

## Materiały pomocnicze Systemair 2014

Wentylacja, Klimatyzacja, Ogrzewanie



Szanowni Państwo

Pierwsze wydanie broszury - „Wentylacja - Materiały pomocnicze” miało miejsce w sierpniu 1997 roku. Od tego czasu wielokrotnie dokonywaliśmy wznowień i ciągle obserwowaliśmy niestabnące zainteresowanie tą pozycją.

Niniejsze wydanie zostało przygotowane całkowicie od nowa w oparciu o najnowszą wiedzę techniczną i odniesienie do aktualnych wymagań. Dodatkowo w „Materiałach Pomocniczych” znajdą Państwo informacje z zakresu nie tylko Wentylacji ale również Ogrzewnictwa i Klimatyzacji.

Mam nadzieję, że przygotowane opracowanie stanie się praktycznym narzędziem w Państwa pracy, a jego przejrzysta forma pomoże w dotarciu do potrzebnych informacji.

Pozycja „Materiały Pomocnicze” powstała na podstawie opracowania przygotowanego pod redakcją i kierownictwem Pana dr inż. Aleksandra Pełecha wraz z zespołem ekspertów, pracowników naukowych Wydziału Inżynierii Środowiska Politechniki Wrocławskiej Instytutu Klimatyzacji i Ogrzewnictwa: Pani Sylwii Szczeniak, Pana Janusza Stanisławskiego oraz Pani Agnieszki Zając.

Zachęcam do odwiedzenia strony internetowej [www.systemair.pl](http://www.systemair.pl), gdzie znajdą Państwo pełną gamę oferowanych przez nas urządzeń.

Arkadiusz Augustyniak

Dyrektor Zarządzający  
Systemair S.A.

Warszawa, styczeń 2014

# MATERIAŁY POMOCNICZE SYSTEMAIR

Wentylacja, Ogrzewanie, Klimatyzacja



Styczeń 2014



# Spis treści

Ważniejsze oznaczenia.....	7
Indeksy.....	8
1. Informacje wstępne.....	9
2. Zasady kształtowania mikroklimatu pomieszczenia.....	12
2.1. Mikroklimat pomieszczenia.....	12
2.2. Temperatura powietrza w strefie przebywania ludzi w pomieszczeniu.....	12
2.3. Wilgotność powietrza.....	12
2.4. Prędkość powietrza w strefie przebywania ludzi.....	13
2.5. Temperatura powierzchni otaczających i przegród budowlanych.....	13
2.6. Czystość powietrza.....	13
2.7. Świeżość powietrza.....	13
3. Parametry powietrza zewnętrznego.....	15
4. Obliczenie zysków ciepła.....	18
4.1. Zyski ciepła w pomieszczeniu w okresie ciepłym.....	18
4.3. Zyski ciepła od oświetlenia elektrycznego.....	19
4.4. Zyski ciepła od nasłonecznienia przez przegrody przezroczyste.....	22
4.5. Zyski ciepła od nasłonecznienia przez przegrody nieprzezroczyste.....	24
5. Obliczanie strumienia powietrza wentylującego.....	31
5.1. Wentylacja ogólna.....	31
5.2. Wentylacja miejscowa.....	36
5.3. Wentylacja kuchni.....	40
5.4. Wentylacja garaży.....	48
5.5. Wentylacja akumulatorowni i warsztatów naprawy akumulatorów.....	51
6. Przemiany stanu powietrza w procesach wentylacji i klimatyzacji.....	52
6.1. Przemiany podstawowe.....	52
6.2. Odzysk ciepła w urządzeniach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych.....	56
7. Filtry i filtracja powietrza.....	59
8. Organizacja wymiany powietrza w pomieszczeniach i dobór nawiewników.....	61
8.1. Organizacja wymiany powietrza w pomieszczeniach.....	61
8.2. Dobór elementów nawiewnych i wywiewnych.....	63
8.3. Przykłady doboru nawiewników w pomieszczeniach.....	65
9. Wymiarowanie i obliczanie strat ciśnienia sieci przewodów.....	69
9.1. Opory tarcia.....	70
9.2. Opory miejscowe.....	72
9.3. Zalecane prędkości powietrza w przewodach wentylacyjnych.....	82
9.4. Szczelność przewodów i instalacji wentylacyjnych.....	83
10. Dobór wentylatora.....	85
11. Kurtyny powietrzne.....	92
12. Tłumienie hałasu w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych oraz ochrona obiektów wentylowanych przed hałasem emitowanym przez urządzenia.....	94
12.1. Pojęcia podstawowe.....	94
12.2. Źródła hałasu w urządzeniach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych.....	97
12.3. Tłumienie naturalne w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych.....	99
12.4. Tłumiki akustyczne.....	102
12.5. Dopuszczalny poziom dźwięku w pomieszczeniach.....	102

13. Podstawy teoretyczne działania sprężarkowych obiegów chłodniczych.....	105
13.1. Zasada działania sprężarkowego urządzenia chłodniczego.....	105
13.2. Konstrukcja wykresu log p-h.....	105
13.3. Obieg jednostopniowy – podstawowy.....	106
13.4. Obieg z dochłodzeniem ciekłego czynnika.....	107
13.5. Obieg z przegrzewaczem.....	108
13.6. Rodzaje stosowanych urządzeń chłodniczych.....	108
14. Wskaźniki efektywności energetycznej sprężarkowych obiegów chłodniczych i pomp ciepła.....	110
14.1. Efektywność energetyczna urządzenia chłodniczego: wskaźniki EER, SEER i ESEER.....	110
14.2. Efektywność energetyczna pompy ciepła: wskaźniki COP i SCOP.....	112
14.3. Wskaźnik SPF.....	113
14.4. Obniżenie efektywności energetycznej urządzeń sprężarkowych.....	114
15. Czynniki chłodnicze.....	118
15.1. Definicja czynnika chłodniczego.....	118
15.2. Klasyfikacja oraz oznaczenia czynników chłodniczych.....	118
15.3. Właściwości idealnego płynu roboczego do sprężarkowego urządzenia chłodniczego.....	118
15.4. Charakterystyka i wykresy log p-h wybranych czynników chłodniczych.....	119
15.5. Regulacje prawne ograniczające stosowanie czynników z grup CFC i HCFC oraz HFC.....	125
16. Wskaźniki charakteryzujące wpływ czynników chłodniczych na środowisko.....	126
17. Czynniki pośredniczące w instalacjach chłodniczych (nośniki ciepła i chłodu).....	128
17.1. Definicja czynników pośredniczących (nośników ciepła / chłodu).....	128
17.2. Wymagania ogólne nośników ciepła: fizyczne, chemiczne i eksploatacyjne.....	128
17.3. Wybrane właściwości najczęściej używanych czynników pośredniczących.....	129
18. Instalacje bezpośrednich i pośrednich systemów chłodzenia.....	133
18.1. Rodzaje systemów chłodzenia.....	133
18.2. Obiegi hydrauliczne cieczy pośredniczących.....	134
19. Projektowanie średnic przewodów oraz obliczenia oporów przepływu w instalacji czynnika pośredniczącego.....	140
19.1. Projektowanie średnic przewodów.....	140
19.2. Podstawowe wzory do obliczeń hydraulicznych, opory liniowe i miejscowe.....	142
20. Izolacja instalacji pośredniczących.....	146
20.1. Współczynniki przewodności cieplnej stosowanych materiałów izolacyjnych.....	146
20.2. Wymagane minimalne grubości izolacji zimnochronnej.....	146
21. Pompy obiegowe w instalacjach pośredniczących (nośników chłodu / ciepła).....	147
22. Przykłady doboru urządzeń.....	149

## Ważniejsze oznaczenia:

- $A$  – pole powierzchni,  $m^2$
- $E$  – efektywność procesu
- $\bar{E}_n$  – natężenie oświetlenia (nominalne), lx
- $H_w$  – wysokość otworów wywiewnych nad podłogą, m
- $H_o$  – wysokość strefy przebywania ludzi (strefy pracy), m
- $I_c$  – chwilowa wartość natężenia promieniowania słonecznego całkowitego transmitowana do pomieszczenia w miesiącu obliczeniowym, przez nasłonecznioną część szyby w oknie podwójnie oszklonym normalnym szkłem okiennym,  $W/m^2$
- $I_{cmax}$  – maksymalne natężenie promieniowania słonecznego całkowitego,  $W/m^2$
- $I_r$  – chwilowa wartość natężenia promieniowania słonecznego rozproszonego transmitowana do pomieszczenia przez zacienioną część szyby w oknie podwójnie oszklonym normalnym szkłem okiennym,  $W/m^2$
- $I_{rmax}$  – maksymalne natężenie promieniowania słonecznego rozproszonego,  $W/m^2$
- $\dot{K}$  – strumień masy emisji zanieczyszczeń, kg/s
- $P$  – objętość pomieszczenia, budynku,  $m^3$
- $P$  – moc elektryczna, W (kW)
- $\dot{Q}$  – strumień ciepła, W (kW)
- $\dot{Q}_{zjoc}$  – ciepło zbędne jawne w warunkach obliczeniowych okresu ciepłego, kW
- $\dot{Q}_{zcooc}$  – ciepło zbędne całkowite w war. obliczeniowych okresu ciepłego, kW
- $\dot{Q}_{zjocz}$  – bilansowe ciepło zbędne jawne w warunkach obliczeniowych okresu zimnego, kW
- $\dot{Q}_{zcoocz}$  – bilansowe ciepło zbędne całkowite w war. obliczeniowych okresu zimnego, kW
- $\dot{Q}_{str}$  – straty ciepła pomieszczenia (przez przegrody zewnętrzne) w war. obliczeniowych, kW
- $\dot{Q}_N$  – moc nagrzewnicy, kW
- $\dot{Q}_{CH}$  – moc chłodnicy, kW
- $R$  – stała gazowa
- $T$  – temperatura bezwzględna, K
- $U$  – współczynnik przenikania ciepła,  $W/m^2K$
- $V$  – objętość,  $m^3$
- $\dot{V}$  – strumień objętości,  $m^3/s$
- $\dot{W}$  – strumień masy emisji wilgoci, kg/s
- $c$  – stężenie,  $kg/m^3$
- $c_p$  – właściwa pojemność cieplna powietrza,  $kJ/kgK$
- $d$  – średnica rury, m
- $g$  – przyspieszenie ziemskie,  $m/s^2$ ; udział powierzchni oszklonej w przegrodzie przezroczystej
- $h$  – entalpia właściwa,  $kJ/kg$  p.s.
- $k$  – krotność wymian powietrza zewnętrznego,  $h^{-1}$
- $l$  – długość, m
- $m$  – masa, kg
- $\dot{m}$  – strumień masy,  $kg/s$
- $n$  – liczba osób w pomieszczeniu, prędkość obrotowa,  $s^{-1}$
- $p$  – ciśnienie, Pa
- $\dot{q}$  – gęstość strumienia ciepła,  $W/m^2$ ; jednostkowa emisja ciepła np.: W/osobę
- $r$  – ciepło parowania lub kondensacji,  $kJ/kg$
- $s$  – wsp. akumulacji
- $t$  – temperatura (pływu np. powietrza, wody),  $^{\circ}C$
- $v_{z1}$  – strumień powietrza zewnętrznego przewidziany dla jednej osoby w pomieszczeniu,  $m^3/h,os.$
- $u, w$  – prędkość przepływu,  $m/s$
- $x$  – zawartość wilgoci,  $kg/kg$  p.s. ( $g/kg$  p.s.)
- $z_l$  – wydajność świetlna lampy,  $lm/W$
- $\Delta, \delta$  – przyrost, różnica
- $\Delta t_{sr}^{log}$  – średnia logarytmiczna różnica temperatur powietrza i czynnika grzewczego (chłodniczego), K
- $\Phi$  – wsp. korekcyjny
- $\alpha$  – współczynnik wnikania ciepła,  $W/m^2K$
- $\beta$  – udział ciepła konwekcyjnego, przekazywanego od źródła światła do powietrza w mocy zainstalowanej, współczynnik rozszerzalności cieplnej gazów w stałym ciśnieniu,  $K^{-1}$

- $\varepsilon$  – współczynnik kierunkowy przemiany na wykresie h-x, kJ/kg
- $\varphi$  – wilgotność względna powietrza, %
- $\lambda$  – współczynnik przewodzenia ciepła, W/mK, współczynnik tarcia
- $\rho$  – gęstość, kg/m<sup>3</sup>
- $\eta$  – lepkość dynamiczna płynu, kg/ms
- $\eta_t, \eta_i$  – sprawność (temperaturowa, entalpijna)
- $\nu$  – lepkość kinematyczna płynu, m<sup>2</sup>/s
- $\psi$  – współczynnik jednoczesności
- $\vartheta$  – temperatura ściany (wymiennika, przegrody), °C
- $\zeta$  – współczynnik oporu miejscowego, miejscowa strata ciśnienia

## Indeksy:

- 1 – początkowy
- 2 – końcowy
- b – barometryczny
- d – dynamiczny
- ef – efektywny
- g – graniczny
- j – jednostkowy, jawny
- L – od osób w pomieszczeniu
- max. – maksymalny
- min. – minimalny
- m – mokry, średni
- n – nawiew
- o – para wodna, strefa pracy
- oc – okres ciepły
- oz – okres zimny
- ok – okno, okienny
- p – powietrze, pomieszczenie, podłoga
- u – usuwany, utajony
- w – wewnętrzny, woda, wywiew
- we – wlot
- wy – wylot
- z – zewnętrzny



# 1. Informacje wstępne

**Tabela 1.1.** Jednostki podstawowych wielkości fizycznych.

Wielkość	Symbol	Układ MKS (techniczny)	Układ SI
długość	l	1 m	1 m
powierzchnia	A	1 m <sup>2</sup>	1 m <sup>2</sup>
objętość	V	1 m <sup>3</sup>	1 m <sup>3</sup>
czas	t	1 s	1 s
kąt	b	1 rad	1 rad
masa	m	1 kg	1 kg
gęstość	r	1 kg/cm <sup>3</sup>	1 kg/m <sup>3</sup>
prędkość	u, v, w	1 m/s	1 m/s
przyspieszenie	a, g	1 m/s <sup>2</sup>	1 m/s <sup>2</sup>
siła	F	1 kG	1 N
ciśnienie	p	1 kG/m <sup>2</sup>	1 N/m <sup>2</sup> = 1 Pa
lepkość dynamiczna	h	1 kG s/m <sup>2</sup>	1 N s/m <sup>2</sup> = 1 Pa s
lepkość kinematyczna	n	1 m <sup>2</sup> /s	1 m <sup>2</sup> /s
moc	P, Q	1 kG m/s	1 W = 1 J/s
praca/energia/ciepło	L, W	1 kp m	1 J = 1 N m = 1 W s
temperatura	t, T	1°C, 1 K	1 K

**Tabela 1.2.** Przedrostki wielokrotności jednostek miar w układzie SI.

Y jotta	=10 <sup>24</sup>	d decy	=10 <sup>-1</sup>
Z zetta	=10 <sup>21</sup>	c centy	=10 <sup>-2</sup>
E exa	=10 <sup>18</sup>	m mili	=10 <sup>-3</sup>
P peta	=10 <sup>15</sup>	μ mikro	=10 <sup>-6</sup>
T tera	=10 <sup>12</sup>	n nano	=10 <sup>-9</sup>
G giga	=10 <sup>9</sup>	p piko	=10 <sup>-12</sup>
M mega	=10 <sup>6</sup>	f femto	=10 <sup>-15</sup>
k kilo	=10 <sup>3</sup>	a atto	=10 <sup>-18</sup>
h hekto	=10 <sup>2</sup>	z zepto	=10 <sup>-21</sup>
da deka	=10 <sup>1</sup>	y jokto	=10 <sup>-24</sup>

**Tabela 1.3.** Jednostki ciśnienia.

Jednostki	1 Pa	1 bar	1 at	1 atm	1 mm sł. Hg	1 m sł. H <sub>2</sub> O
1 Pa = 1 N/m <sup>2</sup>	1	10 <sup>-5</sup>	1,02×10 <sup>-5</sup>	9,87×10 <sup>-6</sup>	0,0075	1,02×10 <sup>-4</sup>
1 bar	10 <sup>5</sup>	1	1,0197	0,9869	750	10,20
1 at	0,9804×10 <sup>5</sup>	0,981	1	0,96784	735,56	10,00
1 atm	1,013×10 <sup>5</sup>	1,013	1,033	1	760	10,33
1 mm sł. Hg	133,33	1,33×10 <sup>-3</sup>	1,36×10 <sup>-3</sup>	1,316×10 <sup>-3</sup>	1	0,0136
1 m sł. H <sub>2</sub> O	0,9804×10 <sup>4</sup>	0,0981	0,10	0,0968	73,6	1

**Tabela 1.4.** Jednostki ciepła, pracy, energii.

Jednostki	1 kcal	1 kGm	1 kWh	1 kJ
1 kcal	1	427,0	1,163×10 <sup>-3</sup>	4186,6
1 kGm	2,342×10 <sup>-3</sup>	1	2,723×10 <sup>-6</sup>	9,807
1 kWh	860	367,1×10 <sup>3</sup>	1	3,6×10 <sup>-6</sup>
1 kJ	0,239×10 <sup>-3</sup>	0,102	0,278×10 <sup>-6</sup>	1

**Tabela 1.5.** Jednostki wydajności, mocy, strumienia ciepła.

Jednostki	1 kcal/h	1 kGm/s	1 kW	1 KM
1 kcal/h	1	0,1186	1,163×10 <sup>-3</sup>	1,581×10 <sup>-3</sup>
1 kGm/s	8,4312	1	9,804×10 <sup>-3</sup>	13,333×10 <sup>-3</sup>
1 kW	860,0	102,0	1	1,36
1 KM	632,3	75	0,736	1

**Tabela 1.6.** Właściwości fizyczne powietrza (w temperaturze 0°C i ciśnieniu 1013,25 hPa).

Wielkość	Symbol	Wartość	Jednostka
Masa cząsteczkowa	M	28,96	kg/mol
Temperatura wrzenia	t <sub>wz</sub>	-130,45	°C
Gęstość powietrza suchego	ρ <sub>p</sub>	1,2936	kg/m <sup>3</sup>
Gęstość powietrza wilgotnego (nasyconego)	ρ <sub>pw</sub>	1,2907	kg/m <sup>3</sup>
Współczynnik przewodności cieplnej powietrza suchego	λ	0,0237	W/m K
Współczynnik przewodności cieplnej powietrza wilgotnego (100%)	λ <sub>n</sub>	0,0073	W/m K
Lepkość dynamiczna powietrza suchego	η	17,19×10 <sup>6</sup>	Pa s
Właściwa pojemność cieplna powietrza suchego	c <sub>p</sub>	1,005	kJ/kg K
Właściwa pojemność cieplna powietrza wilgotnego (100%)	c <sub>pw</sub>	1,009	kJ/kg K
Wykładnik politropy	κ	1,4	-

**Tabela 1.7.** Przeciętny skład suchego powietrza atmosferycznego.

Składnik	Symbol chemiczny	Udział	
		masowy %	objętościowy %
Azot	N <sub>2</sub>	75,51	78,09
Tlen	O <sub>2</sub>	23,01	20,93
Argon	Ar	1,29	0,93
Dwutlenek węgla	CO <sub>2</sub>	0,041	0,03
Wodór	H <sub>2</sub>	0,001	0,01
Pozostałe gazy szlachetne	Ne, He, Kr, Xe	0,00161	0,00249
Inne	-	do 100	do 100

Tabela 1.8. Podstawowe parametry powietrza wilgotnego.

Wielkość	Symbol, jednostka	Opis
temperatura (termometru suchego)	$t_s, ^\circ\text{C}$	wielkość fizyczna, opisująca stan termodynamiczny powietrza, mierzona suchym termometrem, osłoniętym od promieniowania cieplnego
temperatura (termometru mokrego)	$t_m, ^\circ\text{C}$	wielkość fizyczna, opisująca stan powietrza pozostającego w równowadze termodynamicznej z wodą; mierzona termometrem o bańce zwilżonej czystą wodą, bez wpływu promieniowania cieplnego
temperatura punktu rosy, punkt rosy	$t_r, ^\circ\text{C}$ $t_r = \frac{243,5 \cdot \ln\left(\frac{p_o}{6,112}\right)}{17,67 - \ln\left(\frac{p_o}{6,112}\right)}$	stan powietrza osiągnięty w trakcie jego ochładzania przy $x=\text{idem}$ , w którym pojawia się skroplona woda w stanie ciekłym, pochodząca z pary zawartej w powietrzu; temperatura powietrza, przy której osiąga się ten stan $\Leftrightarrow$ temperatura punktu rosy. Wstawić $p_o$ w [hPa].
wilgotność bezwzględna	$\rho, \text{kg/m}^3$	jest to masa pary wodnej zawarta w 1 m <sup>3</sup> wilgotnego powietrza
wilgotność względna	$\varphi = \frac{\rho_o}{\rho_{on}}, \varphi = \frac{p_o}{p_{on}}$	stosunek wilgotności bezwzględnej powietrza $\rho_o$ (lub ciśnienia cząstkowego pary $p_o$ ) do wilgotności bezwzględnej powietrza nasyconego $\rho_{on}$ (lub ciśnienia nasyconia $p_{on}$ ) w tej samej temperaturze
zawartość wilgoci	$x \text{ g/kg p.s.}$	masa pary wodnej w gramach lub kilogramach, przypadająca na jednostkę masy powietrza suchego
stopień nasycenia powietrza	$\psi = \frac{x}{x_n}$	stosunek zawartości wilgoci $x$ w powietrzu do zawartości wilgoci $x_n$ w powietrzu nasyconym, w tej samej temperaturze
entalpia właściwa (powietrza suchego)	$h_{p.s.} = c_p t = 1,006 t, \text{ kJ/kg}$	strumień ciepła niezbędny do ogrzania powietrza od temperatury 0°C do dowolnej temperatury $t$
entalpia właściwa pary wodnej	$h_o = r + c_o t_o = 2501 + 1,84 t_o, \text{ kJ/kg}$	za poziom odniesienia entalpii pary wodnej przyjęto entalpię wody w fazie ciekłej w 0°C (w temperaturze $t_w=0^\circ\text{C}$ entalpia właściwa wody w stanie ciekłym $h_w=0 \text{ kJ/kg}$ ), $r=2501 \text{ kJ/kg}$ - ciepło parowania (kondensacji)
entalpia właściwa (powietrza wilgotnego)	$h = 1,006 t + (2501 + 1,84 t) x \text{ kJ}/(1+x) \text{ kg p.s.}$	entalpia właściwa powietrza wilgotnego o zawartości wilgoci $x$ i w temperaturze $t$ jest sumą entalpii powietrza suchego w temperaturze $t$ i ciepła potrzebnego do przemiany $x \text{ kg}$ wody o temperaturze 0°C na parę wodną o tej samej temperaturze.
gęstość powietrza wilgotnego	$\rho = \frac{b \cdot (1+x)}{4,61 \cdot T \cdot (0,622+x)} \text{ kg/m}^3$	w zakresie temperatur i ciśnień spotykanych w technice wentylacyjnej gęstość powietrza jest praktycznie niezmienna i przyjmuje się zazwyczaj $\rho_p = 1,2 \text{ kg/m}^3$

\*lub stałym (szronienie)

**Prawa gazowe**

W przedziale ciśnień i temperatur występujących w technice wentylacyjnej wszystkie składniki mieszaniny gazów wchodzących w skład powietrza atmosferycznego można traktować jako gazy doskonałe.

Prawo **Clapeyrona**:

$$\rho V = mRT \quad (1.1)$$

gdzie:  $R$  - stała gazowa, dla powietrza suchego  
dla pary wodnej przegrzanej

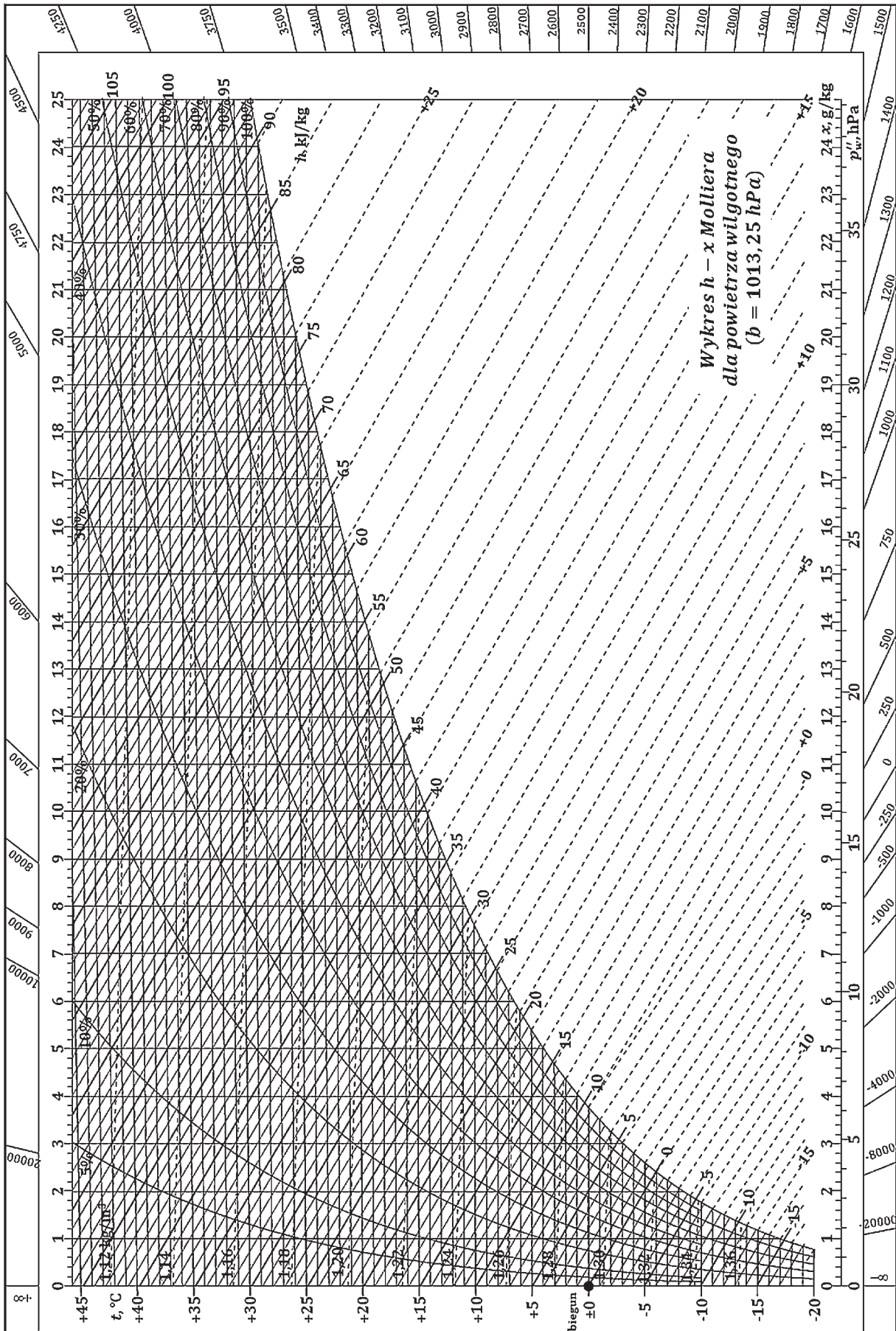
$$R_p = 287,0 \text{ J/kg K}, \\ R_o = 461,4 \text{ J/kg K},$$

Prawo **Daltona**:

$$\rho = \rho_p + \rho_o \quad (1.2)$$

gdzie:  $\rho$  - ciśnienie powietrza wilgotnego (mieszaniny), Pa  
 $\rho_p$  - ciśnienie cząstkowe suchego powietrza, Pa  
 $\rho_o$  - ciśnienie cząstkowe pary wodnej, Pa.

Wzajemne zależności parametrów powietrza wilgotnego przedstawia wykres  $h - x$  Molliera dla powietrza wilgotnego, przedstawiony na rys. 1.1.



Rys. 1.1. Wykres  $h - x$  Molliera dla powietrza wilgotnego ( $b = 1013,25$  hPa).

## 2. Zasady kształtowania mikroklimatu pomieszczenia

### 2.1. Mikroklimat pomieszczenia

**Mikroklimat pomieszczenia** jest to zbiór parametrów fizycznych i chemicznych, zmiennych w czasie i przestrzeni, wywierających wpływ na żywy organizm. Wpływ czynników zewnętrznych na intensywność oddawania ciepła przez ciało ludzkie charakteryzuje *zdolność chłodząca środowiska*, która jest odpowiednia, kiedy ciało człowieka pozostaje w równowadze termicznej z otoczeniem. Taki stan przyjęto nazywać **komfortem cieplnym**.

Całkowita moc cieplna oddawana do otoczenia zależy od poziomu aktywności organizmu. Udziały oddawanego ciepła jawnego i utajonego zależą od temperatury otoczenia oraz od rodzaju ubioru.

Człowiek oddaje ciepło do otoczenia:

- na drodze konwekcji z zewnętrznej powierzchni odzieży i z odkrytej powierzchni skóry,
- przez przewodzenie przez warstwę odzieży,
- przez promieniowanie,
- na drodze odparowania z powierzchni skóry,
- przez oddychanie oraz w wyniku dyfuzji pary wodnej przez skórę.

### 2.2. Temperatura powietrza w strefie przebywania ludzi w pomieszczeniu

Dla większości ludzi normalnie ubranych, wykonujących lekką pracę lub pozostających w stanie spoczynku, temperatura powietrza w strefie przebywania ludzi, zapewniająca dobre samopoczucie wynosi:

- w zimie 20–22°C,
- w lecie 22–26°C (przy średnich temperaturach zewnętrznych).

Dopuszczalne są różnice temperatury w obrębie strefy przebywania ludzi w granicach  $\pm 1$  K.

Dla pobytu ludzi w pomieszczeniach chłodzonych, trwającego mniej niż 2–3 godziny (czas adaptacji organizmu), przy małym wysiłku fizycznym, zaleca się w okresie ciepłym utrzymywać temperaturę w funkcji temperatury powietrza zewnętrznego zgodnie z zależnością:

$$t_{poc} = \frac{t_{poz} + t_{zoc}}{2} \quad (2.1)$$

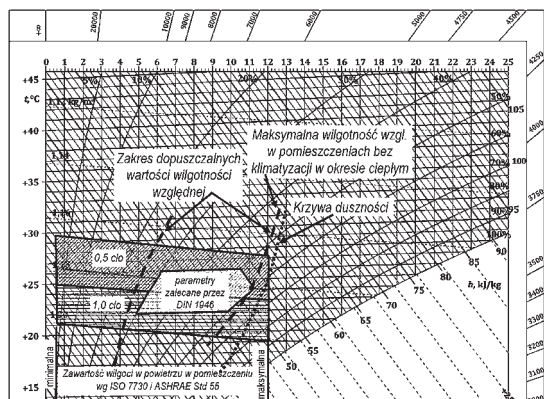
gdzie:  $t_{poc}$  - temperatura pomieszczenia okresu ciepłego, °C  
 $t_{poz}$  - temperatura pomieszczenia okresu zimnego, °C  
 $t_{zoc}$  - temperatura zewnętrzna okresu ciepłego, °C

Parametry powietrza wewnątrz pomieszczeń przeznaczonych do stałego przebywania ludzi, (zalecane przez normę PN-78/B-03421) przy obliczaniu urządzeń wentylacji mechanicznej i klimatyzacji pomieszczeń, zależnie od ich aktywności, podano w tabeli 2.1.

### 2.3. Wilgotność powietrza

Temperatura powietrza w pomieszczeniu nie może być traktowana jako wielkość niezależna, gdyż jest ona ściśle związana z temperaturą powietrza zewnętrznego i wilgotnością względną  $\phi$  powietrza w pomieszczeniu.

Wilgotność powietrza wpływa na warunki komfortu cieplnego, ponieważ człowiek oddaje ciepło także przez odparowanie potu. Gdy temperatura i zawartość wilgoci jednocześnie wzrastają, pojawia się odczucie dyskomfortu, wynikające z nadmiaru wilgoci w powietrzu.



Przy określaniu górnej granicy warunków komfortu należy przyjmować względną wilgotność tym niższą, im wyższa jest temperatura powietrza. Na wykresie  $h-x$  Molliera (rys. 2.1.) podano zakresy parametrów odpowiadające komfortowi cieplnemu. Krzywa duszności wyznacza granicę obszaru zawartości wilgoci i temperatury, szczególnie uciążliwych dla ludzi. Na tym samym rysunku pokazano pole określające strefę dopuszczalnych parametrów komfortu cieplnego dla człowieka pozostającego w spoczynku wg zaleceń DIN 1946 oraz ISO 7730 i ASHRAE Std 55.

**Rys. 2.1.** Obszary zalecanych parametrów powietrza w pomieszczeniach wentylowanych i klimatyzowanych.

**Tabela 2.1.** Wartości parametrów obliczeniowych powietrza wewnętrznego.

(wg normy PN-78/B-03421)

Aktywność fizyczna ludzi				Mała	Średnia	Duża	
Okres zimny	Temperatura		°C	20- 22	18 - 20	15 - 18	
	Wilgotność względna	optymalna	%	40 - 60	40 - 60	40 - 60	
		dopuszczalna		30	30	30	
	Maksymalna prędkość powietrza		m/s	0,2	0,2	0,3	
Okres ciepły	Wartości optymalne	Temperatura		°C	23 - 26	20 - 23	18 - 21
		Wilgotność względna		%	40 - 55	40 - 60	40 - 60
	Wartości dopuszczalne	Temperatura przy jednostkowych zyskach ciepła jawnego	do 50 W/m <sup>2</sup>	°C	t <sub>z</sub> + 3	t <sub>z</sub> + 3	t <sub>z</sub> + 3
			ponad 50 W/m <sup>2</sup>	°C	t <sub>z</sub> + 5	t <sub>z</sub> + 5	t <sub>z</sub> + 5
	Maksymalna prędkość powietrza		m/s	0,3	0,4	0,6	

## 2.4. Prędkość powietrza w strefie przebywania ludzi

Ruch powietrza w otoczeniu człowieka powoduje intensyfikację przejmowania ciepła jawnego oraz parowania potu z powierzchni ciała i przez to wpływa bezpośrednio na odczucie komfortu. W okresie zimnym, gdy aktywność fizyczna ludzi jest mała, prędkości powinny być niewielkie, rzędu 0,03–0,12 m/s. Przy wyższej temperaturze powietrza w pomieszczeniach w okresie ciepłym i dużej aktywności fizycznej, zaleca się przyjmować prędkości w granicach 0,18–0,40 m/s. Zbyt mała prędkość ruchu powietrza w pomieszczeniu powoduje odczucie braku działania wentylacji, potocznie nazywane zaduchem.

## 2.5. Temperatura powierzchni otaczających i przegród budowlanych

Temperatura powierzchni przegród otaczających decyduje o intensywności wymiany ciepła przez promieniowanie pomiędzy organizmem ludzkim a otoczeniem. Warunki komfortu zależą głównie od temperatury odczuwalnej (wynikowej, efektywnej), czyli średniej arytmetycznej temperatury powietrza  $t_p$  i średniej ważonej temperatury wszystkich otaczających powierzchni  $t_R$ :

$$t_{ef} = \frac{t_R + t_p}{2}, \quad (2.2)$$

Im mniej te dwie temperatury różnią się od siebie i im bardziej zbliżają się do wartości średniej wynoszącej 20–22°C, tym bardziej równomierne jest oddawanie ciepła przez człowieka. Różnica nie powinna wynosić więcej niż 3 K. Bardziej korzystne odczucia wywołuje chłodny sufit i cieplejsze ściany.

## 2.6. Czystość powietrza

Miarą czystości powietrza jest stopień zanieczyszczenia pyłami, gazami i parami oraz zapachami. Zanieczyszczenie powietrza pyłem jest szczególnie odczuwalne zimą, gdy powietrze w pomieszczeniach jest suche. Do głównych zanieczyszczeń gazowych zalicza się: dwutlenek węgla (CO<sub>2</sub>), tlenek węgla (CO), formaldehyd (HCHO), lotne związki organiczne, radon oraz dym papierosowy. Wśród wszystkich zanieczyszczeń powstających w pomieszczeniach, zanieczyszczenia pochodzące od ludzi (produkty przemiany materii), nie przekraczają 15%.

## 2.7. Świeżość powietrza

Dla zapewnienia odpowiedniej świeżości powietrza w pomieszczeniu ze względów higienicznych (m.in. dla usunięcia CO<sub>2</sub>, pary wodnej i zapachów wytworzonych przez człowieka) wymagany jest w powietrzu wentylującym minimalny strumień powietrza zewnętrznego, który związany jest z liczbą osób przebywających w danym pomieszczeniu.

**Niezbędny strumień powietrza zewnętrznego** dla jednej osoby, wchodzącego w skład mieszaniny dostarczanej do pomieszczenia wentylowanego, zalecany przez Fangera dla zapewnienia odczucia komfortu i świeżości powietrza, wynosi 10 l/s, czyli 36 m<sup>3</sup>/h. Minimalny strumień powietrza zewnętrznego wg PN-83/B-03430/Az3:2000 podano w tabeli 2.2.

**Tabela 2.2.** Minimalny strumień powietrza zewnętrznego wg PN-83/B-03430/Az3:2000 w pomieszczeniach mieszkalnych i użyteczności publicznej.

dopuszczalne palenie tytoniu		zakaz palenia tytoniu	
pomieszczenia wentylowane	pomieszczenia klimatyzowane lub wentylowane z nieotwieranymi oknami	pomieszczenia wentylowane	pomieszczenia klimatyzowane lub wentylowane z nieotwieranymi oknami
30 m <sup>3</sup> /h,osobę	50 m <sup>3</sup> /h,osobę	20 m <sup>3</sup> /h,osobę	30 m <sup>3</sup> /h,osobę

Norma europejska PN-EN 13779 podaje inne wartości (tabela 2.3), uzależniając strumień powietrza zewnętrznego od kategorii środowiska w pomieszczeniu (tabela 5.4).

Zawartość powietrza zewnętrznego w mieszaninie, dostarczonej do pomieszczenia w systemach wentylacyjnych/klimatyzacyjnych z recyrkulacją oblicza się z zależności:

$$\dot{V}_z = \dot{v}_{z1}n \quad (2.3)$$

albo w postaci stosunku strumienia powietrza zewnętrznego do strumienia powietrza wentylującego:

$$\frac{\dot{V}_z}{\dot{V}} = a_z^w \quad (2.4)$$

nazywanego **udziałem powietrza zewnętrznego w wentylującym**.

Strumień powietrza zewnętrznego może być wyznaczany również na podstawie dopuszczalnego przyrostu stężenia CO<sub>2</sub> w pomieszczeniu. W tabeli 2.4 podano zalecane maksymalne wartości przyrostu stężenia CO<sub>2</sub> w pomieszczeniach niemieszkalnych i nieprzemysłowych, przeznaczonych do stałego przebywania ludzi.

**Tabela 2.3.** Strumień powietrza zewnętrznego, przypadający na jedną osobę. (wg PN-EN 13779)

Kategoria	Jednostka	Pomieszczenia z zakazem palenia		Pomieszczenia bez zakazu palenia	
		zakres	wartość standardowa	zakres	wartość standardowa
1	m <sup>3</sup> /h	>55	72	>108	144
2		36 - 54	45	72 - 108	90
3		22 - 36	30	45 - 72	60
4		< 22	18	< 45	36

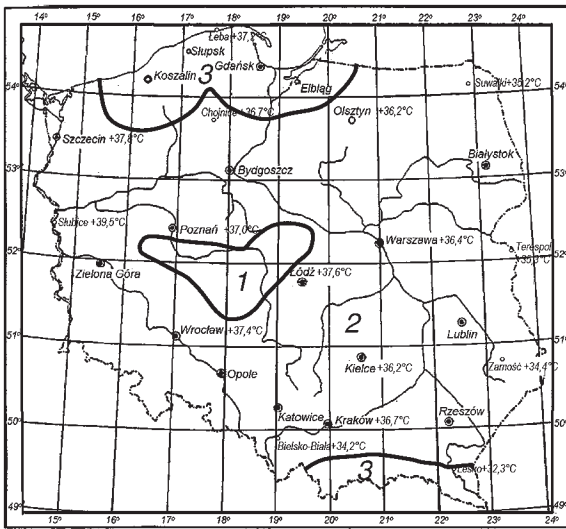
**Tabela 2.4.** Dopuszczalny przyrost stężenia dwutlenku węgla w pomieszczeniach. (wg PN-EN 13779)

Kategoria	Przyrost stężenia CO <sub>2</sub> powyżej stężenia CO <sub>2</sub> w powietrzu zewnętrznym	
	Zakres, ppm (mg/m <sup>3</sup> )	Wartość standardowa, ppm (mg/m <sup>3</sup> )
1	≤ 400 (730)	350 (640)
2	400 - 600 (730 - 1100)	500 (910)
3	600 - 1000 (1100 - 1800)	800 (1450)
4	> 1000 (> 1800)	1200 (2200)

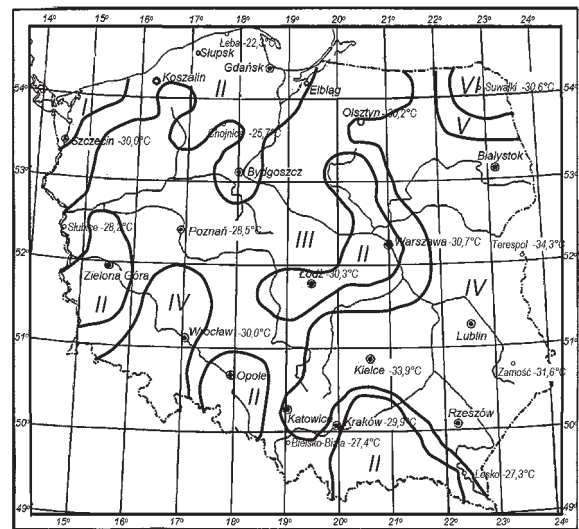
**Tabela 2.5.** Emisja dwutlenku węgla przez człowieka.

