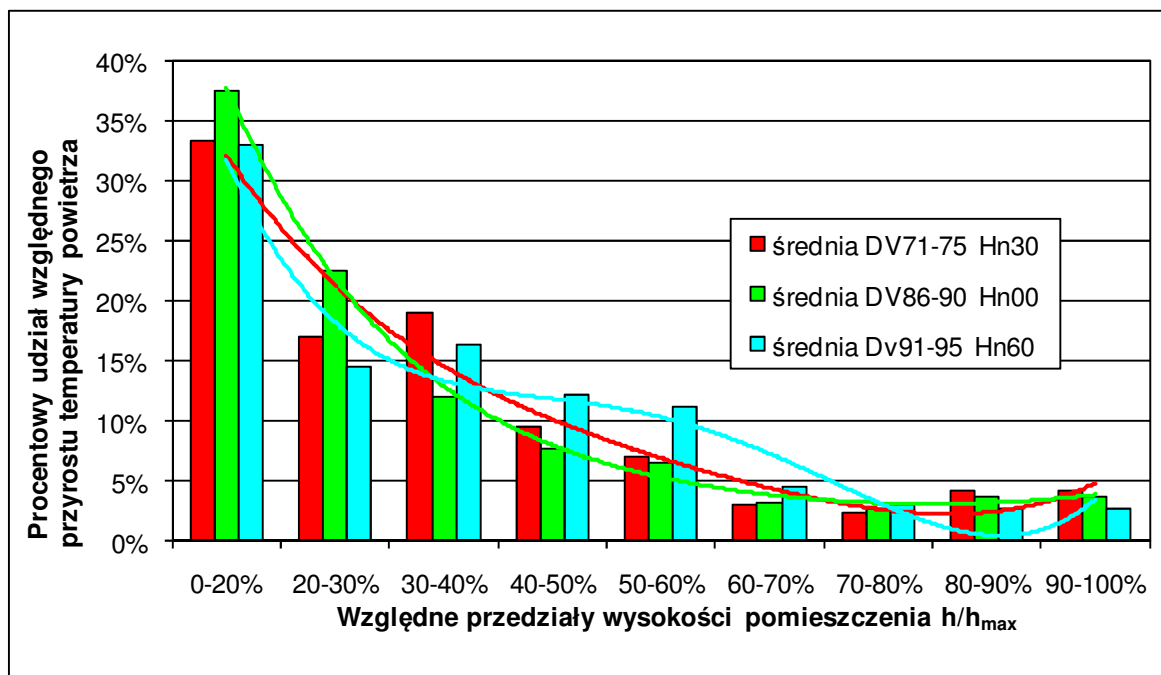


Rys. 16.8. Udział względnego przyrostu temperatury powietrza w poszczególnych przedziałach wysokości względnej pomieszczenia w zależności od usytuowania nawiewnika

strzałki czerwone- nawiewnik usytuowany na wysokości 30 cm nad podłogą;

strzałki zielone- nawiewnik usytuowany na wysokości 0 cm nad podłogą;

strzałki niebieskie- nawiewnik usytuowany na wysokości 60 cm nad podłogą;



Rys. 16.9. Średni względny udział przyrostu temperatury powietrza występujący w poszczególnych przedziałach wysokości względnej pomieszczenia w zależności od usytuowania nawiewnika

Powyższe wykresy wskazują na brak znaczącego wpływu wysokości lokalizacji nawiewnika powietrza – w zakresie prowadzonych badań - na rozkład przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu. Jednakże z przeprowadzonej analizy i wykresu bezwymiarowego przyrostu temperatury dla różnych przypadków obciążenia cieplnego i strumieni powietrza można wyciągnąć wniosek o prawidłowości przyrostu temperatury w pomieszczeniu. Dzięki przeprowadzeniu badań przy założeniu całkowitego przyrostu temperatury w pomieszczeniu około 6°C można stwierdzić, że w obszarze pomieszczenia do względnej wysokości $h/h_{max}=20\%$ względny przyrost temperatury jest tym wyższy im wyższe jest obciążenie cieplne pomieszczenia i strumień powietrza wentylującego, pomimo stałego całkowitego przyrostu temperatury w pomieszczeniu, dla innych warunków pomiarów.

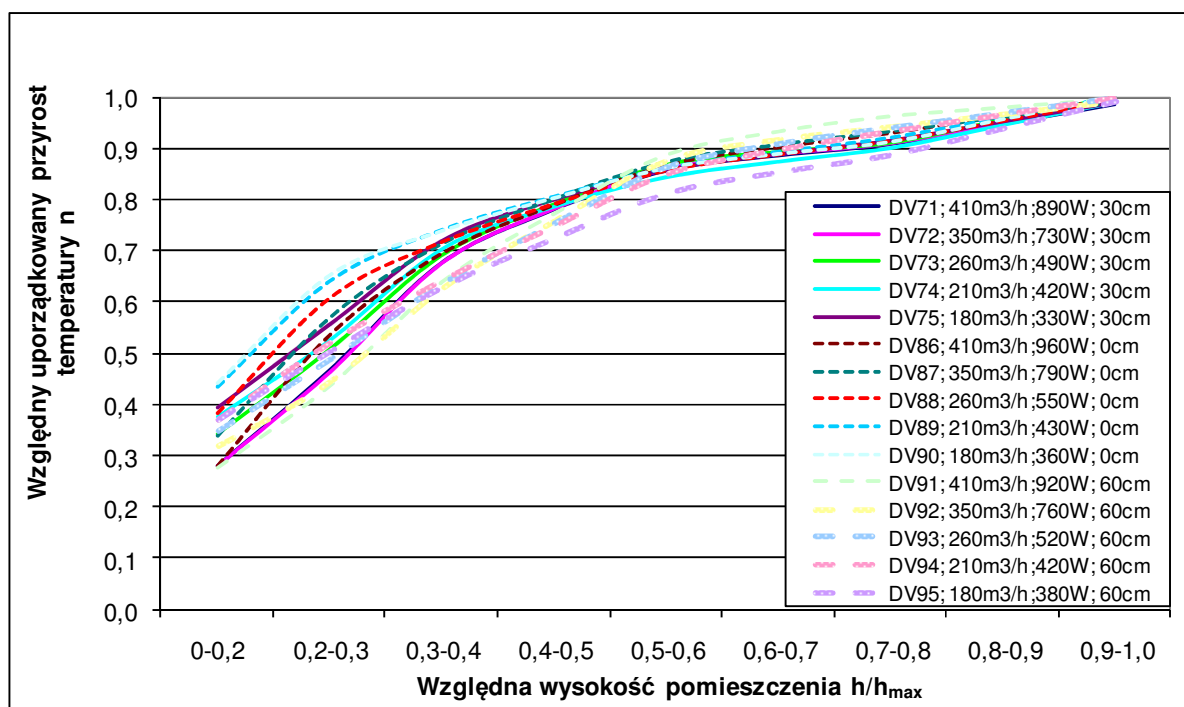
Z kolei dla strefy $20\% < h/h_{max} < 60\%$ względny przyrost temperatury, odwrotnie niż dla strefy $h/h_{max} < 20\%$, jest tym niższy im wyższe jest obciążenie cieplne pomieszczenia i strumień powietrza wentylującego, pomimo stałego całkowitego przyrostu temperatury w pomieszczeniu. Zależność ta może wynikać z burzliwości napływu i rozplywu powietrza.

Znaczącej zależności nie stwierdzono dla strefy pomieszczenia powyżej $h/h_{max} = 60\%$.

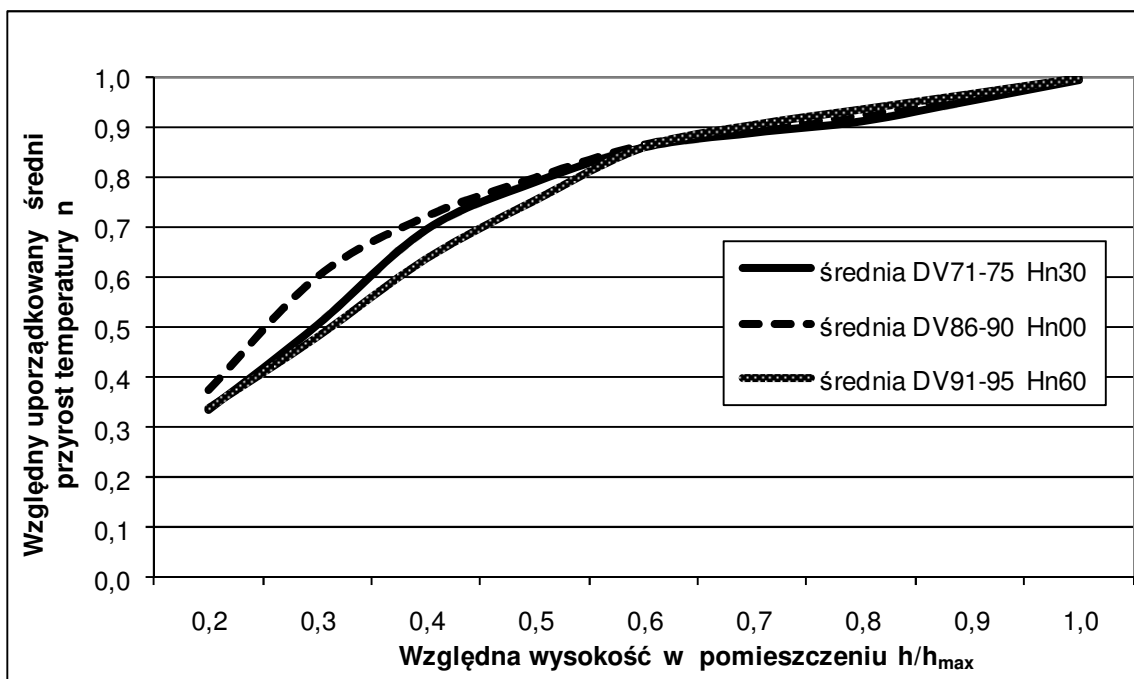
Można zatem stwierdzić, że na charakter przyrostu temperatury w pomieszczeniu, dla danej lokalizacji źródeł zysków ciepła, wpływa nie tylko całkowity przyrost temperatury w

pomieszczeniu, będący pochodną obciążenia cieplnego pomieszczenia i strumienia powietrza wentylującego, ale każdy z tych parametrów osobno i niezależnie.

Na rysunkach 16.10 i 16.11 przedstawiono uporządkowane wykresy względnego przyrostu temperatury w pomieszczeniu w zależności od wysokości usytuowania nawiewnika powietrza. Nie wykazują one znaczącego wpływu lokalizacji nawiewnika powietrza na pionowy rozkład temperatury w pomieszczeniu. Można zatem stwierdzić, iż na skuteczność działania wentylacji wyporowej wysokość usytuowania nawiewnika powietrza nad podłogą (w zakresie 0 – 60 cm) nie ma znaczącego wpływu. Daje to pewną możliwość elastycznej lokalizacji pionowej wyporowych nawiewników powietrza. Jednakże, dokładne rozeznanie wpływu wysokości usytuowania nawiewników wyporowych nad podłogą wymaga szerszych i bardziej szczegółowych badań.