Aktywność organizmu	Minimalny strumień powietrza do oddychania dla jednej osoby	Emisja dwutlenku węgla przez człowieka
	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /h
sen	0,3	0,009
spoczynek w pozycji siedzącej	0,5	0,015
praca, umiarkowany wysiłek	2 - 3	0,08 - 0,13
praca, duży wysiłek	7 - 8	0,33 - 0,38

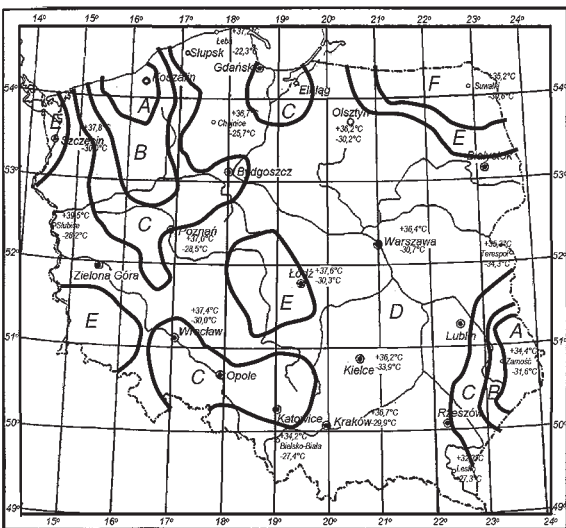
### 3. Parametry powietrza zewnętrznego



Rys. 3.1. Wentylacja, okres ciepły. Strefy temperatur obliczeniowych.



Rys. 3.2. Wentylacja i klimatyzacja, okres zimny. Strefy temperatur obliczeniowych.



Rys. 3.3. Wentylacja z chłodzeniem i klimatyzacja, okres ciepły. Strefy entalpii obliczeniowych.

Położenie stref obliczeniowych oraz wartości temperatury i entalpii właściwej opracowano na podstawie danych meteorologicznych opublikowanych na stronie MBiTM:  
<http://www.transport.gov.pl/2-49b534804486.htm>  
 „Typowe lata meteorologiczne i statystyczne dane klimatyczne dla obszaru Polski do obliczeń energetycznych budynków.”

Na mapach stref temperatury i entalpii powietrza zewnętrznego (rys. 3.1 i 3.2) podano wartości absolutnych ekstremalnych temperatur lata i zimy. Wartości te mogą być wykorzystane przy projektowaniu wentylacji/klimatyzacji obiektów specjalnych, w których muszą być utrzymane założone warunki wewnętrzne niezależnie od zmian parametrów powietrza zewnętrznego.

**Tabela 3.1.** Parametry obliczeniowe powietrza zewnętrznego dla wentylacji i klimatyzacji w ciągu roku.

Wentylacja - okres ciepły		Wentylacja z chłodzeniem i klimatyzacja - okres ciepły		Wentylacja i klimatyzacja - okres zimny	
strefa	temperatura, °C	strefa	entalpia, kJ/kg	strefa	temperatura, °C
1	>31,5	A	< 50	I	-12
2	30	B	50 - 55	II	-15
3	<27,3	C	55 - 60	III	-17
		D	60 - 65	IV	-19
		E	65 - 70	V	-23
		F	> 70	VI	≤ -26

**Tabela 3.2.** Obliczeniowe temperatury powietrza zewnętrznego.

czas słoneczny	Lipiec			Wrzesień		
	Strefa 1	Strefa 2	Strefa 3	Strefa 1	Strefa 2	Strefa 3
1	20,4	19,9	19,2	17,4	17,3	16,9
2	20,3	19,6	19,1	16,7	17,0	16,5
3	20,4	19,6	19,2	16,4	16,8	16,4
4	21,0	19,9	19,7	16,4	17,0	16,5
5	21,9	20,6	20,3	16,7	17,3	16,9
6	23,1	21,5	21,2	17,4	17,9	17,4
7	24,4	22,7	22,2	18,2	18,6	18,2
8	25,9	24,0	23,2	19,3	19,4	19,0
9	27,4	25,3	24,3	20,5	20,3	20,0
10	28,7	26,6	25,3	21,8	21,2	20,9
11	29,9	27,8	26,1	23,0	22,0	21,7
12	30,8	28,7	26,8	24,1	22,8	22,5
13	31,4	29,4	27,2	25,0	23,3	23,0
14	31,5	29,8	27,3	25,6	23,7	23,4
15	31,4	29,8	27,2	25,9	23,8	23,5
16	30,8	29,4	26,8	25,9	23,7	23,4
17	29,9	28,7	26,1	25,6	23,3	23,0
18	28,7	27,8	25,3	25,0	22,8	22,5
19	27,4	26,6	24,3	24,1	22,0	21,7
20	25,9	25,3	23,2	23,0	21,2	20,9
21	24,4	24,0	22,2	21,8	20,3	20,0
22	23,1	22,7	21,2	20,6	19,4	19,0
23	21,9	21,5	20,3	19,3	18,6	18,2
24	21,0	20,6	19,7	18,3	17,9	17,4
$t_z^{SR}$	<b>25,9</b>	<b>24,7</b>	<b>23,2</b>	<b>21,2</b>	<b>20,3</b>	<b>20,0</b>

W tabeli 3.3 podano wartości temperatury i wilgotności względnej powietrza w wybranych 24 miejscowościach Polski. Wartości te naniesione na siatkę wykresu  $h - x$  dadzą krzywe klimatyczne (krzywe roku reprezentatywnego), które są przydatne do prawidłowego obliczenia i doboru chłodziń powietrza, zarówno w centralach klimatyzacyjnych jak i w urządzeniach indywidualnych. Znajomość przebiegu krzywej klimatycznej w danej miejscowości (regionie) jest niezbędna do projektowania belek i sufitów chłodzących.





## 4. Obliczenie zysków ciepła

### 4.1. Zyski ciepła w pomieszczeniu w okresie ciepłym

Zyski ciepła w pomieszczeniu pochodzą od źródeł wewnętrznych (ludzie  $\dot{Q}_L$  technologia  $\dot{Q}_T$ , oświetlenie  $\dot{Q}_o$ ) i zewnętrznych – promieniowanie słoneczne  $\dot{Q}_{pn} + \dot{Q}_{pp}$  i konwekcja  $\dot{Q}_{ok}$ .

Obliczenia dla okresu ciepłego wykonuje się dla dwóch charakterystycznych miesięcy – dla lipca i września. Ponieważ zmienność w czasie poszczególnych składników bilansu jest różna, zaleca się wykonanie obliczeń z krokiem 1...2 godzinnym w celu znalezienia maksymalnej wartości zysków ciepła  $\dot{Q}_{zjoc}$ , będącej podstawą do obliczenia strumienia powietrza wentylującego.

Zyski ciepła zbędnego jawnego w okresie ciepłym dla pomieszczeń wentylowanych z chłodzeniem lub bez:

$$\dot{Q}_{zjoc} = \dot{Q}_{jL} + \dot{Q}_o + \dot{Q}_{jT} + \dot{Q}_{pp} + \dot{Q}_{pn}, \text{ kW} \quad (4.1)$$

Bilans ciepła zbędnego jawnego w okresie zimnym dla pomieszczeń wentylowanych:

$$\dot{Q}_{zjocz} = k\dot{Q}_L + \dot{Q}_o + m\dot{Q}_T + \dot{Q}_{str}, \text{ kW} \quad (4.2)$$

Bilans ciepła zbędnego całkowitego dla pomieszczeń klimatyzowanych w okresie ciepłym:

$$\dot{Q}_{zoc} = \dot{Q}_{cL} + \dot{Q}_o + \dot{Q}_{jT} + \dot{Q}_{uT} + \dot{Q}_{pn} + \dot{Q}_{pp} + \dot{Q}_{str}, \text{ kW} \quad (4.3)$$

Bilans ciepła zbędnego całkowitego dla pomieszczeń klimatyzowanych w okresie zimnym:

$$\dot{Q}_{zjocz} = k\dot{Q}_{cL} + \dot{Q}_o + m(\dot{Q}_{jT} + \dot{Q}_{uT}) + \dot{Q}_{str}, \text{ kW} \quad (4.4)$$

Pozostałe oznaczenia do zależności 4.1 – 4.4:

$k$  – współczynnik zmniejszający, uwzględniający minimalną frekwencję ludzi w pomieszczeniu, przy której należy utrzymać założone parametry w okresie zimnym;  $k_{oz} = 0,1...0,5$ ,

$m$  – współczynnik zmniejszający zyski ciepła od technologii;  $m_{oz} = 0,85...0,95$ .

Do bilansu ciepła pomieszczeń klimatyzowanych bierzemy strumienie ciepła całkowitego (suma ciepła jawnego  $\dot{Q}_j$  i utajonego  $\dot{Q}_u$ , wnoszonego z parą wodną).

Zyski ciepła od ludzi (tabele 4.1 i 4.2).

Zyski ciepła całkowitego od ludzi zależą od liczby i aktywności osób w pomieszczeniu.

$$\dot{Q}_{cL} = n \cdot q_c \cdot \psi, \text{ W} \quad (4.5)$$

Emisja ciepła jawnego zależy dodatkowo od temperatury powietrza. Również zyski wilgoci (pary wodnej) zależą od liczby i aktywności osób oraz od temperatury powietrza.

$$\dot{Q}_{jL} = n \cdot q_j \cdot \psi, \text{ W} \quad (4.6)$$

Zyski wilgoci od ludzi w pomieszczeniu:

$$W_L = n \cdot w \cdot \psi, \text{ kg/s} \quad (4.7)$$

**Tabela 4.1.** Wartości współczynnika jednoczesności przebywania ludzi w pomieszczeniu.

Rodzaj pomieszczenia	$\gamma$
Duże pomieszczenia biurowe	0,75 – 0,95
Hotele, hostele, motele (recepcja, pokoje wieloosobowe)	0,4 – 0,6
Domy towarowe, duże pomieszczenia handlowe	0,8 – 0,9
Pomieszczenia technologiczne	0,9 – 1,0
Teatry, kina, małe pomieszczenia o różnym przeznaczeniu	1,0

Wartości współczynnika jednoczesności z tab. 4.1. należy traktować jako wartości orientacyjne. Zaleca się przyjmowanie wartości górnych.

**Tabela 4.2.** Zyski ciepła całkowitego  $q_c$ , W oraz ciepła jawnego  $q_j$ , W i wilgoci  $w$ ,  $10^{-6}$ kg/s w zależności od aktywności ludzi i od temperatury powietrza.

Temperatura	°C	18		20		22		24		26		28		30		32		34	
Aktywność	$q_c$	$q_j$	w	$q_j$	w	$q_j$	w	$q_j$	w	$q_j$	w	$q_j$	w	$q_j$	w	$q_j$	w	$q_j$	w
odpoczynek w pozycji siedzącej, np. widz w teatrze, uczeń w szkole	113	91	8,61	85	10,83	78	13,77	70	16,67	63	19,52	52	23,94	40	28,34	29	32,75	12	39,35
odpoczynek stojąc	127	99	10,96	91	14,08	83	17,20	75	20,45	66	23,82	53	29,01	39	34,19	26	39,37	13	44,55
praca lekka siedząc; aktywność mała; np. urzędnik, szwaczka, zegarmistrz	144	107	14,48	96	18,77	86	22,67	76	26,57	66	30,46	53	35,64	39	40,83	26	46,00	13	51,17
praca lekka stojąc; aktywność mała np. sprzedawca, ślusarz, spawacz	174	115	23,09	101	28,55	88	33,75	76	38,29	66	42,17	53	47,35	39	52,53	26	57,69	13	62,86
praca lekka stojąc; aktywność duża np. pracownik domu handlowego, wykładowca, pracownik w hotelu, aktor	193	120	28,57	108	33,25	93	39,22	79	44,67	66	49,59	53	54,77	39	59,94	26	65,10	13	70,26
praca średniociężka np. kowal, tokarz, tkaczka, farmaceuta, kelner w kawiarni,	251	145	41,48	130	47,33	111	54,86	94	61,21	81	66,38	64	73,01	48	79,02	34	84,44	20	89,84
praca ciężka np. tragarz, ładowacz, taniec, aerobik	293	158	52,83	141	59,45	122	66,98	106	72,93	95	77,32	78	83,78	62	90,23	45	96,68	28	102,1
praca b. ciężka np. górnik, szybki taniec, trening siłowy	407	203	79,84	180	88,79	161	96,30	145	102,2	134	106,6	113	114,9	91	123,1	70	131,3	49	139,6

### 4.3. Zyski ciepła od oświetlenia elektrycznego.

W większości pomieszczeń w budynkach użyteczności publicznej w okresie ciepłym, w ciągu dnia, oświetlenie sztuczne jest przeważnie wyłączone i nie bierze się go pod uwagę przy wykonywaniu bilansu ciepła. Gdy oświetlenie naturalne jest niewystarczające, konieczne jest doświetlenie na części powierzchni. W dużych pomieszczeniach zaleca się przyjmowanie wsp. jednoczesności  $y = 0$  dla strefy bliskiej okien (do 6...7 m) i  $y = 1$  dla strefy wewnętrznej. Bywają również pomieszczenia wewnętrzne, pozbawione całkowicie oświetlenia naturalnego.

W okresie zimnym przyjmuje się współczynnik jednoczesności działania źródeł światła  $y = 0,1...0,5$ , zależnie od wielkości pomieszczenia, liczby niezależnych obwodów oświetleniowych i rozwiązania sterowania oświetleniem elektrycznym z uwzględnieniem akumulacji ciepła od oświetlenia elektrycznego.

Jeżeli znana jest moc zainstalowana oświetlenia, to zyski ciepła od oświetlenia elektrycznego:

$$\dot{Q}_o = P \cdot \beta \cdot \psi \cdot k_o, \text{ kW} \quad (4.8)$$

gdzie:  $\beta$  – stosunek ciepła przekazanego do powietrza drogą konwekcji do całkowitej mocy zainstalowanej (tabela 4.3),

$k_o$  – współczynnik akumulacji ciepła od oświetlenia (tabela 4.4.)

**Tabela 4.3.** Wartości współczynnika  $\beta$ .

Rodzaj oprawy oświetleniowej	Rodzaj źródła światła	$\beta$
Swobodnie zawieszona	Lampa żarowa	0,70
Swobodnie zawieszona	Lampa fluorescencyjna	0,50
Przymocowana do sufitu	Lampa fluorescencyjna	0,30
Wbudowana do sufitu	Lampa fluorescencyjna	0,15
Oprawy wentylowane		0,05

**Tabela 4.4.** Współczynniki akumulacji ciepła od oświetlenia  $k_o$ .

Typ budynku	Rodzaj oprawy oświetleniowej	Czas od chwili załączenia oświetlenia				Czas od chwili wyłączenia oświetlenia		
		do 2h	2 do 8 h	>8 h		do 2 h	2 do 6 h	>6 h
Mała zdolność akumulacji $s \geq 0,3 \text{ h}^{-1}$	Swobodnie zawieszona	0,8	0,9	1,0		0,1	0	
	Wbudowana lub przymocowana do stropu	0,75				0,2	0,1	0
Duża zdolność akumulacji $s < 0,3 \text{ h}^{-1}$	Swobodnie zawieszona	do 2 h	2 do 8 h	8 do 16 h	>16 h	do 6 h	>6 h	
		0,85	0,9	0,95	1,0	0,1	0	
	Wbudowana lub przymocowana do stropu	0,7	0,8	0,9		0,15	0,1	

Współczynnik akumulacji ciepła  $k_o$  zależy od czasu, który upłynął od momentu załączenia (lub wyłączenia) oświetlenia oraz charakterystyki cieplnej pomieszczenia  $s$ . Dla pomieszczeń zbudowanych z najczęściej stosowanych materiałów budowlanych:

$$s = \frac{70 \cdot A}{\sum A_w \cdot m_w \cdot f + 2 \cdot \sum A_z \cdot m_z \cdot f} \text{ h}^{-1} \quad (4.9)$$

gdzie:  $f$  – współczynnik korekcyjny; zaleca się przyjmować:

dla stropów z podłogą drewnianą  $f = 0,5 \dots 0,7$

dla podłogi drewnianej pokrytej dywanem lub wykładziną tekstylną  $f = 0,25 \dots 0,35$ ,

dla sufitu podwieszonoego z przestrzenią niewentylowaną  $f = 0,5$ ,

dla sufitu podwieszonoego z przestrzenią wentylowaną  $f = 0$ ,

w pozostałych przypadkach  $f = 1,0$

Do obliczenia masy podłóg na gruncie zaleca się przyjmować warstwę betonu o grubości 0,15 m lub cegły o grubości 0,12 m.

Jeżeli znane jest wymagane natężenie oświetlenia  $\bar{E}_m$ , to zainstalowana moc elektryczna oświetlenia:

$$P = \frac{1,25 \cdot A_p \cdot \bar{E}_m}{z_s \cdot \eta_o}, \text{ W} \quad (4.10)$$

**Tabela 4.5.** Średnie natężenie oświetlenia i moc zainstalowana oświetlenia ogólnego.

Rodzaj pracy lub pomieszczenia	Natężenie oświetlenia lx	Moc zainstalowana	
		lampy żarowe	lampy fluo- rescencyjne
		W/m <sup>2</sup>	
Pomieszczenia ogólnodostępne o ciemnych kolorach przegród, bez stałej obsługi	20-50	4-10	1-2,5
Proste pomieszczenia komunikacyjne, korytarze, hole, windy, parkingi, pokoje mieszkalne	50-100	10-15	2-3
Miejsca pracy ręcznej niewymagające częstej kontroli wizualnej	100-150	15-30	3-5
Mieszkania, magazyny, archiwa, restauracje, teatry	150	30	5
Pomieszczenia ogólne, stołówki, szatnie, maszynownie, obsługa urządzeń mechanicznych	200	40	5-7
Proste prace biurowe, pomieszczenia dydaktyczne, hale sportowe	300	60	7-14
Biura, czytelnie, laboratoria badawcze, sterownie, ośrodki ETO, projektowanie komputerowe, domy towarowe, kuchnie, hale wystawowe i targowe, pomieszczenia opieki zdrowotnej, sale konferencyjne, rejony kas w supermarketach	500	-	14-28
Duże sale biurowe, kreślarnie techniczne, średnio precyzyjne prace montażowe, prace szlifierskie, pracownie plastyczne w szkołach	750	-	21-42
Sale operacyjne w szpitalu, montaż precyzyjny, farbiarnia, prace jubilerskie, grawerowanie	1000	-	28-55
Montaż precyzyjny w przemyśle elektrotechnicznym, naprawa zegarków, badania farb	1500-2000	-	50-67
Kontrola jakości, długotrwałe prace z drobnymi elementami o małym kontraście	2000-5000	-	67-165

Wydajność świetlna lampy  $z_s$  zależy od rodzaju źródła i oprawy, stopnia jej zużycia i zanieczyszczenia. Stopień efektywności oświetlenia  $h_o$  określa stosunek strumienia świetlnego wykorzystanego użytecznie do oświetlenia do całkowitego strumienia świetlnego źródła; uwzględnia charakterystykę geometryczną pomieszczenia, stopień rozpraszania i odbicia światła, rodzaj oświetlenia (bezpośrednie, rozproszone), rozmieszczenie i rodzaj opraw. Zaleca się przyjmowanie  $h_o = 0,3$  (pomieszczenia rozległe i wysokie) do  $0,6$  (pomieszczenia małe i niskie).

**Tabela 4.6.** Wydajność świetlna  $z_s$  i żywotność źródeł światła.

Rodzaj źródła światła	Wydajność świetlna lampy $z_s$ , lm/W	Żywotność, godzin
lampa żarowa	(8) 10 - 15	1000
lampa halogenowa, niskonapięciowa	(16) 20	2000-5000
lampa wyładowcza, rtęciowa	40 - 60	22000
lampa fluorescencyjna (różne konstrukcje)	(45) 50 - 90 (104)	>7000
lampa metalohalogenkowa	(85) 70 - 90 (115)	>12000
lampa LED (diody o białym świetle)	>80 (>100)	>15000
lampa wyładowcza sodowa, wysokociśnieniowa	90 - 125 (150)	25000
lampa wyładowcza sodowa, niskociśnieniowa	120 - 200	20000

**Tabela 4.7.** Zyski ciepła od urządzeń wyposażenia biur i urzędów, W (wg ASHRAE).

Urządzenie	Wydajność	Maksymalna moc doprowadzona, W	Moc pobierana w stanie czuwania W	Zalecany strumień do bilansu ciepła, W
<b>Urządzenia komputerowe</b>				
urządzenia komunikacji i transmisji		1800-4600	1640-2810	1640-2810
napędy dysków/ pamięci masowe		1000-10000	1000-6600	1000-6600
komputer /jednostka centralna		2200-6600	2200-6600	2200-6600
minikomputer/ komputer osobisty		100-300	90-200	90-200
drukarka laserowa	8 stron/min.	850	180	300
terminal komputerowy		90-200	80-180	80-180
<b>Kopiarki, drukarki</b>				
kserokopiarka (duża)		1700-6600	900	1700-6600
kserokopiarka (mała)	30-65 kopii/min.**	460-1700	300-900	460-1700
drukarka fototypograficzna	6 - 30 kopii/min.**	1725		1520
<b>Urządzenia do obsługi korespondencji</b>				
sortowaczka	3600-6800 szt./min.	600-3300		390-2150
etykieciarka	1500-30000 szt./min	600-6600		390-4300
<b>Inne</b>				
kasa rejestrująca		60		48
witryna z zimnymi przekąskami i napojami		1150-1920		575-960
ekspres do kawy (duży)	10 filiżanek	1500		1050 (450*)
ekspres do kawy	2 filiżanki	400		200
kuchenka mikrofalowa	28 litrów	600		400
niszczarka do dokumentów		250-3000		200-2420
schładzarka do napojów	30 l/godz.	700		1750

\*ciepło utajone; \*\*emisja ciepła nie jest proporcjonalna do wydajności.

#### 4.4. Zyski ciepła od nasłonecznienia przez przegrody przezroczyste

Zyski ciepła wnikającego do pomieszczenia przez okna drogą konwekcji:

$$\dot{Q}_{ok} = A_{ok} \cdot U_{ok} \cdot (t_z - t_p), \text{ W} \quad (4.11)$$

Temperaturę zewnętrzną  $t_z$  odczytuje się z tabeli 3.2; temperaturę pomieszczenia  $t_p$  oblicza z zależności 2.1. albo przyjmuje wg wymagań użytkownika lub inwestora.

Zyski ciepła wnikające do pomieszczenia przez okna drogą promieniowania:

*Pomieszczenia wentylowane i bez akumulacji ciepła:*

$$\dot{Q}_{RM} = [A_1 \cdot I_c + (A - A_1) \cdot I_r] \cdot b, \text{ W} \quad (4.12)$$

gdzie:  $A$  – powierzchnia szyb w oknie,  $m^2$ ,

$A_1$  – nasłoneczniona powierzchnia szyb,  $m^2$ ,

$I_c$  – tabela 4.12.- dla dużych miast,

$I_r$  – tabela 4.13.- dla obszarów wielkomiejskich i przemysłowych,

$b$  – współczynnik przepuszczalności promieniowania słonecznego przez okno; uwzględnia: gatunek szkła, liczbę szyb oraz zastosowane środki i zastony przeciwsłoneczne – tabela 4.9.

Powierzchnia szyb w oknie

$$A = A_{ok} \cdot g \quad (4.13)$$

**Tabela 4.8.** Udział powierzchni przeszklonej  $g$  w powierzchni okna.

Konstrukcja okna	Powierzchnia otworu okiennego w świetle muru $A_{ok}$ , $m^2$									
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0
okna drewniane, pojedynczo lub podwójnie oszklone, zespolone (szwedzkie)	0,47	0,58	0,63	0,67	0,69	0,71	0,72	0,73	0,74	0,75
okna drewniane, skrzynkowe, podwójnie oszklone	0,36	0,48	0,55	0,60	0,62	0,65	0,68	0,69	0,70	0,71
okna metalowe	0,56	0,77	0,83	0,86	0,87	0,88	0,90	0,90	0,90	0,90
okna wystawowe, świetliki	0,90									
oszkłone drzwi balkonowe	0,50									

Odliczenie dla: okno z listwą poprzeczną u góry 0,05

okno z pionową listwą środkową 0,05

okno ze szczelinami 0,03

Jeżeli znana jest konstrukcja okien, zaleca się przyjmować stopień przeszklenia wg informacji producenta.

*Pomieszczenia wentylowane z chłodzeniem powietrza w okresie ciepłym i pomieszczenia klimatyzowane:*

$$\dot{Q}_R = [A \cdot I_{c \max} + (A - A_1) \cdot I_{r \max}] \cdot b \cdot s, \text{ W} \quad (4.14)$$

gdzie:  $I_{c \max}$  – tabela 4.12.- dla obszarów pozamiejskich,

$I_{r \max}$  – tabela 4.13.- dla obszarów wielkomiejskich i przemysłowych,

$s$  – współczynnik akumulacji ciepła pochodzącego od promieniowania słonecznego przenikającego przez przegrody przezroczyste - tabele 4.14 i 4.15.

Ze względu na zdolność do akumulowania ciepła, według VDI 2078, rozróżnia się następujące typy budowli:

- typ lekki – względna masa budowli -  $150 \text{ kg/m}^2 > m > 300 \text{ kg/m}^2$ ,
- typ średni – względna masa budowli -  $300 \text{ kg/m}^2 > m > 800 \text{ kg/m}^2$
- typ ciężki – względna masa budowli  $m > 800 \text{ kg/m}^2$

Wskaźnik masy budowli  $m$  oblicza się z zależności:

$$m = \frac{\sum A_i \cdot m_i}{A_p} \text{ kg/m}^2 \quad (4.15)$$

gdzie:  $A_i$  – powierzchnia i-tej przegrody (ściana, sufit, podłoga),  $m^2$   
 $A_p$  – powierzchnia podłogi pomieszczenia,  $m^2$   
 $m_i$  – masa 1  $m^2$  i-tej przegrody,  $kg/m^2$

Pomieszczenia o wskaźniku  $m \leq 100 \text{ kg/m}^2$ , obliczonym wg zależności (4.15) można traktować jako bezakumulacyjne i zyski ciepła od nasłonecznienia obliczać wg zależności (4.12). Podobnie należy postępować, jeśli powierzchnia nasłoneczniona okna zmienia się o więcej niż 20% w ciągu 4 kolejnych godzin najintensywniejszego promieniowania słonecznego.

**Tabela 4.9.** Średni współczynnik przepuszczalności promieniowania słonecznego **b**.

Rodzaj szkła	b	Dodatkowe urządzenie przeciwsloneczne	b
Szkło zwykłe, pojedyncze	1,1	Żaluzje zewnętrzne, kąt otwarcia 45°	0,15
Szkło zwykłe, podwójne	1,0	Żaluzje między szybami, kąt 45°, przestrzeń niewentylowana	0,50
Szkło zwykłe, potrójne	0,9		
Szkło pochłaniające, pojedyncze	0,75	Markizy z tkaniny wentylowane od góry i po bokach	0,30*
Szkło pochłaniające, podwójne – na zewnątrz pochłaniające, wewnątrz zwykłe	0,65	Markizy z tkaniny obudowane od góry i po bokach (*tylko jeżeli całe okno jest ocienione)	0,40*
Wiszące szyby pochłaniające, szczelina powietrzna średnio 50 mm	0,50		
Szkło odbijające, pojedyncze, powłoka z tlenku metalu na zewnątrz	0,65	Żaluzje wewnętrzne, kąt otwarcia 45°	0,70
Szkło odbijające, podwójne – najczęściej powłoka odbijająca po wewnętrznej stronie szyby zewnętrznej, od wewnątrz szkło zwykłe	0,55	Zasłony jasne, tkanina bawełniana, muslin,	0,68
	0,45	Zasłony jasne, włókno sztuczne	0,50
		Zasłony ciemne, tkanina bawełniana	0,77
		- powłoka z tlenku metalu	
		- powłoka z czystego metalu np. złoto	
Pustaki szklane, bezbarwne, gładkie powierzchnie, bez wypełnienia	0,45	Folia z tworzywa sztucznego	
	0,65	- pochłaniająca	0,70
- z wypełnieniem z włókna szklanego	0,35	- metalizowana, odbijająca	0,35
- powierzchnie strukturalne, bez wypełnienia	0,45		
- powierzchnie strukturalne, z wypełnieniem			

Układy złożone.

Kombinacje różnych elementów ochrony przed promieniowaniem słonecznym uzyskuje się mnożąc odpowiednie współczynniki. Wyniki doświadczeń z układami złożonymi wskazują, że jeśli jednym z elementów jest szkło odbijające, wynik mnożenia daje efekt nadmiernie korzystny; zaleca się współczynnik  $b$  dla drugiego elementu powiększyć o 0,2.

Nie zaleca się stosowania więcej niż trzech elementów. Jeśli to możliwe, należy korzystać z danych doświadczalnych dla różnych kombinacji urządzeń ochrony przeciwslonecznej.

**Tabela 4.10.** Wysokość słońca  $\gamma$  i azymut słońca  $a_0$  (w stopniach).

Czas słoneczny	20.12		24.01 i 20.11		20.02 i 23.10		22.03 i 24.09		20.04 i 24.08		21.05 i 23.07		21.06	
	$\gamma$	$a_0$	$\gamma$	$a_0$	$\gamma$	$a_0$	$\gamma$	$a_0$	$\gamma$	$a_0$	$\gamma$	$a_0$	$\gamma$	$a_0$
4													1	53
5											6	66	9	64
6									9	83	15	77	18	74
7					1	109	10	102	18	94	25	88	27	85
8			3	125	9	121	19	114	28	106	34	100	37	97
9	7	139	10	137	17	134	27	127	37	120	44	114	46	110
10	12	152	16	151	23	148	34	143	44	137	52	131	55	128
11	15	166	19	165	27	163	38	161	50	157	58	153	61	151
12	17	180	21	180	29	180	40	180	51	180	69	180	63	180
13	15	194	19	195	27	197	38	199	50	203	58	207	61	209
14	12	208	16	209	23	212	34	217	44	223	52	229	55	232
15	7	221	10	223	17	226	27	233	37	240	44	246	46	250
16			3	235	9	239	19	246	28	254	34	260	37	263
17					1	251	10	258	18	266	25	272	27	275
18									9	277	15	283	18	286
19											6	294	9	296
20													1	307

**Obliczenie zacienionej powierzchni okna**

W niektórych rozwiązaniach konstrukcyjnych fasad budynków część lub cała powierzchnia okien jest przez pewien czas częściowo lub całkowicie zacieniona. Powierzchnię nasłonecznioną szyby  $A_1$  oblicza się na podstawie znajomości azymutu słońca  $a_o$  i wysokości słońca  $\gamma$  (tabela 4.10) oraz orientacji ściany (azymutu  $a_w$  – tabela 4.11).

Kąt padania w płaszczyźnie poziomej oblicza się z zależności:

$$\beta = a_o - a_w \quad (4.16)$$

Dla kątów  $-90^\circ < \beta < +90^\circ$  okno jest nasłonecznione. Długość cienia jest taka sama dla ujemnej i dodatniej wartości kąta  $\beta$ . Jeśli  $\beta > 0$ , to cień pada – patrząc od zewnątrz – na lewą stronę okna.

Względna długość cienia  $s_1$  (z boku) i  $s_2$  (od góry), odniesioną do długości elementu ocieniającego oblicza się z zależności:

$$s_1 = \operatorname{tg} \beta \quad (4.17) \quad \text{i} \quad s_2 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\cos \beta} \quad (4.18)$$

Szukane długości cienia wynoszą (oznaczenia na rys. 4.1.):

$$\text{z boku} \quad e_1 = s_1 \cdot d \quad (4.19)$$

$$\text{i od góry} \quad e_2 = s_2 \cdot c \quad (4.20)$$

gdzie:  $d$  – długość występu bocznego, m

i  $c$  – długość występu górnego, m

Przyjmując, że krawędź szyby znajduje się w odległości  $b$  od bocznego występu (ostony) i w odległości  $f$  od górnego występu, oświetloną Słońcem powierzchnię okna obliczymy z zależności:

$$A_1 = [B - (e_1 - b)][H - (e_2 - f)] \quad (4.21)$$

Muszą być spełnione warunki:

$$(e_1 - b) \geq 0 \quad \text{i} \quad (e_2 - f) \geq 0$$

Jeśli wyrażenia w nawiasach są ujemne, to

$$A_1 = A = B \cdot H \quad (4.22)$$

i szyba w oknie jest całkowicie oświetlona światłem słonecznym.

**Tabela 4.11.** Orientacja ścian.

Azymut ściany $a_w$ w stopniach							
N	0	E	90	S	180	W	270
NNE	23	ESE	113	SSW	203	WNW	293
NE	45	SE	135	SW	225	NW	315
ENE	68	SSE	158	WSW	248	NNW	338

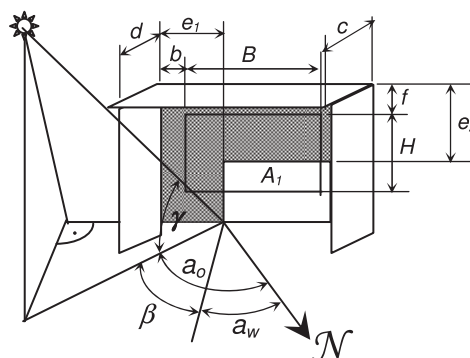
**4.5. Zyski ciepła od nasłonecznienia przez przegrody nieprzezroczyste**

Chwilowy zysk ciepła, przenikający do pomieszczenia przez przegrodę nieprzezroczystą opisany jest zależnością:

$$\dot{Q}_{pn} = A \cdot U \cdot \Delta t_r, \quad W \quad (4.23)$$

w której równoważną różnicę temperatury  $\Delta t_r$  wyznaczono dla pewnej grupy przegród, podobnych do siebie pod względem struktury i właściwości cieplnych (statycznych i dynamicznych). Wartości  $\Delta t_r$  dla stropodachów i dla ścian, podane w tabelach 4.16 i 4.17, obliczono przy założeniach:

- temperatura w pomieszczeniu  $t_p = 22^\circ\text{C}$ ;
- średnia temperatura powietrza zewnętrznego  $t_z^s = 24,5^\circ\text{C}$



**Rys. 4.1.** Zacienienie wywołane występa-  
mi  $a_w$  - azymut ściany,  $a_o$  - azymut Słońca,  
 $\gamma$  - wysokość Słońca,  $A$  - powierzchnia okna,  
 $A_1$  - nasłoneczniona powierzchnia okna



Jeżeli warunki obliczeniowe różnią się od podanych założeń, wartości tabelaryczne należy skorygować, korzystając z zależności:

$$\Delta t'_r = \Delta t_r + (t_z^{sr} - 24,5) + (22 - t_p) \quad (4.24)$$

Wartości temperatury zewnętrznej  $t_z$  i  $t_z^{sr}$  dla Polski podano w tabeli 3.2; temperaturę pomieszczenia  $t_p$  w chwili obliczeniowej należy obliczyć wg zależności 2.1. lub przyjąć jak przy obliczaniu konwekcyjnych zysków ciepła przez okno (zależność 4.11).

**Tabela 4.12.** Natężenie promieniowania słonecznego całkowitego  $I_c$  i rozproszonego  $I_r$  przechodzącego do pomieszczenia przez okno podwójnie oszklone normalnym szkłem okiennym (wg VDI 2078).

dla średnich miesięcznych wskaźników przejrzystości atmosfery, przy nasłonecznieniu trwającym ponad 50% czasu astronomicznego oddziaływania promieniowania słonecznego na daną przegrodę (obszary pozamiejskie)

dzień miesiąc	kierunek	promie- niowanie	czas słoneczny w godzinach																
			4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
23 lipca	NE	całkowite	0	150	314	357	294	174	98	94	92	88	83	74	64	51	36	18	0
		rozprosz.	0	42	84	98	100	98	98	94	92	88	83	74	64	51	36	18	0
	E	całkowite	0	147	359	492	528	475	344	180	100	92	84	74	64	51	36	17	0
		rozprosz.	0	42	92	118	128	127	120	110	100	92	84	74	64	51	36	17	0
	SE	całkowite	0	53	183	327	433	481	466	388	261	137	92	78	65	51	36	17	0
		rozprosz.	0	26	63	94	116	128	132	128	118	106	92	78	65	51	36	17	0
	S	całkowite	0	17	38	59	98	186	287	359	385	359	287	186	98	59	38	17	0
		rozprosz.	0	17	38	59	80	99	115	125	129	125	115	99	80	59	38	17	0
	SW	całkowite	0	17	36	51	65	78	92	137	261	388	466	481	433	327	183	53	0
		rozprosz.	0	17	36	51	65	78	92	106	118	128	132	128	116	94	63	26	0
W	całkowite	0	17	36	51	64	74	84	92	100	180	344	475	528	492	359	147	0	
	rozprosz.	0	17	36	51	64	74	84	92	100	110	120	127	128	118	92	42	0	
NW	całkowite	0	18	36	51	64	74	83	88	92	94	98	174	294	357	314	150	0	
	rozprosz.	0	18	36	51	64	74	83	88	92	94	96	98	100	98	84	42	0	
N	całkowite	0	62	77	62	70	78	85	89	90	89	85	78	70	62	77	62	0	
	rozprosz.	0	27	50	61	70	78	85	89	90	89	85	78	70	61	50	27	0	
pozioma	całkowite	0	24	82	191	324	449	548	609	631	609	548	449	324	191	82	24	0	
	rozprosz.	0	22	44	61	73	83	90	94	96	94	90	83	73	61	44	22	0	
normalna	całkowite	0	163	384	539	636	693	723	738	743	738	723	693	636	539	384	163	0	
	rozprosz.	0	46	99	124	133	132	126	121	119	121	126	132	133	124	99	46	0	
22 września	NE	całkowite	0	0	30	154	150	81	70	72	72	69	63	54	42	26	1	0	0
		rozprosz.	0	0	3	46	63	68	70	72	72	69	63	54	42	26	1	0	0
	E	całkowite	0	0	43	285	429	433	327	165	81	73	65	54	42	26	1	0	0
		rozprosz.	0	0	3	65	96	104	100	91	81	73	65	54	42	26	1	0	0
	SE	całkowite	0	0	29	241	436	542	565	508	383	217	90	60	44	26	1	0	0
		rozprosz.	0	0	3	58	97	117	125	122	111	95	78	60	44	26	1	0	0
	S	całkowite	0	0	2	50	166	316	447	533	563	533	447	316	166	50	2	0	0
		rozprosz.	0	0	2	34	65	91	112	125	130	125	112	91	65	34	2	0	0
	SW	całkowite	0	0	1	26	44	60	90	217	383	508	565	542	436	241	29	0	0
		rozprosz.	0	0	1	26	44	60	78	95	111	122	125	117	97	58	3	0	0
W	całkowite	0	0	1	26	42	54	65	73	81	165	327	433	429	285	43	0	0	
	rozprosz.	0	0	1	26	42	54	65	73	81	91	100	104	96	65	3	0	0	
NW	całkowite	0	0	1	26	42	54	63	69	72	72	70	81	150	154	30	0	0	
	rozprosz.	0	0	1	26	42	54	63	69	72	72	70	68	63	46	3	0	0	
N	całkowite	0	0	2	28	44	55	64	69	71	69	64	55	44	28	2	0	0	
	rozprosz.	0	0	2	28	44	55	64	69	71	69	64	55	44	28	2	0	0	
pozioma	całkowite	0	0	2	45	128	240	341	408	431	408	341	240	128	45	2	0	0	
	rozprosz.	0	0	2	32	49	61	69	74	75	74	69	61	49	32	2	0	0	
normalna	całkowite	0	0	43	297	497	612	676	707	716	707	676	612	497	297	43	0	0	
	rozprosz.	0	0	3	69	107	122	127	127	126	127	127	122	107	69	3	0	0	

**Tabela 4.13.** Natężenie promieniowania słonecznego całkowitego  $I_c$  i rozproszonego  $I_r$  przechodzącego do pomieszczenia przez okno podwójnie oszklone normalnym szkłem okiennym (wg VDI 2078).

dla średnich miesięcznych wskaźników przejrzystości atmosfery (obszary miejskie i przemysłowe)

dzień miesiąc	kierunek	promie- niowanie	czas słoneczny w godzinach																
			4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
23 lipiec	NE	całkowite	0	89	232	293	261	170	106	100	96	92	87	79	69	56	39	18	0
		rozprosz.	0	45	96	114	116	110	100	100	96	92	87	79	69	56	39	18	0
	E	całkowite	0	87	264	397	452	421	316	178	108	97	88	79	68	56	39	18	0
		rozprosz.	0	44	106	139	152	148	136	121	108	97	88	79	68	56	39	18	0
	SE	całkowite	0	38	143	271	373	425	420	356	248	140	99	84	70	55	39	18	0
		rozprosz.	0	27	72	110	136	148	151	144	131	115	99	84	70	55	39	18	0
	S	całkowite	0	18	42	65	102	180	267	332	354	332	267	180	102	65	42	18	0
		rozprosz.	0	18	42	65	89	111	129	141	144	141	129	111	89	65	42	18	0
	SW	całkowite	0	18	39	55	70	84	99	140	248	356	420	425	373	271	143	38	0
		rozprosz.	0	18	39	55	70	84	99	115	131	144	151	148	136	110	72	27	0
	W	całkowite	0	18	39	56	68	79	88	97	108	178	316	421	452	397	264	87	0
rozprosz.		0	18	39	56	68	79	88	97	108	121	136	148	152	139	106	44	0	
NW	całkowite	0	18	39	56	69	79	87	92	96	100	106	170	261	293	232	89	0	
	rozprosz.	0	18	39	56	69	79	87	92	96	100	104	110	116	114	96	45	0	
N	całkowite	0	43	71	69	77	84	90	93	94	93	90	84	77	69	71	43	0	
	rozprosz.	0	29	55	68	77	84	90	93	94	93	90	84	77	68	55	29	0	
pozioma	całkowite	0	24	76	166	282	395	486	543	563	543	486	395	282	166	76	24	0	
	rozprosz.	0	23	53	76	94	108	117	122	124	122	117	108	94	76	53	23	0	
normal- na	całkowite	0	96	284	438	542	606	641	659	665	659	641	606	542	438	284	96	0	
	rozprosz.	0	49	115	151	165	166	160	155	153	155	160	166	165	151	115	49	0	
22 wrzesień	NE	całkowite	0	0	11	112	132	86	77	78	77	74	68	59	46	28	1	0	0
		rozprosz.	0	0	3	51	72	76	77	78	77	74	68	59	46	28	1	0	0
	E	całkowite	0	0	15	196	343	370	293	162	89	79	70	59	46	28	1	0	0
		rozprosz.	0	0	4	73	113	122	115	102	89	79	70	59	46	28	1	0	0
	SE	całkowite	0	0	11	167	347	460	494	452	348	206	97	67	48	28	1	0	0
		rozprosz.	0	0	3	65	114	140	148	142	128	108	87	67	48	28	1	0	0
	S	całkowite	0	0	2	47	143	275	393	473	501	473	393	275	143	47	2	0	0
		rozprosz.	0	0	2	38	74	106	130	146	151	146	130	106	74	38	2	0	0
	SW	całkowite	0	0	1	28	48	67	97	206	348	452	494	460	347	167	11	0	0
		rozprosz.	0	0	1	28	48	67	87	108	128	142	148	140	114	65	3	0	0
	W	całkowite	0	0	1	28	46	59	70	79	89	162	293	370	343	196	15	0	0
rozprosz.		0	0	1	28	46	59	70	79	89	102	115	122	113	73	4	0	0	
NW	całkowite	0	0	1	28	46	59	68	74	77	78	77	86	132	112	11	0	0	
	rozprosz.	0	0	1	28	46	59	68	74	77	78	77	76	72	51	3	0	0	
N	całkowite	0	0	2	30	48	60	69	74	76	74	69	60	48	30	2	0	0	
	rozprosz.	0	0	2	30	48	60	69	74	76	74	69	60	48	30	2	0	0	
pozioma	całkowite	0	0	2	43	116	213	303	363	386	363	303	213	116	43	2	0	0	
	rozprosz.	0	0	2	36	61	78	89	95	98	95	89	78	61	36	2	0	0	
normal- na	całkowite	0	0	15	206	397	519	589	624	635	624	589	519	397	206	15	0	0	
	rozprosz.	0	0	4	78	129	151	158	159	159	159	158	151	129	78	4	0	0	

Tabela 4.14. Dobowe zmiany współczynnika akumulacji 's' energii słonecznej przenikającej do pomieszczenia przez okno podwójnie oszklone (50° szerokości geograficznej N) w lipcu (wg VDI 2078).