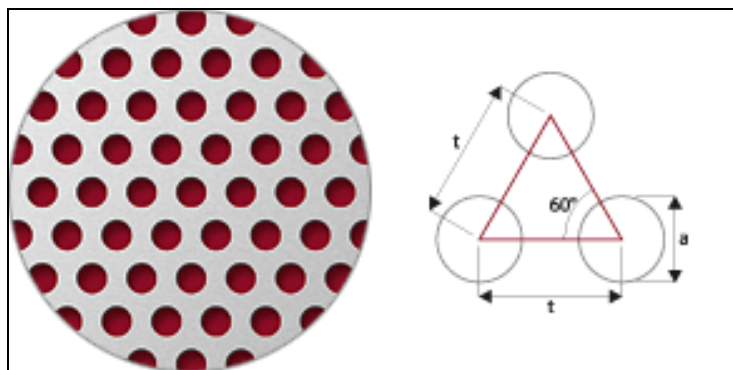
Rys. 16.10. Względny uporządkowany przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu, w zależności od względnej wysokości pomieszczenia, $V=180-410 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z \sim 330-960 \text{ W}$



Rys. 16.11. Względny uporządkowany średni przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu w funkcji jego względnej wysokości, $V=180-410 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z \sim 330-960 \text{ W}$

17. WPŁYW RODZAJU PERFORACJI POWIERZCHNI NAWIEWNEJ NAWIEWNIKA WYPOROWEGO NA PRZYROST TEMPERATURY POWIETRZA W POMIESZCZENIU

Poniżej przedstawiono analizę rozkładu temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od stopnia perforacji wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni wylotowej badanego nawiewnika wyporowego.

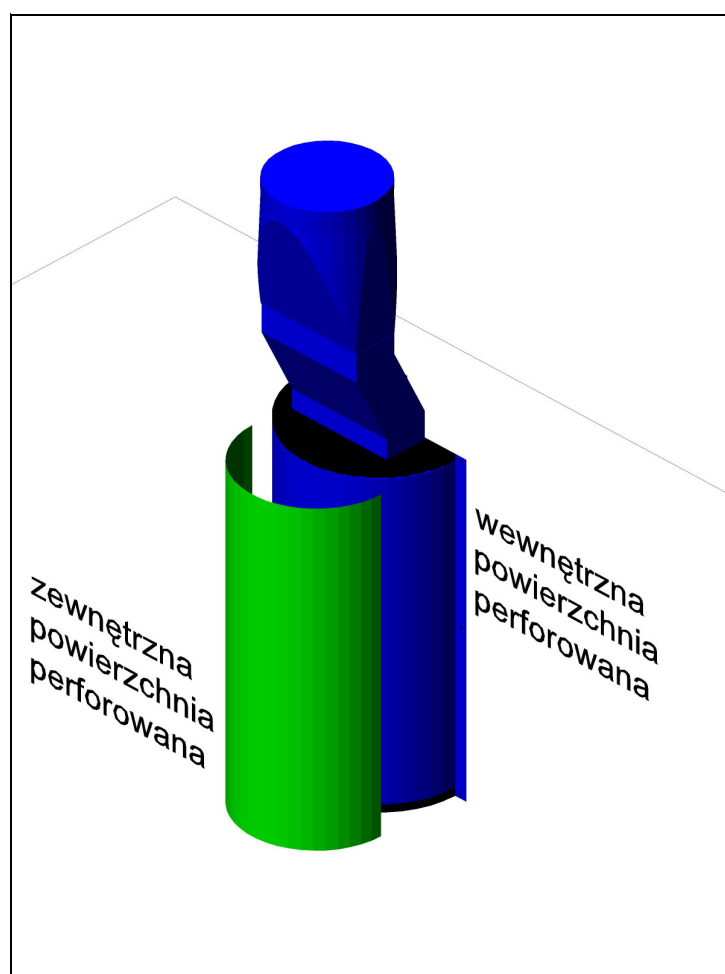


Rys. 17.1. Sposób perforacji powierzchni nawiewnych

Na rysunku 17.1 przedstawiono oznaczenia powierzchni perforowanych stosowane do określenia wolnej powierzchni przepływu powietrza. Prześwit względny określony jest wzorem:

$$P = 0,91 \times (a^2 / t^2) \times 100\%. \quad (17.1)$$

Nawiewnik wporowy będący przedmiotem badań, w celu wyrównania przepływu, posiada dwie powierzchnie perforowane: zewnętrzną i wewnętrzną przedstawione na rysunku 17.2.



Rys. 17.2. Powierzchnie perforowane badanego nawiewnika wporowego

Badano nawiewnik z trzema wersjami perforacji zewnętrznej powierzchni z jednym rodzajem perforacji wewnętrznej. Poniżej przedstawiono ich oznaczenia i charakterystykę:

- SP1:
Wewnętrzna powierzchnia perforowana: $\phi 4$, stopień perforacji SP 30%,
Zewnętrzna powierzchnia perforowana: $\phi 6$, stopień perforacji SP 50%
- SP2:
Wewnętrzna powierzchnia perforowana: $\phi 4$, stopień perforacji SP 30%,
Zewnętrzna powierzchnia perforowana: $\phi 4$, stopień perforacji SP 30%
- SP3:
Wewnętrzna powierzchnia perforowana: $\phi 4$, stopień perforacji SP 30%,
Zewnętrzna powierzchnia perforowana: $\phi 2$, stopień perforacji SP 23%

Analizę przeprowadzono dla pomiarów przedstawionych poniżej w tabeli.

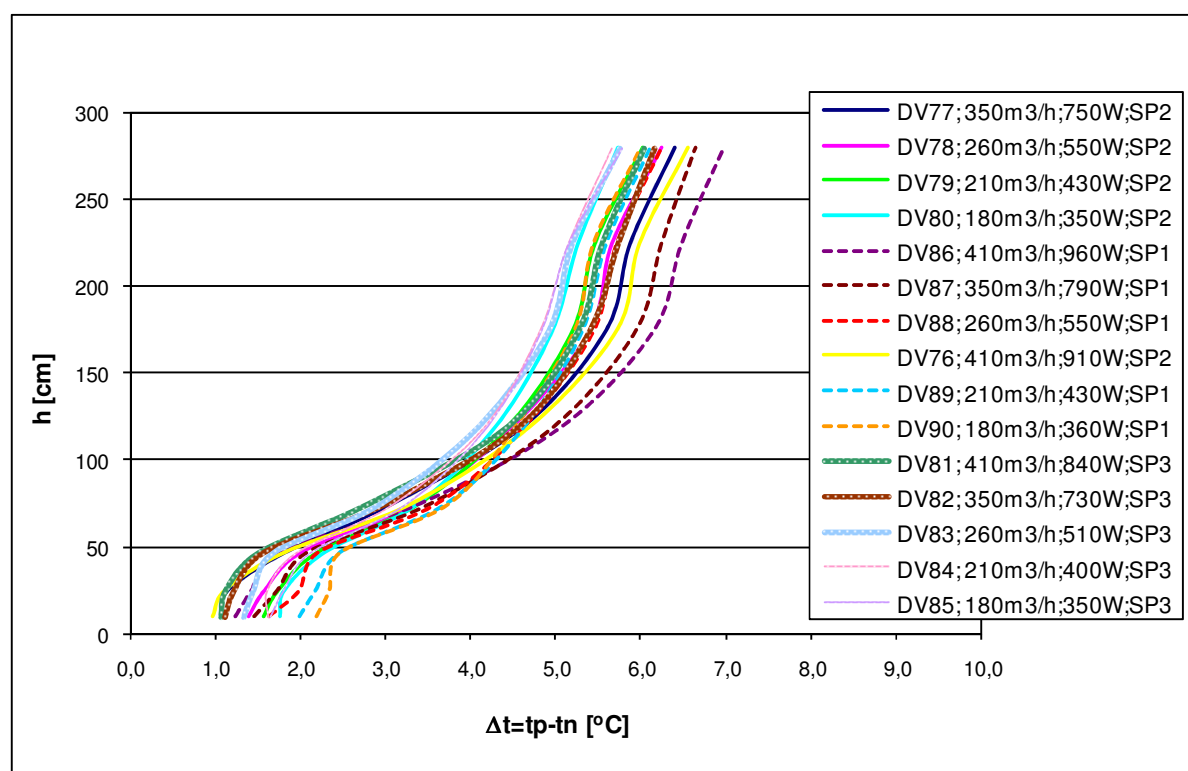
Tabela 17.1. Zestawienie serii pomiarowych

Seria pomiarowa	L.p.	Qz	V	Δt	Rodzaj perforacji
-	-	W	m ³ /h	K	-
DV 90	1	360	180	6,0	SP1
DV 89	2	430	210	6,1	
DV 88	3	550	260	6,3	
DV 87	4	790	350	6,7	
DV 86	5	960	410	7,0	
DV 80	6	350	180	5,8	SP2
DV 79	7	430	210	6,1	
DV 78	8	550	260	6,3	
DV 77	9	750	350	6,4	
DV 76	10	910	410	6,6	
DV 85	11	350	180	5,8	SP3
DV 84	12	400	210	5,7	
DV 83	13	510	260	5,9	
DV 82	14	730	350	6,2	
DV 81	15	840	410	6,1	

Pomiary wykonywano przy różnych strumieniach powietrza nawiewanego i różnych obciążeniach cieplnych, zachowując stały przyrost temperatury $t_w - t_n = \sim 6^\circ\text{C}$.

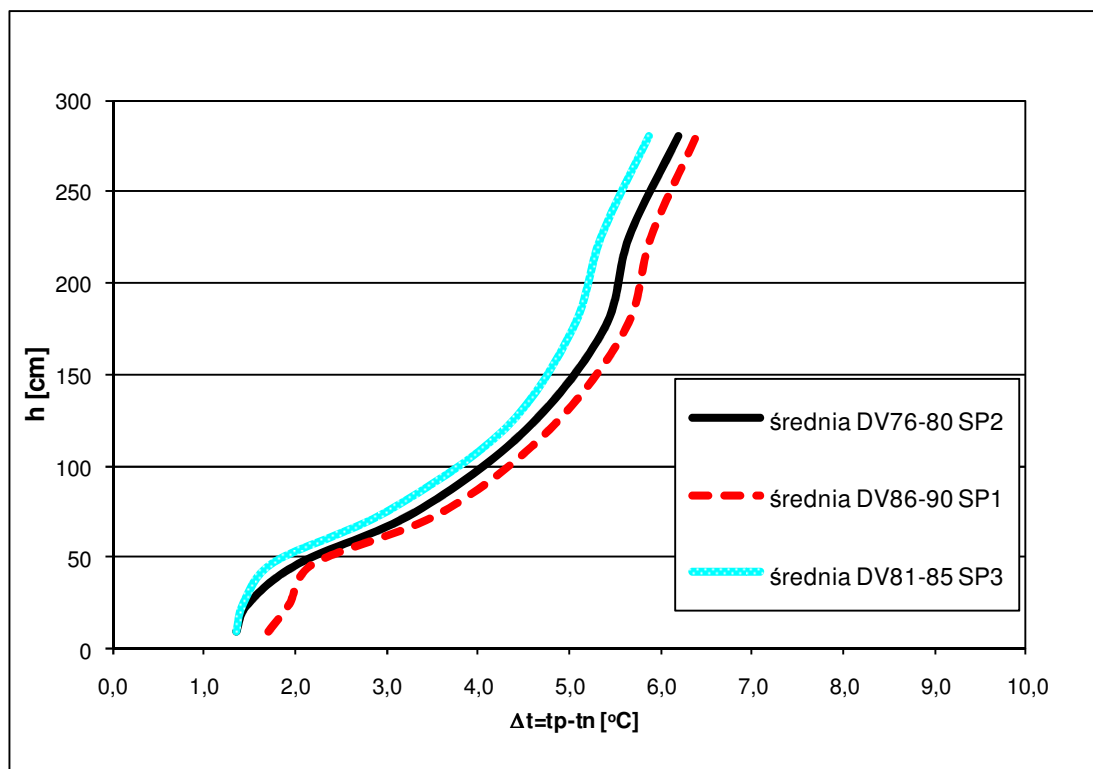
Źródła zysków ciepła w pomieszczeniu we wszystkich wariantach pomiarowych zlokalizowane były w tej samej strefie od 50 cm do 120 cm nad podłogą, a więc były to warunki zbliżone do panujących w typowym pomieszczeniu biurowym.