Orientacja okna	osłony przeciw-słoneczne	czas słoneczny w godzinach																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
		Pomieszczenia o wskaźniku masy przegród m = 150 – 300 kg/m <sup>2</sup>																							
NE	zewn. / bez wewn.	0,07 0,04	0,06 0,03	0,06 0,03	0,05 0,03	0,22 0,32	0,45 0,65	0,57 0,77	0,55 0,68	0,44 0,46	0,35 0,31	0,33 0,30	0,32 0,29	0,30 0,28	0,29 0,26	0,27 0,24	0,25 0,22	0,22 0,19	0,20 0,15	0,16 0,11	0,13 0,07	0,11 0,06	0,10 0,05	0,09 0,05	0,08 0,04
E	zewn. / bez wewn.	0,07 0,04	0,06 0,03	0,06 0,03	0,05 0,03	0,16 0,22	0,36 0,51	0,51 0,71	0,60 0,79	0,61 0,75	0,54 0,59	0,42 0,38	0,34 0,27	0,31 0,24	0,28 0,22	0,26 0,20	0,23 0,18	0,21 0,15	0,18 0,13	0,15 0,09	0,12 0,06	0,11 0,06	0,10 0,05	0,08 0,04	0,08 0,04
SE	zewn. / bez wewn.	0,08 0,04	0,07 0,04	0,07 0,04	0,06 0,03	0,10 0,11	0,22 0,30	0,38 0,52	0,51 0,70	0,61 0,80	0,65 0,80	0,62 0,71	0,53 0,54	0,41 0,35	0,35 0,28	0,31 0,24	0,28 0,21	0,25 0,18	0,22 0,15	0,18 0,11	0,15 0,08	0,13 0,07	0,11 0,06	0,10 0,05	0,09 0,05
S	zewn. / bez wewn.	0,10 0,05	0,09 0,05	0,08 0,04	0,07 0,04	0,08 0,07	0,11 0,10	0,13 0,14	0,18 0,22	0,29 0,38	0,43 0,58	0,56 0,73	0,64 0,81	0,66 0,79	0,61 0,67	0,51 0,50	0,40 0,33	0,29 0,25	0,24 0,24	0,19 0,15	0,17 0,10	0,17 0,09	0,15 0,08	0,13 0,07	0,11 0,06
SW	zewn. / bez wewn.	0,13 0,07	0,11 0,06	0,10 0,05	0,09 0,05	0,10 0,07	0,11 0,09	0,12 0,11	0,13 0,13	0,15 0,15	0,16 0,18	0,21 0,25	0,33 0,43	0,48 0,63	0,59 0,77	0,66 0,82	0,66 0,77	0,59 0,63	0,47 0,43	0,34 0,23	0,26 0,13	0,22 0,12	0,19 0,10	0,17 0,09	0,14 0,08
W	zewn. / bez wewn.	0,13 0,07	0,11 0,06	0,10 0,05	0,09 0,05	0,09 0,06	0,10 0,09	0,11 0,11	0,12 0,12	0,13 0,14	0,15 0,15	0,16 0,16	0,17 0,18	0,24 0,29	0,38 0,51	0,53 0,70	0,62 0,80	0,64 0,78	0,64 0,62	0,57 0,62	0,41 0,35	0,27 0,14	0,22 0,12	0,19 0,09	0,17 0,08
NW	zewn. / bez wewn.	0,13 0,07	0,11 0,06	0,10 0,05	0,09 0,05	0,10 0,08	0,12 0,11	0,14 0,14	0,15 0,17	0,17 0,19	0,19 0,21	0,20 0,22	0,21 0,24	0,22 0,24	0,24 0,25	0,33 0,40	0,50 0,65	0,62 0,80	0,62 0,74	0,46 0,44	0,26 0,14	0,22 0,12	0,19 0,10	0,17 0,09	0,14 0,08
N	zewn. / bez wewn.	0,22 0,11	0,19 0,10	0,17 0,09	0,15 0,08	0,43 0,55	0,55 0,69	0,56 0,60	0,58 0,68	0,65 0,75	0,71 0,82	0,77 0,87	0,80 0,89	0,82 0,90	0,82 0,88	0,80 0,83	0,77 0,77	0,78 0,71	0,79 0,82	0,73 0,71	0,43 0,23	0,36 0,19	0,32 0,17	0,28 0,15	0,24 0,13
pozioma	zewn. / bez wewn.	0,13 0,07	0,11 0,06	0,10 0,05	0,09 0,05	0,10 0,07	0,13 0,13	0,21 0,25	0,32 0,41	0,43 0,57	0,54 0,70	0,63 0,79	0,69 0,84	0,71 0,83	0,70 0,78	0,65 0,68	0,57 0,54	0,47 0,39	0,37 0,26	0,30 0,17	0,24 0,13	0,21 0,11	0,19 0,10	0,16 0,09	0,14 0,08
		Pomieszczenia o wskaźniku masy przegród m = 300 – 800 kg/m <sup>2</sup>																							
NE	zewn. / bez wewn.	0,09 0,05	0,08 0,04	0,08 0,04	0,07 0,04	0,23 0,32	0,44 0,65	0,54 0,76	0,51 0,66	0,40 0,44	0,31 0,30	0,30 0,28	0,29 0,28	0,28 0,27	0,27 0,25	0,26 0,23	0,24 0,21	0,22 0,18	0,20 0,15	0,17 0,11	0,14 0,07	0,12 0,07	0,11 0,06	0,10 0,05	0,10 0,05
E	zewn. / bez wewn.	0,09 0,05	0,08 0,04	0,08 0,04	0,07 0,04	0,18 0,23	0,35 0,51	0,49 0,70	0,56 0,77	0,56 0,72	0,49 0,57	0,37 0,36	0,30 0,25	0,28 0,23	0,26 0,21	0,24 0,19	0,23 0,18	0,21 0,15	0,19 0,13	0,16 0,10	0,14 0,07	0,12 0,07	0,11 0,06	0,10 0,06	0,10 0,05
SE	zewn. / bez wewn.	0,10 0,06	0,10 0,05	0,09 0,05	0,08 0,04	0,12 0,12	0,23 0,30	0,37 0,52	0,49 0,69	0,57 0,77	0,60 0,77	0,56 0,68	0,47 0,51	0,37 0,33	0,32 0,26	0,29 0,23	0,27 0,20	0,24 0,18	0,22 0,15	0,19 0,12	0,16 0,08	0,15 0,08	0,13 0,07	0,12 0,06	0,11 0,06
S	zewn. / bez wewn.	0,12 0,06	0,11 0,06	0,10 0,06	0,10 0,05	0,11 0,08	0,13 0,11	0,15 0,15	0,19 0,22	0,28 0,38	0,42 0,57	0,53 0,72	0,59 0,79	0,60 0,76	0,55 0,64	0,46 0,47	0,36 0,31	0,27 0,23	0,23 0,19	0,19 0,14	0,17 0,10	0,17 0,09	0,16 0,08	0,15 0,08	0,13 0,07
SW	zewn. / bez wewn.	0,15 0,08	0,13 0,07	0,12 0,06	0,11 0,06	0,12 0,08	0,13 0,10	0,14 0,12	0,15 0,14	0,16 0,16	0,17 0,18	0,21 0,25	0,33 0,43	0,46 0,62	0,56 0,75	0,61 0,79	0,60 0,74	0,54 0,60	0,42 0,40	0,30 0,21	0,23 0,12	0,21 0,11	0,19 0,10	0,17 0,09	0,16 0,08
W	zewn. / bez wewn.	0,14 0,07	0,13 0,07	0,12 0,06	0,11 0,06	0,11 0,08	0,12 0,10	0,13 0,11	0,14 0,13	0,15 0,15	0,16 0,16	0,16 0,17	0,17 0,18	0,23 0,28	0,37 0,50	0,50 0,69	0,58 0,78	0,59 0,75	0,52 0,59	0,36 0,32	0,23 0,12	0,21 0,11	0,19 0,10	0,17 0,09	0,16 0,08
NW	zewn. / bez wewn.	0,14 0,07	0,13 0,07	0,12 0,06	0,11 0,06	0,12 0,09	0,13 0,12	0,15 0,15	0,17 0,17	0,19 0,19	0,20 0,21	0,22 0,22	0,23 0,23	0,24 0,24	0,25 0,25	0,32 0,40	0,47 0,64	0,58 0,78	0,57 0,72	0,41 0,41	0,23 0,12	0,20 0,11	0,18 0,10	0,16 0,09	0,15 0,08
N	zewn. / bez wewn.	0,25 0,13	0,23 0,12	0,21 0,11	0,20 0,10	0,46 0,57	0,56 0,70	0,52 0,60	0,57 0,67	0,63 0,74	0,68 0,81	0,72 0,87	0,75 0,87	0,77 0,87	0,77 0,85	0,75 0,80	0,72 0,75	0,69 0,69	0,75 0,80	0,69 0,69	0,41 0,22	0,36 0,19	0,33 0,17	0,30 0,16	0,28 0,14
pozioma	zewn. / bez wewn.	0,16 0,08	0,14 0,08	0,13 0,07	0,12 0,06	0,13 0,09	0,16 0,15	0,23 0,26	0,33 0,41	0,43 0,56	0,52 0,68	0,59 0,77	0,64 0,81	0,66 0,80	0,64 0,69	0,52 0,52	0,43 0,37	0,34 0,24	0,28 0,17	0,24 0,13	0,22 0,12	0,20 0,11	0,18 0,10	0,16 0,09	0,17 0,09
		Pomieszczenia o wskaźniku masy przegród m > 800 kg/m <sup>2</sup>																							
NE	zewn. / bez wewn.	0,12 0,06	0,12 0,06	0,11 0,06	0,11 0,06	0,24 0,33	0,41 0,63	0,48 0,73	0,45 0,63	0,36 0,42	0,29 0,28	0,27 0,27	0,27 0,26	0,27 0,26	0,25 0,25	0,24 0,23	0,24 0,21	0,22 0,18	0,20 0,15	0,16 0,12	0,16 0,08	0,15 0,08	0,14 0,07	0,13 0,07	0,13 0,07
E	zewn. / bez wewn.	0,12 0,07	0,12 0,06	0,11 0,06	0,11 0,06	0,20 0,23	0,34 0,50	0,45 0,68	0,50 0,74	0,49 0,69	0,43 0,53	0,33 0,34	0,28 0,24	0,26 0,22	0,25 0,21	0,24 0,19	0,23 0,18	0,21 0,16	0,20 0,14	0,18 0,11	0,16 0,08	0,15 0,08	0,14 0,08	0,14 0,07	0,13 0,07
SE	zewn. / bez wewn.	0,14 0,08	0,14 0,07	0,13 0,07	0,13 0,07	0,16 0,13	0,25 0,31	0,36 0,51	0,45 0,66	0,51 0,74	0,53 0,74	0,50 0,64	0,42 0,48	0,34 0,31	0,30 0,22	0,28 0,20	0,26 0,18	0,24 0,15	0,23 0,12	0,20 0,10	0,18 0,09	0,17 0,09	0,16 0,08	0,16 0,08	0,15 0,08
S	zewn. / bez wewn.	0,16 0,08	0,15 0,08	0,14 0,08	0,14 0,07	0,15 0,10	0,16 0,13	0,18 0,17	0,21 0,23	0,29 0,38	0,39 0,56	0,48 0,69	0,53 0,75	0,53 0,72	0,49 0,61	0,41 0,44	0,33 0,29	0,29 0,26	0,26 0,18	0,23 0,14	0,21 0,11	0,19 0,10	0,18 0,10	0,17 0,09	0,17 0,09
SW	zewn. / bez wewn.	0,17 0,09	0,16 0,09	0,16 0,08	0,15 0,08	0,15 0,10	0,16 0,12	0,17 0,14	0,18 0,16	0,19 0,17	0,20 0,19	0,23 0,25	0,32 0,42	0,42 0,60	0,50 0,72	0,54 0,76	0,53 0,70	0,47 0,57	0,38 0,38	0,28 0,20	0,23 0,12	0,22 0,11	0,20 0,11	0,19 0,10	0,18 0,10
W	zewn. / bez wewn.	0,16 0,09	0,16 0,08	0,15 0,08	0,14 0,07	0,14 0,09	0,15 0,11	0,16 0,13	0,17 0,14	0,17 0,17	0,18 0,17	0,18 0,19	0,19 0,29	0,24 0,29	0,35 0,49	0,45 0,66	0,51 0,74	0,52 0,56	0,45 0,30	0,33 0,22	0,22 0,11	0,21 0,10	0,19 0,10	0,18 0,10	0,17 0,09
NW	zewn. / bez wewn.	0,16 0,08	0,15 0,08	0,14 0,07	0,14 0,07	0,15 0,10	0,16 0,13	0,17 0,16	0,18 0,18	0,19 0,20	0,20 0,22	0,21 0,23	0,22 0,24	0,23 0,24	0,25 0,25	0,30 0,39	0,42 0,61	0,50 0,74	0,36 0,68	0,22 0,39	0,20 0,12	0,20 0,10	0,19 0,10	0,18 0,09	0,17 0,09
N	zewn. / bez wewn.	0,32 0,17	0,30 0,16	0,29 0,15	0,27 0,14	0,49 0,58	0,57 0,70	0,53 0,61	0,57 0,67	0,61 0,73	0,65 0,79	0,68 0,83	0,70 0,84	0,71 0,84	0,71 0,82	0,70 0,78	0,67 0,72	0,64 0,67	0,70 0,77	0,65 0,67	0,43 0,22	0,39 0,21	0,37 0,19	0,35 0,18	0,33 0,17
pozioma	zewn. / bez wewn.	0,20 0,10	0,19 0,10	0,18 0,10	0,17 0,09	0,18 0,11	0,20 0,17	0,26 0,28	0,33 0,42	0,41 0,55	0,48 0,67	0,54 0,74	0,57 0,78	0,58 0,76	0,57 0,71	0,53 0,62	0,47 0,49	0,40 0,35	0,33 0,24	0,29 0,17	0,26 0,14	0,24 0,13	0,23 0,12	0,22 0,12	0,21 0,11

**Tabela 4.15.** Dobowe zmiany współczynnika akumulacji  $\delta'$  energii słonecznej przenikającej do pomieszczenia przez okno podwójnie oszklone ( $50^\circ$  szerokości geograficznej N) we wrześniu.

Orientacja okna	osłony przeciw-słoneczne	czas słoneczny w godzinach																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
		Pomieszczenia o wskaźniku masy przegrod $m = 150$ do $300 \text{ kg/m}^2$																							
NE	zewn. / bez wewn.	0,08 0,04	0,07 0,04	0,06 0,03	0,06 0,03	0,05 0,03	0,13 0,16	0,48 0,73	0,55 0,75	0,42 0,47	0,40 0,42	0,41 0,44	0,41 0,44	0,41 0,43	0,40 0,40	0,37 0,36	0,33 0,31	0,28 0,23	0,20 0,11	0,16 0,09	0,14 0,08	0,13 0,07	0,11 0,06	0,10 0,05	0,09 0,05
E	zewn. / bez wewn.	0,06 0,03	0,05 0,03	0,05 0,02	0,04 0,02	0,04 0,02	0,08 0,09	0,32 0,48	0,51 0,74	0,59 0,78	0,54 0,64	0,40 0,39	0,31 0,25	0,28 0,23	0,25 0,21	0,23 0,18	0,20 0,15	0,17 0,12	0,13 0,07	0,11 0,06	0,10 0,05	0,09 0,05	0,08 0,04	0,07 0,04	0,06 0,03
SE	zewn. / bez wewn.	0,07 0,04	0,06 0,03	0,06 0,03	0,05 0,03	0,05 0,03	0,07 0,06	0,23 0,32	0,41 0,58	0,54 0,74	0,61 0,80	0,62 0,75	0,56 0,62	0,45 0,42	0,34 0,25	0,28 0,20	0,25 0,17	0,21 0,13	0,17 0,09	0,15 0,08	0,13 0,07	0,11 0,06	0,10 0,05	0,09 0,05	0,08 0,04
S	zewn. / bez wewn.	0,10 0,05	0,09 0,05	0,08 0,04	0,07 0,04	0,06 0,03	0,06 0,03	0,09 0,09	0,18 0,24	0,32 0,43	0,45 0,61	0,57 0,75	0,64 0,81	0,66 0,80	0,63 0,71	0,55 0,56	0,43 0,37	0,32 0,21	0,25 0,13	0,21 0,11	0,19 0,10	0,16 0,09	0,14 0,07	0,12 0,07	0,11 0,06
SW	zewn. / bez wewn.	0,10 0,06	0,09 0,05	0,08 0,04	0,07 0,04	0,07 0,04	0,06 0,03	0,07 0,06	0,09 0,08	0,10 0,10	0,13 0,14	0,23 0,30	0,38 0,52	0,52 0,70	0,61 0,80	0,65 0,79	0,61 0,68	0,48 0,45	0,30 0,18	0,24 0,13	0,21 0,11	0,18 0,09	0,15 0,08	0,14 0,07	0,12 0,06
W	zewn. / bez wewn.	0,10 0,05	0,08 0,04	0,08 0,04	0,07 0,04	0,06 0,03	0,06 0,03	0,07 0,07	0,09 0,09	0,11 0,12	0,12 0,14	0,15 0,15	0,14 0,17	0,24 0,31	0,42 0,58	0,57 0,77	0,63 0,80	0,53 0,59	0,31 0,21	0,22 0,12	0,19 0,10	0,17 0,09	0,14 0,08	0,12 0,07	0,11 0,06
NW	zewn. / bez wewn.	0,11 0,06	0,10 0,05	0,09 0,05	0,08 0,04	0,07 0,04	0,07 0,04	0,13 0,15	0,18 0,23	0,23 0,29	0,27 0,34	0,31 0,38	0,34 0,40	0,36 0,41	0,36 0,41	0,41 0,46	0,61 0,78	0,67 0,83	0,38 0,29	0,25 0,13	0,22 0,11	0,19 0,10	0,16 0,09	0,14 0,07	0,12 0,07
N	zewn. / bez wewn.	0,13 0,07	0,12 0,06	0,11 0,06	0,10 0,05	0,09 0,05	0,09 0,06	0,24 0,31	0,37 0,49	0,47 0,61	0,57 0,73	0,64 0,80	0,70 0,84	0,73 0,84	0,73 0,81	0,69 0,73	0,63 0,63	0,53 0,47	0,35 0,20	0,29 0,15	0,25 0,13	0,22 0,11	0,19 0,10	0,17 0,09	0,15 0,08
pozioma	zewn. / bez wewn.	0,10 0,05	0,09 0,05	0,08 0,04	0,07 0,04	0,07 0,03	0,06 0,03	0,10 0,10	0,24 0,24	0,31 0,43	0,45 0,61	0,57 0,81	0,64 0,80	0,66 0,80	0,63 0,71	0,55 0,55	0,43 0,37	0,33 0,22	0,25 0,13	0,21 0,11	0,19 0,10	0,16 0,09	0,14 0,07	0,13 0,07	0,11 0,06
		Pomieszczenia o wskaźniku masy przegrod $m = 300$ do $800 \text{ kg/m}^2$																							
NE	zewn. / bez wewn.	0,10 0,05	0,09 0,05	0,08 0,04	0,08 0,04	0,07 0,04	0,15 0,17	0,48 0,73	0,53 0,74	0,39 0,45	0,36 0,41	0,37 0,42	0,38 0,42	0,38 0,41	0,37 0,39	0,35 0,35	0,31 0,29	0,26 0,22	0,19 0,10	0,17 0,09	0,15 0,08	0,14 0,07	0,13 0,07	0,12 0,06	0,11 0,06
E	zewn. / bez wewn.	0,07 0,04	0,07 0,04	0,06 0,03	0,06 0,03	0,05 0,03	0,09 0,09	0,32 0,48	0,49 0,73	0,55 0,76	0,49 0,61	0,35 0,37	0,27 0,23	0,25 0,21	0,23 0,19	0,21 0,17	0,19 0,15	0,17 0,12	0,14 0,07	0,12 0,06	0,11 0,06	0,10 0,05	0,09 0,05	0,09 0,05	0,08 0,04
SE	zewn. / bez wewn.	0,09 0,05	0,09 0,04	0,08 0,04	0,07 0,04	0,07 0,04	0,08 0,07	0,23 0,33	0,40 0,57	0,51 0,77	0,57 0,72	0,50 0,59	0,40 0,39	0,30 0,23	0,26 0,19	0,23 0,16	0,20 0,13	0,17 0,09	0,15 0,08	0,14 0,07	0,13 0,07	0,12 0,06	0,11 0,06	0,10 0,05	0,09 0,04
S	zewn. / bez wewn.	0,12 0,06	0,11 0,06	0,10 0,05	0,10 0,05	0,10 0,05	0,09 0,05	0,08 0,05	0,11 0,10	0,20 0,24	0,32 0,43	0,44 0,61	0,53 0,73	0,59 0,79	0,61 0,77	0,57 0,53	0,39 0,34	0,29 0,19	0,23 0,12	0,21 0,11	0,19 0,10	0,17 0,09	0,16 0,08	0,14 0,08	0,13 0,07
SW	zewn. / bez wewn.	0,12 0,06	0,11 0,06	0,10 0,05	0,10 0,05	0,09 0,05	0,08 0,04	0,09 0,07	0,10 0,09	0,12 0,11	0,14 0,15	0,23 0,30	0,37 0,51	0,49 0,68	0,57 0,77	0,59 0,65	0,42 0,42	0,26 0,16	0,22 0,11	0,19 0,10	0,18 0,09	0,16 0,08	0,15 0,08	0,13 0,07	0,12 0,06
W	zewn. / bez wewn.	0,11 0,06	0,10 0,05	0,09 0,05	0,08 0,04	0,08 0,04	0,07 0,04	0,09 0,08	0,11 0,10	0,12 0,12	0,13 0,14	0,15 0,15	0,23 0,30	0,40 0,57	0,54 0,76	0,58 0,77	0,48 0,56	0,26 0,18	0,20 0,10	0,17 0,10	0,16 0,09	0,14 0,08	0,13 0,07	0,12 0,06	0,11 0,06
NW	zewn. / bez wewn.	0,13 0,07	0,12 0,06	0,11 0,06	0,10 0,05	0,09 0,05	0,09 0,05	0,15 0,16	0,19 0,23	0,24 0,29	0,27 0,34	0,30 0,37	0,32 0,39	0,33 0,40	0,34 0,39	0,38 0,45	0,57 0,76	0,62 0,80	0,33 0,27	0,23 0,12	0,20 0,11	0,18 0,10	0,17 0,09	0,15 0,08	0,14 0,07
N	zewn. / bez wewn.	0,16 0,08	0,15 0,08	0,14 0,07	0,13 0,07	0,12 0,06	0,12 0,08	0,26 0,32	0,37 0,49	0,46 0,61	0,54 0,71	0,61 0,78	0,65 0,82	0,67 0,81	0,66 0,78	0,63 0,70	0,58 0,60	0,48 0,44	0,32 0,18	0,28 0,15	0,25 0,13	0,23 0,12	0,21 0,11	0,19 0,10	0,18 0,09
pozioma	zewn. / bez wewn.	0,12 0,06	0,11 0,06	0,10 0,05	0,10 0,05	0,09 0,05	0,08 0,05	0,12 0,11	0,20 0,24	0,32 0,43	0,44 0,60	0,53 0,73	0,59 0,77	0,61 0,68	0,57 0,52	0,49 0,34	0,39 0,20	0,30 0,12	0,23 0,11	0,21 0,10	0,19 0,10	0,17 0,09	0,16 0,08	0,14 0,07	0,13 0,07
		Pomieszczenia o wskaźniku masy przegrod $m \geq 800 \text{ kg/m}^2$																							
NE	zewn. / bez wewn.	0,13 0,07	0,13 0,07	0,12 0,06	0,12 0,06	0,11 0,06	0,17 0,18	0,44 0,70	0,47 0,71	0,35 0,44	0,33 0,39	0,34 0,40	0,35 0,40	0,34 0,39	0,34 0,37	0,32 0,33	0,29 0,28	0,25 0,21	0,19 0,11	0,18 0,09	0,17 0,09	0,16 0,08	0,15 0,08	0,15 0,08	0,14 0,07
E	zewn. / bez wewn.	0,10 0,05	0,10 0,05	0,09 0,05	0,09 0,05	0,09 0,05	0,12 0,11	0,30 0,47	0,44 0,70	0,48 0,72	0,42 0,58	0,31 0,34	0,24 0,22	0,23 0,20	0,22 0,19	0,21 0,17	0,19 0,15	0,17 0,12	0,15 0,08	0,14 0,07	0,13 0,07	0,12 0,07	0,12 0,06	0,11 0,06	0,11 0,06
SE	zewn. / bez wewn.	0,13 0,07	0,12 0,06	0,11 0,06	0,11 0,06	0,11 0,06	0,12 0,09	0,24 0,33	0,37 0,56	0,46 0,70	0,50 0,70	0,49 0,69	0,44 0,55	0,35 0,37	0,27 0,22	0,24 0,18	0,22 0,15	0,20 0,13	0,18 0,10	0,17 0,09	0,16 0,08	0,15 0,08	0,14 0,08	0,14 0,07	0,13 0,06
S	zewn. / bez wewn.	0,16 0,08	0,15 0,08	0,14 0,07	0,14 0,07	0,13 0,07	0,13 0,12	0,15 0,25	0,22 0,43	0,31 0,43	0,41 0,59	0,48 0,70	0,53 0,75	0,53 0,73	0,50 0,64	0,44 0,50	0,35 0,32	0,27 0,19	0,23 0,12	0,21 0,11	0,20 0,11	0,19 0,10	0,18 0,10	0,17 0,09	0,16 0,09
SW	zewn. / bez wewn.	0,15 0,08	0,14 0,07	0,13 0,07	0,13 0,07	0,12 0,06	0,12 0,06	0,13 0,09	0,14 0,11	0,14 0,13	0,16 0,16	0,24 0,31	0,34 0,50	0,44 0,66	0,50 0,74	0,51 0,73	0,47 0,62	0,37 0,40	0,24 0,15	0,21 0,11	0,19 0,10	0,18 0,10	0,17 0,09	0,16 0,09	0,16 0,08
W	zewn. / bez wewn.	0,13 0,07	0,12 0,06	0,12 0,06	0,11 0,06	0,11 0,06	0,10 0,05	0,12 0,09	0,13 0,11	0,14 0,13	0,15 0,15	0,16 0,16	0,23 0,30	0,36 0,55	0,47 0,72	0,50 0,73	0,41 0,53	0,23 0,17	0,18 0,10	0,17 0,09	0,16 0,08	0,15 0,08	0,14 0,08	0,14 0,07	0,14 0,06
NW	zewn. / bez wewn.	0,15 0,08	0,14 0,08	0,14 0,07	0,13 0,07	0,13 0,07	0,12 0,07	0,17 0,17	0,21 0,24	0,24 0,29	0,27 0,33	0,29 0,36	0,30 0,38	0,31 0,39	0,32 0,38	0,35 0,43	0,50 0,76	0,54 0,25	0,30 0,11	0,22 0,11	0,20 0,11	0,19 0,10	0,18 0,09	0,17 0,09	0,16 0,08
N	zewn. / bez wewn.	0,21 0,11	0,20 0,10	0,19 0,10	0,18 0,09	0,17 0,09	0,17 0,10	0,29 0,34	0,38 0,49	0,44 0,60	0,51 0,69	0,55 0,75	0,58 0,78	0,60 0,77	0,59 0,74	0,56 0,66	0,52 0,57	0,44 0,42	0,32 0,18	0,28 0,15	0,27 0,14	0,25 0,13	0,24 0,13	0,23 0,12	0,22 0,11
pozioma	zewn. / bez wewn.	0,16 0,08	0,15 0,08	0,14 0,08	0,14 0,07	0,13 0,07	0,13 0,07	0,15 0,13	0,22 0,26	0,31 0,43	0,41 0,59	0,48 0,70	0,53 0,75	0,53 0,73	0,50 0,64	0,44 0,49	0,35 0,33	0,28 0,20	0,23 0,12	0,21 0,11	0,20 0,11	0,19 0,10	0,18 0,10	0,17 0,09	0,16 0,09

**Tabela 4.16.** Wartości równoważnej różnicy temperatury  $\Delta t_r$ , K dla różnych rozwiązań konstrukcyjnych stropodachów nasłonecznionych i zacienionych oraz temperatury wewnętrznej powietrza  $t_p = 22^\circ\text{C}$  i średniej temperaturze powietrza zewnętrznego  $t_z^{sr} = 24,5^\circ\text{C}$  (wg VDI 2078).

powierzchnia pozioma	godziny czasu słonecznego																		
	2	4	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24
stropodach stalowy, ocieplony, pokryty blachą trapezową																			
nasłoneczniona	-7,9	-8,8	-2,1	5,3	14,5	24,0	32,3	38,4	42,1	43,3	41,9	37,8	31,4	23,4	15,1	7,8	2,4	-3,3	-5,6
zacieniona	-7,8	-8,8	-6,4	-4,1	-1,5	1,2	3,7	5,9	7,7	8,9	9,6	9,8	9,4	8,2	6,1	3,3	0,4	-3,7	-5,7
stropodach stalowy, ocieplony, z posypką żwirową 50 mm																			
nasłoneczniona	-4,5	-7,6	-7,4	-4,4	0,8	7,9	15,9	23,7	30,3	35,4	38,4	39,2	37,7	34,0	28,4	21,8	15,3	5,2	-0,6
zacieniona	-5,2	-7,4	-7,9	-7,0	-5,5	-3,5	-1,2	1,1	3,3	5,3	6,8	8,0	8,7	8,9	8,4	7,1	5,1	0,6	-2,8
stropodach stalowy, dwuwarstwowy, ze szczeliną powietrzną, pokryty płytą falistą lub blachą trapezową																			
nasłoneczniona	-1,1	-4,8	-6,3	-5,0	-2,0	3,0	9,2	16,0	22,6	28,2	32,5	35,0	35,7	34,2	30,9	26,2	20,9	10,8	3,7
zacieniona	-3,5	-5,8	-7,1	-6,9	-6,0	-4,7	-3,0	-1,0	1,0	2,9	4,6	6,1	7,1	7,8	7,9	7,3	6,1	2,5	-0,9
stropodach drewniany, ocieplony																			
nasłoneczniona	2,3	-1,2	-2,7	-2,1	-0,1	3,3	7,8	12,9	18,1	22,8	26,7	29,4	30,6	30,3	28,5	25,5	21,6	13,5	6,9
zacieniona	-2,3	-4,3	-5,5	-5,6	-5,1	-4,2	-3,0	-1,5	0,1	1,6	3,1	4,4	5,4	6,0	6,3	6,1	5,4	2,9	0,1
stropodach z betonu lekkiego lub żelbetu, ocieplony o masie < 250 kg/m <sup>2</sup>																			
nasłoneczniona	9,4	5,7	2,9	2,1	1,9	2,7	4,3	6,8	9,9	13,3	16,6	19,6	22,0	23,6	24,3	24,0	22,8	18,6	13,7
zacieniona	0,3	-1,4	-2,9	-3,4	-3,7	-3,6	-3,3	-2,7	-1,9	-0,9	0,1	1,2	2,1	3,0	3,7	4,1	4,3	3,6	2,0
stropodach z betonu ciężkiego lub żelbetu o masie > 250 kg/m <sup>2</sup>																			
nasłoneczniona	13,7	12,0	10,4	9,6	9,0	8,6	8,5	8,7	9,3	10,1	11,2	12,4	13,7	14,8	15,7	16,4	16,8	16,6	15,4
zacieniona	1,1	0,5	-0,2	-0,5	-0,8	-1,1	-1,2	-1,2	-1,1	-1,0	-0,7	-0,4	0,0	0,4	0,8	1,1	1,4	1,7	1,6

**Uwaga:** ze wzrostem grubości (masy) zasadniczego elementu konstrukcji przegrody wzrasta opóźnienie efektu temperaturowego o 1 do 3 godzin. Zmiana grubości izolacji nie wpływa na opóźnienie.

**Tabela 4.17.** Wartości równoważnej różnicy temperatury  $\Delta t_r$ , K, dla różnych rozwiązań konstrukcyjnych ścian nasłonecznionych i zacienionych przy temperaturze w pomieszczeniu  $t_p = 22^\circ\text{C}$  i średniej temperaturze powietrza zewnętrznego  $t_z^{sr} = 24,5^\circ\text{C}$  (wg VDI 2078).

	orientacja	godziny czasu słonecznego																		
		2	4	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24
Ściana metalowa, ocieplona	NE	-6,4	-5,6	4,9	9,9	12,1	12,3	9,3	8,0	8,2	9,2	10,0	9,9	9,1	7,9	6,4	4,4	1,9	-2,3	-3,7
	E	-6,3	-5,7	6,6	14,9	20,9	22,9	21,0	17,0	13,3	11,1	10,3	10,1	9,5	8,3	6,4	4,2	1,8	-2,1	-3,9
	SE	-6,2	-6,7	1,3	8,4	15,8	21,7	24,7	24,5	21,7	17,9	14,2	11,5	9,8	8,4	6,7	4,4	1,9	-2,1	-3,9
	S	-5,9	-7,3	-6,0	-2,9	2,1	8,6	15,4	21,1	24,7	25,7	24,2	20,7	16,3	11,8	7,8	4,5	2,0	-1,6	-4,2
	SW	-6,0	-7,4	-5,9	-4,4	-2,2	0,8	5,2	11,0	17,7	24,2	29,1	31,1	29,5	24,6	17,8	10,6	4,7	-1,6	-3,6
	W	-5,9	-7,3	-6,1	-4,4	-2,0	0,6	3,2	5,9	9,8	15,5	22,5	28,9	32,0	30,1	23,6	14,9	6,9	-1,4	-3,5
	NW	-6,1	-7,2	-5,9	-4,5	-2,2	0,7	3,6	5,8	7,3	9,0	12,3	17,0	21,2	22,6	19,7	13,4	6,3	-1,8	-3,4
	N	-6,1	-6,4	-3,4	-1,9	-0,5	1,2	3,4	5,8	7,8	8,9	9,3	9,6	9,9	9,9	8,9	6,5	3,2	-1,9	-3,9
	rozpr. S - IX	-6,0	-7,1	-5,4	-3,6	-1,3	1,1	3,6	5,8	7,5	8,8	9,5	9,8	9,6	8,7	7,0	4,7	2,1	-1,9	-4,0
		-10,6	-12,3	-11,9	-8,3	-2,1	5,8	13,8	20,4	24,7	26,1	24,5	20,1	13,9	7,1	1,2	-3,0	-5,5	-9,9	
Ściana drewniana, ocieplona	NE	-3,6	-6,0	-2,7	1,5	5,6	8,3	9,0	8,5	8,0	8,1	8,8	9,5	9,7	9,4	8,6	7,5	5,9	1,7	-1,3
	E	-3,8	-6,0	-2,7	2,6	8,9	14,6	17,8	18,3	16,7	14,6	12,9	12,0	11,4	10,8	9,7	8,1	6,2	1,9	-1,3
	SE	-3,7	-6,1	-4,8	-1,3	4,0	10,0	15,5	19,3	21,0	20,4	18,5	16,2	14,0	12,3	10,8	9,1	7,0	2,3	-1,1
	S	-3,4	-5,7	-7,0	-6,4	-4,4	-0,8	4,1	9,8	15,2	19,4	21,8	22,1	20,7	18,1	14,8	11,5	8,4	3,4	-0,5
	SW	-2,4	-5,4	-6,6	-6,3	-5,4	-3,8	-1,5	1,9	6,6	12,2	18,1	23,2	26,4	27,0	24,9	20,7	15,4	6,1	1,0
	W	-2,0	-5,1	-6,5	-6,3	-5,3	-3,7	-1,6	0,6	3,1	6,5	11,2	17,0	22,8	26,8	27,4	24,3	18,8	7,6	1,6
	NW	-2,4	-5,4	-6,3	-6,0	-5,2	-3,7	-1,5	0,9	3,1	4,9	6,8	9,7	13,5	17,3	19,5	18,7	15,2	5,8	0,7
	N	-3,3	-5,6	-5,3	-4,3	-3,1	-1,9	-0,4	1,4	3,5	5,5	7,0	7,9	8,6	9,2	9,5	9,0	7,6	2,8	-0,9
	rozpr. S - IX	-3,5	-5,7	-6,3	-5,7	-4,5	-2,9	-0,9	1,2	3,3	5,2	6,8	7,9	8,7	9,0	8,7	7,7	6,1	2,1	-1,1
		-9,0	-10,7	-12,4	-12,0	-9,8	-5,5	0,5	7,2	13,5	18,4	21,4	22,0	20,2	16,4	11,5	6,6	2,4	-3,1	

Ściana z betonu lekkiego, masa < 200 kg/m <sup>2</sup>	NE	-1,9	-4,4	-3,6	-1,0	2,3	5,2	6,9	7,5	7,4	7,5	8,0	8,7	9,1	9,1	8,8	8,0	7,0	3,7	0,5
	E	-1,9	-4,3	-3,6	-0,5	4,1	9,2	13,2	15,3	15,6	14,7	13,5	12,6	11,9	11,3	10,5	9,4	7,9	4,2	0,7
	SE	-1,7	-4,3	-4,7	-2,9	0,5	5,1	10,0	14,3	17,1	18,3	18,0	16,7	15,1	13,6	12,2	10,7	9,0	4,8	1,1
	S	-1,2	-3,8	-5,6	-5,8	-4,9	-2,8	0,6	5,0	9,8	14,1	17,4	19,3	19,5	18,4	16,4	13,8	11,1	6,2	2,0
	SW	0,3	-3,1	-5,2	-5,4	-5,1	-4,3	-2,8	-0,4	2,9	7,3	12,3	17,2	21,2	23,5	23,7	21,7	18,3	10,3	4,3
	W	0,8	-2,7	-4,9	-5,3	-5,0	-4,2	-2,8	-1,0	1,0	3,6	7,1	11,6	16,8	21,2	23,8	23,5	20,8	12,0	5,2
	NW	0,0	-3,2	-5,1	-5,3	-5,0	-4,2	-2,8	-0,9	1,0	2,8	4,6	6,8	9,8	13,2	16,0	17,0	15,8	9,2	3,5
	N	-1,6	-4,0	-4,8	-4,4	-3,6	-2,7	-1,6	-0,2	1,6	3,4	5,0	6,2	7,2	7,9	8,5	8,6	8,0	4,7	1,1
	rozpř. S - IX	-1,9	-4,1	-5,5	-5,4	-4,9	-3,8	-2,4	-0,6	1,2	3,1	4,7	6,1	7,1	7,8	8,0	7,7	6,8	3,7	0,6
	rozpř. S - IX	-6,9	-9,0	-10,9	-11,2	-10,4	-7,9	-3,7	1,5	7,1	12,2	16,2	18,4	18,7	17,1	14,0	10,2	6,4	0,3	-3,9
Ściana z betonu lekkiego, 200 kg/m <sup>2</sup> < masa < 300 kg/m <sup>2</sup>	NE	-0,4	-2,4	-2,3	-0,8	1,4	3,6	5,2	6,1	6,5	6,8	7,2	7,7	8,0	8,2	8,0	7,5	6,7	4,3	1,7
	E	0,0	-1,9	-1,8	0,0	3,1	6,6	9,9	12,1	13,1	13,0	12,5	11,9	11,4	10,9	10,2	9,3	8,1	5,2	2,2
	SE	0,2	-1,9	-2,5	-1,4	0,8	3,9	7,5	10,9	13,5	15,1	15,5	15,1	14,9	13,1	12,0	10,7	9,3	6,0	2,7
	S	0,6	-1,8	-3,4	-3,6	-3,1	-1,7	0,6	3,7	7,2	10,7	13,6	15,5	16,4	16,1	15,0	13,3	11,4	7,3	3,6
	SW	2,4	-0,8	-2,9	-3,3	-3,2	-2,6	-1,6	0,2	2,6	5,8	9,5	13,3	16,7	19,0	19,8	19,1	17,2	11,4	6,2
	W	2,9	-0,4	-2,7	-3,2	-3,2	-2,7	-1,7	-0,4	1,2	3,2	5,9	9,2	12,9	16,5	18,9	19,6	18,4	12,7	7,0
	NW	1,6	-1,3	-3,2	-3,6	-3,6	-3,1	-2,2	-0,8	0,7	2,3	3,8	5,6	7,8	10,2	12,5	13,7	13,5	9,5	4,9
	N	-0,4	-2,5	-3,5	-3,4	-2,9	-2,3	-1,4	-0,4	1,0	2,4	3,7	4,8	5,8	6,5	7,0	7,2	6,9	4,8	2,0
	rozpř. S - IX	-0,8	-2,8	-4,1	-4,2	-3,9	-3,2	-2,2	-0,9	0,5	2,0	3,3	4,5	5,5	6,2	6,6	6,5	6,0	3,9	1,4
	rozpř. S - IX	-4,9	-7,0	-8,5	-8,7	-8,2	-6,6	-3,9	-0,2	4,0	8,1	11,5	13,9	14,8	14,3	12,6	10,1	7,2	2,1	-2,0
Ściana żelbetowa lub ceramiczna, masa < 250 kg/m <sup>2</sup>	NE	2,4	0,7	-0,5	-0,5	0,2	1,2	2,5	3,5	4,3	4,8	5,2	5,7	6,1	6,5	6,8	6,8	6,7	5,7	4,0
	E	3,5	1,6	0,3	0,4	1,2	2,8	4,8	6,9	8,5	9,5	10,0	10,1	10,1	10,1	9,9	9,6	9,1	7,5	5,5
	SE	4,0	2,0	0,4	0,1	0,5	1,5	3,3	5,4	7,6	9,5	10,9	11,6	11,9	11,8	11,5	11,0	10,4	8,6	6,3
	S	4,6	2,3	0,4	-0,3	-0,8	-0,8	-0,2	1,0	2,7	4,9	7,1	9,2	10,9	11,9	12,3	12,2	11,6	9,6	7,1
	SW	6,8	4,0	1,6	0,6	0,0	-0,3	-0,3	0,1	0,9	2,3	4,2	6,5	9,1	11,5	13,4	14,5	14,8	13,0	9,9
	W	7,2	4,3	1,8	0,8	0,1	-0,3	-0,3	0,0	0,5	1,4	2,6	4,3	6,4	8,9	11,4	13,3	14,3	13,4	10,3
	NW	4,8	2,5	0,4	-0,4	-1,0	-1,3	-1,3	-0,9	-0,3	0,5	1,5	2,5	3,8	5,3	7,0	8,6	9,7	9,6	7,3
	N	2,0	0,3	-1,1	-1,5	-1,7	-1,7	-1,4	-1,0	-0,4	0,3	1,2	2,1	3,0	3,8	4,5	5,0	5,3	5,1	3,7
	rozpř. S - IX	1,5	-0,1	-1,6	-2,1	-2,4	-2,4	-2,2	-1,7	-1,1	-0,2	0,7	1,7	2,6	3,4	4,1	4,5	4,8	4,3	3,0
	rozpř. S - IX	-0,4	-2,7	-4,5	-5,3	-5,8	-5,8	-5,1	-3,6	-1,5	1,0	3,7	6,2	8,2	9,4	9,8	9,4	8,4	5,4	2,4
Ściana żelbetowa lub ceramiczna, masa > 250 kg/m <sup>2</sup>	NE	4,0	3,3	2,6	2,3	2,1	2,2	2,4	2,7	3,0	3,4	3,6	3,8	4,1	4,3	4,5	4,7	4,8	4,9	4,5
	E	6,0	5,2	4,3	4,0	3,8	3,9	4,2	4,8	5,4	6,0	6,5	6,9	7,2	7,3	7,5	7,6	7,6	7,4	6,8
	SE	6,7	5,7	4,8	4,4	4,1	4,0	4,2	4,5	5,1	5,9	6,6	7,2	7,7	8,1	8,3	8,4	8,4	8,2	7,5
	S	6,5	5,6	4,6	4,1	3,7	3,3	3,1	3,1	3,3	3,7	4,4	5,1	5,9	6,6	7,3	7,7	7,9	7,9	7,4
	SW	8,1	7,0	5,9	5,3	4,8	4,4	4,0	3,8	3,7	3,8	4,1	4,6	5,4	6,2	7,2	8,0	8,7	9,3	9,0
	W	7,9	6,9	5,8	5,2	4,7	4,2	3,9	3,6	3,5	3,5	3,7	4,0	4,4	5,1	6,0	6,9	7,8	8,8	8,7
	NW	5,2	4,4	3,5	3,1	2,6	2,3	2,0	1,8	1,8	1,8	2,0	2,2	2,6	3,0	3,5	4,2	4,8	5,7	5,8
	N	2,6	2,0	1,3	1,0	0,8	0,6	0,4	0,4	0,4	0,6	0,8	1,0	1,4	1,7	2,0	2,3	2,6	3,0	3,0
	rozpř. S - IX	2,0	1,5	0,8	0,5	0,2	0,0	-0,2	-0,2	0,0	0,2	0,5	0,8	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,4	2,4
	rozpř. S - IX	2,3	1,2	0,1	-0,3	-0,8	-1,2	-1,4	-1,4	-1,1	-0,6	0,2	1,1	2,0	2,9	3,6	4,1	4,3	4,1	3,3

## 5. Obliczanie strumienia powietrza wentylującego

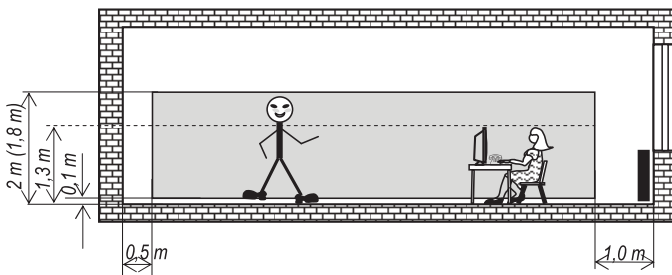
### 5.1. Wentylacja ogólna

Tabela 5.1. Obliczanie strumienia powietrza wentylującego dla wentylacji ogólnej.

L.p.	Podstawa obliczeń	ogólna zależność	uwagi
1a.	emisja szkodliwych zanieczyszczeń (jedna substancja)	$\dot{V} = \Phi \frac{\dot{K}}{s_{\max} - s_n}$ $\Phi = 1,0 \dots 1,4$ zależnie od charakteru emisji zanieczyszczeń	$s_1 = s_n = 0$ z wyjątkiem $H_2O$ , CO i $CO_2$ $s_{\max} = \text{NDS (tab. 5.3)}$
1b.	(kilka substancji o podobnym działaniu na organizm człowieka)	$\dot{V} = \Phi \left( \frac{\dot{K}_1}{s_{1\max} - s_{1n}} + \frac{\dot{K}_2}{s_{2\max} - s_{2n}} + \dots + \frac{\dot{K}_i}{s_{i\max} - s_{in}} \right)$	
2.	emisja pary wodnej	$\dot{V} = \frac{\dot{W}}{\rho(x_w - x_n)}$	tabela 5.2; wiersz 1
3.	emisja ciepła jawnego	$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_{zjoc}}{\rho c_p (t_w - t_n)}$	wentylacja bez chłodzenia: $t_n = t_{zoc}$ , $t_w = t_n + 3 \dots 5K$ wentylacja z chłodzeniem i klimatyzacja: $t_n = t_p - \Delta t$ $\Delta t = 2 \dots 10K$
4.	temperatura powietrza wywiewanego	$t_w = t_p + \delta t(H_o - H_p)$	tabela 5.2; wiersz 2
5.	emisja ciepła całkowitego (klimatyzacja)	$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_{zoc}}{\rho(h_w - h_n)}$	przyrost temperatury jak w wierszu 3; entalpie $h_w$ i $h_n$ odczytuje się z wykresu h-x
6.	krotność wymian	$k = \frac{3600\dot{V}}{P}$	tabela 5.7

W tabeli 5.1. podano postaci równania, używane do obliczania strumienia powietrza wywiewanego dla ciągłej wentylacji ogólnej zależnie od rodzaju emitowanego zanieczyszczenia.

W pomieszczeniach, w których głównym, lub wyłącznym źródłem zanieczyszczeń są przebywający w nich ludzie, wentylacja ma za zadanie nie tylko ograniczenie wzrostu temperatury powietrza w okresie ciepłym, lecz także niedopuszczenie do nadmiernego wzrostu zawartości wilgoci i innych zanieczyszczeń, powodujących odczucie duszności.



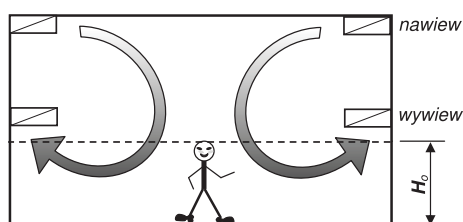
**Rys. 5.1.** Zacienione pole przedstawia strefę przebywania ludzi (strefę pracy). Jest to przestrzeń, w której powinny być spełnione warunki, jakie odpowiadają prawidłowym parametrom środowiska wewnętrznego (wg PN-EN 12792:2003).

Obliczając strumień powietrza wentylującego na podstawie emisji zanieczyszczeń (tab. 5.1 w.1a), zwłaszcza, jeżeli występuje kilka rodzajów substancji, należy sprawdzić drogę i sposób oddziaływania na organizmy żywe. Przy różnym oddziaływaniu substancji szkodliwych oblicza się strumień powietrza dla każdej osobno i wybiera się największy. Pozostałe związki zostaną rozcieńczone tym samym strumieniem powietrza do stężenia mniejszego od maksymalnego. Przy jednakowym oddziaływaniu – należy korzystać z zależności w wierszu 1b. tzn. obliczyć strumień powietrza wentylującego dla każdej substancji i pomieszczenie wentylować łącznym strumieniem powietrza, będącym sumą poszczególnych strumieni.

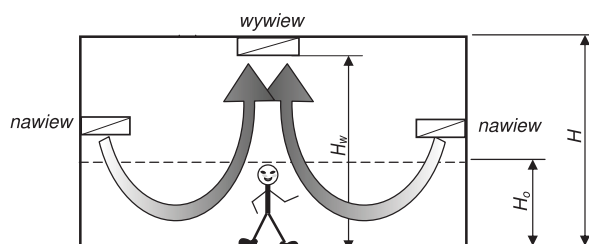
Tabela 5.2. Parametry powietrza wywiewanego.

L.p.	Parametr	Zależności	Uwagi
1.	zawartość wilgoci x	$x_w = x_n + \frac{(x_p - x_n)}{n};$ $n = \frac{x_p - x_n}{x_w - x_n} = f\left(\frac{H_w}{H_o}; \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}}\right)$	stosuje się $\varepsilon = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} < 8300 \text{ kJ/kg}$ i emisja pary pochodzi z technologii
2.	temperatura	pomieszczenia niskie $H < 4 \text{ m} \rightarrow t_w = t_p$ pomieszczenia wysokie $H \geq 4 \text{ m}$ i $t_p - t_n = 3...5 \text{ K}$ jeżeli $q_{zjoc} = 15...20 \text{ W/m}^3$ $\Theta = 2,0...3,0 \text{ K}$ , zaś gdy $q_{zjoc} = 20...30 \text{ W/m}^3$ $\Theta = 2,5...4,0 \text{ K}$ .	$\dot{q}_{zjoc} = \frac{\dot{Q}_{zjoc}}{P}$ pomieszczenia wentylowane
		pomieszczenia wysokie $H \geq 4 \text{ m}$ i $t_p - t_n = 5...7 \text{ K}$ jeżeli $q_{zjoc} = 20...30 \text{ W/m}^3$ $\Theta = 3,5...4,5 \text{ K}$ , zaś gdy $q_{zjoc} = 30...50 \text{ W/m}^3$ $\Theta = 4,0...6,0 \text{ K}$ .	$\dot{q}_{zjoc} = \frac{\dot{Q}_{zjoc}}{P}$ pomieszczenia wentylowane z chłodzeniem lub klimatyzowane
3.	średni gradient temperatury	$\delta t = \frac{\Theta}{H_w - H_o}$	Q - przyrost temperatury pomiędzy strefą pracy i wywiewem

Zależności obliczeniowe, podane w tabeli 5.1. określają strumień powietrza wywiewanego na podstawie emisji zanieczyszczeń (ciepła, pary wodnej, substancji chemicznych). Jest to metoda najbardziej pracochłonna, ale jednocześnie najdokładniejsza.



Rys. 5.2. Wentylacja pomieszczeń niskich;  $H \leq 4 \text{ m}$ ; wywiew w strefie pracy lub w pobliżu tej strefy.



Rys. 5.3. Wentylacja pomieszczeń wysokich;  $H > 4 \text{ m}$ ; wywiew powyżej strefy pracy.

### Krotność wymian

Strumień powietrza wentylującego również można obliczyć na podstawie wskaźników podawanych w różnych źródłach, uzyskanych na podstawie wcześniejszych doświadczeń. Jednym z takich wskaźników jest tzw. krotność wymian:

$$k = \frac{\dot{V}_w}{P}, \text{ h}^{-1} \quad (5.1.)$$

Jest to liczba, wskazująca ile razy w ciągu godziny zostanie usunięta cała objętość powietrza z pomieszczenia i zastąpiona takim samym strumieniem powietrza zewnętrznego. Przykładowe wartości zalecanych krotności wymian podano w tabeli 5.7. UWAGA! Przy takiej samej technologii i usytuowaniu pomieszczenia oraz liczbie ludzi, zależnie od powierzchni i wysokości pomieszczeń, strumień powietrza wentylującego, obliczony na podstawie bilansu zanieczyszczeń i krotności wymian mogą być różne, ponieważ różne będą objętości pomieszczenia. W procesie projektowania, wskaźnik krotności wymian powinien służyć przy obliczaniu strumienia powietrza wentylującego jedynie jako wielkość kontrolna, a nie podstawowa.



**Tabela 5.3.** Wartości najwyższych dopuszczalnych stężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy; w nawiasach dawne nazwy substancji (wybór).

L.p.	Nazwa czynnika szkodliwego dla zdrowia	Najwyższe dopuszczalne stężenie wyrażone w mg/m <sup>3</sup> w zależności od czasu narażenia w ciągu zmiany roboczej			
		NDS	NDSch	NDSP	Uwagi
1	Acetaldehyd (Aldehyd octowy)	5	-	45	
2	Akrylaldehyd	0,05	0,1	-	
3	Amoniak	14	28	-	
4	Benzen	1,6	-	-	R,S
5	Chlor	0,7	1,5	-	
6	Cyjanowodór i cyjanki (w przeliczeniu na CN)	-	-	5	S
7	Ditlenek chloru (dwutlenek chloru)	0,3	0,9		
8	Ditlenek siarki (dwutlenek siarki)	1,3	2,7		
9	Ditlenek węgla (dwutlenek węgla)	9000 <sup>1)</sup>	27000 <sup>1)</sup>		
10	Fosgen	0,08	0,16	-	
11	Glikol etylenowy	15	50		
12	Formaldehyd	0,5	1	-	
13	Kwas mrówkowy	5	15	-	
14	Kwas octowy	15	30		
15	Kwas siarkowy (mgły)	1	3		
16	Nikotyna	0,5	-	-	S
17	Nitrobenzen	1	-	-	S
18	Oleje mineralne (faza ciekła aerozolu)	5	10	-	
19	Ozon	0,15	-	-	
20	Siarkowodór	7	14	-	
21	Tetrachloroetan	5	35	-	
22	1,1,2-Trichloroetan	45	100	-	
23	Tlenek węgla	23	117		
24	Tlenki azotu	3,5	7	-	
25	Toluen	100	200	-	S
26	Wodór	DGW 4%obj.	GGW 75%obj.		
27	Pyły zawierające wolną (krystaliczną) krzemionkę powyżej 50% - pył całkowity - pył respirabilny	2 0,3			
28	Pyły zawierające azbest Geden lub więcej rodzajów azbestu - pył całkowity - włókna respirabilne	0,5	0,1		
29	Pyły organiczne pochodzenia zwierzęcego i roślinnego zawierające poniżej 10% wolnej krzemionki: - pył całkowity - pył respirabilny	4 2			
30	Pyły drewna: a) pyły drewna, z wyjątkiem pyłów drewna twardego, takiego jak buk i dąb - pył całkowity b) pyły drewna twardego, takiego jak buk i dąb - pył całkowity c) pyły drewna mieszane zawierające pył drewna twardego, takiego jak buk i dąb - pył całkowity	4 2 2			

<sup>1)</sup> nie dotyczy środowiska w podziemnych wyrobiskach górniczych

R – substancja o udowodnionym epidemicznym działaniu rakotwórczym u ludzi

S – substancja wchłaniana przez skórę.

**Tabela 5.4.** Kategorie środowiska wewnętrznego, przewidywany udział niezadowolonych PPD i średnia ocena komfortu pomieszczenia PMV.

Kategoria	Opis	PPD	PMV
1	Wysoki poziom oczekiwań, zalecany dla pomieszczeń użytkowanych przez osoby szczególnie wrażliwe, o specjalnych wymaganiach np. osoby chore, starsze, dzieci, rekonwalescenci	< 6	-0,2 do +0,2
2	Normalny poziom oczekiwań, zalecany w pomieszczeniach nowych lub modernizowanych	< 10	-0,5 do +0,5
3	Dopuszczalny, umiarkowany poziom oczekiwań (obiekty istniejące)	< 15	-0,7 do +0,7
4	Wartości niemieszczące się w żadnej z powyższych kategorii; dopuszczalne tylko w ograniczonej części roku	>15	< -0,7 do >+0,7

**Tabela 5.5.** Podstawowe strumienie powietrza do usunięcia zanieczyszczeń pochodzących od ludzi i materiałów budowlanych.

Kategoria	ludzie	budynki bardzo niskoemisyjne	budynki niskoemisyjne	bud. niespełniające warunków niskiej emisyjności
	$v_L, m^3/h/osobę$	$v_B, m^3/hm^2$	$v_B, m^3/hm^2$	$v_B, m^3/hm^2$
1	36	1,80	3,6	7,2
2	25	1,25	2,5	5,0
3	14	0,72	1,44	2,9

Innym wskaźnikiem są podane w normie PN-EN 15251:2012 zalecane strumienie powietrza wentylującego, zależne od umownej kategorii środowiska wewnętrznego i równie umownej emisyjności zanieczyszczeń z materiałów budowlanych i wyposażenia pomieszczeń, przypadające dla jednej osoby w pomieszczeniu - tabela 5.5 - w pomieszczeniach niemieszkalnych i nieprzemysłowych i tabela 5.6 - w pomieszczeniach mieszkalnych).

Kategorie środowiska wewnętrznego podaje tabela 5.4.

Norma PN-EN 15251 proponuje obliczanie strumienia powietrza wentylującego jako sumy strumieni wynikających z konieczności usunięcia zanieczyszczeń (biofluentów) pochodzących od ludzi  $\dot{v}_L, m^3/(h,osobę)$  i wynikających z emisji zanieczyszczeń  $\dot{v}_B, m^3/(hm^2)$ , których źródłem jest budynek i jego wyposażenie.

$$\dot{V}_c = n \cdot \dot{v}_L + A \cdot \dot{v}_B, m^3/h \quad (5.2)$$

**Tabela 5.6.** Zalecane strumienie powietrza wentylującego w pomieszczeniach mieszkalnych; wentylacja ciągła w okresie użytkowania (wg PN-EN 15251:2007).

Kategoria	Wymiana powietrza		Strumień objętości powietrza zewnętrznego		Strumień objętości powietrza wywiewanego		
	$m^3/hm^2$	1/h	salon + sypialnie $m^3/h,osobę$	$m^3/hm^2$	kuchnia $m^3/h$	łazienka $m^3/h$	ubikacja $m^3/h$
1	1,75	0,7	36	1,4	100	72	50
2	1,50	0,6	25	1,0	72	50	36
3	1,25	0,5	14	0,6	50	36	25

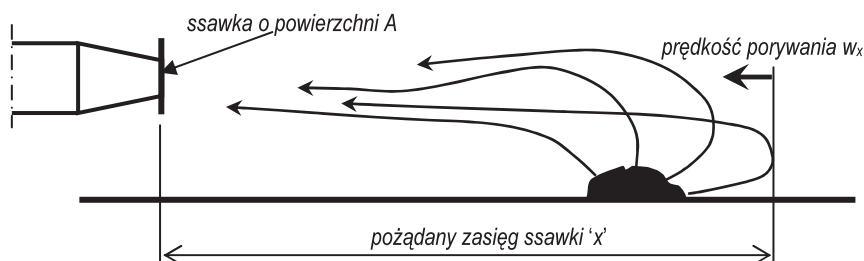
Tabela 5.7. Najczęściej zalecane krotności wymian powietrza w pomieszczeniach.

Rodzaj pomieszczenia		k, h <sup>-1</sup>	Uwagi
Kuchnie	Małe - bary, bufety	20 - 25	Wysokość kuchni 3 - 4 m
	Średnie - w restauracjach, stołówkach	18 - 30	Wysokość kuchni 3 - 4 m
	- w domu wczasowym, pensjonacie	15 - 20	Wysokość kuchni 3 - 4 m
	Duże - w szpitalach, koszarach	12 - 30	Wysokość kuchni 4 - 6 m
	Zmywalnia naczyń	20 - 30	
	Smażalnia	20 - 30	
	Gotowanie	17 - 20	
	Przygotownia mięsa	6	
	Przygotownia ryb	7	
Pralnie	Przymywanie brudnej bielizny	3	
	Pralnia	10 - 15	
	Suszenie i prasowanie	8 - 12	
	Wydawanie czystej bielizny	3	
Szpitale	Sale operacyjne	15 - 20	Do 600 h <sup>-1</sup> w salach o przepływie laminarnym W całym bloku operacyjnym powinno panować nadciśnienie.
	Inne pomieszczenia bloku operacyjnego	10 - 15	
	Sterylizatornie	20 - 25	
	Oddziały intensywnej opieki medycznej	10	
	Sale i pokoje łóżkowe	3,5 - 10	
	Sale dla noworodków	8	
Brudownik	10 - 20	podciśnienie	
Pomieszczenia biurowe i dydaktyczne	Audytoria, sale wykładowe	6 - 10	tylko wywiew
	Biblioteki	4 - 5	
	Bufet, jadalnia	6 - 8	
	Klasy szkolne	3 - 5	
	Łazienki, umywalnie	4 - 6	
	Sale zebrań	6 - 8	
	Sale konferencyjne	5 - 10	
	Pokoje biurowe	4 - 6	
	Pomieszczenia gospodarcze	1 - 2	
	Ustępy	5 - 8	
Obiekty handlowe	Banki	2 - 3	nadcisnienie
	Skarbiec w banku	3 - 6	
	Domy towarowe	4 - 6	
	Domy towarowe specjalistyczne	4 - 6	
	Magazyny towarów	4 - 6	
	Sklepy spożywcze, nabiałowe, mięsne	5 - 7	
	Sklepy z art. przemysłowymi	3 - 5	
	Sklepy z art. chemicznymi	6 - 8	
Hotele i restauracje	Pokoje hotelowe	4 - 10	tylko wywiew
	Bary	10 - 15	
	Jadłodajnie	6 - 8	
	Sale restauracyjne	8 - 12	
	Toalety	4 - 6	
Obiekty kulturalne i sportowe	Kina	4 - 6	podcisnienie
	Teatry	4 - 6	
	Sale koncertowe	4 - 6	
	Garderoby, szatnie	3 - 6	
	Palarnie	10 - 15	
	Hale sportowe	2 - 6	
	Kryte pływalnie	3 - 4	
	Szatnie w pływalniach	6 - 8	
Pomieszczenia przemysłowe	Akumulatornie (nawiew o 20% mniejszy)	3 - 6	zależnie od wysokości pomieszczenia
	Farbiarnie	5 - 15	
	Mechanika precyzyjna	8 - 12	
	Lakiernie i malarnie	10 - 30	
	Magazyny w przemyśle maszynowym	1 - 2	
	Przetwórstwo warzyw i owoców	4 - 10	
	Przemysł tytoniowy	8 - 25	
	Przemysł papierniczy	6 - 15	
	Przemysł włókienniczy	4 - 25	
	Włókna naturalne i syntetyczne	4 - 100	
	Włókna chemiczne	4 - 20	
	Produkcja konfekcji	3 - 6	
	Warsztaty mechaniczne	3 - 6	
	Ustępy	8 - 10	

## 5.2. Wentylacja miejscowa

### Ssawki osiowosymetryczne i szczelinowe

Odciąg miejscowy (ssawka) ma za zadanie wytworzyć wokół siebie pole prędkości, umożliwiające skuteczne usunięcie zanieczyszczeń emitowanych ze źródła, znajdującego się w pewnej odległości od otworu ssawki. Zasięg ssawki  $x$  jest to maksymalna odległość od otworu ssawki, w której prędkość ruchu powietrza w kierunku ssawki jest co najmniej równa prędkości porywania  $w_x$  (tabela 5.9).



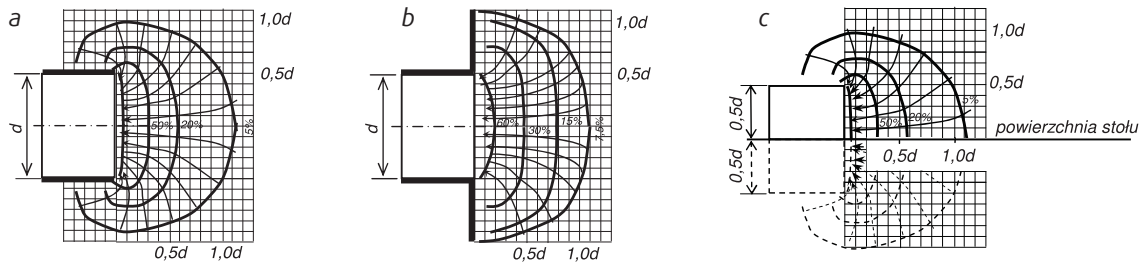
Rys. 5.4. Zasada działania odciągu miejscowego

Tabela 5.8. Strumienie powietrza odciganego przez ssawki osiowosymetryczne i szczelinowe (oznaczenia na rysunku 5.4).

L.p.	Rodzaj ssawki	Formuła obliczeniowa
<b>Ssawki osiowosymetryczne</b>		
1	swobodnie zawieszona, bosa	$\dot{V} = (10 \cdot x^2 + A) \cdot w_x$
2	swobodnie zawieszona, z kołnierzem	$\dot{V} = 0,75 \cdot (10 \cdot x^2 + A) \cdot w_x$
3	oparta na płaskiej powierzchni, bosa	$\dot{V} = (5 \cdot x^2 + A) \cdot w_x$
4	oparta na płaskiej powierzchni, z kołnierzem z trzech stron	$\dot{V} = 0,75 \cdot (5 \cdot x^2 + A) \cdot w_x$
5	z osłonami bocznymi z dwóch stron	$\dot{V} = 3,1 \cdot x^2 \cdot w_x$
6	z osłonami bocznymi z trzech stron	$\dot{V} = 1,5 \cdot x^2 \cdot w_x$
<b>Ssawki szczelinowe</b>		
7	swobodnie zawieszona, bosa	$\dot{V} = 4 \cdot L \cdot x \cdot w_x$
8	swobodnie zawieszona, z kołnierzem	$\dot{V} = 3 \cdot L \cdot x \cdot w_x$
9	z kołnierzem wokół otworu ssawnego, oparta dłuższą krawędzią na powierzchni stołu lub zamontowana w ścianie	$\dot{V} = 2 \cdot L \cdot x \cdot w_x$
10	zamontowana na krawędzi stołu, osłonięta trzema płaszczyznami wzajemnie prostopadłymi	$\dot{V} = 1,5 \cdot L \cdot x \cdot w_x$

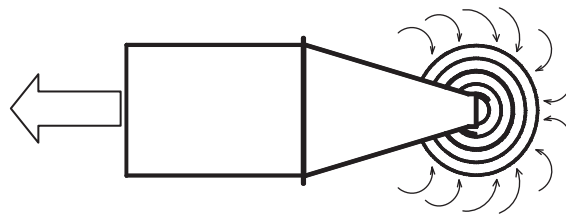
Rozkład prędkości wokół ssawki osiowosymetrycznej swobodnie zawieszonej przyjmuje kształt współśrodkowych sfer o promieniu  $r=x$ . W pobliżu otworu ssawki szczelinowej rozkład prędkości ma kształt współśrodkowych powierzchni walca obrotowego o promieniu  $r=x$  i wysokości równej długości szczeliny ssawki  $L$ . Typowe minimalne prędkości porywania  $w_x$  podano w tabeli 5.9.

Strumień powietrza, zasysany przez ssawkę jest bardzo wrażliwy na zakłócenia wywołane ruchami powietrza w obszarze działania ssawki. Aby ograniczyć wpływ zakłóceń, przyjmuje się większe prędkości porywania  $w_x$ . Zwiększa to strumień powietrza odciganego i straty ciśnienia. Zastosowanie osłon wokół otworu ssawnego w pewnym stopniu zabezpiecza strumień powietrza zasysanego przed wpływem zakłóceń zewnętrznych i zwiększa skuteczność działania ssawek. Osłony można stosować tylko wtedy, gdy nie spowodują ograniczenia dostępu do powierzchni roboczej.

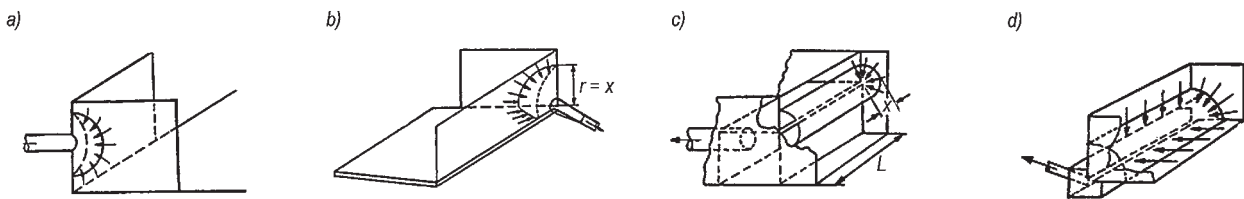


**Rys. 5.5.** Widma zasysania ssawek osiowosymetrycznych.

- a) ssawka bosa, b) ssawka kołnierzowa, c) ssawka oparta na płaskiej powierzchni,  
 d) wymiar charakterystyczny ssawki (średnica ssawki okrągłej lub krótszy bok ssawki prostokątnej).



**Rys. 5.6.** Widmo zasysania ssawki szczelinowej



**Rys. 5.7.** Ssawki z osłonami a) ssawka osłonięta dwiema ścianami, b) ssawka osłonięta trzema ścianami,  
 c) ssawka szczelinowa zamontowana w ścianie (lub z kołnierzem dwustronnym),  
 d) ssawka szczelinowa osłonięta czterema ścianami wzajemnie prostopadłymi.

W tabeli 5.10. przedstawiono graniczne zakresy możliwości stosowania powyższych formuł obliczeniowych, uzyskane na podstawie materiału doświadczalnego.

Jeżeli przyjmiemy, że najczęściej występujące prędkości porywania  $w_x = 0,25$  do  $0,8$  m/s i prędkość przepływu powietrza w otworze ssawki nie powinna przekroczyć 10 do 12 m/s, to z tych założeń wynikną graniczne wartości skutecznego zasięgu  $x$  ssawek w zależności od wymiaru charakterystycznego ssawki (średnica lub krótszy bok wlotu prostokątnego, względnie wysokość szczeliny d).

Projektując system wentylacyjny, poza poprawnością rozwiązania należy wziąć pod uwagę koszty eksploatacji. Pamiętając, że koszty eksploatacyjne, w przypadku prostych rozwiązań, zależą od poboru energii przez silnik wentylatora, a co za tym idzie, od oporów przepływu i strumienia powietrza (prędkości przepływu). Zaleca się wybierać takie rozwiązania, które charakteryzują się niskimi kosztami inwestycyjnymi i eksploatacyjnymi.

Tabela 5.9. Minimalne prędkości porywania.

Warunki wytwarzania, rozprzestrzeniania lub wydobywania się zanieczyszczeń	Minimalna prędkość porywania, m/s	Przykładowe procesy lub operacje technologiczne
Wydobywanie się zanieczyszczeń z małą prędkością w spokojnym powietrzu	0,2 do 0,5	Parowanie lub uchodzenie gazów z otwartych naczyń, procesy galwanizacyjne, odfłuszczenie, trawienie.
Wydobywanie się zanieczyszczeń z umiarkowaną prędkością w spokojnym powietrzu	0,5 do 1,0	Malowanie natryskowe, spawanie, lutowanie, okresowe zasypywanie suchych materiałów sypkich do pojemników
Wydobywanie się zanieczyszczeń ze znaczną prędkością lub w powietrzu poruszającym się ze znaczną prędkością	1,0 do 2,5	Malowanie natryskowe pod dużym ciśnieniem, napełnianie ciągle pojemników materiałem sypkim, ładowanie na przenośniki.
Wydobywanie się zanieczyszczeń z dużą prędkością lub w powietrzu poruszającym się z bardzo dużą prędkością	2,5 do 10,0	Szlifowanie, piaskowanie, śrutowanie, obróbka powierzchniowa kamienia.

Tabela. 5.10. Graniczne wartości zasięgu ssawek osiowo-symetrycznych i szczelinowych; prędkość w otworze ssawki  $w_o < 12$  m/s ( $d$  – wymiar charakterystyczny ssawki; średnica albo krótszy bok ssawki osiowo-symetrycznej lub wysokość szczeliny ssawki szczelinowej).

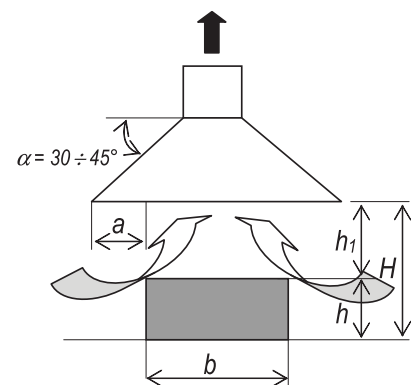
Ssawka	kształt widma	graniczne wartości zasięgu x	
		dla $w_x \approx 0,25$ m/s	dla $w_x \approx 0,8$ m/s
osiowo-symetryczna bosa	sfera	1,75 d	1,05 d
osiowo-symetryczna z kołnierzem		2,0 d	1,2 d
osiowo-symetryczna oparta na stole	½ sfery	2,5 d	1,5 d
osiowo-symetryczna oparta na stole z kołnierzem		2,9 d	1,7 d
osiowo-symetryczna osłonięta dwiema ścianami prostopadłymi	¼ sfery	3,2 d	1,9 d
osiowo-symetryczna osłonięta trzema ścianami prostopadłymi (w narożu trójscianu)	1/8 sfery	4,6 d	2,8 d
szczelinowa bosa	pobocznica walca	10,0 d	3,75 d
szczelinowa z kołnierzem jednostronnym lub oparta na stole lub krawędzi wanny	ok. ¾ pobocznic walca	13,0 d	5,0 d
szczelinowa z kołnierzem dwustronnym lub zamontowana w płaskiej ścianie (rys. 4c.)	ok. ½ pobocznic walca	20,0 d	7,5 d
szczelinowa osłonięta czterema płaszczyznami wzajemnie prostopadłymi (rys. 4d.)	ok. ¼ pobocznic walca	25,0 d	10,0 d

Należy również wziąć pod uwagę aspekt ergonomii rozwiązania. Jeżeli system wywiewny będzie przeszkadzał w wykonywaniu zaplanowanych czynności technologicznych, to będzie niewykorzystywany lub umyślnie uszkodzony i zadanie urządzenia wentylacyjnego nie będzie wypełniane.

### Okapy

W celu ujęcia zanieczyszczeń gorących lub lżejszych od otaczającego powietrza stosuje się odciąg miejscowy, instalowany ZAWSZE NAD ŹRÓDŁEM emisji, zwany okapem.

Działanie okapu jest tylko wtedy skuteczne, gdy zanieczyszczenia mają tendencję do samodzielnego unoszenia się do góry. Zadaniem okapu jest przechwycenie unoszącego się strumienia powietrza, które następnie usuwane jest z wnętrza pudła okapu przez wentylator wywiewny. Konwekcyjny przepływ ciepłego powietrza jest bardzo wrażliwy na zakłócenia wynikające z przepływu strumienia powietrza w przestrzeni pomiędzy okapem i źródłem emisji zanieczyszczeń.



Rys. 5.8. Konstrukcja okapu

**Okapy nad źródłami o małej emisji ciepła.**

Za źródła zanieczyszczeń o małej emisji ciepła uważa się takie stanowiska pracy, nad którymi temperatura unoszącego się powietrza nie przekracza  $+40^{\circ}\text{C}$ . W tym przypadku zdolność unoszenia się powietrza do góry jest ograniczona.

Baturin i Recknagel podają zależność, przyjmującą jako kryterium odniesienia, prędkość przepływu powietrza w płaszczyźnie wlotowej do okapu:

$$\dot{V} = A \cdot w_a, \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.3)$$

gdzie:  $A$  - pole powierzchni wlotu do okapu,  $\text{m}^2$ ;

$w_a$  - prędkość przepływu powietrza w płaszczyźnie wlotowej do okapu,  $\text{m/s}$ .

Zalecane prędkości  $w_a$  zależą od usytuowania okapu w pomieszczeniu.