Na rysunku 17.3 przedstawiono przyrost temperatury w pomieszczeniu dla różnych wariantów obciążenia cieplnego, strumieni powietrza oraz rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej nawiewnika powietrza.



Rys. 17.3. Przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu dla różnych obciążeń cieplnych i strumieni powietrza oraz różnych rodzajów perforacji powierzchni nawiewnej ($V=180-410 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z \sim 350-960 \text{ W}$)

Na rysunku 17.4 przedstawiono średni przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej nawiewnika powietrza.

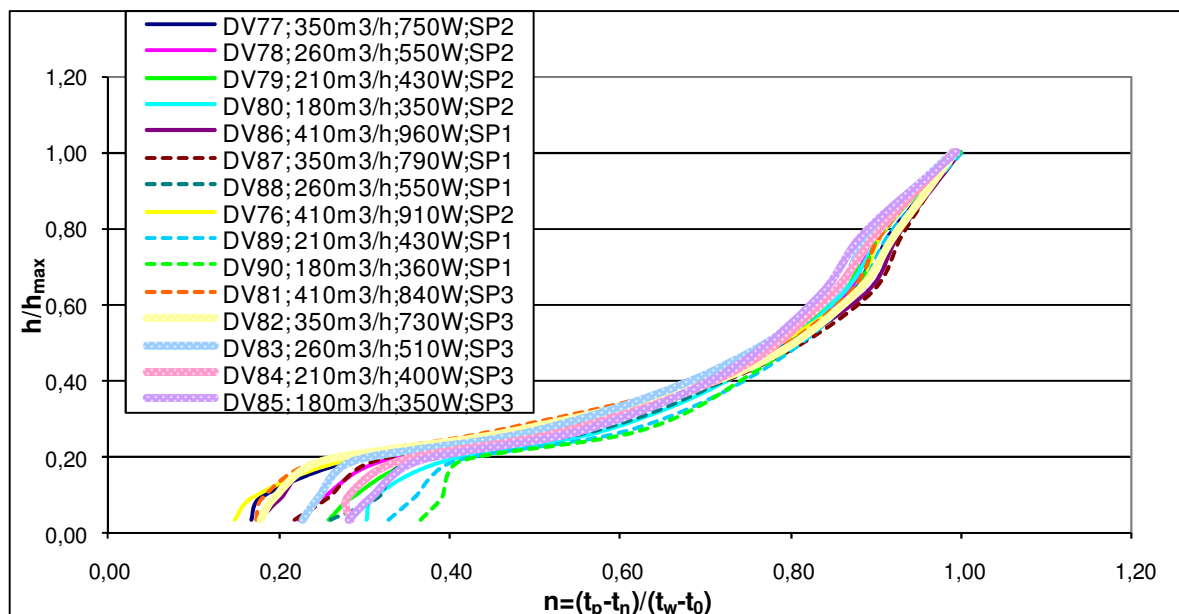


Rys. 17.4. Średni przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu dla różnych obciążeń cieplnych i strumieni powietrza oraz różnych rodzajów perforacji powierzchni nawiewnej ($V=180-410 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z \sim 350-960 \text{ W}$)

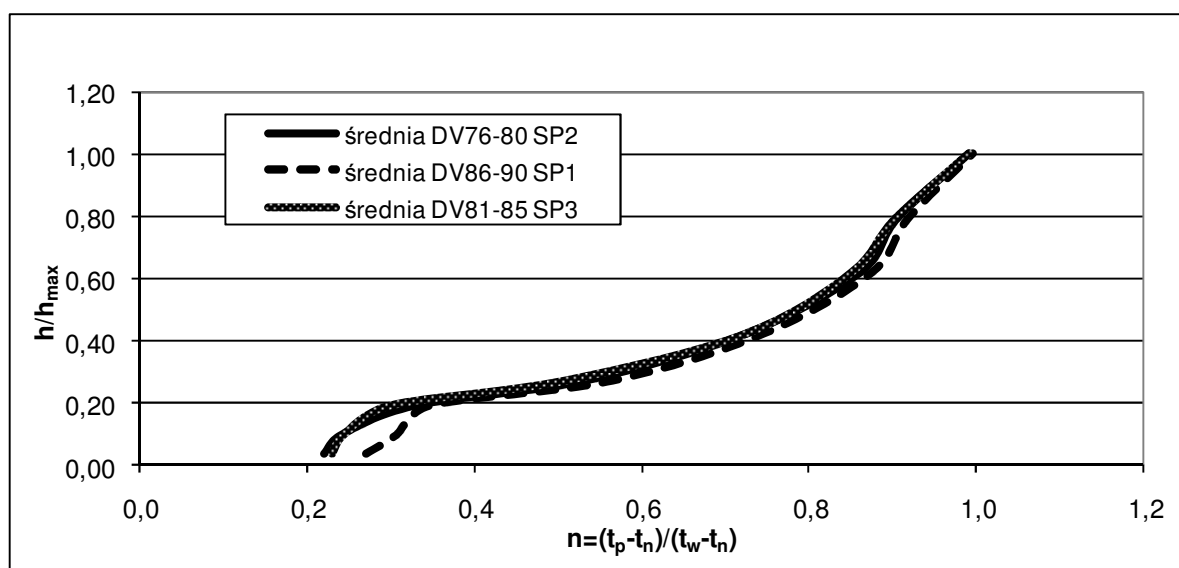
Zmiana średniego przyrostu temperatury powietrza wraz z wysokością wykazuje nieznaczną korelację z rodzajem badanych powierzchni nawiewnych nawiewnika powietrza.

Nieznacznym wpływem rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej nawiewnika zauważalny jest jedynie w dolnej strefie pomieszczenia do wysokości około 50 cm. Jest to jednak strefa kształtowania się strumienia wyporowego w pomieszczeniu, więc dokładne określenie wpływu rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej na rozkład pionowy temperatury jest bardzo skomplikowany i wymaga dalszych i dokładniejszych badań.

Na rysunkach 17.5 i 17.6 przedstawiono bezwymiarowy rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej nawiewnika powietrza. Bezwymiarowy rozkład temperatury w pomieszczeniu przedstawiony na wyżej wymienionych rysunkach potwierdza występowanie korelacji rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej z rozkładem temperatury jedynie w dolnej strefie przypodłogowej do bezwymiarowej wysokości pomieszczenia około $h/h_{\max}=0,2$.

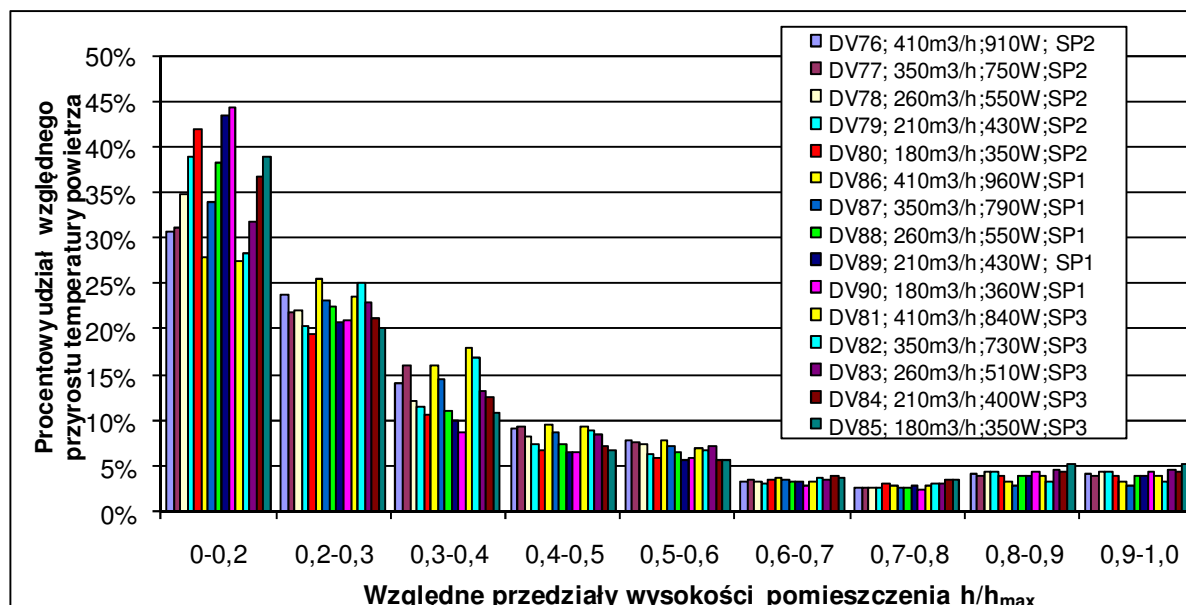


Rys. 17.5. Względny bezwymiarowy przyrost temperatury powietrza na względnej wysokości pomieszczenia w zależności od rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej, $V=180-410 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z \sim 350-960 \text{ W}$

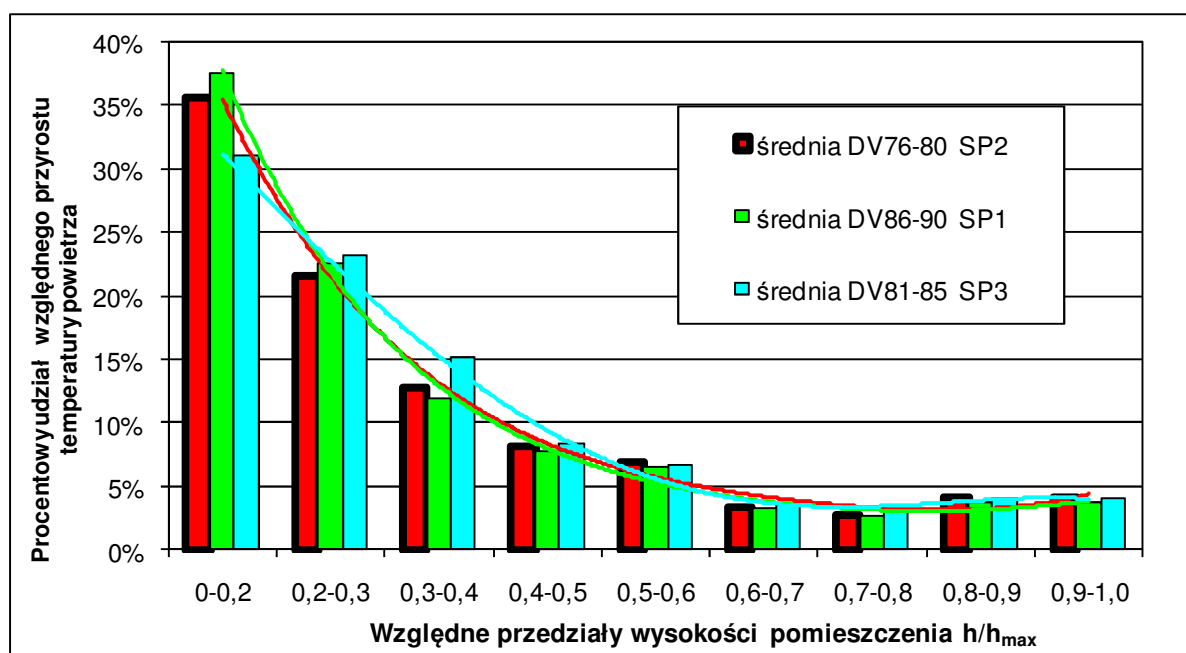


Rys. 17.6. Bezwymiarowy średni przyrost temperatury powietrza na względnej wysokości pomieszczenia w zależności od rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej, $V=180-410 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z \sim 350-960 \text{ W}$

Na rysunkach 17.7 i 17.8 zamieszczono bezwymiarowy przyrost temperatury powietrza w przedziałach względnej wysokości pomieszczenia. Rysunki te przedstawiają rozkład przyrostu temperatury w pomieszczeniu i lokalizują strefy maksymalnego przyrostu temperatury w pomieszczeniu w zależności od rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej.



Rys. 17.7. Względny przyrost temperatury powietrza w przedziałach względnej wysokości pomieszczenia w zależności od rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej



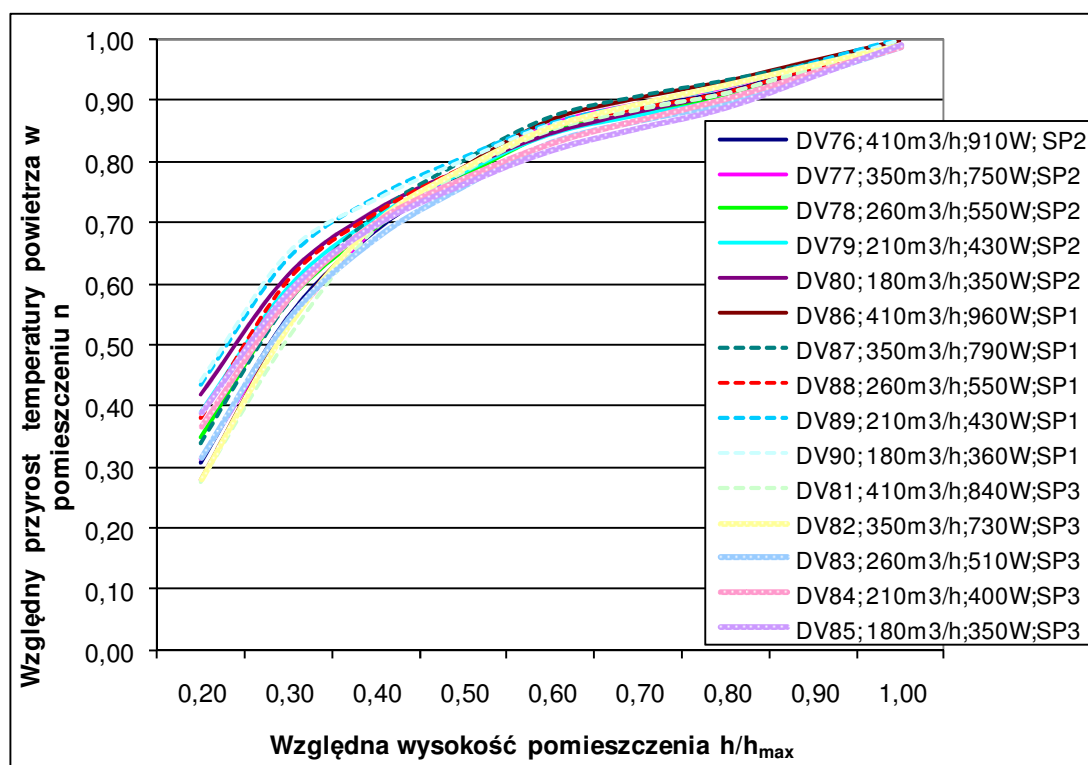
Rys. 17.8. Względny średni przyrost temperatury powietrza w przedziałach względnej wysokości pomieszczenia w zależności od rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej

Powyższe rysunki wykazują brak znaczącego wpływu rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej nawiewnika powietrza na rozkład przyrostu temperatury w pomieszczeniu. Jednakże z przeprowadzonej analizy i wykresu bezwymiarowego przyrostu temperatury dla różnych przypadków obciążenia cieplnego i strumieni powietrza można wyciągnąć wniosek,

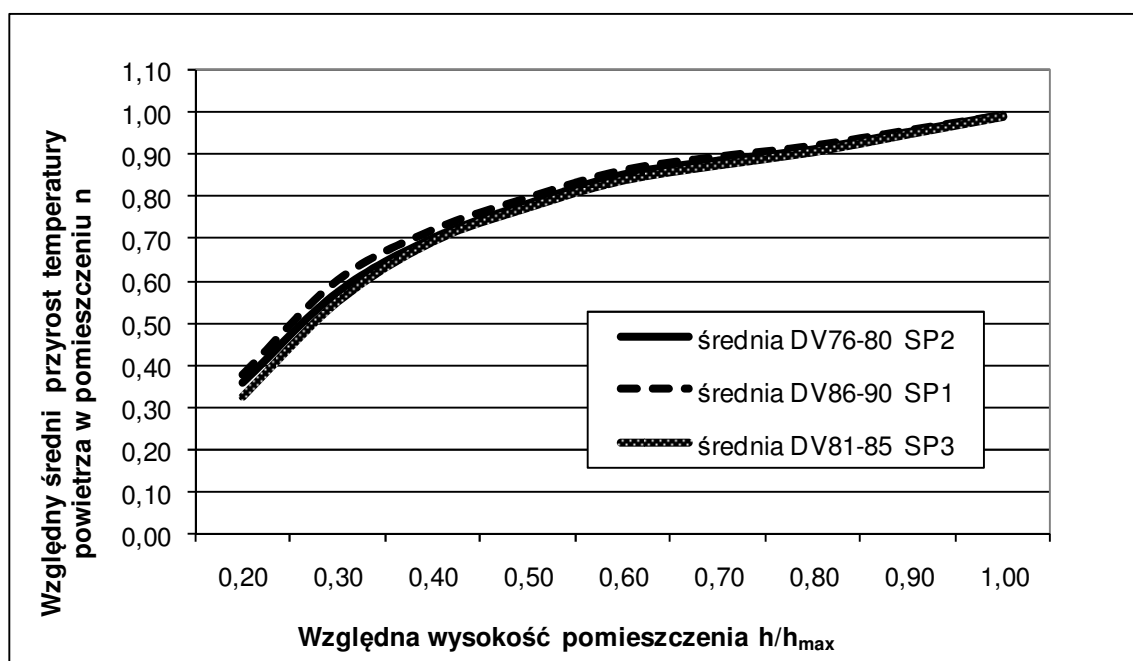
podobnie jak z analizy przyrostu temperatury powietrza w zależności od wysokości usytuowania nawiewnika powietrza, o prawidłowości przyrostu temperatury w pomieszczeniu. Dzięki przeprowadzeniu badań przy założeniu całkowitego przyrostu temperatury w pomieszczeniu około 6°C można stwierdzić zróżnicowanie bezwymiarowego przyrostu temperatury w zależności od obciążenia cieplnego pomieszczenia i strumienia powietrza wentylującego dla danej strefy wysokości bezwymiarowej pomieszczenia h/h_{max} , pomimo stałego całkowitego przyrostu temperatury w pomieszczeniu.

Potwierdza to hipotezę, że na charakter przyrostu temperatury w pomieszczeniu, dla danej lokalizacji źródeł zysków ciepła, wpływa nie tylko całkowity przyrost temperatury w pomieszczeniu, będący pochodną obciążenia cieplnego pomieszczenia i strumienia powietrza wentylującego, ale każdy z tych parametrów (strumień powietrza V , obciążenie cieplne pomieszczenia Q , przyrost temperatury w pomieszczeniu Δt) osobno.

Na rysunkach 17.9 i 17.10 przedstawiono uporządkowane wykresy bezwymiarowego przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej nawiewnika powietrza. Nie wykazują one znaczącego wpływu rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej nawiewnika powietrza na pionowy rozkład temperatury w pomieszczeniu. Można zatem stwierdzić, iż w zakresie prowadzonych badań, na pionowy przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu rodzaj perforacji powierzchni nawiewnej nawiewnika nie ma znaczącego wpływu. Ustalenie w szerokim zakresie wpływu perforacji powierzchni nawiewnej na rozkład temperatury i jej przyrost na wysokości pomieszczenia wymaga przeprowadzenia wielu pomiarów przy uwzględnieniu większego zróżnicowania nawiewnych powierzchni perforowanych.



Rys. 17.9. Uporządkowany wykres bezwymiarowego przyrostu temperatury powietrza w funkcji względnej wysokości pomieszczenia w zależności rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej ($V=180-410 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z \sim 350-960 \text{ W}$)



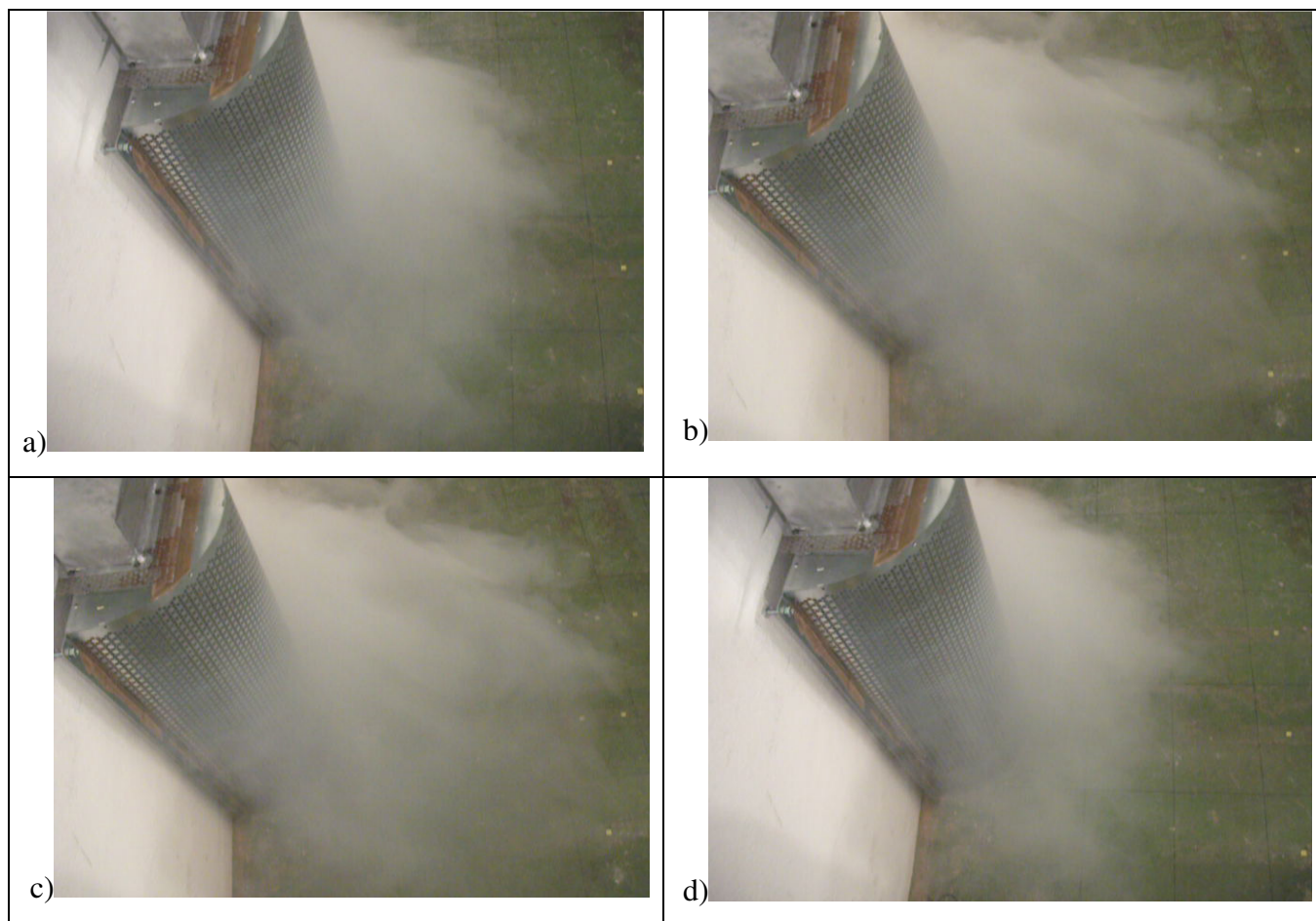
Rys. 17.10. Uporządkowany wykres średniego bezwymiarowego przyrostu temperatury powietrza w funkcji względnej wysokości pomieszczenia w zależności rodzaju perforacji powierzchni nawiewnej ($V=180-410 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z \sim 350-960 \text{ W}$)