- przy swobodnym dopływie powietrza przez 4 krawędzie obwodu okapu (okap swobodnie zawieszony w przestrzeni pomieszczenia) -  $w_a = 0,9$  do  $1,2$   $\text{m/s}$ ;
- przy swobodnym dopływie powietrza przez 3 krawędzie obwodu okapu (okap zamontowany przy ścianie) -  $w_a = 0,8$  do  $1,1$   $\text{m/s}$ ;
- przy swobodnym dopływie powietrza przez 2 krawędzie obwodu okapu (okap zamontowany w narożu pomieszczenia) -  $w_a = 0,7$  do  $0,9$   $\text{m/s}$ ;
- przy swobodnym dopływie powietrza przez 1 krawędź obwodu okapu (okap zamontowany pomiędzy trzema płaszczyznami ograniczającymi) -  $w_a = 0,5$  do  $0,8$   $\text{m/s}$ .

Obwód wlotu okapu wynika z rozmiarów okapu, który powinien w rzucie obejmować całą powierzchnię źródła emisji z występnym poza obrys źródła emisji  $a = 0,2 \dots 0,4$   $\text{m}$  (rys. 5.8).

Projektując okap należy pamiętać, by był on zawieszony możliwie nisko nad źródłem emisji zanieczyszczeń, jednak na tyle wysoko, by nie przeszkadzał w pracy. Zalecana wysokość zawieszenia okapu nad podłogą wynosi  $H = 1,8$  do  $2,1$   $\text{m}$ .

Doświadczenia wykazały, że okapy o rozpiętości (większy wymiar w rzucie) powyżej  $1,5$   $\text{m}$  charakteryzują się gorszą sprawnością od okapów mniejszych. Dlatego, dla rozległych powierzchni emisji zanieczyszczeń, zaleca się dzielenie dużych okapów na mniejsze konstrukcje, obsługujące wspólnie to samo źródło emisji.

**Okapy nad źródłami o dużej emisji ciepła.**

Niezbędny strumień powietrza odciganego przez okap można obliczyć na podstawie zysków ciepła od urządzenia pod okapem.

Jeżeli okap jest zamontowany na wysokości  $h_1 < 1$   $\text{m}$  nad źródłem ciepła zaleca się zależność:

$$\dot{V} = 0,383 \cdot \sqrt[3]{Q \cdot A^2 \cdot h}, \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (5.4)$$

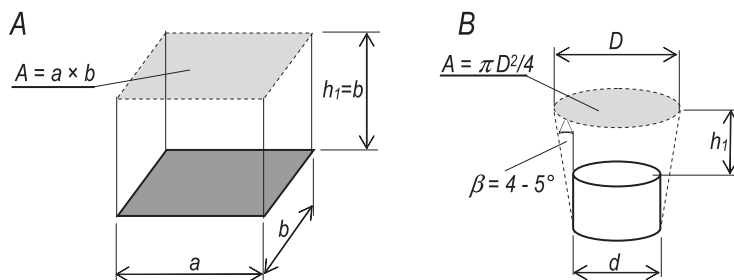
gdzie:  $Q$  - strumień ciepła (wydajność źródła), emitowany drogą konwekcji,  $\text{kW}$ ; jeżeli łącznie z ciepłem jawnym emitowana jest para wodna, to  $Q = Q_j + Q_w$ .

$A$  - powierzchnia przekroju poprzecznego strumienia ogrzanego powietrza,  $\text{m}^2$

dla płaszczyzn poziomych równa powierzchni płaszczyzny oddającej ciepło ku górze,

dla źródła oddającego ciepło przez pionowe ściany boczne należy uwzględnić rozszerzanie się strumienia (rysunek 5.9.B);

$h$  - wysokość źródła ciepła,  $\text{m}$  (dla płaszczyzn poziomych przyjmuje się krótszy bok płaszczyzny).



**Rys. 5.9.** Schematy do obliczenia powierzchni przekroju poprzecznego strumienia ogrzanego powietrza.

A - gdy ciepło oddaje powierzchnia górna źródła ciepła;

B - gdy ciepło oddaje boczna powierzchnia źródła ciepła.

Emisję ciepła jawnego drogą konwekcji można obliczyć z zależności:

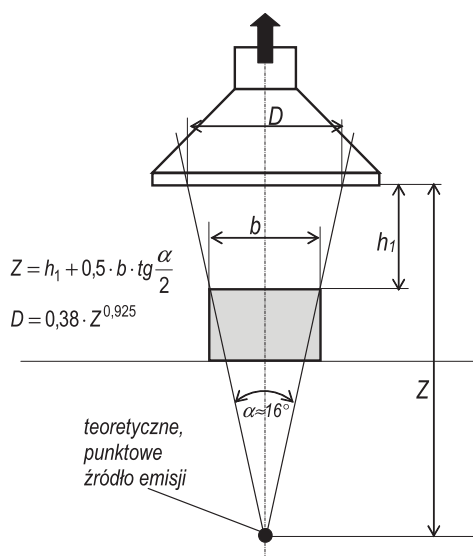
$$\dot{Q}_j = \alpha_k \cdot A_c \cdot \Delta t, \text{ kW} \quad (5.5)$$

gdzie:  $\alpha_k$  – współczynnik przejmowania ciepła drogą konwekcji, W/m<sup>2</sup>K,  
 $A_c$  – powierzchnia urządzenia oddająca ciepło, m<sup>2</sup>,  
 $\Delta t = \vartheta - t_p$  – różnica temperatury powierzchni oddającej ciepło i powietrza w pomieszczeniu (z dala od źródła ciepła), K.

Emisja ciepła utajonego może być obliczona z zależności:

$$\dot{Q}_u = W(r + c_o t_o), \text{ kW} \quad (5.6)$$

gdzie:  $W$  – emisja pary wodnej, kg/s  
 $t_o$  – temperatura pary wodnej, °C



Rys. 5.10. Schemat do obliczenia średnicy strugi ogrzanego powietrza

Jeżeli okap jest zawieszony powyżej 1 m nad źródłem ciepła, należy obliczyć średnicę strugi ogrzanego powietrza na poziomie wlotu do okapu. Wymiary wlotu do okapu powinny być większe od obliczonej średnicy strugi ogrzanego powietrza o ok. 0,2 m z każdej strony.

Średnicę strugi powietrza  $D$  można obliczyć orientacyjnie wg zależności podanych na rys. 5.10.

Minimalny strumień powietrza usuwanego przez okap oblicza się z zależności:

$$\dot{V}_{min} = 0,07924 \cdot Z^{1,5} \cdot \sqrt[3]{\dot{Q}}, \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.7)$$

Wydajność wentylatora powinna być większa o strumień powietrza, który będzie zasysany przez dodatkową powierzchnię wlotu okapu  $A_d$  (wynikającą z powiększenia jego wymiarów w stosunku do średnicy strugi ogrzanego powietrza). Dodatkowy strumień powietrza oblicza się przyjmując prędkość przepływu  $w = 0,5-0,75$  m/s.

$$V_1 = w \cdot A_d, \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.8)$$

### 5.3. Wentylacja kuchni.

W czasie obróbki cieplnej potraw wydzielają się do otoczenia para wodna, pary tłuszczu oraz wiele innych związków organicznych (często rakotwórczych), będących produktem ubocznym przygotowania potraw. Kondensujące się na zimnych powierzchniach przegród para wodna oraz opary tłuszczu stwarzają korzystne warunki do rozwoju grzybów i pleśni, które są szkodliwe dla ludzi pracujących w kuchni i spożywających potrawy w niej przygotowane.

Wentylacja pomieszczeń kuchennych ma do spełnienia dwa zadania:

- zapewnienie warunków komfortu dla pracujących w niej ludzi;
- zapewnienie warunków bezpieczeństwa obsłudze kuchni oraz innym użytkownikom budynku.

„Warunki komfortu” mają tu nieco inne znaczenie niż jest to ogólnie rozumiane. Ludzie pracujący przy urządzeniach do obróbki cieplnej potraw narażeni są głównie na promieniowanie cieplne. Intensyfikacja ruchu powietrza wokół ciała człowieka powoduje odprowadzanie ciepła z powierzchni jego skóry oraz odzieży.

Z punktu widzenia techniki wentylacyjnej, kuchnie można podzielić na:

- kuchnie małe (w mieszkaniach prywatnych, małych hotelach, pensjonatach i restauracjach);
- kuchnie średnie (w jadalniach i dużych restauracjach)
- kuchnie duże (w koszarach, więzieniach, szpitalach oraz w stołówkach dużych zakładów przemysłowych).

Zależnie od wielkości kuchni, wymagania odnośnie rozwiązań wentylacji są różne.



**Kuchnie małe.**

W małych kuchniach często stosuje się tylko przewietrzanie przez okresowe otwieranie okien lub wentylację naturalną, grawitacyjną, wykorzystującą kanały o przekroju 140×140 mm lub 140×200 mm, wywołującą niewystarczającą wymianę powietrza, zwłaszcza w ciepłym okresie roku. Często są stosowane indywidualne odciągi miejscowe.

Zgodnie z normą PN-83/B-03430/Az3:2000, strumień powietrza usuwanego z pomieszczenia kuchennego powinien wynosić od 30 do 70 m<sup>3</sup>/h, zależnie od wielkości i wyposażenia. Wywiewna wentylacja mechaniczna jest obligatoryjna tylko w przypadku kuchni bez okna, wyposażonej w kuchenkę gazową. Obecnie takich kuchni się nie buduje. Norma PN-EN 15251:2007 proponuje inne strumienie powietrza, zależnie od kategorii obiektu (tabela 5.6).

Wentylator wywiewny powinien być zamontowany w górnym wylocie kanału wyciągowego, w ścianie zewnętrznej lub w oknie. W miejsce powietrza usuwanego, do pomieszczenia musi dopłynąć powietrze, najlepiej z innych pomieszczeń mieszkania, poprzez otwór w dolnej części drzwi. Warunkiem prawidłowego działania wywiewu jest wykonanie w tych pomieszczeniach otworów, przez które może napłynąć powietrze z zewnątrz. Należy pamiętać o uwzględnieniu zapotrzebowania ciepła na ogrzanie powietrza przepływającego przez te pomieszczenia.

Poza wentylacją mechaniczną, uruchamianą w razie potrzeby, kuchnie powinny mieć możliwość ciągłej wymiany powietrza o wydajności określonej normą PN-83/B-03430/Az3:2000.

**Kuchnie średnie i duże.**

Średnie i duże kuchnie różnią się od siebie ilością i wielkością urządzeń wyposażenia technologicznego. W obu rodzajach kuchni, w których moc zainstalowanych urządzeń przekracza 25 kW, ze względu na poziom emisji ciepła i zanieczyszczeń oraz niezbędny strumień powietrza wentylującego, konieczne jest stosowanie wentylacji mechanicznej nawiewno-wywiewnej. W kuchni należy zapewnić zrównoważoną wymianę powietrza (strumień powietrza wywiewanego równy strumieniowi powietrza nawiewanego).

Powietrze nawiewane musi być skutecznie filtrowane (filtry klasy  $\geq G4$ ), a w okresie zimnym ogrzewane do temperatury ok. 20°C. Ochładzanie powietrza nawiewanego do kuchni jest stosowane bardzo rzadko.

Kanały wykonywane są z blachy stalowej nierdzewnej (chromowej) lub rzadziej kwasoodpornej (chromoniklowej) i ocynkowanej. Nie należy stosować kanałów murowanych lub wykonanych z materiałów absorbujących parę wodną, tłuszcz i inne zanieczyszczenia. Kanały wywiewne muszą być szczelne, aby po wyłączeniu wentylatora nie następowało wydostawanie się kropliny i osadów tłuszczu z wnętrza kanału. Przewody poziome powinny być możliwie najkrótsze, prowadzone ze spadkiem w kierunku ruchu powietrza i w najniższym miejscu zaopatrzone w odwodnienie. Odcinki prowadzone przez pomieszczenia nieogrzewane powinny być zaizolowane, aby zapobiec wykrapaniu się pary wodnej i tłuszczu. Wszystkie wloty do kanałów wywiewnych muszą być zaopatrzone w filtry tłuszczowe.

Instalacja wywiewna wykonywana jest często w postaci okapów zawieszonych nad najbardziej intensywnymi źródłami ciepła i zanieczyszczeń, z dodatkowym wywiewem powietrza spod sufitu. Jeżeli zastosowana jest wyłącznie wentylacja ogólna (bez odciągów miejscowych), wówczas kratki wywiewne z filtrami tłuszczowymi należy umieszczać ponad największymi źródłami zanieczyszczeń. Należy także pamiętać o zabezpieczeniu przeciwpożarowym.

Wentylatory wywiewne powinny mieć obudowę umożliwiającą łatwe czyszczenie ich wnętrza. Nie stosuje się wentylatorów, w których silnik napędowy znajduje się w strumieniu zanieczyszczonego powietrza. Projektując usytuowanie wentylatora, zwłaszcza dachowego, należy mieć na uwadze, że jest on źródłem hałasu. Należy dobierać wentylator o możliwie małej prędkości obrotowej i umieszczać go z dala od okien pomieszczeń użytkowych. Jeśli to konieczne, należy stosować zewnętrzne ekrany tłumiące hałas.

Powietrze zanieczyszczone usuwa się pionowo w górę nad najwyższym punktem dachu budynku z prędkością ok. 10-12 m/s, w taki sposób, by zapobiec przedostawaniu się zapachów kuchennych do obiektów położonych w sąsiedztwie. W skrajnych przypadkach konieczne jest stosowanie oczyszczania powietrza wywiewanego przy użyciu lamp ultravioletowych lub filtrów z węgla aktywnego.

W zespole pomieszczeń dużych kuchni znajdują się pomieszczenia pomocnicze, wymagające intensywnej wentylacji. Do nich zalicza się zmywalnię naczyń kuchennych, pomieszczenia przygotowania mięsa, ryb, warzyw, pomieszczenia socjalne personelu, pomieszczenia biurowe i magazyny, w których urządzenia wentylacyjne powinny pracować niezależnie od siebie, ponieważ czas ich pracy w cyklu dobowym jest różny. W uzasadnionych przypadkach, np. przy wentylacji węzłów sanitarnych, może to być tylko system wywiewny. Bilans strumieni powietrza wywiewanego i nawiewanego do budynku lub zespołu pomieszczeń kuchni powinien być zrównoważony. Należy pamiętać o zachowaniu kontrolowanego kierunku przepływu powietrza z pomieszczeń o wyższych wymaganiach odnośnie czystości do pomieszczeń o wymaganiach niższych.

Ponieważ recyrkulacja powietrza w pomieszczeniach kuchennych jest zakazana ze względów higienicznych, dla zmniejszenia zużycia energii do uzdatniania powietrza, celowe jest stosowanie odzysku ciepła. Ze względu na obecność zanie-

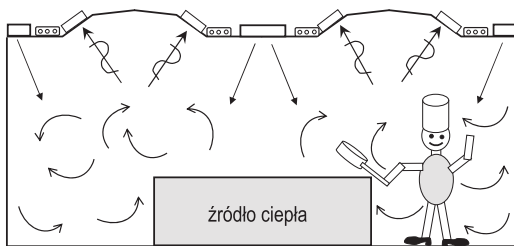
czyszczeń, które mogą osadzać się na powierzchni wymiennika, korzystny jest system z obiegiem czynnika pośredniczącego. Taki system, z jednej strony, w wyniku niezbyt dużej sprawności odzysku ciepła, jest mniej podatny na oszranianie wymiennika po stronie powietrza usuwanego, a z drugiej - nie wymaga sprowadzania powietrza usuwanego z kuchni (z okapów i innych instalacji wywiewnych) do jednego miejsca.

### Obliczanie strumienia powietrza wentylującego.

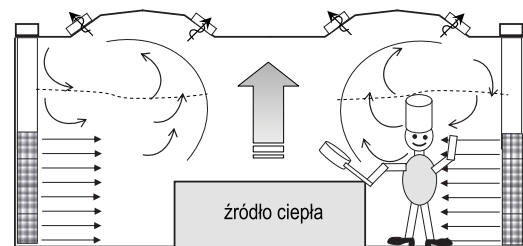
a) Wentylacja ogólna.

W systemie mieszającym (rys. 5.11), strumień powietrza usuwanego oblicza się na podstawie bilansu ciepła jawnego i bilansu wilgoci. Do dalszego projektowania wybiera się większy strumień powietrza. W bilansie ciepła należy uwzględnić wszystkie źródła wewnętrzne (tzn. od urządzeń do obróbki cieplnej potraw, od urządzeń mechanicznych, oświetlenia elektrycznego i personelu) oraz zewnętrzne (od nasłonecznienia przez przegrody przezroczyste i nieprzezroczyste) z tym, że należy przyjąć realną, jednoczesność działania urządzeń technologicznych. W okresie szczytu technologicznego, współczynnik jednoczesności działania źródeł ciepła można przyjąć:

- dla kuchni małych  $\psi = 0,8...0,95$ ,
- dla kuchni średnich  $\psi = 0,70...0,85$ ,
- dla kuchni dużych  $\psi = 0,50...0,80$ .



Rys. 5.11. Schemat wentylacji kuchni  
- system mieszający



Rys. 5.12. Schemat wentylacji kuchni  
- system wyporowy

Strumień powietrza nawiewanego powinien być równy strumieniowi powietrza usuwanego, niezależnie od przyjętego systemu wentylacji. Utrzymanie jednakowych strumieni powietrza jest szczególnie ważne w systemie wyporowym. Temperatura powietrza nawiewanego w okresie ciepłym jest równa temperaturze powietrza zewnętrznego. Przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu  $t_p - t_n$  nie powinien przekraczać 5 K. Temperatura powietrza wywiewanego  $t_w$  przy usuwaniu powietrza spod sufitu, jest zazwyczaj wyższa. W pomieszczeniach wyższych niż 4 m można przyjąć gradient temperatury ok. 0,4 K/m. Zawartość wilgoci w powietrzu wywiewanym powinna być ograniczona do wartości zabezpieczającej przed kondensacją pary na chłodnych powierzchniach w pomieszczeniu. We wstępnej fazie projektowania można orientacyjnie przyjmować strumienie powietrza wywiewanego na podstawie danych zawartych w tabeli 5.11.

W kuchniach szpitalnych, więziennych, wojskowych i tp. stwierdzono zwiększone zapotrzebowanie powietrza wentylującego w pomieszczeniach zmywalni naczyń w trakcie posiłków oraz po cyklu wydawania posiłków. Jeśli zbiega się to w czasie z występowaniem maksimum zysków ciepła od nasłonecznienia, należy ten fakt uwzględnić w projekcie.

Strumień powietrza usuwanego oblicza się z zależności podanych w tabeli 5.1, wiersz 2 i 3.

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_{zjoc}}{\rho \cdot c_p (t_w - t_n)} \quad \text{lub} \quad \dot{V} = \frac{\dot{W}}{\rho (x_w - x_n)}, \text{ m}^3/\text{s}$$

Przyjmując system wyporowy (rys. 5.11), strumień powietrza wywiewanego powinien być co najmniej równy strumieniowi konwekcyjnemu, pojawiającemu się nad źródłem ciepła. Strumień konwekcyjny oblicza się z zależności:

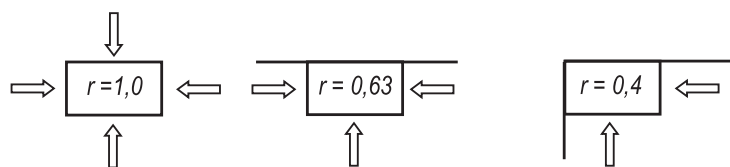
$$\dot{V}_k = 5 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{Q}_j^{0,333} (h_1 + 1,7d_h)^{1,667} \cdot r, \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.9)$$

gdzie:  $\dot{Q}_j$  – strumień ciepła jawnego emitowany przez urządzenie, kW (tabela 5.12),  
 $h_1$  – wysokość umieszczenia okapu nad źródłem ciepła,

$$d_h = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} \quad \text{– średnica hydrauliczna źródła ciepła,}$$

$a, b$  – długość i szerokość źródła ciepła,

$r$  – współczynnik zależny od ustawienia źródła ciepła (rys. 5.13).



Rys. 5.13. Współczynnik ustawienia źródła ciepła „r”

Tabela 5.11. Orientacyjne strumienie powietrza usuwanego z pomieszczeń kuchennych.

L.p.	Rodzaj kuchni	dla kuchni jako całości	dla wydzielonych części funkcjonalnych do:			
			gotowania	smażenia, pieczenia i pieczenia	płukania i zmywania	pomieszczenia pomocnicze
1.	Kuchnia przy barze, bufecie	80	-	120	-	-
2.	Kuchnia w restauracji, kawiarni	60	105	120	120	45
3.	Kuchnia w jadalni, stołówce	90	105	120	120	45
4.	Kuchnia w szpitalu: kuchnia główna kuchnia oddziałowa i rozdzielnia posiłków	90	105	120	120	45
		60	-	-	-	-
5.	Kuchnia w domu opieki społecznej, w domu wczasowym	60	105	120	120	45
6.	Kuchnia przygotowująca potrawy na wynos	80	105	120	120	120
7.	Kuchnia przygotowująca potrawy mrożone, kuchnia na statku	90	120	120	120	60

Tabela 5.12. Zyski ciepła jawnego, ciepła całkowitego i pary wodnej od urządzeń technologicznych w kuchniach zbiorowego żywienia.

L.p.	Rodzaj i wielkość urządzenia	Moc zainstalowana	Ciepło jawne	Ciepło całkowite	Para wodna
		kW	W	W	g/s
1.	Kotły szybkowarowe parowe i elektryczne:				
	- pojemność 20 l		325	990	0,272
	- pojemność 30 l		500	1035	0,342
	- pojemność 40 l		640	1140	0,452
	- pojemność 60 l		815	2200	0,572
	- pojemność 80 l		1045	2670	0,667
2.	Kotły szybkowarowe gazowe:				
	- pojemność 20 l		1160	1820	0,272
	- pojemność 30 l		1600	2440	0,342
	- pojemność 40 l		2090	3200	0,452
	- pojemność 60 l		2840	4240	0,572
	- pojemność 80 l		3600	5220	0,667
3.	Kotły warzelne parowe i elektryczne:				
	- pojemność 100 l		1160	6000	1,944
	- pojemność 150 l		1530	7300	2,361
	- pojemność 200 l		1740	8170	2,639
	- pojemność 300 l		2020	9650	3,055
	- pojemność 500 l		2620	11480	3,611
4.	Kotły warzelne gazowe:				
	- pojemność 100 l		3770	8500	1,944
	- pojemność 150 l		5220	11000	2,361
	- pojemność 200 l		6560	13000	2,639
	- pojemność 300 l		8420	16200	3,055
	- pojemność 500 l		11400	20150	3,611
5.	Trzony kuchenne elektryczne:				
	- 2 płyty - 500×1000 mm	5,0	3490	3950	0,194
	- 4 płyty + piekarnik - 750×1000 mm	17,0	6280	8025	0,500
	- 6 płyt + piekarnik - 1250×1000 mm	26,0	9770	11980	0,905
	- 8 płyt + piekarnik - 1500×1000 mm	34,0	12560	16050	1,430

6.	Trzony kuchenne gazowe: - 2 palniki 500×1000 mm - 4 palniki 750×1000 mm - 4 palniki + piekarnik 750×1000 mm - 6 palników + piekarnik 1250×1000 mm - 8 palników + 2 piekarniki 1500×1000 mm	10,5 26,2 25,1 36,6 50,0	4190 10350 10000 14650 20700	6220 15700 15120 22210 31400	0,833 2,192 2,097 3,097 4,383
7.	Patelnie uchylne elektryczne: - 1000×1000 mm, $F_u = 0,25 \text{ m}^2$ - 1250×1000 mm, $F_u = 0,36 \text{ m}^2$ - 1500×1000 mm, $F_u = 0,48 \text{ m}^2$ - średnio na 1 kW mocy zainstalowanej	7,5 10,8 14,4	2620 3780 5000 377	5060 7270 9650 714	1,000 1,430 1,906 0,138
8.	Patelnie uchylne gazowe: - 1000×1000 mm, $F_u = 0,25 \text{ m}^2$ - 1250×1000 mm, $F_u = 0,36 \text{ m}^2$ - 1500×1000 mm, $F_u = 0,48 \text{ m}^2$ - $F_u$ – powierzchnia czynna patelni, $\text{m}^2$	7,68 11,17 14,66	2675 3780 4885	5810 8310 11160	1,286 1,861 2,583
9.	Frytownice elektryczne: - podwójne 2×20 l 500×1000 mm - duża frytownica 60 l 1000×1000 mm - średnio na 1 kW mocy zainstalowanej	10,0 32,0	930 2900 93	7900 25600 800	2,861 9,056 0,293
10.	Urządzenia do smażenia i pieczenia gorącym powietrzem: - emisję pary wodnej podano dla smażenia sznyci, steków i tp. - w przypadku pieczenia karkówki wieprzowej, pieczeni wołowej i tp. - emisję pary należy zmniejszyć o 50% - średnio na 1 kW mocy zainstalowanej	12,0 24,0 36,0 48,0 60,0 72,0	1280 2330 3840 5580 7790 10120 105	4880 9190 13960 19100 24100 29770 407	1,478 2,811 4,144 5,528 6,669 8,056 0,124
11.	Kąpiele wodne – ogrzewanie elektryczne: - pojemność ok. 30 l 500×1000 mm - pojemność ok. 90 l 1000×1000 mm - średnio na 1 kW mocy zainstalowanej	2,5 6,0	400 930 105	1500 3840 419	0,453 1,194 0,129
12.	Kąpiele wodne – ogrzewane gazem: - pojemność ok. 30 l 500×1000 mm - pojemność ok. 80 l 1000×1000 mm	2,1 7,2	400 930	1600 4200	0,478 1,333
13.	Bemar ogrzewany elektrycznie: - na jeden pojemnik		120	260	0,058
14.	Bemar ogrzewany gazem: - na jeden pojemnik		200	440	0,094
15.	Ruszt do mięsa: - czas użytkowania 30 min.	3,0	1160	1500	0,139
16.	Płyty do podgrzewania potraw: - czas użytkowania 30 min.	0,5 1,0	120 240	200 500	0,056 0,111
17.	Lodówki sprężarkowe o pojemności: - 100 l - 200 l	0,10 0,175	290 520	290 520	- -
18.	Duża szafa chłodnicza: - średnio na 1 kW mocy zainstalowanej		726	726	-
19.	Ekspres do parzenia kawy: - czas użytkowania 30 min. - średnio na 1 kW mocy zainstalowanej	0,5 3,0	190 1150 75	380 1600 290	0,028 0,167 0,088
20.	Toster do grzanek	0,5 2,0	200 820		0,019 0,083
21.	Piec cukierniczy – na 1 $\text{m}^2$ powierzchni zewn.		600	600	-
22.	Robot kuchenny: - średnio na 1 kW mocy zainstalowanej		174	174	-
23.	Kuchenka mikrofalowa: - średnio na 1 kW mocy zainstalowanej		279	291	0,005
24.	Przenośniki taśmowe - średnio na 1 kW mocy zainstalowanej		1000	1000	-

## b) Wentylacja lokalizująca.

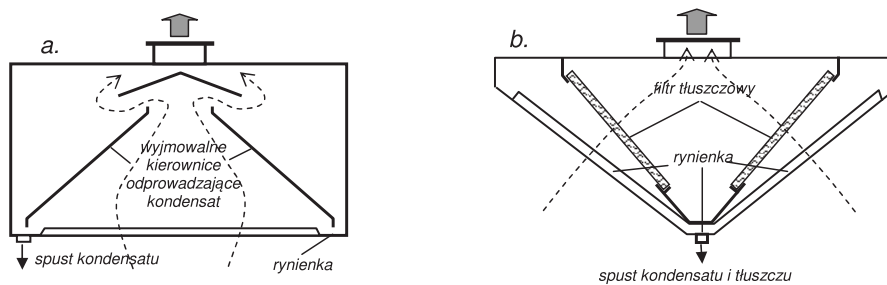
Wentylacja lokalizująca rzadko występuje w kuchniach jako jedyny system wentylacji mechanicznej. Najczęściej tylko niektóre urządzenia kuchenne, charakteryzujące się krótkotrwałą, lecz silną emisją ciepła, pary wodnej lub innych zanie-

czyszczeń, takie jak patelnie i frytkownice, osłaniane są okapami. Pozostałe zanieczyszczenia, łącznie z tymi, których nie ujmą okapy z powodu ich ograniczonej sprawności działania, usuwane są przez wentylację ogólną. Takie rozwiązanie, choć droższe pod względem inwestycyjnym, może być tańsze przy prawidłowej eksploatacji. Niezbędne jest zaprojektowanie odpowiednio elastycznego systemu nawiewu powietrza, który dostarcza tylko tyle powietrza zewnętrznego, ile jest usuwane z pomieszczenia. Praca wentylatora nawiewnego powinna być sterowana czujnikiem różnicy ciśnienia powietrza między pomieszczeniem i otoczeniem.

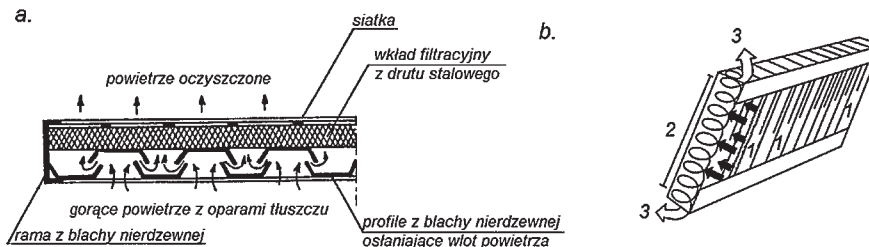
Według klasyfikacji ASHRAE, okapy kuchenne dzieli się na dwa rodzaje (rys. 5.14.):

- do usuwania oparów tłuszczu i dymu;
- do usuwania pozostałych zanieczyszczeń (para wodna, ciepło, zapachy itp.).

Pierwszy rodzaj okapów wyposażony jest w filtry tłuszczowe oraz systemy gaśnicze do gaszenia ognia, który mógłby się przenieść z otwartego paleniska do sieci kanałów. Takie rozwiązania są zalecane w kuchniach restauracyjnych do usuwania zanieczyszczonego powietrza z nad trzonów kuchennych, patelni, frytownic, rusztów do pieczenia mięsa i piekarników. Drugi rodzaj okapów służy głównie do usuwania gorącego powietrza, pary wodnej i substancji zapachowych nie zawierających tłuszczu. Zazwyczaj nie ma w nich żadnych urządzeń dodatkowych. Umieszcza się je nad kotłami warzelnymi, urządzeniami do mycia naczyń i wyparzaczami. Okapy mogą być montowane na ścianie jako okapy proste lub skośne, w środku pomieszczenia w jednym lub w dwóch rzędach, zależnie od rozmieszczenia urządzeń technologicznych. Elementy te montuje się także nad płytą czołową piekarnika, przelotową zmywarką do naczyń lub nad ladą do wydawania potraw w lokalach samoobsługowych.



Rys. 5.14. Okapy kuchenne. a. do odprowadzenia wilgotnego powietrza, b. symetryczny okap do odprowadzenia oparów tłuszczu i dymu.



Rys. 5.15. Filtry tłuszczowe. a) z wkładem filtracyjnym z plecionego drutu (rozwiązanie niezalecane); b) filtr działający na zasadzie cyklona. 1) powietrze z oparami tłuszczu, 2) strefa oddzielenia cząstek zanieczyszczeń od powietrza, 3) wylot powietrza czystego.

Wydajność wentylatora wywiewnego wg VDI 2052 oblicza się następująco:

$$V_u = V_k \cdot a + V_o \tag{5.10}$$

gdzie:  $a$  – współczynnik zależny od rozwiązania nawiewu do pomieszczenia (tabela 5.13),  
 $V_k$  – strumień powietrza unoszącego się nad źródłem w wyniku konwekcji, m<sup>3</sup>/s (zależność 5.9),  
 $V_o$  – strumień powietrza nawiewu osłaniającego, m<sup>3</sup>/s.

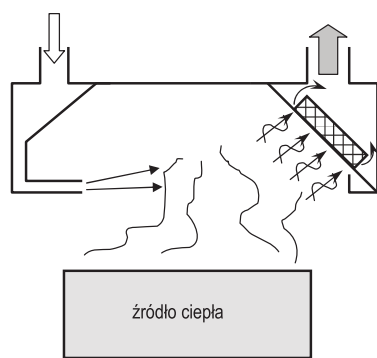
Tabela 5.13. Współczynnik „a” do równania 5.11.

Rozwiązanie nawiewu powietrza do pomieszczenia	wsp. „a”
nawiew kratkami z górnej strefy ścian bocznych	1,25
nawiew przez anemostaty lub inne podobne nawiewniki sufitowe	1,20
nawiew z sufitu przy użyciu nawiewników niskoprędkościowych (wyporowych)	1,10
nawiew wyporowy nawiewnikami zainstalowanymi w strefie pracy	1,05

Nawiew osłaniający w okapie kuchennym ma za zadanie skierować strugę rozgrzanego powietrza do miejsca jego usuwania z okapu (do filtra tłuszczu) i nie pozwolić na wyptywanie do pomieszczenia. Struga powietrza nawiewanego, stanowiąca nawiew osłaniający, indukuje powietrze zanieczyszczone znad paleniska i powietrze z pomieszczenia z najbliższej okolicy okapu, poprawiając w ten sposób warunki pracy personelu kuchni, przebywającego w pobliżu gorącego stanowiska pracy. Powietrze to może być czerpane z zewnątrz i tylko filtrowane.

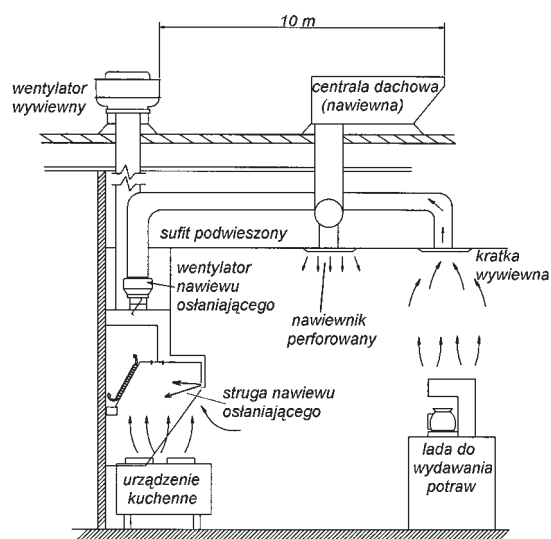
Powietrze do nawiewu osłaniającego może też być pobierane z pomieszczenia, znad okapu lub innego urządzenia kuchennego (rys. 5.17), niewyposażonego w odciąg.

W miejsce usuniętego przez odciąg miejscowe zanieczyszczonego powietrza trzeba dostarczyć odpowiednio uzdatnione powietrze z zewnątrz.



Rys.5.16. Okap kuchenny z nawiewem osłaniającym. Schemat działania.

Temperatura powietrza nawiewanego powinna być zbliżona do zalecanej temperatury powietrza w strefie pracy, czyli ok. 20°C. W kuchniach, gdzie strumienie powietrza usuwanego są znaczne, koszt ogrzewania powietrza stanowi (wg ASHRAE) od 2 do 6% kosztów eksploatacyjnych.

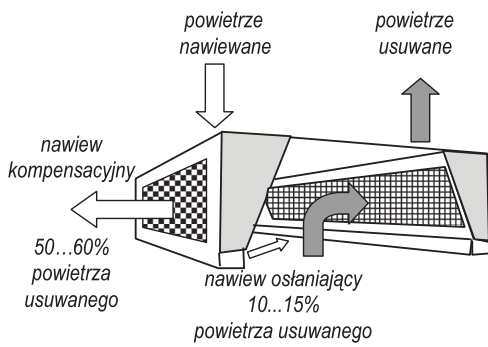


Rys.5.17. Przykład rozwiązania organizacji przepływu powietrza w kuchni z okapem z nawiewem osłaniającym. Zwraca się uwagę na miejsca czerpania powietrza do nawiewu osłaniającego.

Tabela 5.14. Zalecane strumienie powietrza wywiewanego i nawiewanego przez okap.

długość okapu mm	zalecany strumień powietrza wywiewanego przy standardowej wysokości filtra 330 mm		zalecany strumień powietrza nawiewanego	
	l/s	m <sup>3</sup> /h	l/s	m <sup>3</sup> /h
1500	235...445	850...1600	80...150 l/s na metr długości okapu. Poziom hałas < 50 dB(A)	300...540 m <sup>3</sup> /h na metr długości okapu. Poziom hałas < 50 dB(A)
2000	310...580	1100...2100		
2500	420...770	1500...2800		
3000	460...860	1650...3100		

Najnowsze rozwiązania zalecają zmniejszenie strumienia powietrza nawiewanego przez układ osłaniający do 10...15% wartości strumienia powietrza wywiewanego. Powietrze kompensacyjne należy nawiewać z dala od okapu, z małą prędkością, w taki sposób, by struga powietrza nawiewanego nie zakłócała pracy odciągu lub też bardzo blisko, a nawet do wnętrza okapu przez nawiewnik o specjalnej konstrukcji. Resztę powietrza (30% strumienia powietrza usuwanego) ogrzewa się do wymaganej temperatury i dostarcza do pomieszczenia przez nawiewniki zainstalowane w odpowiedniej odległości od okapu lub w przedniej (rys. 5.18.) lub bocznej ścianie okapu.



**Rys. 5.18.** Rozdział powietrza nawiewanego w okapie wywiewno-nawiewnym, z nawiewem osłaniającym.

Zastosowanie nawiewu osłaniającego, poza poprawą skuteczności działania odciągu, pozwala zmniejszyć strumień powietrza usuwanego przez okap i obniżyć koszty eksploatacyjne wentylacji kuchni. Strumień powietrza usuwanego i nawiewanego przez okap w rozwiązaniu przedstawionym na rys. 5.16 zależy od długości okapu (tabela 5.14).

Ponieważ w trakcie procesów technologicznych uwalniane są znaczne strumienie pary wodnej, należy wykonać obliczenia sprawdzające przyrost zawartości wilgoci w powietrzu wywiewanym przez poszczególne odciągi miejscowe i wentylację ogólną; także w przypadku wentylacji wyporowej.

$$\Delta x = x_w - x_n = \frac{\dot{m}_w}{\dot{V}_u \cdot \rho} \text{ , g/kg p.s.} \quad (5.11)$$

gdzie:  $\dot{m}_w$  - emisja pary wodnej z urządzenia lub grupy urządzeń, g/s  
 Przyrost zawartości wilgoci nie powinien przekraczać  $\Delta x = 6 \text{ g/kg p.s.}$ , a zawartość wilgoci w powietrzu usuwanym nie powinna być większa niż  $x_w = 16,5 \text{ g/kg p.s.}$

**Sufity wentylacyjne**

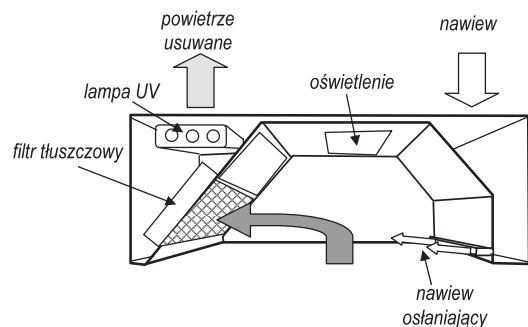
Sufity wentylacyjne w kuchniach są wykonane najczęściej z nierdzewnej blachy stalowej. Składają się przeważnie z modułów, które zawierają: przewody powietrza nawiewanego z nawiewnikami, czasem z nawiewem osłaniającym, przewody powietrza wywiewanego z filtrami tłuszczu umieszczonymi na wlotach, system oświetleniowy oraz panele osłaniające strop konstrukcyjny. Takie rozwiązanie, w pewnym stopniu, narzuca wielkość łącznej powierzchni otworów wywiewnych i nawiewnych, których liczba i powierzchnia wynika z wymiarów sufitu. Ponieważ skuteczność cyklonowych filtrów tłuszczowych zależy od prędkości napływającego powietrza, to dla zapewnienia minimalnej prędkości napływu powietrza na filtr tłuszczowy, stosuje się tzw. ślepe filtry, montowane w otworach komory wywiewnej w miejsce filtrów cyklonowych. Dotyczy to zarówno sufitów wentylacyjnych jak i okapów. Liczba ślepych filtrów dobierana jest przez producenta sufitu wentylacyjnego. Sufity wentylacyjne wykonywane są w modułach o długościach 1000, 1500 i 2000 mm. Z modułów o podanych wymiarach można składać systemy wentylacyjne o praktycznie dowolnej wielkości.

**Tabela 5.15.** Orientacyjne strumienie powietrza wywiewanego i nawiewanego przez sufit wentylacyjny z nawiewem osłaniającym.