18. WIZUALIZACJA PRZEPIYWÓW POWIETRZA

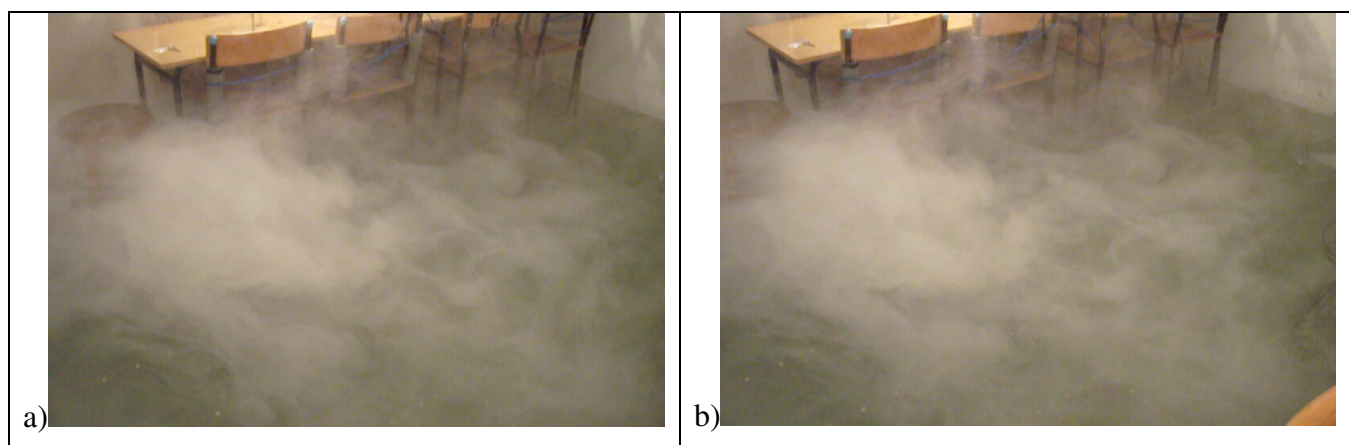
Wizualizacja, dająca istotne informacje o charakterze przepływu powietrza w pomieszczeniu, jest ważnym uzupełnieniem pomiarów anemometrycznych. Dlatego dodatkową ilustracją przeprowadzonych badań są zdjęcia wizualizacyjne z zadymionymi strumieniami powietrza nawiewanego. Strumień powietrza nawiewanego został zadymiony za pomocą zadymiarki podłączonej do króćca wlotowego nawiewnika. Do rejestracji wypływu powietrza z nawiewnika posłużono się aparatem cyfrowym Fuji A 850. Wykorzystując metodę wizualizacji przepływu powietrza można potwierdzić bądź wyprowadzić pewne założenia i wnioski:

- powietrze wypływające z nawiewnika opada w dół w kierunku podłogi w przypadku gdy temperatura powietrza nawiewanego jest niższa od temperatury w pomieszczeniu;
- powietrze rozprzestrzenia się w pomieszczeniu przepływając wzdłuż podłogi i unosi się po napotkaniu źródeł ciepła;
- sposób przepływu powietrza jest uzależniony od sił wyporu termicznego wynikających z różnicy temperatury między powietrzem nawiewanym a otoczeniem;
- strumień powietrza nawiewanego w niewielkim stopniu miesza się z powietrzem z pomieszczenia;
- wokół źródeł zysków ciepła tworzą się prądy konwekcyjne. W otoczeniu ciała wymieniającego ciepło występują różnice temperatur, powodujące różnicę gęstości otaczającego płynu, która jest przyczyną powstawania siły wyporu.

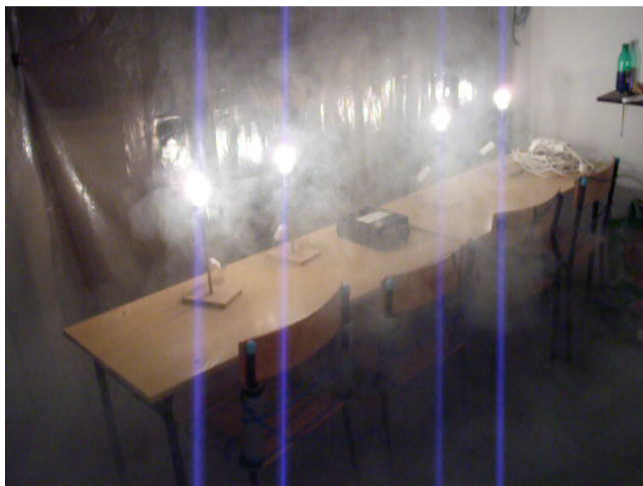
Poniżej zamieszczono przykładowe zdjęcia z wizualizacją przepływu powietrza wypływającego z nawiewnika wyporowego oraz przepływu wywołanego prądami konwekcyjnymi.



**Rys. 18.1. Wizualizacja wypływu powietrza z nawiewnika a) $V = 350 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z = 490 \text{ W}$,
b) $V = 410 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z = 660 \text{ W}$, c) $V = 260 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z = 560 \text{ W}$, d) $V = 210 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z = 420 \text{ W}$**



**Rys. 18.2. Wizualizacja przepływu powietrza w pomieszczeniu
a) $V = 350 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z = 490 \text{ W}$, b) $V = 410 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_z = 660 \text{ W}$**



Rys. 18.3. Wizualizacja prądów konwekcyjnych nad źródłami zysków ciepła;

$$V = 350 \text{ m}^3/\text{h}, Q_z = 490 \text{ W}$$

19. NIEPEWNOŚĆ POMIARÓW

Ocena poprawności otrzymanego wyniku jest wymagana aby, poza uzyskaną wartością, otrzymać pełną informację o wyniku pomiaru danej wielkości. Wyniki pomiarów obarczone są błędami grubymi - tzw. przeoczeniami, systematycznymi i przypadkowymi [1, 68, 154].

Wyniki pomiarów obarczone błędami grubymi były usuwane w trakcie wstępnej analizy a pomiar był powtarzany. Błędy systematyczne, związane z niedokładnością używanych w czasie pomiarów przyrządów pomiarowych, są pomijalne i małe w porównaniu do błędów przypadkowych, co przedstawiono w tabeli 19.1.

Tabela 19.1. Błędy proste wynikające z niedokładności przyrządów pomiarowych

L.p.	Wielkość mierzona	Przyrząd pomiarowy	Zakres pomiarowy	Średnia wartość wielkości mierzonej	Dokładność pomiaru
1	Prędkość powietrza w poszczególnych punktach siatki pomiarowej	Sondy termooanemometryczne z wysięgnikiem teleskopowym typu TESTO 0635.1049 podłączone do Loggerów typu TESTO 454	0 ÷ 10 m/s	0,11 m/s	± 0,01m/s ± 5%wartości mierzonej

2	Temperatura powietrza w poszczególnych punktach siatki pomiarowej	Sondy termooanemometryczne z wysięgnikiem teleskopowym typu TESTO 0635.1049 podłączone do Loggerów typu TESTO 454	-20 ÷ +70 ⁰ C	27,9oC	± 0,2 ⁰ C
3	Temperatura powietrza nawiewanego	Regulator sterujący typu RWX 62.7034 + kanałowy czujnik temperatury QAM22	0 ÷ +50 ⁰ C	23,5oC	± 0,20C
4	Różnica ciśnień na kryzie pomiarowej	Wielofunkcyjny przyrząd pomiarowy TESTO 521 firmy Testoterm (mikromanometr elektroniczny), kalibrowany 00975953	0 ÷ 200 Pa	185 Pa	± 1 Pa
5	Opory przepływu powietrza przez nawiewnik	Wielofunkcyjny przyrząd pomiarowy TESTO 521 firmy Testoterm (mikromanometr elektroniczny), kalibrowany 00975953	0 ÷ 200 Pa	48 Pa	± 1 Pa
6	Odległości w siatce pomiarowej	Metrówka budowlana	0 ÷ 5 m	0,20 m	± 0,001m
7	Moc zysków ciepła w pomieszczeniu	Watomierz	0 ÷ 700W	380 W	± 5 W

19.1. Rachunek błędów

W celu oszacowania dokładności pomiarów prostych określono średni błąd kwadratowy średniej arytmetycznej, będący w istocie empiryczną wartością odchylenia standardowego rozkładu normalnego Gaussa. Wskaźnik ten w sposób najlepszy określa dokładność wyznaczenia wartości średniej arytmetycznej \bar{x} . Poniżej przedstawiono reguły i wzory, według których wyliczono wartości błędów prostych w pomiarach bezpośrednich [1, 68, 154]. Kolejno określano:

19.1.1. Średnia arytmetyczna wielkości x serii pomiarów (najlepsze przybliżenie wartości mierzonej)

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (19.1)$$

19.1.2. Błąd bezwzględny δx_i

$$\delta x_i = x_i - \bar{x} \quad (19.2)$$

19.1.3. Błąd względny δ_i^w

$$\delta_i^w = \frac{x_i - \bar{x}}{\bar{x}} \cdot 100\% = \frac{\delta x_i}{\bar{x}} \cdot 100\% \quad (19.3)$$

19.1.4. Błąd średni $\Delta \bar{x}$ (odchylenie średnie)

$$\Delta \bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})}{n} \quad (19.4)$$

19.1.5. Średni błąd kwadratowy S (odchylenie standardowe)

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} \quad (19.5)$$

19.1.6. Średni błąd kwadratowy średniej arytmetycznej $s(\bar{x})$

$$s(\bar{x}) = \frac{\sigma(x)}{\sqrt{n}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n \cdot (n-1)}} \quad (19.6)$$

19.1.7. Wynik rzeczywistej wartości mierzonej

$$\alpha = \bar{x} \pm 3 \cdot s(\bar{x}) \quad (19.7)$$

19.1.8. Średni błąd kwadratowy wielkości obliczonych

W przypadku pomiarów wielkości złożonych, określonych iloczynem o ogólnej postaci $z=f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, błędy złożone dla wartości obliczonych wyznaczano korzystając ze wzorów dla obliczeń pochodnych występujących w odpowiadających im zależnościach.

Średni błąd cząstkowy poszczególnych wielkości mierzonych został przyjęty w oparciu o dane z tabeli 19.1.

$$\sigma_z = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \cdot \sigma_{x_i} \right)^2} \quad (19.8)$$

gdzie:

$\frac{\partial f}{\partial x_i}$ – pochodne cząstkowe funkcji f względem poszczególnych zmiennych x_i ,

n – liczba zmiennych,

σ_{x_i} – tzw. błędy średnie cząstkowe.

Tabela 19.2. Błędy złożone wielkości mierzonych

L.p.	Wielkość mierzona	Zastosowana formuła obliczeniowa	Błąd średni kwadratowy	
			Bezwzględny	Względny
1	Strumień powietrza nawiewanego V_n	Zgodnie z PN-ISO 5221	3,57 m ³ /h	1,28 %
2	Strumień powietrza wywiewanego V_w	Zgodnie z PN-ISO 5221	3,32 m ³ /h	1,33 %
3	Względny przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu	$n=(t_p-t_n)/(t_w-t_n)$	0,047	9,43 %
4	Różnica temperatury powietrza między wysokością 0,1m a 1,1m	$\Delta t^{1,1-0,1} = 2,5672 \times Q/Q_{nom} - 1,7224 \times V/V_{nom} + 1,759$	0,121 ⁰ C	4,04 %
5	Stopień perforacji powierzchni nawiewnej	$SP = F_n/F_b$	0,0094	3,49%

20. PODSUMOWANIE WYNIKÓW BADAŃ

1. W pracy omówiono zagadnienie kształtowania pionowego rozkładu temperatury w pomieszczeniach z wentylacją waporową.
2. Analizowano czynniki wpływające na sposób pracy wentylacji waporowej z określeniem ich wpływu na poprawność działania wentylacji waporowej.
3. Rezultatem niniejszej pracy jest opracowanie zależności opisujących pionowy rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniach wentylowanych waporowo.
4. Zależności te, będące opisem wyników badań eksperymentalnych, charakteryzują się znaczną dokładnością, potwierdzoną wysokimi wartościami współczynników korelacji regresji liniowej z danymi pomiarowymi.
5. Wyniki badań eksperymentalnych dowodzą, iż wysokość usytuowania źródeł zysków ciepła ma znaczący wpływ na kształtowanie się rozkładu temperatury powietrza w pomieszczeniu.
6. Opracowane przez autora formuły matematyczne pozwalają w stosunkowo łatwy sposób wyznaczyć rozkład temperatury w pomieszczeniu oraz określić granice poprawnego, z punktu widzenia komfortu cieplnego stosowania wentylacji waporowej. Opracowane formuły mogą być użytecznym narzędziem w procesie projektowania systemów wentylacji waporowej.
7. Uzyskane na podstawie pomiarów i analiz statystycznych formuły określają pionowy rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od strumieni powietrza wentylacyjnego, obciążenia cieplnego pomieszczenia oraz wysokości usytuowania źródeł ciepła.
8. Stopień i rodzaj perforacji powierzchni nawiewnej nie ma znaczącego wpływu na pionowy rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu.
9. Nie znaleziono w dostępnej literaturze szczegółowych formuł określających rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu w zależności od zmiennych warunków pracy wentylacji waporowej.
10. Uzyskane formuły dają możliwość stwierdzenia zachowania warunków komfortu cieplnego w pomieszczeniu wentylowanym waporowo poprzez określenie przyrostu temperatury powietrza między wysokością 0,1m a 1,1 m nad podłogą w zależności od strumieni powietrza wentylacyjnego, obciążenia cieplnego pomieszczenia oraz wysokości usytuowania źródeł zysków ciepła.

11. Wyniki rozprawy wskazują kierunki dalszych badań, mogące obejmować, między innymi, analizę kształtowania się rozkładu temperatury w strefie przypodłogowej, dokładniejsze badania wpływu wysokości lokalizacji nawiewnika i stopnia perforacji powierzchni nawiewnej na rozkład temperatury w pomieszczeniu.
12. System organizacji wymiany powietrza w pomieszczeniu ma znaczący wpływ na zapotrzebowanie energii do uzdatniania i transportu powietrza. Systemy z nawiewem powietrza bezpośrednio do strefy przebywania ludzi, w tym systemy wentylacji wyporowej charakteryzują się najmniejszym zapotrzebowaniem energii, zwłaszcza energii chłodniczej.

LITERATURA

1. Abramowicz H. „Jak analizować wyniki pomiarów?” Wydawnictwa Naukowe PWN, Warszawa 1992
2. Arendarski J. "Niepewność pomiarów" Politechnika Warszawska 1993
3. Arent J., Blatt M., Meister B. "The Right Place for Displacement", Engineered Systems 04.2006
4. ASHRAE "Air-conditioning systems design manual" ASHRAE, Atlanta 1993
5. ASHRAE "Fundamentals Handbook Chapter 8. Thermal Comfort " ASHRAE, Atlanta 2001
6. ASHRAE "Equipment Handbook" ASHRAE, Atlanta 1979
7. ASHRAE "Systems Handbook" ASHRAE, Atlanta 1976
8. ASHRAE "Applications Handbook" ASHRAE, Atlanta 1995
9. Awbi H. B. "Ventilation of Buildings" E&FN SPON, Londyn 1995
10. Awbi H.B. „Energy Efficient Room Air Distribution”, Renewable Energy 15/1998
11. Baturin W. W. "Podstawy wentylacji przemysłowej" Państwowe Wydawnictwa Techniczne, 1955
12. Bak I., Markowicz I., Mojsiewicz M., Wawrzyniak K. "Statystyka w zadaniach" Wydawnictwo Naukowo Techniczne, Warszawa 2001
13. Besler G. J. "Problemy kształtowania zdrowego mikroklimatu w budynkach" Rynek Instalacyjny 2/2000
14. Besler G.J., Besler M. „Mikroklimat pomieszczeń. Prognozy rozwoju i kierunki badań”, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 10/2004
15. Bogdan A. „Wpływ strumieni konwekcyjnych na rozkład powietrza w wentylacji wyporowej” Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja nr 12/2009
16. Borysiewicz A., Caliński S., Okulicz – Kozaryn L., Zeniuk J. "Instalacje wentylacyjne i klimatyzacyjne. Projektowanie układów" Arkady, Warszawa 1975
17. Boszko M. „Konwekcja swobodna” Politechnika Warszawska, Materiały dydaktyczne, 2009
18. Butler D. „Air conditioning using displacement ventilation to maximize free cooling”, BRE's Environmental Engineering Centre, materiały internetowe, 2009
19. Chadderton D. V. "Air Conditioning. A practical introduction" E&FN Spon, Londyn 1993
20. Chamberlin G., Maki K., Li Z., Schwenk D., Christianson L. "VAV Systems And Outdoor Air" Ashrae Journal 10/1999

21. Chociej M. "Jakość powietrza wewnętrznego w świetle polskich i międzynarodowych uregulowań prawnych" Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 3/2006
22. Chojnacka A., Chludzińska M. "Wentylacja indywidualna jako rozwiązanie komfortu w pomieszczeniach biurowych" Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 9/2007
23. Ciągala T.: Współpraca nawiewników z instalacjami ze zmienną ilością powietrza, Polski Instalator 03/2005
24. Detzer R., Jungback E.: Bestimmung der Belastung des Aufenthaltsbereiches durch Wärme bei verschiedenen Luftführungen, Heizung Luftung/ Klima Haustechnik, 7/1981
25. Elovitz D.M.: Selecting the right HVAC system, ASHRAE Journal 01.2002
26. Fanger P. O. "Komfort cieplny" Arkady, Warszawa 1974
27. Fanger P. O., Popiołek Z., Wargocki P. "Środowisko wewnętrzne. Wpływ na zdrowie, komfort i wydajność pracy" Politechnika Śląska, Gliwice 2003
28. Ferencowicz J. "Wentylacja i klimatyzacja" Arkady, Warszawa 1964
29. Fodemski T. "Pomiary cieplne część I i II" Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 2001
30. Gaziński B. "Poradnik Klimatyzacja" Systherm Serwis, Poznań 2001
31. Girdwoyń A.: Wentylacja wyporowa w aspektach energetycznym i komfortu cieplnego, Artykuł konferencyjny: „Problemy Inżynierii Środowiska u progu nowego tysiąclecia”, Wrocław Szklarska Poręba 2000
32. Grimm N. R., Rosaler R. C. "Handbook of HVAC Design" McGraw-Hill. Inc. 1990
33. Grzegorzczak A., Pełech A., Sompoliński M., Szczeńsiak S.: Klimatyzacja sal widowiskowych i audytoryjnych, Polski Instalator 7-8/2004
34. Gullick R. "Displacement Ventilation in Hospitals", Engineered Systems 7/2007
35. Gutkowski K. "Chłodnictwo i klimatyzacja" Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 2003
36. Halupczok J. "Historia rozwoju systemów rozdziału i nawiewu powietrza" Rynek Instalacyjny 4/2007
37. Halupczok J. "Kryteria wyboru systemu rozdziału powietrza w pomieszczeniach" Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 8/1994
38. Halupczok J. "Efektywność systemu nawiewania powietrza przy wentylacji miejsc pracy w pomieszczeniach przemysłowych" Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 2/2001
39. Halupczok J. "Nawiewniki wyporowe w pomieszczeniach o podwyższonym komforcie cieplnym" Rynek Instalacyjny 03/2004

40. Halupczok J. "Nawiewniki wyporowe dla przemysłu" *Budowlany Informator Techniczny* 7/2002
41. Halupczok J. "Systemy nawiewu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych" *Rynek Instalacyjny* 7-8/2003
42. Halupczok J. "Wentylacja z nawiewnikami źródłowymi" *The 8-th International Conference of Air Conditioning & District Heating, Szklarska Poreba* 5/1995
43. Halupczok J., Tomczak W., Ruszel F., Surmacz P. "Krzywe czasu trwania temperatury i entalpii powietrza zewnętrznego do oceny odzysku ciepła w wentylacji i klimatyzacji" *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 11/1978
44. Halza J.M.: *Ductless VAV Systems*, ASHRAE Journal 11.2003
45. Hameri K., Gaman A., Hussein T., Raisanen J., Niemela R., Aalto P., Kulmala M. "Particle Concentration Profile in a Vertical Displacement Flow: A Study in an Industrial Hall" *Applied Occupational and Environmental Hygiene*, Vol.18(3): 183-192, 2003
46. Hamilton S. D., Roth K. W., Brodrick J. "Displacement Ventilation" *ASHRAE Journal* 09/2004
47. Hasnel H. "Podstawy rachunku błędów" *Wydawnictwa Naukowo – Techniczne*, Warszawa 1968
48. Heiselberg P.: *Draught Risk from Cold Vertical Surfaces*, INDOOR AIR 1993, Helsinki
49. Hendiger J. "Instalacje ze zmienną ilością powietrza VAV" *Polski Instalator* 3/2004
50. Hlebowicz J. "Badania wizualne: zasady ogólne i przykłady zastosowań" *Warszawa Biuro Gamma* 1997
51. Holmberg S., Chen Q. „Air flow and particle control with different ventilation systems in a classroom” *Indoor Air* 13/2003, 200-204
52. Howell R. H. "Principles of heating, ventilating and air conditioning" *ASHRAE*, Atlanta 1998
53. Isanska-Ćwiek A., Napiórkowska A. "Elementy i urządzenia nawiewne w wentylacji i klimatyzacji komfortu" *Chłodnictwo i Klimatyzacja* 7/2007
54. Iwaniuk A.: *Systemy ze zmienną ilością powietrza VariTrane*, *Chłodnictwo & Klimatyzacja* 04/2002
55. Jacobsen T.V., Nielsen P.V.: *Velocity and Temperature Distribution in Flow from an Inlet Device in Rooms with Displacement Ventilation*, ROMVENT 1992, Copenhagen
56. Jędrusik K., Przydróżny E. "Zapotrzebowanie energii do uzdatniania i transportu powietrza dla wentylacji mieszającej i wyporowej pomieszczenia klubu fitness", *Air*