Rozwiązanie konstrukcyjne	strumień powietrza na 1 m długości modułu sufitu	
	l/s	m <sup>3</sup> /h
wywiew, model ścienny; szerokość b = 610 mm	60...200	200...700
wywiew, model montowany na środku pomieszczenia; szerokość b = 900 mm	60...350	200...1250
nawiew ogólny z jednym strumieniem osłaniającym; szerokość b = 700 mm	40...90	150...325
nawiew ogólny z dwoma strumieniami osłaniającymi; szerokość b = 600 mm	40...80	150...300
strumień osłaniający	10...40	40...150

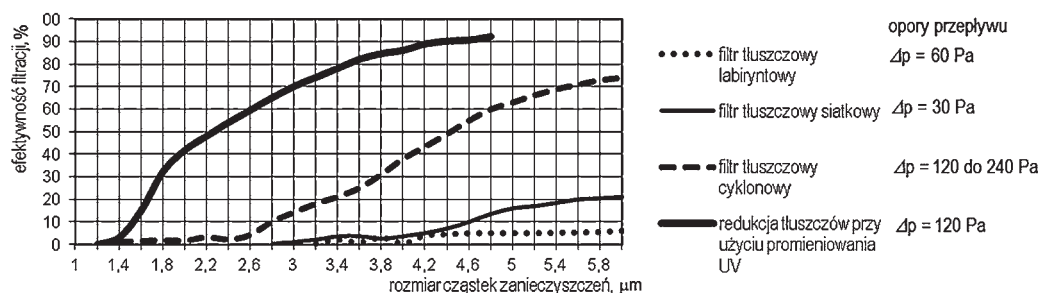
System oczyszczania powietrza usuwanego z urządzeń kuchennych oraz wnętrza okapów i sufitów wentylacyjnych przy użyciu promieniowania nadfioletowego.

Pod wpływem światła, długie łańcuchy cząsteczek tłuszczu i innych węglowodorów, rozbijane są na łańcuchy krótsze. Jednocześnie promieniowanie nadfioletowe powoduje powstawanie ozonu w obszarze oddziaływania promiennika. Ozon, łącząc się z cząsteczkami organicznymi powoduje ich utlenianie do dwutlenku węgla (CO<sub>2</sub>) i wody (H<sub>2</sub>O), a te są usuwane z powietrzem wentylującym. Proces ten powoduje także utlenianie substancji aromatycznych, zawartych w powietrzu wywiewanym przez odciągi z urządzeń kuchennych. Schemat okapu kuchennego z nawiewem osłaniającym i promiennikami UV pokazano na rys. 5.19.



**Rys. 5.19.** Schemat okapu z nawiewem osłaniającym i promiennikiem UV

Wykres (rys. 5.20.) przedstawia porównanie skuteczności eliminowania zanieczyszczeń z powietrza usuwanego z urządzeń kuchennych. Widać, że zastosowanie promieniowania UV wyraźnie zwiększa efektywność oczyszczania powietrza z oparów tłuszczu i innych zanieczyszczeń organicznych w porównaniu z tradycyjnie stosowanymi systemami filtracji.



Rys. 5.20. Porównanie skuteczności oczyszczania powietrza przy zastosowaniu różnego typu filtrów tłuszczowych przy przepływie powietrza  $V = 0,15 \text{ m}^3/\text{s}$ .

#### 5.4. Wentylacja garaży

Trzy najważniejsze problemy to: po pierwsze, tlenek węgla (CO), emitowany przez silniki samochodów, który może powodować poważne schorzenia i w efekcie śmierć; po drugie, opary oleju napędowego i benzyny, powodujące nudności i ból głowy oraz stwarzające zagrożenie pożarowe i po trzecie, brak ruchu powietrza i w efekcie „starzenie się” atmosfery w pomieszczeniu, objawiające się wzrostem koncentracji dwutlenku węgla (CO<sub>2</sub>) w powietrzu.

Tabela 5.16. Klasyfikacja garaży.

Opis	Powierzchnia	Liczba samochodów osobowych	Zalecany strumień powietrza usuwanego	Współczynnik obciążenia (jednocześnie)
	m <sup>2</sup>	sztuk	m <sup>3</sup> /h	h <sup>-1</sup>
Garaże przydomowe	25 - 50	1 - 2	150 - 300	-
Garaże małe	≤ 100	do 4	1200	0,60
Garaże średnie	≤ 1000	do 40	< 12 000	0,80
Garaże duże	> 1000	powyżej 40	> 12 000	0,80 - 1,50

Większość przepisów (VDI, ASHRAE) wymaga zachowania minimum pięciokrotnej wymiany powietrza w pomieszczeniu. Mając na uwadze krótki czas przebywania człowieka w garażu, taka intensywność wentylacji zapewnia utrzymanie bezpiecznej koncentracji CO w powietrzu. Strumień emisji spalin i zawartość substancji szkodliwych zależą od rodzaju pojazdu, jego stanu technicznego, prędkości i techniki jazdy. W tabeli 5.17 podano średnie wartości emisji spalin i zawartości tlenku węgla.

Tabela 5.17. Średnie wartości emisji spalin (wg VDI 2053:2004).

Rodzaj pojazdu i rodzaj ruchu	Zużycie paliwa	Emisja spalin (objętościowo)		Zawartość CO	Strumień emisji k <sub>CO</sub>
	l/h	m <sup>3</sup> /100 km	m <sup>3</sup> /h, samochód	% objętościowo	kg/h, samochód
<b>samochody osobowe z silnikiem benzynowym i wysokoprężnym*</b>					
bieg jałowy (silnik zimny)**	1,34	-	11,0	5,0	0,569
bieg jałowy (silnik ciepły)**	1,24	-	10,5	4,5	0,454
jazda z zatrzymaniami	2,16	175	17,5	2,9	0,580
płynna jazda po drodze poziomej	4,74	64	30,4	2,7	1,005
płynna jazda pod górę (nach. 4%)	5,7	64	38,4	3,2	1,160
<b>samochody ciężarowe z silnikiem wysokoprężnym#</b>					
jazda z zatrzymaniami	-	750	75	0,2	0,145
płynna jazda po drodze poziomej	-	420	250	0,2	0,484

\*Spaliny z silników wysokoprężnych zawierają dodatkowo substancje drażniące (m.in. akroleinę) i sadzę.

\*\*Przyjmować: silnik ciepły przy wjeździe do garażu; silnik zimny przy wyjeździe z garażu.

#masa pojazdu 10 t. Dla innej masy przeliczyć proporcjonalnie.



W „Rozporządzeniu MI z dnia 12 kwietnia 2002 r. z późniejszymi zmianami i uzupełnieniami „w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie”, określono warunki wentylacji garaży.

§ 108. 1. W garażu zamkniętym należy stosować wentylację:

- 1) co najmniej naturalną, przez przewietrzanie otworami wentylacyjnymi umieszczonymi w ścianach przeciwległych lub bocznych, bądź we wrotach garażowych, o łącznej powierzchni netto otworów wentylacyjnych nie mniejszej niż  $0,04 \text{ m}^2$  na każde, wydzielone przegrodami budowlanymi, stanowisko postojowe - w nieogrzewanych garażach nadziemnych wolno stojących, przybudowanych lub wbudowanych w inne budynki,
- 2) co najmniej grawitacyjną, zapewniającą 1,5-krotną wymianę powietrza na godzinę - w ogrzewanych garażach nadziemnych lub częściowo zagłębionych, mających nie więcej niż 10 stanowisk postojowych,
- 3) mechaniczną, sterowaną czujkami niedopuszczalnego poziomu stężenia tlenu węgla - w innych garażach, niewymienionych w pkt 1 i 2, oraz w kanałach rewizyjnych, służących zawodowej obsłudze i naprawie samochodów bądź znajdujących się w garażach wielostanowiskowych, z zastrzeżeniem § 150 ust. 5.
- 4) mechaniczną, sterowaną czujkami niedopuszczalnego poziomu stężenia gazu propan-butan - w garażach, w których dopuszcza się parkowanie samochodów zasilanych gazem propan-butan i w których poziom podłogi znajduje się poniżej poziomu terenu.

2. W garażu otwartym należy zapewnić przewietrzanie naturalne kondygnacji spełniające następujące wymagania:

- 1) łączna wielkość niezamykanych otworów w ścianach zewnętrznych na każdej kondygnacji nie powinna być mniejsza niż 35% powierzchni ścian, z dopuszczeniem zastosowania w nich stałych przesłon żaluzjowych, nieograniczających wolnej powierzchni otworu,
- 2) odległość między parą przeciwległych ścian z niezamykanymi otworami nie powinna być większa niż 100 m, §150 p.5. Dopuszcza się wentylowanie garaży oraz innych pomieszczeń nieprzeznaczonych na pobyt ludzi powietrzem o mniejszym stopniu zanieczyszczenia, nie zawierającym substancji szkodliwych dla zdrowia lub uciążliwych zapachów, odprowadzanych z pomieszczeń nie będących pomieszczeniami higieniczno-sanitarnymi, jeżeli przepisy odrębne nie stanowią inaczej.

### Systemy wentylacji mechanicznej w garażach

#### a) Wentylacja kanałowa

Minimalny strumień powietrza wywiewanego należy przyjmować wg tab. 5.16. Zaleca się, zwłaszcza dla garaży o większej kubaturze, dużym natężeniu ruchu i skomplikowanej konstrukcji, obliczać strumień powietrza wywiewanego na podstawie emisji tlenu węgla, korzystając z zależności:

$$\dot{V}_1 = \frac{10^6 \cdot K_{CO}}{s_{CO}^{\max} - s_{CO}^{naw}} \text{ m}^3/\text{h, samochód} \quad (5.13)$$

gdzie:  $K_{CO}$  – emisja CO przez jeden pojazd, kg/h,  
 $s_{CO}^{\max}$  – maksymalne (chwilowe) stężenie tlenu węgla w powietrzu,  $\text{mg}/\text{m}^3$  (wg tab. 5.3),  
 $s_{CO}^{naw}$  – stężenie tlenu węgla w powietrzu nawiewanym,  $\text{mg}/\text{m}^3$ .

Przyjmuje się:

- na ulicach o średnim ruchu samochodów –  $10 \dots 20 \text{ mg}/\text{m}^3$ ,
- na ulicach o dużym ruchu samochodów –  $30 \text{ mg}/\text{m}^3$ ,
- w obrębie osiedli mieszkaniowych –  $0 \dots 5 \text{ mg}/\text{m}^3$ .

Emisję zanieczyszczeń przez jeden samochód oblicza się z zależności:

$$K_{CO} = \left( k_{CO}^r \frac{\tau_r}{3600} + k_{CO}^j \frac{L}{v} \right) \text{ kg/h} \quad (5.14)$$

gdzie:  $\tau_r$  – czas rozruchu silnika (przyjmuje się średnio 20 s),  
 $L$  – długość drogi wyjazdu (wjazdu), m,  
 $v$  – prędkość pojazdu, m/h,  
 indeksy:  $r$  – rozruch,  $j$  – jazda z zatrzymaniami.

$$\dot{V} = n \cdot \dot{V}_1 \cdot \psi, \text{ m}^3/\text{h} \quad (5.15)$$

gdzie:  $\psi$  – współczynnik jednoczesności ruchu pojazdów,  $\text{h}^{-1}$ ,  
 $n$  – liczba miejsc postojowych.

W instalacji wywiewnej należy stosować dwa jednakowej wielkości wentylatory o łącznej wydajności nie mniejszej niż obliczona z zależności 5.15. Powietrze należy usuwać z nad podłogi oraz pod sufitem pomieszczenia w równych proporcjach.

b) Wentylacja strumieniowa (impulsowa).

Zasada działania wentylacji strumieniowej polega na nadawaniu impulsu ruchu powietrzu w pomieszczeniu i powietrzu zewnętrznemu, napływającemu przez wjazdy i czerpnie przez załączanie odpowiednio rozmieszczonych w obrębie pomieszczenia wentylatorów strumieniowych. Załączanie i wyłączanie wentylatorów odbywa się automatycznie, na podstawie pomiaru stężenia tlenu węgla. Takie rozwiązanie obniża koszt instalacji (brak kanałów i nawiewników, zmniejszenie lub wyeliminowanie maszyny) oraz znacznie redukuje zużycie energii.

### **Monitoring stężenia zanieczyszczeń**

Garaże o znacznym natężeniu ruchu (np. w centrach handlowych i rozrywkowych) muszą być wyposażone w systemy kontroli stężenia zanieczyszczeń. System kontroli w sposób ciągły analizuje powietrze czujnikami rozmieszczonymi w różnych miejscach w obrębie pomieszczenia i przekazuje informacje do centrum nadzoru budynku. Przekroczenie poziomu stężenia CO, określonego przez nadzór budowlany, powoduje załączenie instalacji alarmowej.

Według zaleceń niemieckich, przekroczenie progu 40% stężenia granicznego powinno spowodować uruchomienie wentylacji w 50% (pierwszy wentylator lub pierwszy bieg w urządzeniu dwubiegowym); po osiągnięciu 80% stężenia granicznego – załączenie drugiego biegu lub drugiego wentylatora.

Zatkane kanały wentylacyjne, niesprawne wentylatory, silniki lub przepustnice, zanieczyszczone czerpnie i wyrzutnie powietrza itp. mogą uniemożliwić prawidłową wymianę powietrza. W celu zmniejszenia awaryjności w działaniu urządzeń wentylacyjnych wymagana jest prawidłowa obsługa urządzeń i instalacji.

### **Ochrona przeciwpożarowa**

W przywołanym wyżej „Rozporządzeniu...”, sformułowano następujące wymagania odnośnie ochrony przeciwpożarowej w garażach:

#### **§ 277.**

1. Powierzchnia strefy pożarowej w nadziemnym lub podziemnym garażu zamkniętym nie powinna przekraczać 5 000 m<sup>2</sup>.
2. Powierzchnia, o której mowa w ust. 1, może być powiększona o 100%, jeżeli jest spełniony jeden z poniższych warunków:
  - 1) zastosowano ochronę strefy pożarowej stałymi samoczynnymi urządzeniami gaśniczymi wodnymi,
  - 2) wykonano, oddzielające od siebie nie więcej niż po 2 stanowiska postojowe, ściany o klasie odporności ogniowej, w części pełnej co najmniej EI 30, od posadzki do poziomu zapewniającego pozostawienie prześwitu pod stropem o wysokości 0,1 do 0,5 m na całej ich długości.
3. W garażu zamkniętym strefa pożarowa obejmująca więcej niż jedną kondygnację podziemną powinna spełniać jeden z warunków określonych w ust. 2.
4. W garażu zamkniętym o powierzchni całkowitej przekraczającej 1 500 m<sup>2</sup> należy stosować samoczynne urządzenia oddymiające.
5. W przypadku zastosowania rozwiązania, o którym mowa w ust. 2 pkt 1, klasa odporności ogniowej przewodów wentylacji oddymiającej powinna odpowiadać wymaganiom określonym w § 270 ust. 2 - jedynie z uwagi na kryterium szczelności ogniowej (E).

#### **§ 280.**

1. Połączenie garażu z budynkiem wymaga zastosowania przedsionka przeciwpożarowego zamykanego drzwiami o klasie odporności ogniowej co najmniej EI 30.
2. Nie wymaga się zastosowania przedsionka, o którym mowa w ust. 1, przed dźwigiem oddzielnym od garażu drzwiami o klasie odporności ogniowej co najmniej EI 60.
3. Wymaganie, o którym mowa w ust. 1, nie dotyczy budynków mieszkalnych jednorodzinnych i rekreacji indywidualnej.

**§ 281.** Instalowanie w garażu studzienek rewizyjnych, urządzeń i przewodów gazowych, z zastrzeżeniem § 164 ust. 6, oraz umieszczanie otworów od palenisk lub otworów rewizyjnych przeznaczonych do czyszczenia kanałów dymowych, spalinowych i wentylacyjnych, jest zabronione.

### **Instalacje pomocnicze**

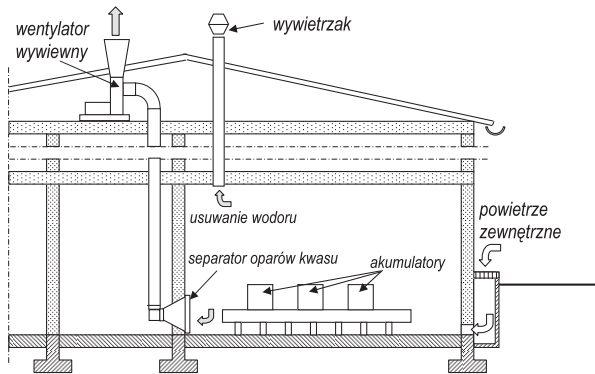
W garażach mogą się znajdować zagłębione kanały naprawcze. Należy w nich wykonać odciągi miejscowe w podłodze lub w ścianach przy podłodze. Jeśli w garażu znajdują się stanowiska przeglądów i napraw, przy których wymagana jest praca silnika, należy wykonać odciąg spalin o wydajności 400 m<sup>3</sup>/h na każdy samochód.

## 5.5. Wentylacja akumulatorowni i warsztatów naprawy akumulatorów

### a) Pomieszczenia ładowania akumulatorów

W pomieszczeniach ładowania akumulatorów kwasowych i zasadowych powinny być przewidziane dwa rodzaje wentylacji:

- wentylacja ciągła;
- wentylacja okresowa.



Rys. 5.21. Schemat instalacji wywiewnej z pomieszczenia ładowania akumulatorów.

Wentylację ciągłą wykonuje się jako układ kanałów wentylacyjnych nawiewnych i wywiewnych. Otwory wywiewne powinny być tak rozmieszczone, aby zapewniały wymianę powietrza w całym pomieszczeniu. W małych akumulatorniach, gdy pojemność baterii nie przekracza 300 Ah należy wykonać dwa kanały wywiewne o przekroju co najmniej 150 cm<sup>2</sup> każdy. Otwory tych kanałów powinny być umieszczone bezpośrednio pod powierzchnią stropu.

Gdy pojemność ładowania jest większa od 300 Ah, należy oprócz tych kanałów wykonać dodatkowe dwa kanały wywiewne o przekroju 400 cm<sup>2</sup> każdy, z otworami umieszczonymi na wysokości 30...50 cm nad podłogą.

Kanałów wywiewnych z pomieszczeń akumulatorni nie wolno łączyć z innymi instalacjami wentylacyjnymi, ani z przewodami dymowymi lub spalinowymi.

Wentylacja okresowa ma za zadanie możliwie szybkie usunięcie gazów, wydzielających się w czasie intensywnego ładowania ogniw pod koniec ładowania. Może być realizowana np. przez otwarcie okien.

Jeżeli całkowita pojemność ładowania przekracza 1250 Ah lub gdy w akumulatorni o mniejszej pojemności ładowania brak jest otwieranych okien stosuje się wentylację okresową mechaniczną.

Strumień powietrza usuwanego z pomieszczenia akumulatorni należy obliczać stosując zależność:

$$\dot{V}_u = 0,055 \cdot n \cdot I, \text{ m}^3/\text{h} \quad (5.16)$$

gdzie:  $n$  - liczba ogniw baterii łączonych szeregowo, sztuk,  
 $I$  - największy prąd ładowania w czasie normalnej pracy, A.

Jeżeli stosowane są ograniczniki prądu ładowania, należy przyjmować:

- 1A dla akumulatorów srebrowo-cynkowych,
- 2A dla ołowiowych,
- 4A dla niklowo-kadmowych.

Krotność wymian powietrza powinna wynosić  $k = 3,0$  do  $6,0 \text{ h}^{-1}$ , zależnie od wysokości pomieszczenia. Strumień powietrza nawiewanego powinien być o 20% mniejszy od strumienia powietrza usuwanego.

Wentylatory należy umieszczać poza pomieszczeniem akumulatorni. Należy stosować silniki wentylatorów zwarte, o budowie zamkniętej. Wentylator, przewody wentylacyjne oraz pozostałe urządzenia powinny być odporne na działanie kwasu siarkowego. W związku z tym należy je pokrywać powłoką ołowianą, gumową lub z tworzywa sztucznego. Kanały mogą być również wykonane z betonu wzmocnionego włókniną lub z tworzywa sztucznego. W małych instalacjach zaleca się także stosować wentylatory wykonane z tworzyw sztucznych (np. wentylator promieniowy PRF). Przed otworami wywiewnymi należy montować separator oparów kwasu siarkowego wykonany z blachy ołowianej. Dla zapewnienia skuteczności oczyszczania powietrza konieczne jest częste usuwanie osadu. Poza wentylacją mechaniczną należy zastosować wyciąg grawitacyjny z wywietrznikiem dachowym, z dolnym otworem umieszczonym w najwyższym punkcie pomieszczenia. Pomieszczenia akumulatorni powinny być usytuowane przy ścianach zewnętrznych budynków; przed pomieszczeniem akumulatorni powinien być przedsionek, oddzielający ją od innych pomieszczeń.

### b) Warsztaty naprawy akumulatorów

Pomieszczenie powinno mieć zapewnioną wentylację grawitacyjną pobudzoną (z wywietrznikiem dachowym), zapewniającą 3-krotną ciągłą wymianę powietrza oraz wentylację mechaniczną, zrównoważoną, działającą w trakcie pracy ludzi w pomieszczeniu, zapewniającą 4-krotną wymianę powietrza.

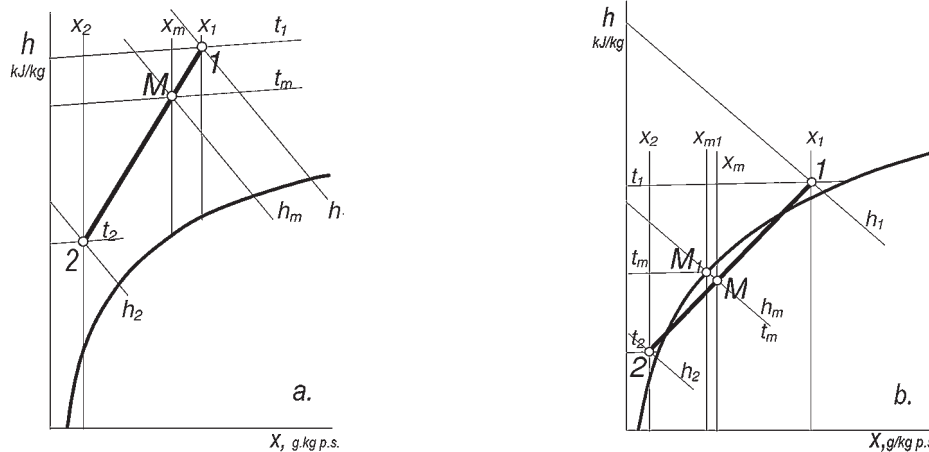
Dodatkowo zaleca się stosowanie odciągów miejscowych nad stanowiskami rozbiórki i montażu baterii. Strumień powietrza usuwanego przez odciągi obliczać stosując zależności odpowiednie dla przyjętego rodzaju ssawki, zakładając prędkość porywania zanieczyszczeń większą od 0,5 m/s.

## 6. Przemiany stanu powietrza w procesach wentylacji i klimatyzacji

### 6.1. Przemiany podstawowe

Stan powietrza wilgotnego na wykresie  $h - x$  Molliera może być wyznaczony przez dwa dowolne różne parametry np.: temperaturę termometru suchego i entalpię lub temperaturę termometru suchego i zawartość wilgoci (lub wilgotność względną). Przemiany podstawowe przedstawiane są jako odcinki linii prostej, łączące stany początkowy i końcowy przemiany.

#### Mieszanie powietrza (także recyrkulacja)



**Rys. 6.1.** Mieszanie powietrza. a. proces typowy; b. mieszanie z wykraplananiem wody (szronu); powietrze po zmieszaniu ma parametry punktu  $M_1$ . Z każdego kilograma mieszaniny wykropli się woda (śnieg) w ilości  $x_m - x_{m1}$ . Takiego przebiegu mieszania należy unikać.

Jeżeli oznaczymy udział masy składnika 1 w mieszaninie (np.: udział powietrza zewnętrznego  $V_z$  w wentylującym  $V$ ) przez

$$a_1^m = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_m} = a_z^w = \frac{\dot{V}_z \cdot \rho_z}{\dot{V} \cdot \rho_m}, \quad (6.1)$$

to parametry mieszaniny (stan M – rys. 6.1.a) można obliczyć z zależności:

$$\text{temperatura:} \quad t_m = a_1^m t_1 + (1 - a_1^m) \cdot t_2 \quad (6.2)$$

$$\text{entalpia:} \quad h_m = a_1^m h_1 + (1 - a_1^m) \cdot h_2 \quad (6.3)$$

$$\text{zawartość wilgoci:} \quad x_m = a_1^m x_1 + (1 - a_1^m) \cdot x_2 \quad (6.4)$$

Oznaczenia na rys. 6.1.

#### Ogrzewanie powietrza:

Ogrzewanie powietrza w wymienniku przeponowym (nagrzewnicy) przebiega zawsze bez zmiany zawartości wilgoci w powietrzu tzn.  $x_1 = x_2 = \text{idem}$ . Na wykresie  $h - x$  obrazem przemiany ogrzewania jest linia pionowa, łącząca stan początkowy 1 ( $t_1, h_1$ ) z końcowym 2 ( $t_2, h_2$ ).

$$\text{Ciepło przemiany} \quad \dot{Q}_{1-2} = \dot{Q}_N$$

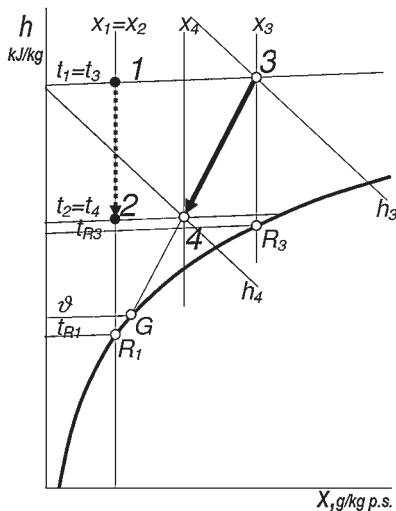
**Rys. 6.2.** Ogrzewanie powietrza w nagrzewnicy przeponowej - przemiana na wykresie  $h - x$ .

oblicza się z zależności podanej w tabeli 6.1, wiersz 1. Wydajność wymiennika, wynikająca z jego konstrukcji nigdy nie może być mniejsza od wymaganej, lecz nie powinna przekraczać wymaganej wydajności o więcej niż 10-15%. W przeciwnym wypadku pojawiają się problemy regulacyjne, szczególnie przy częściowym zapotrzebowaniu mocy na podgrzewanie powietrza.

Tabela 6.1. Obliczanie i dobór nagrzewnic wodnych.

L.p.	Wielkość	Zależność obliczeniowa	Jednostka	Uwagi
1.	Moc nagrzewnicy	$\dot{Q}_N = \dot{V} \rho c_p (t_2 - t_1)$	kW	
2.	Temperatura powietrza przed nagrzewnicą $t_1$	temperatura powietrza zewnętrznego $t_z$	°C	
3.		lub temperatura mieszaniny $t_{noz} = a_z^w t_{zoz} + t_w (1 - a_z^w)$	°C	
4.		albo temperatura za wymiennikiem do odzysku ciepła $t_{z2oz} = \eta(t_{w1} - t_{z1oz}) + t_{z1oz}$	°C	
5.	Temperatura powietrza za nagrzewnicą $t_2$	$t_{noz} = t_{poz} - \frac{\dot{Q}_{zjoz}}{\dot{V} \rho c_p}$	°C	jeśli powietrze jest nawiewane do pomieszczenia
6.	Bilans ciepła okresu zimnego $Q_{zjoz}$	$\dot{Q}_{zjoz} = k\dot{Q}_L + m\dot{Q}_T + \dot{Q}_{osw} + \dot{Q}_{str}$	kW	k, m – wsp. zmniejszające, uwzględniające minimalne zyski ciepła w czasie normalnej eksploatacji pomieszczenia
7.	Prędkość przepływu powietrza $w_p$	zaleca się przyjmowanie prędkości $w_p = 2...6$ m/s (w przekroju brutto)	m/s	
8.	Prędkość przepływu wody w rurkach $w_w$	zaleca się przyjmowanie prędkości $w_w = 0,3...1,2$ m/s	m/s	
9.	Liczba rzędów wymiennika R	Prawidłowo zaprojektowana nagrzewnica nie powinna mieć więcej niż 4 rzędy rur ożebrowanych w układzie szachownicowym. Większa liczba rzędów powoduje wzrost oporów przepływu przy niewielkim przyroście wydajności.		

## Chłodzenie powietrza:



**Rys. 6.3.** Chłodzenie powietrza w wymiennikach przeponowych. Przemiana 1 - 2 zachodzi w wyniku o temperaturze ściany  $\vartheta$ , wyżej od temperatury punktu rosy  $R_1$ , powietrza o stanie początkowym 1. Taki proces chłodzenia w urządzeniu klimatyzacyjnym ma miejsce bardzo rzadko. Projektuje się go tylko w przypadku sufitów chłodzących i w niektórych rozwiązaniach klimakonwektorów i wentylokonwektorów.

Przemiana 3 - 4 - ochładzanie i osuszanie powietrza - najczęściej spotykany przebieg procesu w chłodnicy urządzenia klimatyzacyjnego - odbywa się w wymienniku, którego średnia temperatura ściany  $\vartheta$  jest niższa od temperatury punktu rosy ( $R_3$ ) powietrza o stanie początkowym 3.

**UWAGA:** moc chłodnicy oblicza się dwukrotnie:

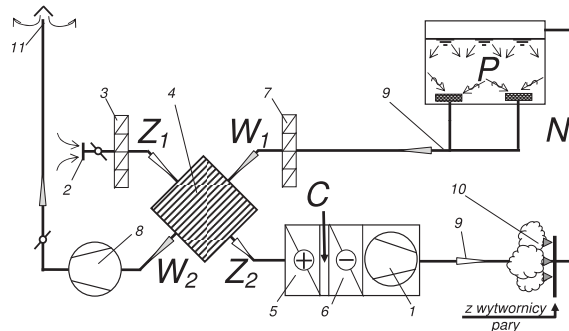
1. Dla warunków obliczeniowych tzn. dla parametrów powietrza występujących w czasie pojawienia się maksymalnych zysków ciepła w pomieszczeniu;
2. Dla warunków odpowiadających maksymalnej temperaturze powietrza zewnętrznego, gdy zyski ciepła wynoszą  $Q_{zj}$ .
3. Parametry powietrza za chłodnicą (najczęściej nawiew) oblicza się wg zależności podanej w tabeli 6.2, wiersz 3, wstawiając zyski ciepła zbudowanego obliczone w godzinie, w której występuje najwyższa temperatura w lipcu i odpowiednią temperaturę w pomieszczeniu, np. obliczoną wg zależności 2.1.

Dla każdego z wymienionych przypadków, do obliczania mocy chłodnicy wyznacza się oddzielnie warunki początkowe i końcowe. Dobiera się wymiennik dla większej mocy obliczonej.

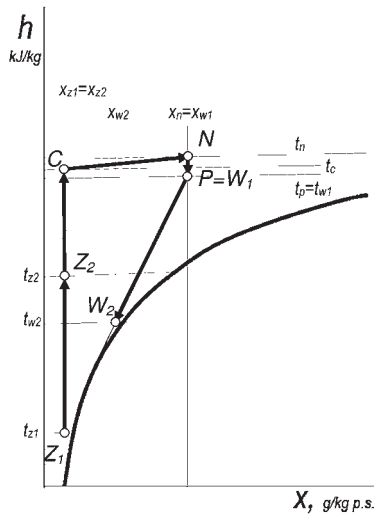
Tabela 6.2. Chłodzenie powietrza bez osuszania i chłodzenie powietrza z osuszaniem.

Lp	Chłodzenie powietrza bez osuszania	Jednoczesne chłodzenie i osuszanie powietrza
1.	moc chłodnicy $\dot{Q}_{ch} = \dot{V}\rho c_p(t_1 - t_2)$ , kW	moc chłodnicy $Q_{CH} = \dot{V}\rho(h_3 - h_4)$ , kW
2.	warunki początkowe $t_1$ temperatura powietrza zewnętrznego $t_z$ lub temperatura mieszaniny: $t_m = a_z^w t_{zoc} + (1 - a_z^w) \cdot t_w$ albo temperatura powietrza za wymiennikiem do odzysku ciepła: $t_{z2oc} = \eta_t(t_{w1} - t_{z1oc}) + t_{z1oc}$	warunki początkowe $h_3$ entalpia powietrza zewnętrznego $h_z$ lub entalpia mieszaniny: $h_m = a_z^w h_{zoc} + (1 - a_z^w) \cdot h_w$ albo entalpia powietrza za wymiennikiem do odzysku ciepła: $h_{z2}^{oc} = \eta_h(h_{w1} - h_{z1}^{oc}) + h_{z1}^{oc}$
3.	warunki końcowe $t_2$ temperatura powietrza nawiewanego: $t_{noc} = t_{poc} - \Delta t_{oc}$ lub $t_{noc} = t_{poc} - \frac{\dot{Q}_{zj}}{\dot{V}\rho c_p}$	warunki końcowe $h_4$ entalpia powietrza nawiewanego odczytana z wykresu h - x w punkcie przecięcia temperatury powietrza nawiewanego i linii przemiany stanu powietrza w chłodnicy
4.	prędkość przepływu powietrza $w_p$ jak dla nagrzewnic	prędkość przepływu powietrza $w_p$ ze względu na kondensację pary wodnej prędkość przepływu powietrza $w_p < 3,0$ m/s; wskazane stosowanie odkraplacza.
5.	Prędkość wody w rurkach chłodnicy $w_w$ 0,3 - 1,2 m/s. Jeżeli jest stosowana ciecz niskokrzepnąca, należy uwzględnić zmianę gęstości i lepkości przy obliczaniu oporów przepływu)	
6.	liczba rzędów wymiennika R ze względu na kondensację pary wodnej stosuje się większą podziałkę żeber. Powoduje to zmniejszenie jednostkowej powierzchni wymiany ciepła i konieczność stosowania większej liczby rzędów rur. Zaleca się $R_{max} = 8$ .	

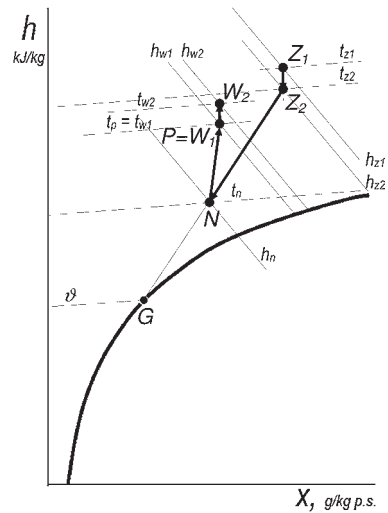
## Uzdatnianie w urządzeniu klimatyzacyjnym – charakterystyczny przebieg przemian stanu powietrza.



Rys. 6.4. Urządzenie klimatyzacyjne z odzyskiem ciepła w krzyżowym wymienniku ciepła i nawilżaniem parą w okresie zimnym. 1. wentylator nawiewny, 2. czerpnia powietrza zewnętrznego, 3. filtr powietrza zewnętrznego, 4. krzyżowy wymiennik ciepła, 5. nagrzewnica, 6. chłodnica, 7. filtr powietrza wywiewnego, 8. wentylator wywiewny, 9. przewody powietrzne, 10. nawilżacz parowy, 11. wyrzutnia. Na schemacie zaznaczono stany powietrza, odpowiadające stanom przedstawionym na wykresach h-x w trakcie procesu uzdatniania (rys. 6.6 i 6.7).



**Rys. 6.5.** Urządzenie klimatyzacyjne z odzyskiem ciepła i nawilżaniem parą. Przemiany stanu powietrza w okresie zimnym.



**Rys. 6.6.** Urządzenie klimatyzacyjne z odzyskiem ciepła i nawilżaniem parą. Przemiany stanu powietrza w okresie ciepłym.

Na rysunkach 6.5. i 6.6. przedstawiono charakterystyczne sekwencje przebiegu uzdatniania powietrza w urządzeniu klimatyzacyjnym z odzyskiem ciepła w wymienniku przeponowym i nawilżaniem parą w okresie zimnym.

- Okres zimny:
- przemiana  $Z_1-Z_2$  – odzysk ciepła w wymienniku przeponowym,
  - przemiana  $Z_2-C$  – ogrzewanie w nagrzewnicy,
  - przemiana  $C-N$  – nawilżanie parą,
  - przemiana  $N-P$  – przemiana w pomieszczeniu (tutaj kompensacja strat ciepła),
  - przemiana  $P=W_1-W_2$  – oziębianie i osuszanie powietrza wywiewanego w wymienniku do odzysku ciepła.
- Okres ciepły:
- przemiana  $Z_1-Z_2$  – odzysk ciepła w wymienniku przeponowym,
  - przemiana  $Z_2-N$  – oziębianie i osuszanie powietrza zewnętrznego w chłodnicy,
  - przemiana  $N-P=W_1$  – asymilacja zbędnego ciepła i wilgoci w pomieszczeniu,
  - przemiana  $W_1-W_2$  – ogrzewanie powietrza wywiewanego w wymienniku do odzysku ciepła.

#### Parowanie wody z powierzchni i zmiany stanu powietrza przy jego kontakcie z wodą.

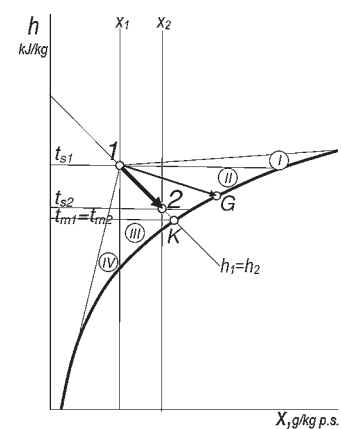
Zakres możliwych przemian stanu powietrza, przedstawiony na wykresie  $h-x$ , zawiera się wewnątrz kąta, utworzonego przez dwie styczne do krzywej nasycenia, przechodzące przez punkt 1 określający stan początkowy powietrza. Kierunek przemiany zależy od temperatury rozpylanej wody (rys 6.7).

Jeżeli temperatura wody jest stała, to położenie punktu końcowego przemiany G jest stałe. W sektorach I, II i III powietrze nawilża się; w sektorze IV ulega osuszeniu (temperatura wody jest niższa od temperatury punktu rosy powietrza). Na granicy sektorów II i III na wykresie  $h-x$  przebiega, najczęściej stosowana w praktyce, przemiana **adiabatyczna**. W tym procesie temperatura wody jest równa temperaturze termometru mokrego stanu początkowego powietrza  $t_w = t_{m1} = t_k = idem$ . Temperatura ta nazywana jest **graniczną temperaturą chłodzenia** i zależy tylko od stanu powietrza wpływającego do komory, pod warunkiem braku wymiany ciepła z otoczeniem. Charakterystyka eksploatacyjna komory zraszania podaje zależność efektywności procesu od parametrów pracy urządzenia. Najistotniejszymi parametrami są:

- temperatura i wilgotność powietrza na wlocie do komory;
- prędkość przepływu powietrza ( $w_{max} < 3,0$  m/s);
- strumień wody zraszającej;
- jakość rozpylania wody przez dysze (średnica kropelek);

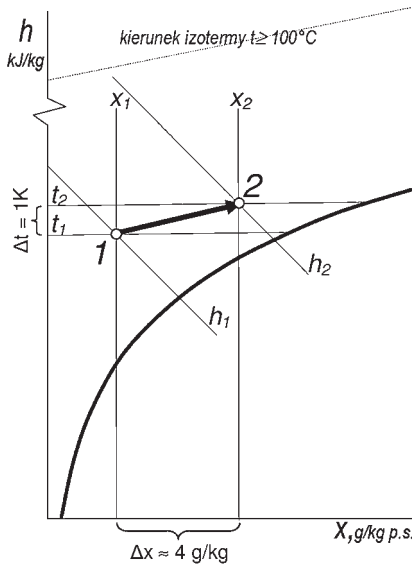
Nawilżanie powietrza poprzez bezpośredni kontakt z wodą odbywa się w:

- komorach zraszania,
- komorach o powierzchniach zraszanych,
- w komorach z dyszami dwuczynnowymi lub
- w wyniku rozpylenia wody w pomieszczeniu przez rozpylacze mechaniczne, dwuczynnowe lub ultradźwiękowe.



**Rys. 6.7.** Zakres możliwych przemian stanu powietrza przy kontakcie z wodą w komorze zraszania.

### Przemiana stanu powietrza przy wtrysku pary wodnej.



Rys. 6.8. Przemiana stanu powietrza przy nawilżaniu parą.

Kierunek przemiany stanu powietrza przy nawilżaniu parą wodną jest zgodny z kierunkiem izotemy pary  $t$  (rys. 6.8). Przyrost temperatury powietrza o  $\Delta t = 1\text{K}$  odpowiada w przybliżeniu przyrostowi zawartości wilgoci o  $\Delta x = 4\text{ g/kg}$  s.p.

Wydajność nawilzacza parowego  $\dot{m}_o$  oblicza się z zależności:

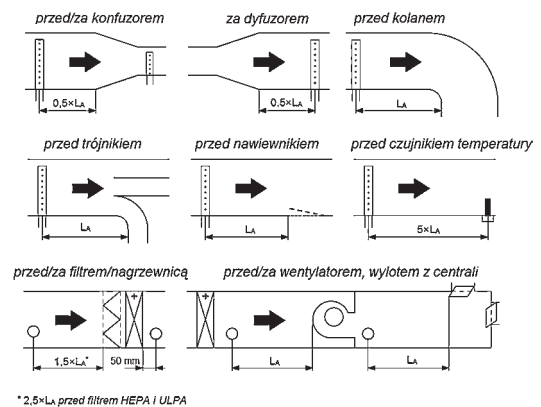
$$\dot{m}_o = \dot{V}\rho(x_2 - x_1), \text{ kg/s} \quad (6.5)$$

Przyrost zawartości wilgoci odczytuje się z wykresu  $h - x$ , na którym przedstawiono przemianę stanu powietrza w procesie jego uzdatniania.