- Conditioning Protection and District Heating 2008: XII International Conference Wrocław – Szklarska Poręba 2008
57. Jones W.P. "Klimatyzacja" Arkady, Warszawa 2001
58. Jones W.P. "Air-conditioning–Applications and Design. Second edition" Arnold, London 1997
59. Kabza Z., Kostyrko K. "Metrologia mikroklimatu pomieszczenia i środowiskowych wielkości fizycznych" Wydawnictwo Politechniki Opolskiej, Opole 2004
60. Kacperski J. "Opracowanie danych pomiarowych" Wydawnictwo Uniwersytetu Łódzkiego, Łódź 1997
61. Kajl S., Mazurkiewicz W., Rączka J.: Akustyczne obliczenia instalacji klimatyzacyjnych i wentylacyjnych, Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja
62. Klasyczny model regresji liniowej – przypadek wielu zmiennych objaśniających. Materiały dydaktyczne Wyższej Szkoły Biznesu National Louis University w Nowym Sączu 2009
63. Kofoed P., Nielsen P.V. "Thermal Plumes in Ventilated Rooms" International Conference Roomvent Oslo 1990
64. Kołodziejczyk L., Rubik M., Mankowski S. "Pomiary w inżynierii sanitarnej" Arkady, Warszawa 1974
65. Koronacki J., Mielniczuk J. "Statystyka" Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 2001
66. Korzyński M. „Metodyka eksperymentu” Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 2006
67. Kostyrko K., Łobzowski A. "Klimat, pomiary, regulacja" Agenda Wydawnicza PAK, Warszawa 2002
68. Kotulski Z., Szczepiński W. "Rachunek błędów dla inżynierów" Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, Warszawa 2004
69. Krywicki W., Bartos J., Dyczka W., Królikowska K., Wasilewski M. "Rachunek prawdopodobieństwa i statystyka matematyczna w zadaniach" Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2000
70. Lampe G., Pfail A., Schmittlutz R., Tokarz M. "Projekt klimatyzacji a projekt budynku" Arkady, Warszawa 1981
71. Lee C.K., Lam H.N. „Computer modeling of displacement ventilation systems based on plume rise in stratified environment” Energy and Buildings 39 (2007), pp 427-436

72. Lin Z., Chow T.T., Fong K.F., Wang Q., Li Y., „Comparison of performances of displacement and mixing ventilations (part I) – thermal comfort” International Journal of Refrigeration 2004
73. Lin Z., Chow T.T., Fong K.F., Wang Q., Li Y., „Comparison of performances of displacement and mixing ventilations (part II) – indoor air quality” International Journal of Refrigeration 2004
74. Lin Z., Chow T.T., Tsang C.F., Fong K.F., Chan L.S. „CFD Study on the Effect of the Air Supply Location on the Performance of the Displacement Ventilation System”, Building and Environment 2004
75. Lipska B., Nawrocki W. "Podstawy projektowania wentylacji – przykłady" Skrypt Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997
76. Lipska B. "Numeryczne prognozowanie przepływów powietrza w wentylowanych pomieszczeniach”, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 11/1999, 1/2000 Podstawy projektowania wentylacji – przykłady" Skrypt Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997
77. Lis A. "Mikroklimat wnętrza a samopoczucie, zdrowie i komfort pracy" Instal 3/2003
78. Lis A., Śliwowski L. "Wybrane problemy mikroklimatu wnętrza" Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 3/2002
79. Lis A., Śliwowski L. "Wybrane problemy komfortu cieplnego osób w pomieszczeniach" Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 7-8/2002
80. Loveday D.L., Parsons K.C., Taki A.H., Hodder S.G. „Displacement ventilation environments with chilled ceilings: thermal comfort design within the context of the BS EN ISO7730 versus adaptive debate” Energy and Buildings 34 (2002), pp 573-579
81. Łomnicki A. „Wprowadzenie do statystyki dla przyrodników” Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2007
82. Machowski W. „Zastosowanie nawiewników wyporowych w instalacjach klimatyzacji sal kinowych” Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 3/1999
83. Maczek K., Schnotale J., Skrzyniowska D., Sikorska-Baczek R. "Uzdatnianie powietrza w inżynierii środowiska dla celów wentylacji i klimatyzacji" Politechnika Krakowska, Kraków 2004
84. Madejski J. „Teoria wymiany ciepła”, Politechnika Szczecińska, Szczecin 1998
85. Makowiecki J., Rosiński M., Girdwoyń A., Targowski J. "Parametry powietrza w pomieszczeniach współczesnych budynków biurowych na tle badań instalacji klimatyzacyjnych" The 10 International Conference "Air & Heat", Szklarska Poreba 2002

86. Malicki M. "Wentylacja i klimatyzacja" Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1980
87. Mathisen H.M., „Displacement Ventilation – the Influence of the Characteristics of the Supply Air Terminal Device on the Airflow Pattern”, *Indoor Air*,1, 47-64 (1991)
88. Mathiesen H.M.: Analysis and Evaluation of Displacement Ventilation, PhD Thesis, Technical University of Norway, 1989
89. Mattson M., Smedje G., Holmquist L., Vesterberg O., Walinder R.: „Mixing and displacement ventilation compared in classroom; distribution of particles, cat allergen and CO₂”, *Proc. Healthy Buildings conference Singapore 2003*
90. Mattson M. „On the Efficiency of Displacement Ventilation” Doctoral thesis 9/1999
91. Mattson M.: „A note on the thermal comfort in displacement ventilated classrooms”, *Proc. Roomvent 2000 Conference, Vol.2, pp 1129-1134, Reading, UK*
92. Mattson M.: „Vertical distribution of occupant – generated particles in a room with displacement ventilation”, *Proc. Indoor Air 2002 Conference, Vol.1, pp 509-514, Monterey, California*
93. McDonell G.: Underfloor & Displacement, *ASHRAE Journal 07.2003*
94. McQuiston F. C., Parker J. D. "Heating, Ventilating and Air Conditioning. Analysis and Design" John Wiley&Sons, Inc. Fourth Edition 1994
95. Middleton M.R. "EXCEL w analizie danych" Wydawnictwo RM, Warszawa 2004
96. Mierzwiński S.: „Aerodynamika Wentylacji Ogólnej”, Politechnika Śląska, Gliwice 2007
97. Mierzwiński S. "Formowanie przepływów powietrza wentylacji ogólnej" *Chłodnictwo i Klimatyzacja 3/2006*
98. Mierzwiński S. "Wentylacja miejscowa w aspekcie formowania przepływów powietrza" *Chłodnictwo i Klimatyzacja 12/2006*
99. Mizieliński B. "Aktualne tendencje w rozwiązaniach technicznych klimatyzacji" *Chłodnictwo i Klimatyzacja 4/2004*
100. Mizieliński B. "Nawiew powietrza w klimatyzacji" *Polski Instalator 2/2004*
101. Mizieliński B. "Wyporowa wymiana powietrza w pomieszczeniu" *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 7-8/2002*
102. Mizieliński B., Ziętek P. "Zastosowanie strumienia wyporowego w obiektach użyteczności publicznej" *Chłodnictwo i Klimatyzacja 5/2003*
103. Mortom B.R., Taylor G., Turner J.S.: Turbulent Gravitational Convection from Maintained and Instantaneous Sources, *Proc. Royal Soc., Vol. 234 A, 1956*

104. Mróz T. M.: Efektywność ekonomiczna odzysku ciepła, Chłodnictwo & Klimatyzacja 07/2003
105. Mundt E.: "The Performance of Displacement Ventilation Systems – Experimental and Theoretical Studies", Royal Institute of Technology, Stockholm 1996
106. Mundt E. "Displacement Ventilation Systems – Convection Flows and Temperature Gradients" Building and Environment Vol.30, No.1, 129-133, 1995
107. Mundt E. "Convection flows above Common Heat Sources in Rooms with Displacement Ventilation", International Conference Roomvent, Oslo 1990
108. Mundt E. "Convection flows in rooms with Temperature Gradients – Theory and Measurements, Proc. Of the Third International Conference on Air Distribution in Rooms, ROOMVENT, Copenhagen 1992
109. Nantka M. "Instalacje grzewcze i wentylacyjne w budownictwie, część I, Budynki i ich potrzeby grzewcze i wentylacyjne" Skrypt Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000
110. Nielsen P.V. „Displacement Ventilation – theory and design”, 1993
111. Nielsen P.V.: "Air Distribution in a Room with Ceiling – Mounted Diffusers – Comparison with Wall – Mounted Diffuser, Vertical Ventilation, and Displacement Ventilation", ASHRAE Transactions 2006
112. Nielsen P.V. "Analysis and Design of Room Air Distribution Systems", HVAC&R Research, Vol.13, No.6, November 2007, pp 987-997
113. Nielsen P.V. "Temperature and Air Velocity Distribution in Rooms Ventilated by Displacement Ventilation" Aalborg University, Denmark
114. Nielsen P.V. "Velocity Distribution in a Room with Displacement Ventilation and Low-level Diffusers" Aalborg Universitetscenter 2/1994
115. Nielsen P.V. "Velocity Distribution in the flow from a Wall-mounted Diffuser in Rooms with Displacement Ventilation" Aalborg Universitetscenter 9/1992
116. Nielsen P.V., Hoff L., Pedersen L.G.: Displacement Ventilation by Different Types of Diffusers, Proc. of the 9th AIVC Conference, Warwick 1988
117. Pełech A. "Wentylacja i klimatyzacja podstawy" Politechnika Wrocławska, Wrocław 2008
118. Platt C. "Problemy rachunku prawdopodobieństwa i statystyki matematycznej" Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1981
119. Polański Z. "Współczesne metody badań doświadczalnych" Wiedza Powszechna, Warszawa 1978

120. Poprawski R., Salejda W. "Ćwiczenia laboratoryjne z fizyki – cz.1, Zasady opracowania wyników pomiarów" Wydawnictwo PWr, Wrocław 2002
121. Porowski M., Szczechowiak E. "Obciążenia termiczne budynków, a wybór systemu klimatyzacyjnego" Chłodnictwo i Klimatyzacja 12/2004
122. Przydróżny E. "Klimatyzacja budynków biurowych i hotelowych. Instalacje wewnętrzne w budynkach. Praktyczny poradnik. Część 6 Wentylacja i klimatyzacja" Wydawnictwo Masta, Gdańsk 2001
123. Przydróżny E. "Strefowe urządzenia klimatyzacyjne i wentylacyjne. Instalacje wewnętrzne w budynkach. Praktyczny poradnik. Część 6 Wentylacja i klimatyzacja" Wydawnictwo Masta, Gdańsk 2002
124. Przydróżny E. "Systemy z klima- i wentylokonwektorami" Rynek Instalacyjny 10/2005
125. Przydróżny E. "Wysokosprawne systemy wentylacji i klimatyzacji - technologia i projektowanie" Wydawnictwo PWr, Wrocław 2007
126. Przydróżny E. "Zmienne strumienie powietrza klimatyzującego i wentylującego" Instal 6/2006
127. Przedróżny E., Pieta K., Sompoliński M. "Klimatyzacja obiektów zabytkowych o zmiennych bilansach ciepła i wilgoci" The 9 International Conference "Air & Heat", Szklarska Poręba 2000
128. Przedróżny E., Ruszel F., Sompoliński M. "Powietrze zewnętrzne w urządzeniach klimatyzacyjnych z klimakonwektorami i wentylokonwektorami" The 9 International Conference "Air & Heat", Szklarska Poreba 2000
129. Przydróżny E., Schwitalla A.: Zapotrzebowanie energii do całorocznej eksploatacji wentylatorów w układach ze zmiennym strumieniem powietrza, Chłodnictwo & Klimatyzacja 08.2003
130. Przydróżny E., Sompoliński M. "Urządzenia klimatyzacyjne i wentylacyjne z centralami strefowymi" XIV Ogólnopolska Konferencja Naukowo – Techniczna „Wentylacja, Klimatyzacja i energetyka Ciepła w Budownictwie Ogólnym", Zakopane – Kościelisko 10/2002
131. Przydróżny E., Sompoliński M. "Zmienne strumienie powietrza zewnętrznego w klimatyzacji z wentylokonwektorami" The 10 International Conference "Air & Heat", Szklarska Poręba 2002
132. Przydróżny E., Szczęśniak S. "Systemy wentylacji i klimatyzacji z nagrzewnicami strefowymi" The 10 International Conference "Air & Heat", Szklarska Poręba 2002

133. Przydróżny E., Szcześniak S., Sompoliński M. "Urządzenia wentylacyjne i klimatyzacyjne z nagrzewnicami strefowymi o stałych i zmiennych przepływach powietrza" *Chłodnictwo i Klimatyzacja* 5-6/2003
134. Przydróżny E., Zając A. "Centralne urządzenia klimatyzacyjne do kształtowania mikroklimatu sal komputerowych" I Konferencja Naukowo – Techniczna, Tuchola 2006
135. Przydróżny E., Zając A. "Urządzenia wentylacyjne i klimatyzacyjne sal komputerowych" *Instal* 10/2004
136. Przydróżny S. "Wentylacja" Skrypt Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1991
137. Przydróżny S., Ferencowicz J. "Klimatyzacja" Skrypt Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1989
138. Recknagel H., Sprenger E., Hönnmann W., Schramek E. R. "Poradnik Ogrzewanie i Klimatyzacja" EWFE – Wydanie 1, Gdańsk 1994
139. Rietchel H., Raiß W. "Ogrzewanie i Klimatyzacja" Arkady, Warszawa 1972
140. Rumszyski L.Z. "Matematyczne Opracowanie Wyników Eksperymentu" Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1975
141. Sabiniak H.G., Sabiniak M.: Obliczenia akustyczne instalacji wentylacyjnych, *INSTAL* 7-8/2004
142. Schwaller D.L.: Hierarchy of HVAC design needs, *ASHRAE Journal* 08.2003
143. Skistad H., Mundt E., Nielsen P.V., Hagstrom K., Railio J.: Displacement Ventilation in non-industrial premises”, *REHVA* 2002
144. Skistad H. Fortrengningsventilasjon i komfortanlegg med lavimpuls lufttilførsel i oppholdssonene, Oslo 1989
145. Skubis T. "Podstawy metrologicznej interpretacji wyników pomiarów" Politechnika Śląska, Gliwice 2004
146. Słaby A., Nantka M., król C. „System wentylacji wyporowej – możliwości zmniejszenia ilości powietrza”, *Air conditioning and district heating* 1998: IX International conference Wrocław – Szklarska Poręba 1998
147. Smolarek L. „Regresja i korelacja” Materiały Dydaktyczne Akademii Morskiej w Gdyni 2009
148. Smolarek L. „Excel. Narzędzia do analizy regresji. Analisis ToolPak” Materiały Dydaktyczne Akademii Morskiej w Gdyni 2009
149. Sompoliński M. „Kształtowanie mikroklimatu w obiektach handlowych i usługowych” Praca doktorska 2004

150. Sompoliński M., Przedróżny E., Besler G. J. "Wpływ organizacji wymiany powietrza w salach widowiskowych na zapotrzebowanie energii" The 9 International Conference "Air & Heat", Szklarska Poreba 2000
151. Sowa J. "Jakość środowiska w budynkach biurowych" XIII Ogólnopolska Konferencja Naukowo – Techniczna „Wentylacja i Termoenergetyka w Budownictwie Ogólnym”, Zakopane – Kościelisko 5/1999
152. Sowa J. "Komfort cieplny pomieszczeń przy stosowaniu klimatyzacji komfortu" Chłodnictwo i Klimatyzacja 12/2003
153. Steimle F. "Kurs klimatyzacji" Arkady, Warszawa 1979
154. Strzałkowski A., Śliżyński A. "Matematyczne metody opracowywania wyników pomiarów" Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1978
155. Stymne Styryjska., Sandberg M., Mattsson M.: Dispersion Pattern of Contaminants in a Displacement Ventilated Room, AIVC Conference, Warwick 1991
156. Styrylska T. „Termodynamika” Politechnika Krakowska, Kraków 2004
157. „Systemy ze zmienną ilością powietrza VariTrane”, Chłodnictwo i Klimatyzacja 05.2003
158. Szczechowiak E. "Systemy wentylacyjne i klimatyzacyjne i ich ocena" Ogrzewnictwo i Klimatyzacja 7-8/2001
159. Szczeńśniak S. „Kształtowanie mikroklimatu w obiektach handlowych i usługowych” Praca doktorska 2004
160. Szymański T., Wasiluk W. "Systemy wentylacji przemysłowej" Politechnika Gdańska, Gdańsk 2000
161. Szymański T., Wasiluk W. "Wentylacja użytkowa poradnik" Wydawnictwo Masta, Gdańsk 1999
162. Śliwowski L. "Mikroklimat wnętrz i komfort cieplny ludzi w pomieszczeniach" Wydawnictwo PWR, Wrocław 2000
163. Śliwowski L., Lis A.: Wybrane problemy komfortu cieplnego osób w pomieszczeniach, Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja 7-8/2002
164. Trzeciakiewicz Z.: Kształtowanie dwustrefowego przepływu powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową”, Zeszyty naukowe Politechniki Śląskiej, Gliwice 2007
165. Turzeniecka D. "Ocena niepewności wyników pomiarów" Politechnika Poznańska 1997
166. Ullrich H. J. "Technika klimatyzacyjna. Poradnik" MASTA Gdańsk 2001

167. Wierzowiecki P. "Systemy VAV" Chłodnictwo i Klimatyzacja 6/2004
168. Wang S. K. "Handbook of Air Conditioning and Refrigeration" McGraw-Hill 2001
169. Werszko D. "Pomiary podstawowych znamion termodynamicznych" Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1973
170. Werszko D. "Wybrane zagadnienia z techniki cieplnej" Politechnika Wrocławska, Wrocław 1993
171. Wierzowiecki P. „Systemy VAV. Praktyczne kryteria konfiguracji systemu oraz zasady wymiarowania instalacji klimatyzacyjnych”, Chłodnictwo i klimatyzacji 6/2004
172. Wu W., Wu X., Feng Y., Zhang X. „Simulation of velocity and Temperature Distributions of Displacement Ventilation System with Single or Double Heat Sources” Journal of Thermal Science Vol.16, No.2 155-158, 2007
173. Xu M., Yamanaka T., Kotani H.: „Vertical Profiles of Temperature and Contaminant Concentration in Rooms Ventilated by Displacement with Heat Loss through Room Envelopes”, Indoor Air 11/2001
174. Yuan X., Chen Q., Glicksman L.R., Hu Y., Yang X., “Measurements and computations of room airflow with displacement ventilation”ASHRAE Transactions 1999; 105
175. Zawada B.: Porównanie zużycia energii elektrycznej wymaganej do napędu wentylatora w systemach wentylacji ze stałą i zmienną ilością powietrza, Chłodnictwo & Klimatyzacja 09-10.2001
176. Zelias A. "Metody statystyczne" Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa 2000
177. Zhao H., Zhao L.: „Temperature Efficiency of Rooms with Displacement Ventilation”, ASHRAE Transactions, 2001
178. Zhihov A.M., Nielsen P.V., Riskowski G., Shilkrot E. „A design procedure for displacement ventilation” HPAC, Nov 2000, 72,11
179. Zhihov A.M., Nielsen P.V., Riskowski G., Shilkrot E. „A design procedure for displacement ventilation” HPAC, May 2001, 73, 5
180. Ziętek P. „Zmienność charakterystyki strumienia wyporowego w warunkach nieizotermicznego nawiewu powietrza” Rozprawa doktorska, Warszawa 2007
181. Ziętek P. "Techniki realizacji rozdziału powietrza" Chłodnictwo i Klimatyzacja 12/2005
182. Ziętek P. "Wentylacja wyporowa - do stref pracy" Polski Instalator 1/2004
183. Ziętek P. "Parametry nawiewu w wentylacji wyporowej" Polski Instalator 2/2008

Normy, wytyczne i katalogi firmowe

184. ANSI/ASHRAE Standard 55-2004, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, Atlanta, Georgia 2004
185. ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2007, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, Atlanta, Georgia 2007
186. EN 12239 Ventilation for buildings – Air terminal devices – Aerodynamic testing and rating for displacement flow applications
187. PN-ISO 5221/1994 Rozprowadzenie i rozdział powietrza. Metody pomiaru przepływu strumienia powietrza w przewodzie
188. PN-ISO 6242-1:1999 Budownictwo. Wyrażanie wymagań użytkownika. Wymagania techniczne
189. PN-73/B-03431 Wentylacja mechaniczna w budownictwie
190. PN-76/B-03420 Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza zewnętrznego
191. PN-78/B-03421 Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza wewnętrznego w pomieszczeniach do stałego przebywania ludzi
192. PN-82/B-02402 Ogrzewnictwo. Temperatury ogrzewanych pomieszczeń w budynkach
193. PN-82/B-02403 Temperatury obliczeniowe zewnętrzne
194. PN-83/B-03430 Wentylacja w budynkach mieszkalnych zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej. Wymagania
195. PN-87/B-02151/02 Akustyka budowlana, Ochrona przed hałasem pomieszczeń w budynkach. Dopuszczalne wartości poziomu dźwięku w pomieszczeniach
196. PN-87/N-08016: Ergonomia. Środowisko termiczne. Przyrządy i metody pomiarowe wielkości fizycznych (odpowiednik ISO 7726:1985 oraz ISO 7726:1996)
197. PN-EN 12589:2002 (U) Wentylacja w budynkach - Nawiewniki i wywiewniki - Badania aerodynamiczne i wzorcowanie urządzeń wentylacyjnych końcowych o stałym i zmiennym strumieniu powietrza
198. PN-EN 12599 Wentylacja budynków. Procedury badań i metody pomiarowe dotyczące odbioru wykonanych instalacji wentylacji i klimatyzacji
199. PN-EN ISO 5167-2: 2005 Pomiary strumienia płynu za pomocą zwężek pomiarowych wbudowanych w całkowicie wypełnione rurociągi o przekroju kołowym -część 2: Kryzy

200. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie. (Dz. U. z dnia 15 czerwca 2002 r.)
201. Warunki techniczne wykonania i odbioru instalacji wentylacyjnych. COBRTI INSTAL – zeszyt nr 5
202. Karty katalogowe firmy TROX Technik
203. Karty katalogowe firmy Swegon
204. Karty katalogowe firmy Halton
205. Karty katalogowe firmy Stifab Farex
206. Karty katalogowe firmy GEA Klimatyzacja
207. Karty katalogowe firmy KRANTZ
208. Karty katalogowe firmy Lindab
209. Karty katalogowe firmy BSH
210. Karty katalogowe firmy Berliner Luft
211. Karty katalogowe firmy Promont