Para wodna, wyływająca z lancy nawilzacza musi być całkowicie zasymilowana przez powietrze. Konieczne jest zachowanie minimalnej **długości strefy asymilacji**  $L_A$  w przewodzie za nawilżaczem (w kierunku przepływu powietrza). Orientacyjne wartości podano w tabeli 6.3., ważne w przedziale temperatury powietrza nawilżanego  $t = +15...+30^\circ\text{C}$ . Na rys. 6.9 przedstawiono szczególne przypadki wymagań dotyczących montażu lancy nawilzacza parowego.

Tabela 6.3. Wymagana długość strefy asymilacji  $L_A$ , mm.

Wilgotność względna powietrza przed nawilżeniem $\varphi_{1r}$ , %	Wilgotność względna powietrza nawilżonego $\varphi_{2r}$ , %					
	40	50	60	70	80	90
5	900	1100	1400	1800	2300	3500
10	800	1000	1300	1700	2200	3400
20	700	900	1200	1500	2100	3200
30	500	900	1000	1400	1900	2900
40	-	500	800	1200	1700	2700
50	-	-	500	1000	1500	2400
60	-	-	-	700	1200	2100
70	-	-	-	-	800	1700



\*  $2,5 \times L_A$  przed filtrem HEPA i ULPA

Rys. 6.9. Szczególne przypadki wymaganej długości strefy asymilacji.

## 6.2. Odzysk ciepła w urządzeniach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych

### Recyrkulacja

Najprostszym i najtańszym sposobem odzyskania części energii z powietrza usuwanego z pomieszczenia jest częściowa recyrkulacja (rys. 6.1). Wolno to zrobić, jeżeli powietrze usuwane z pomieszczenia nie zawiera substancji szkodliwych lub nieprzyjemnych zapachów. Stosując recyrkulację powietrza należy, zachować co najmniej minimalny udział powietrza zewnętrznego w wentylującym

$$a_z^w = \frac{n\dot{v}_{z1}}{\dot{V}} \geq 0,1 \quad (6.6)$$

gdzie:  $\dot{v}_{z1}$  – minimalny strumień powietrza zewnętrznego dla jednej osoby,  $\text{m}^3/\text{h}$ , os

Dla wykorzystania energii zawartej w powietrzu usuwanym z pomieszczeń wentylowanych (klimatyzowanych) celem zmiany parametrów powietrza nawiewanego do tych samych pomieszczeń, stosowane są wymienniki do odzysku energii (tabela 6.4.).

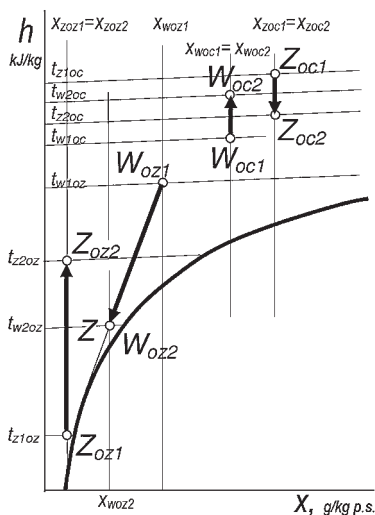


Tabela 6.4. Klasyfikacja wymienników stosowanych do odzysku energii w wentylacji i klimatyzacji.

Wymienniki rekuperacyjne (wymiana ciepła jawnego)	bezpośrednia wymiana ciepła	wymienniki płytowe wymienniki z rur gładkich
	wymienniki ciepła z obiegiem czynnika pośredniczącego	wymienniki z wymuszonym obiegiem czynnika pośredniczącego wymienniki ciepła termowodowe (rurki ciepła)   grawitacyjne (termosyfonowe) kapilarne
Wymienniki regeneracyjne (z roztworem lub masą akumulacyjną)	wymienniki bezprzeponowe z roztworem akumulacyjnym	
	wymienniki z masą akumulacyjną	szybkoobrotowe wymienniki ciepła
		wolnoobrotowe wymienniki ciepła
		wymienniki ciepła i masy z wypełnieniem nieruchomym
Pompy ciepła		

### Wymienniki rekuperacyjne (odzysk ciepła jawnego).

Najbardziej popularne, ze względu na prostotę budowy i pewność działania, są **płytowe wymienniki przeponowe** o przepływie krzyżowym, przeciwprądowym lub krzyżowo-przeciwprądowym, **wymienniki przeponowe z czynnikiem pośredniczącym** (również z rurkami ciepła) oraz **wymienniki obrotowe z wypełnieniem metalowym**, w których w okresie zimnym może odbywać się odzysk ciepła całkowitego.



Rys. 6.10. Przemiany stanu powietrza w rekuperatorze w warunkach okresu ciepłego i zimnego.

W okresie zimnym powietrze wywiewane oddaje ciepło jawne i ciepło utajone kondensacji, w wyniku czego obniżają się jego podstawowe parametry ( $t$ ,  $h$ ,  $x$ ). Powietrze zewnętrzne ogrzewa się od stanu początkowego  $Z_{oz1}$  do stanu końcowego  $Z_{oz2}$  przy stałej zawartości wilgoci. Kondensująca para wodna z powietrza wywiewanego jest usuwana na zewnątrz.

### Wymienniki regeneracyjne (odzysk ciepła całkowitego).

Urządzenia regeneracyjne wykorzystują masę albo roztwór akumulujący ciepło z jednego strumienia powietrza i oddający zakumulowaną energię drugiemu strumieniowi powietrza. Mogą to być wymienniki obrotowe, wymienniki z nieruchomą masą akumulacyjną albo zespoły wymienników z obiegiem roztworu sorpcyjnego.

W ciągu całego roku w wymienniku regeneracyjnym odbywa się jednoczesna wymiana ciepła i masy (rys. 6.11). W okresie ciepłym powietrze usuwane  $W_{oc1}$  podgrzewa się i nawilża do stanu  $W_{oc2}$ . Powietrze zewnętrzne o stanie  $Z_{oc1}$ , kontaktując się z chłodnym i suchym wypełnieniem zmienia stan do punktu  $Z_{oc2}$  o niższej temperaturze i zawartości wilgoci.

W okresie zimnym masa akumulacyjna wymiennika ogrzewa się i absorbuje parę wodną z powietrza wywiewanego o stanie  $W_{oz1}$ , a powietrze ochładza się i osusza do stanu  $W_{oz2}$ . Powietrze zewnętrzne o niskiej temperaturze  $t_{zoz1}$  i ma-

Problemem eksploatacyjnym jest oszranianie kanałów do przepływu powietrza w okolicach wylotu po stronie wywiewnej, występujące przy ujemnych temperaturach powietrza zewnętrznego. Problem ten można rozwiązać w dwojaki sposób:

- zainstalowanie obejścia wymiennika po stronie powietrza zewnętrznego. Mogą wtedy wystąpić silne wahania temperatury powietrza nawiewanego, o ile projektant nie przewidzi odpowiedniej rezerwy mocy nagrzewnicy powietrza.
- zainstalowanie przed wymiennikiem do odzysku ciepła, po stronie powietrza zewnętrznego, dodatkowej nagrzewnicy wstępnej, działającej w okresie występowania najniższych temperatur. Stosowane jest również podgrzewanie powietrza wywiewanego przed wymiennikiem do odzysku ciepła.

Obejście wymiennika jest wykorzystywane również w okresie ciepłym wtedy, gdy temperatura powietrza wywiewanego jest wyższa od temperatury powietrza zewnętrznego oraz do regulacji sprawności odzysku ciepła w okresach przejściowych.

Na wykresie  $h-x$  (rys. 6.10), przedstawiono przemiany stanu powietrza podczas odzysku ciepła w wymienniku rekuperacyjnym. W okresie ciepłym powietrze wywiewane, o temperaturze początkowej  $t_{woc1}$  ogrzewa się do temperatury  $t_{woc2}$ , a temperatura powietrza zewnętrznego obniża się od  $t_{zoc1}$  do temperatury  $t_{zoc2}$ . Zawartość wilgoci nie zmienia się.

łej zawartości wilgoci, kontaktując się wypełnieniem akumulacyjnym, ogrzewa się i nawilża do stanu  $Z_{oz2}$ .

Wymienników obrotowych i z nieruchomą masą akumulacyjną nie stosuje się w klimatyzacji pomieszczeń o podwyższonych wymaganiach odnośnie czystości powietrza, pomieszczeń, w których wydzielane są zanieczyszczenia szkodliwe dla człowieka oraz w instalacjach wentylacyjnych obsługujących pomieszczenia o dużych zyskach wilgoci.

W systemach klimatyzacji pełnej, kiedy jest istotne odzyskanie ciepła całkowitego (ciepła jawnego i pary wodnej) z powietrza wywiewanego, należy stosować wymienniki z wypełnieniem sorpcyjnym.

### Efektywność odzysku energii

Przy równych strumieniach powietrza zewnętrznego i wywiewanego, dla wymienników regeneracyjnych, efektywność odniesiona do powietrza zewnętrznego jest równa efektywności odniesionej do powietrza usuwanego.

Efektywność odzysku ciepła jawnego (temperaturowa)

$$\eta_t = \frac{t_{z2} - t_{z1}}{t_{w1} - t_{z1}} \quad (6.7) \quad \text{lub} \quad \eta_t = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{t_{w1} - t_{z1}} \quad (6.7a)$$

Istnieją analogiczne zależności dla efektywności odzysku ciepła całkowitego (entalpijnej) i odzysku wilgoci.

W wysokosprawnych wymiennikach do odzysku ciepła całkowitego efektywność temperaturowa równa jest efektywności odzysku entalpijnej i wilgotnościowej  $\eta_t = \eta_h = \eta_x$ . W wymiennikach rekuperacyjnych, gdzie proces podgrzewania powietrza zewnętrznego odbywa się przy  $x = \text{idem}$ , efektywność odzysku wilgoci  $\eta_x = 0$ .

Jeśli strumienie powietrza zewnętrznego i wywiewanego nie są równe, sprawność odzysku ciepła oblicza się z zależności:

$$\eta_t = \frac{\dot{m}_z(t_{z2} - t_{z1})}{\dot{m}_w t_{w1} - \dot{m}_z t_{z1}} \quad (6.8) \quad \text{albo} \quad \eta_h = \frac{\dot{m}_z(h_{z2} - h_{z1})}{\dot{m}_w h_{w1} - \dot{m}_z h_{z1}} \quad (6.8a)$$

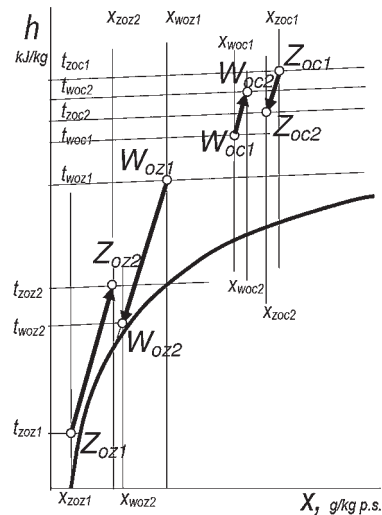
Przy projektowaniu urządzeń wentylacyjnych najbardziej interesująca jest temperatura powietrza zewnętrznego za wymiennikiem do odzysku ciepła. Jest to punkt wyjścia do obliczenia i doboru nagrzewnicy powietrza nawiewanego.

$$t_{z2} = \eta(t_{w1} - t_{z1}) + t_{z1} \quad (6.9)$$

Wartość temperatury końcowej powietrza wywiewanego  $t_{w2}$  decyduje o oszranianiu powierzchni wymiennika po stronie powietrza wywiewanego przy niskich temperaturach powietrza zewnętrznego. Temperaturę końcową powietrza wywiewanego oblicza się:

$$t_{w2} = t_{w1} - \eta(t_{w1} - t_{z1}) \quad (6.10)$$

Jeśli temperatura końcowa powietrza wywiewanego  $t_{w2}$  będzie ujemna, oszranianie wymiennika rekuperacyjnego z bezpośrednią wymianą ciepła (np. płytowego, krzyżowego) jest pewne. W praktyce, aby uniknąć oszraniania tego typu wymienników do odzysku ciepła zaleca się utrzymanie temperatury powietrza wywiewanego za wymiennikiem  $t_{w2} > +2^\circ\text{C}$ . W wymiennikach obrotowych i z czynnikiem pośredniczącym, ze względu na akumulację energii w masie akumulacyjnej i przewodzenie ciepła w metalowym wypełnieniu rotora problem oszraniania jest bardziej złożony i brak jednoznacznych informacji na temat granicy bezpieczeństwa.



Rys. 6.11. Przemiany stanu powietrza w re-generatorze w okresie ciepłym i zimnym

## 7. Filtry i filtracja powietrza

Powietrze atmosferyczne, a także powietrze usuwane z pomieszczeń, zawsze zawiera pewną ilość zanieczyszczeń pochodzących ze źródeł naturalnych, bądź będących efektem działalności człowieka. Zanieczyszczenia powietrza, występujące w fazie stałej, nazywamy pyłami.

Dobierając filtr powietrza należy kierować się następującymi parametrami jego pracy:

- sprawność – określana jako stosunek liczby (masy) ziaren pyłu zatrzymanych na filtrze do ich całkowitej ilości (masy) w powietrzu wprowadzanym do filtra, przy określonej wielkości ziaren;
- pojemność robocza – masa pyłu zatrzymana na filtrze o określonej powierzchni napływu powietrza, do chwili osiągnięcia ustalonej wartości oporu przepływu powietrza przez filtr;
- opór przepływu powietrza filtra.

Okres użytkowania filtra zależy od stężenia pyłów w oczyszczanym powietrzu i czasu eksploatacji urządzenia wentylacyjnego w ciągu doby.

Filtry klasy G (włókninowe) zazwyczaj dają możliwość kilkakrotnej (4-5 razy) regeneracji poprzez trzepanie lub pranie w standardowych środkach piorących. Filtry wyższych klas montowane są jako drugi lub trzeci stopień oczyszczania i są zawsze filtrami jednokrotnego użytku.

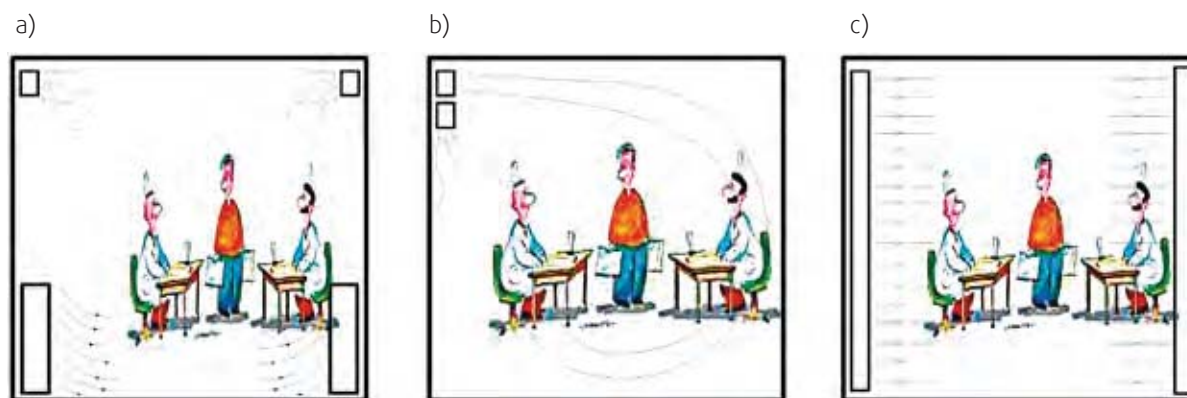
**Tabela 7.1.** Prędkość napływu, prędkość filtracji i opory przepływu powietrza w filtrach.

Klasa filtra	G	M i F	H	U
Prędkość napływu powietrza, m/s	1,5	1,0 – 2,5	0,3 – 1,0	
Prędkość filtracji, m/s	1,5	0,07 – 0,15	0,01 – 0,10	
Opór czystego filtra, Pa	50 - 75	150	200 - 300	
Dopuszczalny opór filtra, Pa	< 350	< 450	500	
Średni czas eksploatacji (praca 8 h/dobę)	2 do 20 tygodni	do 8 miesięcy	8 do 48 miesięcy	

Podział filtrów	Klasy filtrów według:		Średnia dokładność oczyszczania Am lub Em, %	Rodzaj zatrzymywanych zanieczyszczeń		Typowe zastosowanie
	DIN 24185 DIN 24184 (EUROVENT)	PN-B-76003		Skuteczność dobra i bardzo dobra	Ograniczona skuteczność	
EN 779:2012	G1	EU1	A1/A2	50 - 65	owady, włókna np. bawełniane, piasek	jako ochrona przed insektami w urządzeniach centralnych
	G2	EU2	B1	65 - 80	większe pyłki roślin	filtry wstępne i obiegowe dla urządzeń o niskich wymaganiach dotyczących czystości powietrza;
	G3	EU3	B2	80 - 90	większe pyłki roślin, gruby pył metalurgiczny	filtry powietrza usuwanego w komorach lakierniczych i kuchniach; klimatyzatory autonomiczne (w tym okienne); filtr wstępny dla filtrów klasy M6...F8
	G4	EU4	C	> 90	pyłki roślin, gruby pył metalurgiczny	filtr wstępny dla pom. produkcyjnych, magazynów itp.
Filtry wstępne (zgrubne)	M5	EU5		40 - 60		
	M6	EU6		60 - 80	pyłki roślin, gruby pył metalurgiczny	filtry wstępne i obiegowe w centralach wentylacyjnych; filr końcowy w systemach wentylacji sklepów, biur, domów towarowych oraz niektórych pomieszczeń produkcyjnych; filtr wstępny dla filtrów klasy F9...H11.
Filtry średnie	F7	EU7		80 - 90	wszystkie rodzaje pyłu, sadza, mgła olejowa, zarodniki grzybów	filtr końcowy w urządzeniach klimatyzacyjnych dla pomieszczeń biurowych, produkcyjnych, rozdzielniach elektrycznych, telefonicznych, szpitalach, ETO;
	F8	EU8		90 - 95	rodzaje pyłu, sadza, mgła olejowa, bakterie	filtr wstępny dla filtrów klasy H11 i H12 z węglem aktywowanym
Filtry dokładne	F9	EU9	Q	> 95		
	H10	EU10		85		
	H11	EU11	R	95	bakterie, dym tytoniowy, wszystkie rodzaje dymów i aerozoli (wysoka skuteczność)	filtr końcowy dla pomieszczeń o podwyższonych i wysokich wymaganiach dotyczących czystości powietrza (laboratoria, zakłady produkcji żywności, mechanika, precyzyjna, elektronika, aparatura medyczna)
	H12	EU12		99,5		filtr końcowy dla pomieszczeń czystych klasy M6.5, M5.5.
HEPA	H13	EU13	S	99,95	bakterie, pył radioaktywny, dym tytoniowy, wszystkie rodzaje dymów i aerozoli (wysoka skuteczność)	filtr końcowy dla pomieszczeń czystych klasy M4.5 i M3.5; filtr końcowy w schronach
	H14	EU14	ST	99,995		filtr powietrza usuwanego w pomieszczeniach techniki jądrowej; filtr powietrza usuwanego z sal operacyjnych i zabiegowych, intensywnej opieki medycznej, oddziałów zakaźnych i izolatek.
ULPA	U15	EU15	T	99,9995		
	U16	EU16	U	99,99995		
	U17	EU17	V	99,999995		
						filtr końcowy dla pomieszczeń czystych klasy M2.5 i M1.5; filtr powietrza nawiewanego do pomieszczeń produkcyjnych w farmacji i w technice genowej.

## 8. Organizacja wymiany powietrza w pomieszczeniach i dobór nawiewników

Rozróżnia się trzy podstawowe rodzaje przepływu powietrza przez pomieszczenia: przepływ **wyporowy**, przepływ **mieszający**, przepływ **łokowy**. Określenia te służą do zdefiniowania różnych systemów wentylacji i opisują teoretyczne możliwości rozdziału powietrza w pomieszczeniach. Praktycznie, w tym samym pomieszczeniu, mogą zaistnieć jednocześnie dwie lub trzy formy przepływu powietrza.



Rys. 8.1. Podstawowe rodzaje przepływu powietrza przez pomieszczenie a) wyporowy, b) mieszający, c) łokowy.

### Przepływ wyporowy

Przepływ wyporowy stosuje się zazwyczaj w pomieszczeniach o znacznych zyskach ciepła występujących głównie w strefie przebywania ludzi. Zasadą działania tego systemu jest nawiew powietrza o temperaturze niższej od temperatury strefy pracy o 2-3K. Prędkość napływu powietrza z nawiewników (podłogowych lub przyściennych) jest bliska prędkości zapewniającej komfort cieplny. Powietrze przepływając przez strefę pracy asymiluje zyski ciepła oraz absorbuje zanieczyszczenia. Ogrzewając się konwekcyjnie, przepływa ku górnej strefie pomieszczenia, gdzie zlokalizowane są otwory wywiewne, przez które powietrze „zużyte” usuwane jest z pomieszczenia. Temperatura powietrza wywiewanego z pomieszczenia może być o 7-12K wyższa od temperatury powietrza nawiewanego. W pomieszczeniach wentylowanych w tym systemie można zauważyć w miarę równomierny rozkład temperatury powietrza na wysokości.

### Przepływ mieszający

Przepływ mieszający charakteryzuje się równomiernym rozcieńczaniem zanieczyszczeń (w tym ciepła i pary wodnej) w całej objętości pomieszczenia. Jest najczęściej stosowanym rodzajem przepływu powietrza w pomieszczeniach bytowych. Zasadą działania tego systemu jest nawiew powietrza (zwykle z górnej części pomieszczenia) o temperaturze niższej od temperatury strefy pracy o 5-8K. Prędkość napływu powietrza z nawiewników jest znacznie większa od 1 m/s i zależy od zasięgu działania nawiewnika. Powietrze przepływając przez pomieszczenie asymiluje zyski ciepła i lekko ogrzane dociera do strefy pracy zapewniając w niej wymagane warunki komfortu cieplnego (m.in. temperaturę i prędkość).

### Przepływ łokowy

Najrzadziej stosowany rodzaj przepływu powietrza przez pomieszczenia. Stosowany w pomieszczeniach o bardzo wysokiej klasie czystości. Charakteryzuje się równomiernym rozcieńczaniem zanieczyszczeń w funkcji odległości od elementu nawiewnego. Dostarczanie powietrza do pomieszczenia najczęściej odbywa się przez duże powierzchnie perforowane. Zasadą działania tego systemu jest nawiew powietrza o temperaturze niższej od temperatury strefy pracy o 2-3K, z prędkością wypływu powietrza z nawiewników bliską prędkości zapewniającej komfort cieplny.

### 8.1. Organizacja wymiany powietrza w pomieszczeniach

Mechanizm działania wentylacji i klimatyzacji polega na ciągłej wymianie powietrza w pomieszczeniu. Powietrze przepływając przez pomieszczenie absorbuje zbędne obciążenie cieplne oraz wydzielające się w pomieszczeniu substancje zanieczyszczające. Wypływając z pomieszczenia powietrze niesie ze sobą przejęty ładunek ciepła i zanieczyszczeń. Powietrze „zużyte” wymieniane jest w procesie ciągłym na powietrze „świeże” bogate w tlen i wolne od zanieczyszczeń. Jeżeli strumień powietrza wentylującego pomieszczenie jest odpowiednio duży, a powietrze przepływając przez pomieszczenie absorbuje

obciążenie cieplne i zanieczyszczenia w sposób równomierny, to temperatura i stężenie substancji zanieczyszczającej nie przekroczą wartości dopuszczalnych. Uzyskanie właściwego i zadawalającego efektu działania wentylacji można osiągnąć tylko wtedy, gdy przepływ powietrza przez pomieszczenie będzie stosunkowo równomierny w całej objętości pomieszczenia. Dobór właściwej organizacji wymiany powietrza w pomieszczeniu (lokalizacja i rodzaj elementów nawiewnych i wywiewnych w pomieszczeniu i względem siebie) ma decydujący wpływ na spełnienie zadania wentylacji czy klimatyzacji.

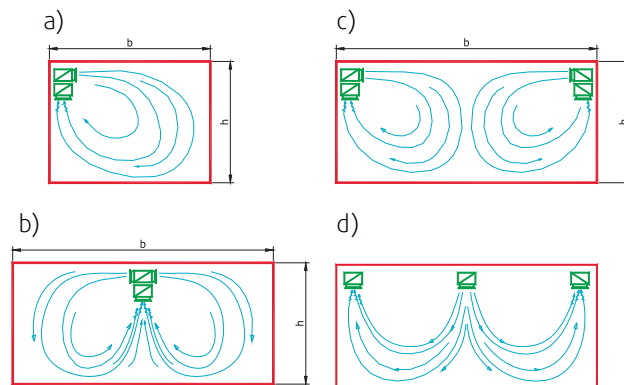
Wyróżnia się cztery podstawowe rodzaje organizacji wymiany powietrza w pomieszczeniach, które uwzględniają lokalizację nawiewników i wywiewników w pomieszczeniu, a tym samym kierunek przepływu powietrza w pomieszczeniu: a) z góry-do dołu, b) z góry-do góry, c) z dołu-do góry, d) z dołu-do dołu. Przykładowe schematy organizacji wymiany przepływu powietrza przez pomieszczenie zamieszczono na rys. 8.2 do 8.5.

Warunkiem prawidłowej organizacji wymiany powietrza w pomieszczeniu jest:

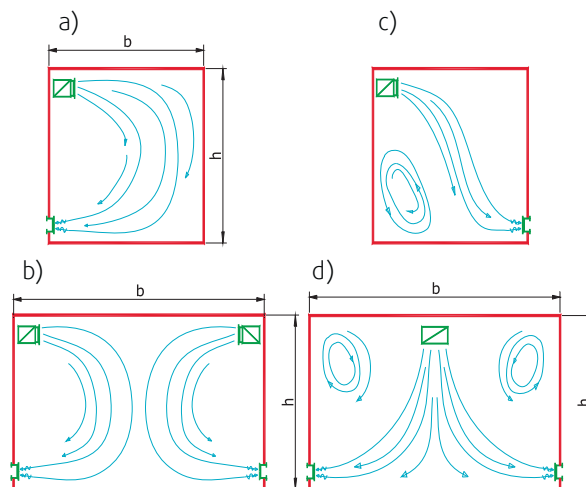
- właściwe, pod względem zdolności przewietrzenia pomieszczenia, usytuowanie otworów nawiewnych i wywiewnych (rozmieszczenie niepowodujące w pomieszczeniu stref niewentylowanych, tzw. stref martwych),
- odpowiednie rozmieszczenie otworów nawiewnych i wywiewnych w stosunku do usytuowania źródeł ciepła i emisji substancji szkodliwych,
- ukierunkowanie strumieni powietrza nawiewanego oraz nadanie im takich prędkości, które zapewnią właściwe wentylowanie (przewietrzenie) strefy przebywania ludzi uzdatnionym powietrzem nawiewanym oraz brak odczucia przeciągów.

Wybór organizacji wymiany powietrza zależy głównie od:

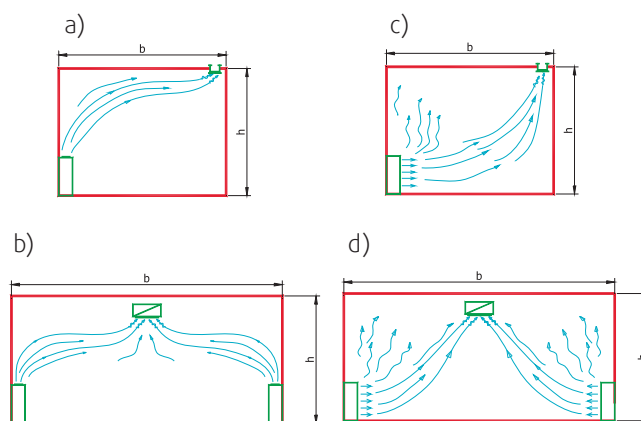
- przeznaczenia budynku bądź pomieszczenia klimatyzowanego lub wentylowanego,
- zadań, które muszą być spełnione przez powietrze (asymilacja zysków ciepła, wilgoci, zanieczyszczeń),
- kształt, wymiary, wyposażenie i wystrój wnętrza,
- warunki architektoniczno-budowlane (konstrukcyjne) związane z możliwością rozprowadzenia kanałów nawiewnych i wywiewnych oraz zainstalowania elementów nawiewnych i wywiewnych.



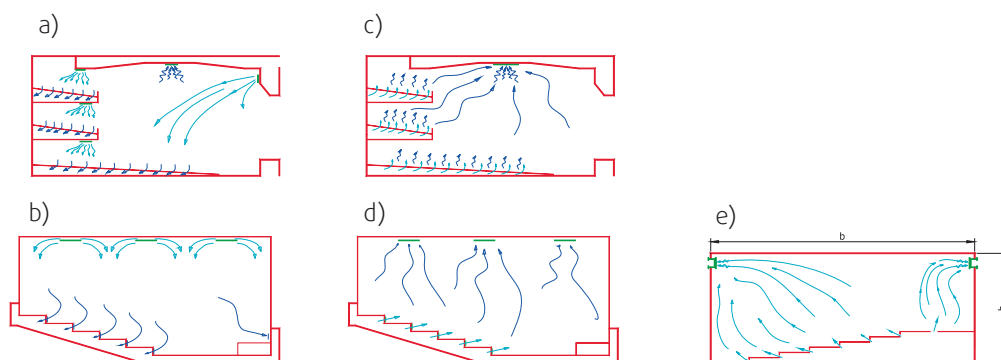
**Rys. 8.2.** Organizacja wymiany powietrza w pomieszczeniu typu góra-góra; a) nawiew jednostronny, b), c), d) nawiew dwustronny. Możliwe do wykorzystania elementy nawiewne – kratki, nawiewniki specjalne, nawiewniki sufitowe (w tym anemostaty).



**Rys. 8.3.** Organizacja wymiany powietrza w pomieszczeniu typu góra-dół, a) (na przegrody zewnętrzne), b) nawiew dwustronny, c) nawiew jednostronny, d) nawiew dwustronny z niewłaściwie zlokalizowanymi otworami wywiewnymi – układ sprzyjający powstawaniu stref martwych. Możliwe do wykorzystania elementy nawiewne – kratki, nawiewniki sufitowe lub specjalnego przeznaczenia (w tym anemostaty).



**Rys. 8.4.** Organizacja wymiany powietrza w pomieszczeniu typu dół-góra. Nawiew powietrza realizowany przez nawiewniki wyporowe.



**Rys. 8.5.** Organizacja wymiany powietrza w dużych salach o znacznym zagęszczeniu ludzi. W przypadku nawiewu z górnej części pomieszczenia do zastosowania - dysze lub kratki nawiewne lub nawiewniki wirowe do pomieszczeń wysokich. W przypadku nawiewu z dolnej części pomieszczenia do zastosowania - nawiewniki podłogowe.

Wielkościami charakterystycznymi, które muszą być znane na etapie doboru nawiewników są:

- strumień powietrza nawiewanego do pomieszczenia  $V$ , w  $\text{m}^3/\text{h}$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),
- zasięg strugi nawiewnej, m,
- obszar działania nawiewnika,
- wysokość montażu nawiewnika,
- usytuowanie nawiewnika (montowane w płaszczyźnie stropu podwieszanego lub swobodnie zawieszony)
- różnica pomiędzy temperaturą powietrza w pomieszczeniu oraz powietrza nawiewanego latem i zimą.

## 8.2. Dobór elementów nawiewnych i wywiewnych

Warunkiem utrzymania w strefie pracy parametrów komfortu cieplnego na oczekiwanym poziomie jest między innymi prawidłowy dobór elementów nawiewnych oraz właściwa lokalizacja elementów wywiewnych względem elementów nawiewnych. Nawet przy najlepiej pracujących centrali wentylacyjnej oraz urządzeniu żebniczym zadanie wentylacji nie będzie spełnione jeżeli wymiana powietrza w pomieszczeniu nie będzie właściwa. Dlatego, przy wcześniej określonej organizacji wymiany powietrza w pomieszczeniu, bardzo ważnym jest prawidłowy dobór rodzaju nawiewnika oraz wymaganej liczby elementów nawiewnych. Zależy to od:

- strumienia powietrza wentylującego,
- zasięgu działania nawiewnika i dopuszczalnej prędkości w strefie pracy,
- obszaru działania nawiewnika,
- wysokości montażu nawiewnika,
- możliwości usytuowania nawiewnika oraz elementu wywiewnego w pomieszczeniu (montowane w płaszczyźnie stropu podwieszanego lub swobodnie zawieszony),
- różnicy pomiędzy temperaturą powietrza w pomieszczeniu oraz powietrza nawiewanego latem i zimą,

- różnicy pomiędzy temperaturą w pomieszczeniu, a temperaturą powietrza  $\Delta t_x$  w miejscu wejścia strumienia w strefę pracy; dla pomieszczeń bytowych różnica ta nie powinna być większa od 1K,
- zdolności chłodzącej strumienia określonej dla zasięgu działania nawiewnika,
- dopuszczalnego poziomu natężenia dźwięku dla pomieszczenia, w którym ma być zamontowany nawiewnik.

### **Zakres działania nawiewnika**

Uzyskanie dobrej cyrkulacji powietrza w pomieszczeniu, a szczególnie w strefie przebywania ludzi jest związane z prawidłowym określeniem zakresu działania lub długości strefy działania nawiewnika. Długość strefy najczęściej określana jest jako odległość ściany od nawiewnika lub jako połowa odległości między dwoma sąsiednimi nawiewnikami.

### **Zasięg nawiewnika**

W kartach katalogowych najczęściej pojawia się określenie zasięgu -  $L_{(0,2)}$ . Tak określony zasięg może być definiowany jako maksymalna odległość od środka nawiewnika do linii stałej prędkości strumienia równej 0,2 m/s przy nawiewie izotermicznym. Odległość ta jest mierzona zgodnie z ISO 5219. Przy pomiarze zasięgu wszystkie nawiewniki, które są stosowane w pomieszczeniach komfortu cieplnego, dla celów badań montowane są w stropie.

W pomieszczeniach komfortu cieplnego, a więc także pomieszczeniach w budynkach użyteczności publicznej przyjmuje się, iż dopuszczalna prędkość w strefie przebywania ludzi wynosi ok. 0,2 m/s. Dotyczy to szczególnie obiektów, w których powietrze nawiewane ma znacznie niższą temperaturę niż temperatura pomieszczenia.

### **Wysokość montażu nawiewników sufitowych**

Większość charakterystyk dotyczących zasięgu oraz zakresu działania nawiewników sufitowych dotyczy nawiewników montowanych na wysokości ok. 2,8 m. Jeżeli w rzeczywistości nawiewnik będzie montowany wyżej, wówczas należy uwzględnić dodatkową wysokość jako dystans dla zmniejszenia prędkości strugi powietrza.

### **Wpływ stropu**

Wpływ powietrza z nawiewników montowanych w płaszczyźnie sufitu uwzględnia tzw. efekt Coandy. Efekt Coandy związany jest z przyklejaniem się strug nawiewnych do przegrody, w wyniku czego zasięg strugi ulega wydłużeniu. Najczęściej w kartach katalogowych podane są charakterystyki wykonane dla nawiewników zawieszonych w płaszczyźnie stropu. Natomiast, jeśli mają być one zamontowane ok. 300 mm poniżej stropu - zasięg nawiewnika ulega skróceniu.

### **Wzajemne oddziaływanie nawiewników**

Niemal zawsze powietrze jest dostarczane do pomieszczenia przez więcej niż jeden nawiewnik. Jeśli są one usytuowane zbyt blisko siebie, wówczas zasięg strug ulega zmianie - wydłuża się. Jest to związane z nakładaniem się strug nawiewnych, a zatem zwiększaniem ich prędkości. Zwiększenie zasięgu zależne jest od liczby nawiewników oraz od odległości pomiędzy nawiewnikami. Na etapie projektu sprawdzić należy, czy przyjęty rozstaw nawiewników jest prawidłowy i czy nie będzie powodował pojawienia się przeciągów w pomieszczeniu.

### **Nawiew nieizotermiczny**

Rzadko (w praktyce prawie nigdy) zdarza się, że temperatura powietrza nawiewanego do pomieszczenia jest taka sama jak temperatura powietrza w pomieszczeniu. Jeżeli strumień powietrza nawiewanego danym nawiewnikiem się nie zmienia, a różnica temperatur tak - wówczas zauważa się zmianę zasięgu. Zjawisko to należy zawsze uwzględniać przy doborze elementów nawiewnych. Dobór nawiewnika musi być poprzedzony określeniem maksymalnej różnicy temperatur pomiędzy powietrzem nawiewanym a powietrzem w pomieszczeniu. Większy zasięg osiąga się przy nawiewie powietrza o wyższej temperaturze od temperatury powietrza w pomieszczeniu.

Uwzględnienie współczynnika, korygującego inną różnicę temperatur pomiędzy powietrzem nawiewanym i powietrzem w pomieszczeniu, niż ta, w której wykonywane były badania spowoduje, że w rzeczywistych warunkach nawiewnik będzie pracował zgodnie z założeniami, zatem w strefie przebywania ludzi zachowane będą odpowiednie - zgodne z wymaganymi - prędkości. Wskutek różnicy temperatur, a co za tym idzie - różnicy gęstości - zachodzi odchylenie osi strumienia. Dokładne określenie kształtu oraz wielkości odchylenia może zostać wyznaczone przez uwzględnienie wzajemnego oddziaływanie sił wyporu i bezwładności, opisanych formułą, nazywaną liczbą Archimedesesa.

$$Ar = g \frac{(t_1 - t_p) d_0}{T_p v_{o1}^2} \quad (8.1)$$



W wyrażeniu tym oznaczono:  $d_o$  – średnica otworu kołowego o takiej samej powierzchni otworu jak otwór wylotowy, m. Istotnym jest, że przy tym samym strumieniu powietrza nawiewanego, jego prędkości oraz różnicy temperatur, wypływ z otworu nieprzesłoniętego będzie charakteryzował się zawsze mniejszą liczbą Archimedesusa [3] w porównaniu ze strumieniem wypływającym z otworu przesłoniętego. Zatem strumienie wypływające z otworów przesłoniętych (typowe rozwiązania w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych) charakteryzują się mniejszą bezwładnością, a co za tym idzie, wpływ sił wyporu jest tu o wiele większy.

Siły wyporu powodują w strugach powietrza nawiewanego:

- odchylenie osi strugi od poziomu w górę (gdy temperatura powietrza nawiewanego jest wyższa od temperatury otoczenia) lub w dół (gdy temperatura powietrza nawiewanego jest niższa od temperatury otoczenia);
- przyklejanie lub odrywanie się strumienia płynącego wzdłuż poziomej lub pionowej przegrody;
- zwiększanie lub zmniejszanie zasięgu strumienia powietrza.

Zatem każdorazowo należy sprawdzać wpływ sił Archimedesusa na strugę powietrza nawiewanego wprowadzaną do pomieszczenia. Pominięcie tego może powodować niekorzystne zjawisko przeciągów w pomieszczeniu wentylowanym lub klimatyzowanym.

Doboru elementu nawiewnego dokonuje się na podstawie kart katalogowych lub częściej na podstawie programu doboru, zwykle zamieszczonego przez producenta na stronie internetowej.

### 8.3. Przykłady doboru nawiewników w pomieszczeniach

Na stronie internetowej firmy Systemair w zakładce <http://www.systemair.com/pl-PL/Polski/Produkty/Product-selector/Nawiewniki> istnieje możliwość doboru nawiewników. Zamieszczony program doboru umożliwia sprawny dobór odpowiednich typów rozwiązań konstrukcyjnych nawiewników oraz wybór najlepszego pod względem aerodynamiki oraz estetyki pomieszczenia.

Dobór nawiewników czy wywiewników dla instalacji wentylacyjnych i klimatyzacyjnych odbywa się zawsze po obliczeniu wymaganego strumienia powietrza wentylującego oraz dla przyjętej dla tego pomieszczenia (wynikającej najczęściej z warunków architektoniczno-budowlanych) organizacji wymiany powietrza w pomieszczeniu. Proces doboru nawiewników zaczyna się od określenia KRYTERIÓW DOBORU. Poniżej omówiono możliwości, jakie oferuje program doboru elementów rozdziału powietrza zawarty na stronie firmy Systemair.

W kryteriach doboru zawarte są:

#### GRUPY PRODUKTÓW:

- Nawiewniki (nawiewniki sufitowe okrągłe, nawiewniki sufitowe kwadratowe, nawiewniki dyszowe, nawiewniki perforowane, nawiewniki szczelinowe, dysze dalekiego zasięgu, nawiewniki wysokiej indukcji, nawiewniki wirowe, nawiewniki podłogowe)
- Zawory (zawory wentylacyjne wywiewne metalowe, zawory wentylacyjne nawiewne, zawory z tworzyw sztucznych – wywiewne, zawory z tworzyw sztucznych – nawiewne, zawory stałego wydatku, zawory transferowe i in.).
- Kratki (liniowe, z ruchomymi lamelami, transferowe, wyciągowe (z jednym rzędem lamel), wywiewne (z podwójnym rzędem lamel)).
- Czerpnie czyli czerpnie i wyrzutnie żaluzjowe.

#### KIERUNKI PRZEPIYWU:

- Nawiew,
- Transfer (wybierany tylko dla kratki i zaworów transferowych),
- Czerpnia (napływ powietrza – czerpnie ścienna),
- Wywiew.

#### SPOSÓB MONTAŻU:

- Ścienny,
- Drzwiowy,
- Stropowy,
- Kanałowy,
- Podłogowy.

#### KSZTAŁT:

- Kwadratowy,
- Okrągły,
- Prostokątny,
- Liniowy.

## TYP WYLOTU:

- Szczelinowy,
- Strumieniowy,
- Dysza
- Wysokiej indukcji,
- Wirowy,
- Pierścieniowy.









## PRZEPŁYW POWIETRZA DLA POMIESZCZENIA:

## Wentylatory

Wentylatory
Wentylatory osiowe
Centrale z odzyskiem ciepła
Centrale nawiewne
Nagrzewnice elektryczne kanałowe
Nagrzewnice wodne kanałowe
Chłodnice wodne
Urządzenia rozdziału powietrza

▼ Kryteria doboru

View mode: Lista | Grupa

<p style="text-align: center;"><b>Grupy Produktów</b></p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">   <input type="checkbox"/> Nawiewniki         </div> <div style="text-align: center;">   <input type="checkbox"/> Zawory         </div> <div style="text-align: center;">   <input type="checkbox"/> Kratki         </div> <div style="text-align: center;">   <input type="checkbox"/> Czerpnie         </div> </div>	<p style="text-align: center;"><b>Przepływ powietrza dla pomieszczenia</b></p> <p>Przepływ powietrza <input type="text"/> m<sup>3</sup>/h</p>	<p style="text-align: center;"><b>Zapotrzebowanie wydajności</b></p> <p>Maks. strata ciśnienia <input type="text"/> Pa</p> <p>Maks. poziom ciśn. akustycznego <input type="text"/> dB(A)</p> <p>Maks. przep. powietrza <input type="text"/> m</p> <p>Prędkość końcowa <input type="text"/> 0.2 m/s</p>
<p style="text-align: center;"><b>Kier. przepływu</b></p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">   <input type="checkbox"/> Nawiew         </div> <div style="text-align: center;">   <input type="checkbox"/> Transfer         </div> <div style="text-align: center;">   <input type="checkbox"/> Czerpnia         </div> <div style="text-align: center;">   <input type="checkbox"/> Wywiew         </div> </div>	<p style="text-align: center;"><b>Sposób montażu</b></p> <div style="display: flex; flex-direction: column;"> <input type="checkbox"/> Ścienne         <input type="checkbox"/> Drzwiowy         <input type="checkbox"/> Stropowy         <input type="checkbox"/> Kanałowy         <input type="checkbox"/> Podłogowy       </div>	<p style="text-align: center;"><b>kształt</b></p> <div style="display: flex; flex-direction: column;"> <input type="checkbox"/> Kwadratowy         <input type="checkbox"/> Okrągły         <input type="checkbox"/> Prostokątny         <input type="checkbox"/> Linkowy       </div>
<p style="text-align: center;"><b>Typ wylotu</b></p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="display: flex; flex-direction: column;"> <input type="checkbox"/> Szczelinowy           <input type="checkbox"/> Strumieniowy           <input type="checkbox"/> Dysza         </div> <div style="display: flex; flex-direction: column;"> <input type="checkbox"/> Wysokiej indukcji           <input type="checkbox"/> Wirowy           <input type="checkbox"/> Pierścieniowy         </div> </div>		

Szukaj
Wyczyść

Rys. 8.6. Widok ekranu programu doboru urządzeń Systemair.

Dla właściwego doboru elementów rozdziału powietrza należy podać obliczony dla pomieszczenia strumień powietrza wentylującego. Na podstawie tej informacji określona zostanie liczba elementów rozdziału powietrza, jaką należy zamontować w pomieszczeniu.

## ZAPOTRZEBOWANIE WYDAJNOŚCI:

- Maksymalna strata ciśnienia – można podać maksymalną stratę ciśnienia dla elementu wentylacyjnego. W przypadku kratki transferowych, czy zaworów stałego wydatku ma ono wpływ na prawidłowe ich działanie. Dla typowych elementów nawiewnych i wywiewnych nie ma konieczności określania tej wielkości.
- Maksymalny poziom ciśnienia akustycznego – należy podać wartość normową dla poziomu ciśnienia akustycznego dla pomieszczenia o konkretnej funkcji. Celem uzyskania w pomieszczeniu mniejszych od granicznych wartości poziomu ciśnienia akustycznego można wartość tę zmniejszyć o ok. 5 dB.
- Maksymalny przepływ powietrza – można określić wartość maksymalną dla strumienia powietrza przepływającego przez pojedynczy element rozdziału powietrza. Może mieć to miejsce w sytuacji, kiedy znana jest liczba elementów rozdziału powietrza, wynikająca np. z warunków architektoniczno-budowlanych.
- Prędkość końcowa – określić należy wartość prędkości w strefie pracy, dla jakiej zachowany jest komfort cieplny. Wartość prędkości zależy od: rodzaju i przeznaczenia pomieszczenia, przyjętej organizacji wymiany powietrza w pomieszczeniu, funkcji jaką spełnia strumień powietrza wentylującego (grzanie, chłodzenie).

## Przykład:

Należy dobrać elementy rozdziału powietrza dla pomieszczenia biurowego o wymiarach  $a \times b \times h = 15 \times 12 \times 3,5$  m. Strumień powietrza wentylującego obliczony na podstawie obciążenia cieplnego dla pomieszczenia wynosi 3500 m<sup>3</sup>/h. Przyjęto organizację wymiany powietrza w pomieszczeniu (m.in. za względów architektoniczno-budowlanych) typu góra – góra. Celem uzyskania pożądanej estetyki pomieszczenia planuje się zastosowanie nawiewników sufitowych zamontowanych w stropie podwieszanym na wysokości 3 m nad podłogą.

**Rozwiązanie:** W programie doboru wybieramy pola zaznaczone zgodnie z zamieszczonym rysunkiem. Wybieramy i wstawiamy dane charakterystyczne dla pomieszczenia wentylowanego.

## Wentylatory

**Kryteria doboru**  
View mode: Lista | Grupa

**Grupy Produktów**  
 Nawiewniki  
 Zawory  
 Krabie  
 Czerpnie

**Przepływ powietrza dla pomieszczenia**  
Przepływ powietrza: 3500 m<sup>3</sup>/h

**Zapotrzebowanie wydajności**  
 Maks. strata ciśnienia: [ ] Pa  
 Maks. poziom ciśn. akustycznego: 30 dB(A)  
 Maks. przep. powietrza: [ ] m  
 Prędkość końcowa: 0.2 m/s

**Kier. przepływu**  
 Nawiew  
 Transfer  
 Czerpnia  
 Wywiew

**Sposób montażu**  
 Ścienne  
 Drzwiowy  
 Stropowy  
 Kanałowy  
 Podłogowy

**kształt**  
 Kwadratowy  
 Okrągły  
 Prostokątny  
 Linkowy

**Typ wylotu**  
 Szczelinowy  
 Strumieniowy  
 Dysza  
 Wysokiej indukcji  
 Wirowy  
 Pierścieniowy

Szukaj Wyczyść

Rys. 8.7. Ekran doboru z zaznaczonymi opcjami założeń do doboru nawiewników.

**Wyniki doboru**  
12 Znaleziono produkty  
ilość wyników na stronie: 40 | 05 | 08 | Strona 1 z 2 | 122 do: Pierwszy | Poprzedni | 1 2 | Następny | Ostatni

Dane normalizowane

Lp. #	Nazwa	Numer produktu	Ilość urządzeń	Przepływ powietrza [m <sup>3</sup> /h]	Sound [dB(A)]	Zasięg powietrza [m]	Spadek ciśnienia [Pa]
<input type="checkbox"/> 1	<a href="#">CRS 315-0-0</a>	41011	8	438	29.9	8	13.4
<input type="checkbox"/> 2	<a href="#">CRS 200-0-0</a>	41009	20	175	29.8	2.5	17.8
<input type="checkbox"/> 3	<a href="#">AJD 400</a>	41006	3	1167	23.8	61.7	38.2
<input checked="" type="checkbox"/> 4	<a href="#">CRS 160-0-0</a>	41008	22	169	29	2	19.2
<input type="checkbox"/> 5	<a href="#">CRS 250-0-0</a>	41010	14	250	29.4	3.8	15.2
<input checked="" type="checkbox"/> 6	<a href="#">CRS 125-0-0</a>	41007	23	152	29.3	2	24.1
<input type="checkbox"/> 7	<a href="#">JSR 250</a>	6002	7	500	27.4	8.8	25.8
<input type="checkbox"/> 8	<a href="#">JSR 315</a>	6003	5	700	25.8	7.78	20.1
<input type="checkbox"/> 9	<a href="#">JSR 200</a>	6001	9	389	28.2	6.49	32.2
<input type="checkbox"/> 10	<a href="#">AJD 315</a>	41005	5	700	23.5	46.1	44

Rys. 8.8. Ekran doboru z zaznaczonymi propozycjami, przedstawionymi przez program.

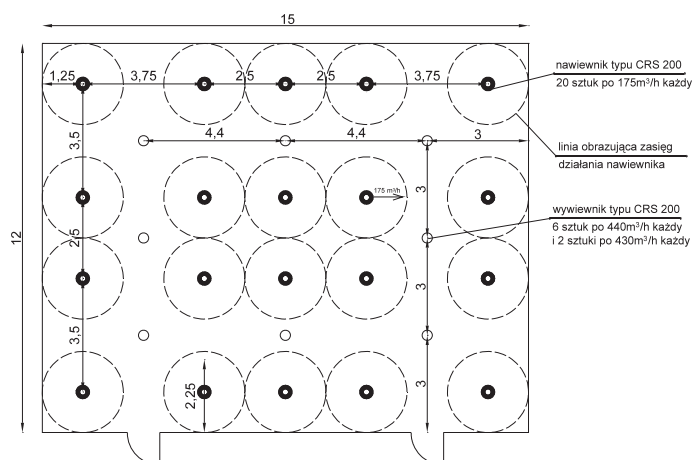
Po wprowadzeniu wszystkich danych program wyświetla listę możliwych do zastosowania produktów.

Spośród zaproponowanych projektant wybiera najbardziej właściwe. Należy sprawdzić i porównać z danymi wejściowymi:

- zasięg działania nawiewnika – sprawdzenie najważniejsze dla zapewnienia komfortu cieplnego w pomieszczeniu,
- liczbę zaproponowanych elementów pod kątem możliwości zamontowania ich w pomieszczeniu,
- strumień powietrza dla pojedynczego elementu – dla właściwej regulacji instalacji,
- uzyskiwany poziom ciśnienia akustycznego – dla właściwego komfortu akustycznego,
- spadek ciśnienia.

W omawianym przykładzie zasięg działania nawiewnika wynika z jego montażu w podwieszonym stropie pomieszczenia. Zgodnie z założeniami  $L_{02}$  – zasięg działania nawiewnika wynosi ok. 2 m. Odrzucić należy zatem wszystkie propozycje, których zasięg jest powyżej 2,5 m. Pozostają do wyboru 3 nawiewniki typu CRS o różnych wielkościach. Z porównania

charakterystyk zawartych w kartach katalogowych dobrano 20 nawiewników typu CRS 200 i rozmieszczono je w pomieszczeniu w sposób przedstawiony na rysunku 8.9. Elementy wywiewne najlepiej umieszczać w obszarach pomiędzy zasięgiem działania nawiewnika. Dla pomieszczenia dobrano wywiewniki tego samego typu co nawiewniki, jednak kierowano się przy ich doborze tylko względami akustycznymi. Dobrano 6 wywiewników typu CRS po 440 m<sup>3</sup>/h każdy oraz 2 wywiewniki typu CRS 200 po 430 m<sup>3</sup>/h każdy.

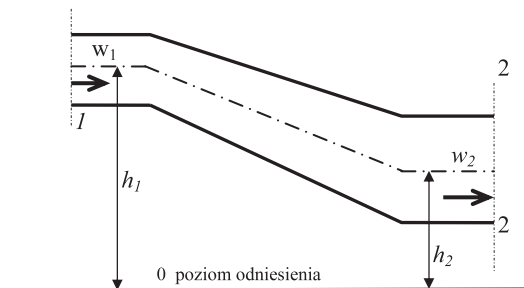


**Rys. 8.9.** Przykładowe usytuowanie dobranych nawiewników i wywiewników w pomieszczeniu i wygląd dobranego nawiewnika.

Jest to jedno z możliwych rozwiązań systemu organizacji wymiany dla omawianego pomieszczenia, które spełni swoje zadanie zarówno pod względem komfortu cieplnego jak i pod względem akustyki.

## 9. Wymiarowanie i obliczanie strat ciśnienia sieci przewodów

Przepływ powietrza w przewodach wentylacyjnych odbywa się dzięki różnicy ciśnień wywołanych pracą wentylatora. Przepływ powietrza między wlotem i wylotem z kanału wentylacyjnego jest możliwy, gdy różnica ciśnień pomiędzy końcami przewodu wentylacyjnego jest co najmniej równa stratom ciśnienia przy przepływie powietrza przez ten kanał.



Rys. 9.1. Rysunek pomocniczy do równania Bernoulliego.

W zakresie ciśnień spotykanych w urządzeniach wentylacyjnych, przyjmuje się, że powietrze jest płynem nieściśliwym o stałej gęstości  $\rho$ . Można więc napisać równanie *Bernoulliego* w postaci:

$$\left[ p_1 + a_1 \frac{w_1^2 \cdot \rho}{2} + h_1 \cdot (\rho - \rho_o) \cdot g \right] - \left[ p_2 + a_2 \frac{w_2^2 \cdot \rho}{2} + h_2 \cdot (\rho - \rho_o) \cdot g \right] = \Delta p_{str}. \quad (9.1)$$

Energia ciśnienia

Energia kinetyczna

Energia położenia

gdzie:  $p_1, p_2$  – energia ciśnienia, Pa  
 $a_1, a_2$  – bezwymiarowy współczynnik *Saint-Venanta*,  
 $\Delta p_{str}$  – praca, wykonana na pokonanie oporów przepływu na odcinku przewodu pomiędzy przekrojami 1-1 i 2-2, Pa;  
 pozostałe oznaczenia jak na rys. 9.1

W instalacjach wentylacyjnych, w których zazwyczaj różnice wysokości  $h_1$  i  $h_2$  przekrojów 1-1 i 2-2 oraz różnice gęstości powietrza ( $\rho - \rho_o$ ) w przewodzie są niewielkie, energia położenia jest zazwyczaj pomijana.

Energia kinetyczna strumienia powietrza przepływającego w jednostce czasu przez dowolny przekrój przewodu zależy od rozkładu prędkości w tym przekroju. Do obliczeń przyjmuje się prędkość średnią w liczoną jako iloraz strumienia objętości  $V$  i powierzchni przekroju  $A$ :

$$w = \frac{\dot{V}}{A}, \text{ m/s} \quad (9.2)$$

Ponieważ ruch powietrza w przewodach wentylacyjnych ma zawsze charakter burzliwy można równanie *Bernoulliego* zapisać w formie uproszczonej:

$$\left( p_1 + \frac{w_1^2 \cdot \rho}{2} \right) - \left( p_2 + \frac{w_2^2 \cdot \rho}{2} \right) = \Delta p_{str}. \quad (9.3)$$

Ostatecznie dla kanałów montowanych w instalacjach wentylacji mechanicznej suma energii ciśnienia i energii prędkości strumienia powietrza, przepływającego przez przewód dowolnego kształtu, pomiędzy przekrojami 1-1 i 2-2 zmniejsza się o wielkość pracy, potrzebnej na pokonanie oporów przepływu na odcinku pomiędzy tymi przekrojami.

Wielkości w równaniu *Bernoulliego* można potraktować jako energię odniesioną do jednostki objętości przepływającego powietrza albo jako ciśnienie, wtedy:

$$p_i \quad - \text{jest ciśnieniem statycznym,}$$

$$\frac{w_i^2 \cdot \rho}{2} = p_{di} \quad - \text{jest ciśnieniem dynamicznym}$$

w dowolnym i-tym przekroju przewodu wentylacyjnego.

Wprowadzając pojęcie *ciśnienia całkowitego*, jako sumy ciśnienia statycznego i ciśnienia dynamicznego równanie *Bernoulliego* można zapisać w postaci:

$$\left( p_1 + \frac{w_1 \cdot \rho}{2} \right) - \left( p_2 + \frac{w_2 \cdot \rho}{2} \right) = p_{c1} - p_{c2} = \Delta p_{str} \quad (9.4)$$

Przy przepływie powietrza przez przewód o dowolnym przekroju, pomiędzy przekrojami 1-1 i 2-2 następuje spadek ciśnienia całkowitego wywołany oporami przepływu, wynoszący  $\Delta p_{str}$  ( $\Delta p_{str}$  - straty ciśnienia lub opory przepływu wywołane przepływem powietrza między przekrojem 1-1 i 2-2). Ciśnienie statyczne i dynamiczne w czasie przepływu powietrza mogą zmieniać się w różny sposób, mogą maleć lub rosnać, lecz ich suma przy przepływie powietrza przez przewód zawsze będzie malała, co oznacza, że dla rozpatrywanego przykładu zawsze  $p_{c1} > p_{c2}$ .

Opory przepływu dzieli się na opory tarcia i opory miejscowe.

### 9.1. Opory tarcia

Strata ciśnienia przy przepływie burzliwym przez prosty przewód o dowolnym i niezmiennym kształcie przekroju, spowodowana oporem tarcia, opisywana jest zależnością *Darcy-Weisbacha*:

$$\Delta p_t = l \cdot R = l \cdot \left( \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2} \right) \text{ Pa} \quad (9.5)$$

w której:  $l$  – długość przewodu, m,  
 $R$  – jednostkowe liniowe straty ciśnienia, Pa/m,  
 $d$  – średnica przewodu, (dla przewodów prostokątnych przyjmuje się zastępczą średnicę hydrauliczną obliczoną ze wzoru:  $d_r = \frac{4A}{U}$ , gdzie:  $A$  – powierzchnia przewodu,  $m^2$ ,  $U$  - obwód przewodu, m.

Współczynnik tarcia  $\lambda$  w przewodach hydraulicznie gładkich zależy tylko od liczby *Reynoldsa*, określanej zależnością:

$$Re = \frac{4 \cdot d_r \cdot w}{\nu} \quad (9.6)$$

gdzie:  $d_r$  – promień hydrauliczny, m  
 (dla powietrza o parametrach:  $t = 20^\circ\text{C}$ ,  $\phi = 50\%$  i  $\rho = 101325$  Pa, współczynnik lepkości kinematycznej  $\nu = 14,9 \times 10^{-6}$   $m^2/s$ ).

Przewód uznaje się za hydraulicznie gładki, jeżeli spełniony jest warunek:

$$\frac{k}{d} \leq \frac{30}{Re^{0,875}}$$

gdzie:  $k$  – bezwzględna przeciętna wysokość nierówności na powierzchni ścianek przewodu (chropowatość bezwzględna), m.

W tabeli 9.1. podano formuły do obliczania współczynnika tarcia  $\lambda$  zależnie od gładkości kanału oraz wartości liczby Reynoldsa.

Tabela 9.1. Zależności do obliczania współczynnika tarcia.

L.p.	Zależność	zakres stosowalności	wzór
1.	$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$ (9.7)	przewody gładkie, $Re < 10^5$	Blasiusa
2.	$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}$ (9.8)	przewody gładkie, $Re > 10^5$	Nikuradse
3.	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2,0 \lg(Re \sqrt{\lambda}) - 0,8$ (9.9)	przewody gładkie, pełny zakres Re	Prandtla-Kàrmàna
4.	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,14 - 2,0 \lg \frac{k}{d}$ (9.10)	przewody chropowate	Prandtla-Kàrmàna
5.	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2,0 \lg \left( \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + 0,27 \frac{k}{d} \right)$ (9.11)	dowolny przypadek ruchu burzliwego w przewodach	Colebrooka-White'a

W tabeli 9.2. podano wartości chropowatości bezwzględnej dla różnych materiałów, z których mogą być wykonane kanały wentylacyjne.

Tabela 9.2. Chropowatość bezwzględna materiałów przewodów wentylacyjnych.

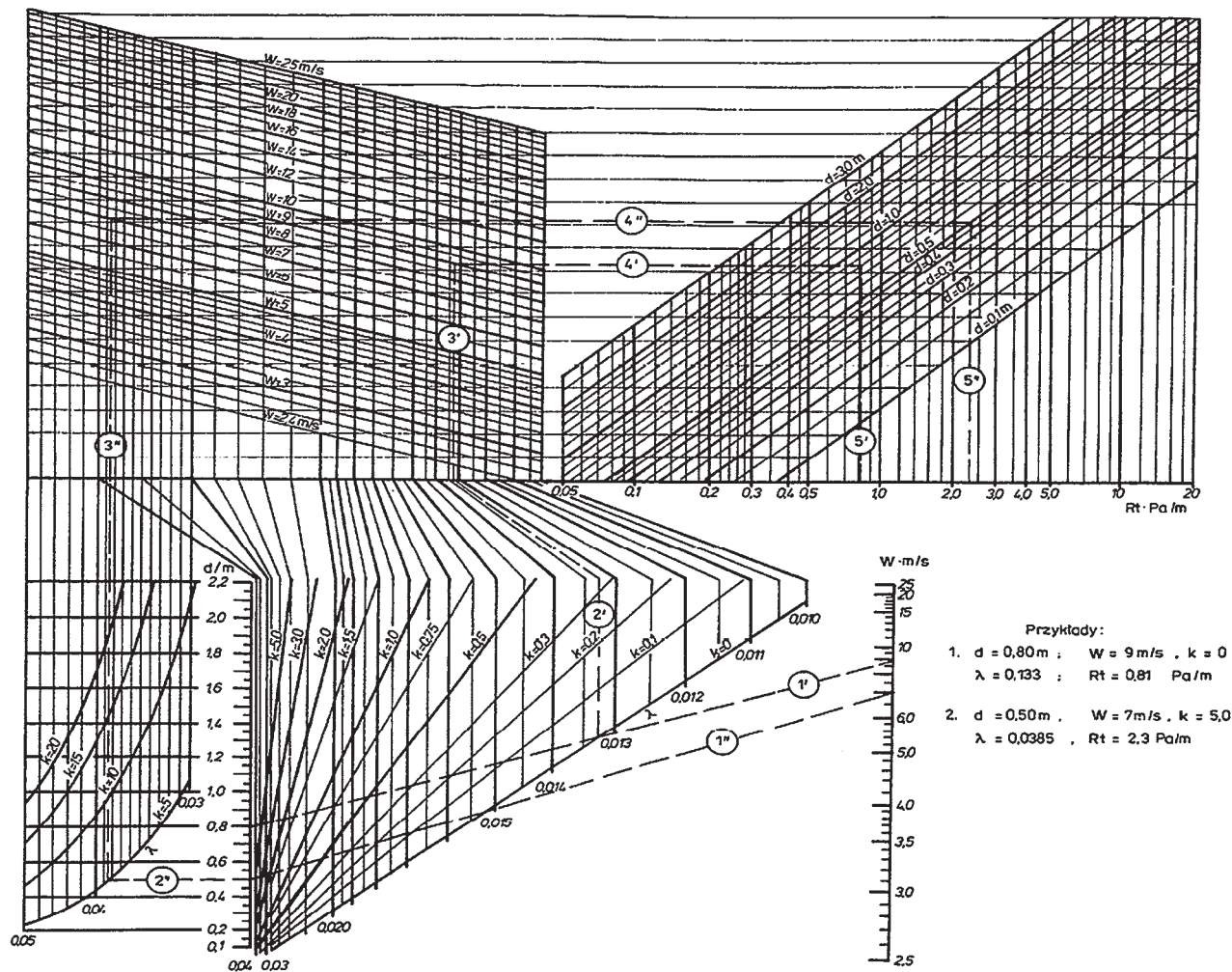
materiał	chropowatość bezwzględna $k$ , $m \times 10^{-3}$
Błacha stalowa czarna	0,05
błacha stalowa pomalowana, ocynkowana, blacha aluminiowa	0,1 ÷ 0,15
sklejka	0,5
tworzywa sztuczne, przewody sztywne	0,1
przewody giętkie metalowe i z tworzywa sztucznego	0,5 ÷ 2,0
kamionka	0,1 ÷ 0,15
gips na siatce	1,0 ÷ 2,0
ściana tynkowana	1,0
beton	1 ÷ 2
mur ceglany spoinowany	3,0 ÷ 4,0
mur surowy	5,0 ÷ 8,0

Dla ułatwienia obliczeń strat ciśnienia wywołanych oporami tarcia przy przepływie powietrza przez przewody, opracowano nomogram do wyznaczania jednostkowego oporu tarcia  $R_t$  (strat ciśnienia przy przepływie przez 1 m przewodu okrągłego, gładkiego lub chropowatego) w zależności od jego średnicy  $d$ , prędkości przepływu  $w$  i chropowatości bezwzględnej  $k$  (rys. 9.2). Przewody sztywne wykonane z blachy, kamionki i tworzyw sztucznych można uznać za hydraulicznie gładkie. W celu wyznaczenia jednostkowego oporu tarcia przewodu prostokątnego, posługując się nomogramem (rys. 9.2), należy obliczyć równoważną średnicę przewodu  $d_v$ , w którym będzie przepływał taki sam strumień powierza  $V$ , przy takim samym jednostkowym oporze tarcia  $R_t$ . Równoważna średnica przewodu wyznaczyć można z zależności:

$$d_v = 1,27 \cdot \sqrt[5]{\frac{a^3 \cdot b^3}{a+b}} \quad (9.12)$$

## 9.2. Opory miejscowe


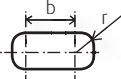




Każda zmiana kierunku przepływu powietrza, kształtu lub przekroju powoduje pewną stratę ciśnienia całkowitego. Straty takie zachodzą również na wlocie i wylocie powietrza z instalacji oraz przy łączeniu i rozdzielaniu strumieni powietrza. Straty tego rodzaju są związane z określonymi miejscami i dlatego noszą nazwę strat miejscowych lub lokalnych. Przyczyną powstawania tych strat są opory miejscowe.



Rys. 9.2. Wykres do wyznaczania jednostkowego oporu tarcia R.



**Tabela 9.3.** Względne jednostkowe opory przepływu w przewodach o różnych kształtach i tej samej powierzchni przekroju poprzecznego; (przewody z blachy stalowej, prędkość 6 m/s).

względny obwód przewodu	kształt przewodu	względny jednostkowy opór tarcia
1,0	okrągły, $\varnothing$ 400 mm 	1,0
1,03	owalny, $r = 150$ mm, $b = 180$ mm 	1,06
1,11	kwadratowy, $a = 350$ mm 	1,18
1,19	prostokątny, $a = 250$ mm, $b = 500$ mm 	1,28
1,56	prostokątny, $a = 150$ mm, $b = 830$ mm 	1,77
2,14	prostokątny, $a = 100$ mm, $b = 1250$ mm 	2,60

Podobnie jak straty ciśnienia wywołane tarciami, miejscowe straty ciśnienia są proporcjonalne do ciśnienia dynamicznego  $p_d$  strumienia płynu.

$$\Delta p_m = \zeta \cdot p_{di} = \zeta \cdot \frac{w_i^2 \cdot \rho}{2}, \text{ Pa} \quad (9.13)$$

Dla kształtek geometrycznie podobnych, wartość współczynnika oporu miejscowego  $\zeta$  jest stała.

W tabeli 9.4. przedstawiono współczynniki oporów miejscowych  $\zeta$  dla najczęściej stosowanych kształtek w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych.

#### Straty ciśnienia przy łączeniu i dzieleniu strumieni powietrza

Miejsca podziału lub łączenia strumieni powietrza nazywane są węzłami, a kształtki, w których odbywa się podział lub łączenie strumieni, nazywa się kształtkami węzłowymi. W jednym węźle nie powinno się łączyć więcej niż dwóch strumieni lub dzielić strumienia na więcej niż dwa. Takie kształtki nazywa się **trójnikami**. Część trójnika, w której płynie cały strumień powietrza (przed połączeniem lub po podziale) nazywa się **przewodem głównym (przelot)**, pozostałe wloty (wyloty) **odgałęzieniami**. W instalacjach wentylacyjnych często występują trójniki, w których jedno z odgałęzień ma kierunek równoległy do kierunku przewodu głównego a drugie włączone jest pod dowolnym kątem  $\alpha$ . Pierwsze odgałęzienie nazywane jest **odgałęzieniem przelotowym** (lub krócej **przelotem**), drugie – **bocznikiem** lub po prostu **odgałęzieniem**.

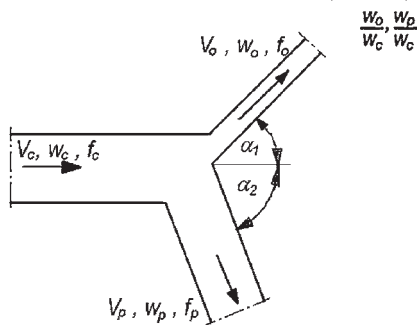
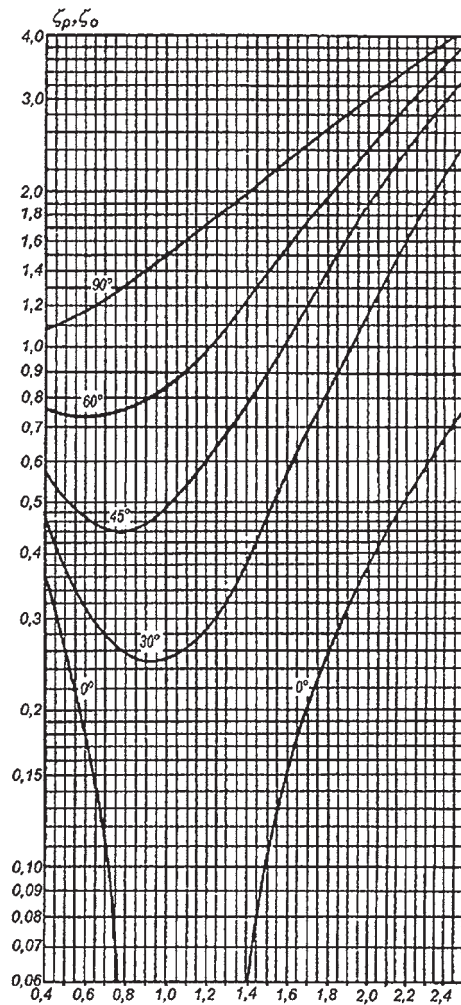
W każdej kształtce węzłowej, zastosowanej do podziału strumieni, a następnie, przy zachowaniu tych samych wartości natężenia przepływu w przewodzie głównym i odgałęzieniach, do łączenia strumieni, wystąpią inne straty ciśnienia zarówno na przelocie jak i w bocznikach. Dlatego przy podziale strumieni należy osobno wyznaczać współczynniki oporu miejscowego dla przepływu powietrza z przewodu głównego do poszczególnych odgałęzień i przy łączeniu strumieni z poszczególnych odgałęzień do przewodu głównego.

Na wartość współczynników oporu miejscowego przy łączeniu i dzieleniu strumieni powietrza mają wpływ: geometria kształtki węzłowej;

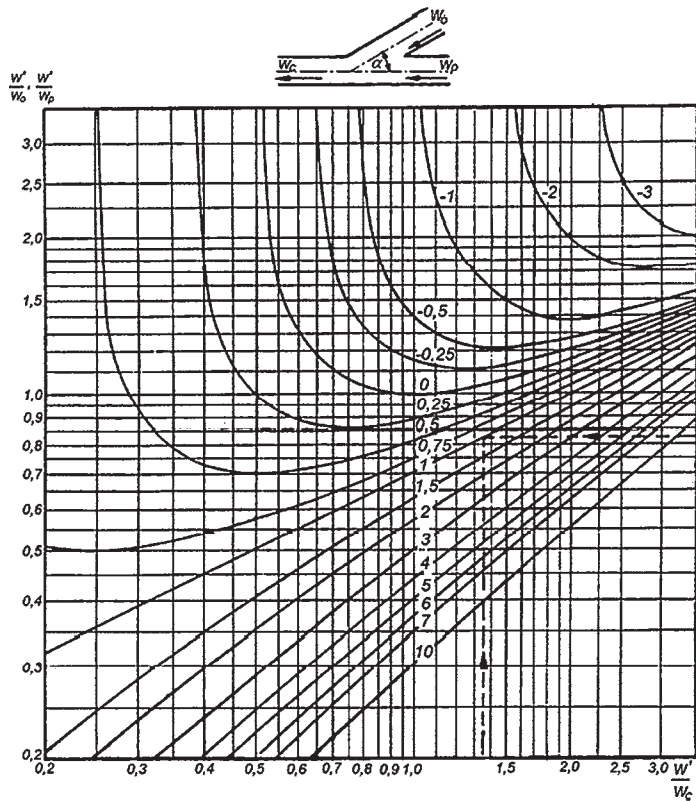
- względne strumienie powietrza, przepływające przez poszczególne odgałęzienia;
- chropowatość ścianek;
- burzliwość przepływu powietrza.

Na rysunku 9.3 przedstawiono wykres służący do odczytywania wartości współczynnika oporu miejscowego w przelocie  $\zeta_p$  lub w boczniku  $\zeta_b$ , przy podziale strumienia w dowolnym trójniku w zależności od stosunku prędkości w odpowiednim odgałęzieniu do prędkości w przewodzie głównym i kąta odchylenia  $\alpha$  osi dowolnego odgałęzienia od osi przewodu głównego. Wykres został utworzony na podstawie teorii *Kameneva*.

Rysunek 9.4. przedstawia wykres służący do szybkiego wyznaczania współczynników oporu miejscowego przy łączeniu strumieni. Na wykresie widać, że w pewnej konfiguracji stosunków prędkości, współczynniki oporu miejscowego (linie na wykresie) mają wartości ujemne. Wynika to z faktu, iż w momencie rozpoczęcia procesu mieszania energia każdego ze strumieni jest różna. W procesie mieszania następuje ubytek sumy energii strumieni, przy jednoczesnej wymianie energii pomiędzy poszczególnymi strumieniami. W efekcie, mimo ogólnej straty energii, energia jednego ze strumieni może wzrosnąć.



Rys. 9.3. Wykres do wyznaczania współczynników oporów miejscowych w trójkącie przy podziale strumienia.



Rys. 9.4. Wykres do wyznaczania współczynników oporu miejscowego  $\zeta_p$  i  $\zeta_o$  w trójkącie przy łączeniu strumieni.

Najkorzystniejszą prędkość mieszania  $w'$  przy łączeniu strumieni oblicza się z zależności:

$$w' = \frac{\dot{V}_p}{\dot{V}_c} w_p + \frac{\dot{V}_o}{\dot{V}_c} w_o \cdot \cos \alpha \quad (9.14)$$

Przy projektowaniu sieci przewodów wentylacyjnych zazwyczaj dąży się do zmniejszenia strat ciśnienia w przewodach magistralnych, bowiem te straty wpływają na moc silnika napędzającego wentylator, a co za tym idzie, na koszty eksploatacyjne urządzenia wentylacyjnego. Natomiast bardzo rzadko dąży się do zmniejszenia strat ciśnienia przy przepływie przez bocznik zwłaszcza, kiedy jest on krótki. Wręcz przeciwnie, często wprowadza się dodatkowy opór, w celu wyrównania strat ciśnienia w obu odgałęzieniach węzła. Z tych powodów, przy projektowaniu sieci przewodów należy stosować trójkąty o możliwie małych stratach ciśnienia na przelocie. Ma to szczególne znaczenie w instalacjach, w których przepływ powietrza odbywa się ze znaczną prędkością np. w instalacjach transportu pneumatycznego lub w systemach klimatyzacji wysokociśnieniowej.

Tabela 9.4. Wartości współczynnika oporu miejscowego dla kształtek i elementów wentylacyjnych.

Poz.	Nazwa	Schemat	Współczynnik oporu						
			R/D	0,75	1,0	1,25	1,5		
1	Łuk		R/D	0,75	1,0	1,25	1,5		
			$\zeta_1$	0,5	0,25	0,2	0,17		
			R/D	2,0	3,0	4,0	5,0		
			$\zeta_1$	0,15	0,12	0,10	0,09		
2	Łuk		$\zeta_2 = \zeta_1 \times \varepsilon$						
			$\alpha$	15°	30°	45°	60°	70°	80°
			$\varepsilon$	0,25	0,46	0,63	0,68	0,77	0,94
			$\alpha$	90°	100°	120°	140°	160°	180°
			$\varepsilon$	1,0	1,06	1,15	1,24	1,32	1,4
3	Łuk segmentowy		przy $\alpha \neq 90^\circ$ wartość $\zeta_3$ pomnożyć przez współczynnik $\varepsilon$ z poz. 2.						
			R/D	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	
			$\zeta_3$ 3 segm.	1,3	0,8	0,5	0,3	0,25	
			$\zeta_3$ 5 segm.	1,1	0,6	0,4	0,25	0,2	
4	Kolano		$\alpha$	90°	100°	120°	135°	150°	160°
			$\zeta_4$	1,17	0,92	0,52	0,32	0,19	0,11
5	Kolano ze zmianą przekroju		wartości $\zeta_5$						
			$B_2/B_1$ $H/B_1$	0,25	0,50	1,00	2,00	4,00	
			0,5	2,00	1,95	1,90	1,85	1,70	
			0,6	1,76	1,70	1,65	1,60	1,46	
			0,8	1,43	1,39	1,36	1,27	1,10	
			1,0	1,24	1,20	1,17	1,05	0,90	
			1,2	1,14	1,09	1,02	0,94	0,81	
			1,4	1,09	1,02	1,95	0,86	0,76	
			1,6	1,06	0,98	0,90	0,80	0,72	
			2,0	1,06	0,95	0,84	0,73	0,66	

Tabela 9.4. c.d. Wartości współczynnika oporu miejscowego dla kształtek i elementów wentylacyjnych.

Poz.	Nazwa	Schemat	Współczynnik oporu								
			L/B	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	5,0	10,0	
6	Podwójne kolano		L/B	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	5,0	10,0	
			A/B=1	1,6	4,25	4,25	3,7	3,4	2,9	2,4	
			A/B=2	0,8	2,0	2,0	1,8	1,6	1,39	1,18	
7	Przebiegięcie		$L = 2 R \sin \alpha$ $R = 3 D$ $\zeta_7 = 1,5 \zeta_2 \text{ lub } \zeta_7 = 1,5 \zeta_3$								
8	Kolano z kierownicami		liczba kierownic $n = 1,4 \times B/R$ wartości $\zeta_8$ przy								
			$\alpha$	90°	120°	135°					
			R/B = 0,25	0,25	0,13	0,08					
R/B = 0,10	0,40	0,20	0,13								
9	Podwójne kolano		przy $L/D > 0,75$ do 1,0 $\zeta_9 = 0,65$ przy $L/D > 1,0$ do 2,0 $\zeta_9 = 0,50$ przy $L/D > 2,0$ do 5,0 $\zeta_9 = 0,6$ przy $L/D > 5,0$ $\zeta_9 = 0,7$ dla przekroju prostokątnego pomnożyć przez wartość wsp. $k$								
			B/H	0,25	0,50	0,66	0,80	1,00	1,25		
			k	1,8	1,50	1,30	1,017	1,00	0,80		
			B/H	1,5	1,75	2,00	2,50	3,50	7,50		
			k	0,67	0,55	0,46	0,40	0,40	-		
10	Przepustnica jedno-płaszczyznowa		$\alpha$	0°	5°	10°	20°	30°			
			$\zeta_{10}$	0,05	0,24	0,52	1,54	3,91			
			$\alpha$	40°	50°	60°	70°	80°			
			$\zeta_{10}$	10,8	32,6	118	751	-			
11	Kryza		D/d	1,0	1,25	1,50	1,75	2,0			
			$\zeta_{11}$	0	2,5	7,0	15,0	30,0			
			D/d	2,25	2,50	2,75	3,00	4,00			
			$\zeta_{11}$	55,0	90,0	135,0	200,0	700,0			

Tabela 9.4. c.d. Wartości współczynnika oporu miejscowego dla kształtek i elementów wentylacyjnych.

Poz.	Nazwa	Schemat	Współczynnik oporu					
			$h/H$					
12	Zasuwa		$h/H$ 1,0	,09	0,8	0,7	0,6	
			$\zeta_{12}$	0,10	0,23	0,50	1,00	2,00
			$h/H$ 0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	
13	Zasuwa		$h/D$ 1,0	0,875	0,75	0,625		
			$\zeta_{13}$	0,05	0,07	0,26	0,81	
			$h/D$ 0,50	0,375	0,25	0,125		
			$\zeta_{13}$	2,05	5,52	17,0	97,8	
14	Nagle rozszerzenie		$\zeta_{14} = (1 - A_1/A_2)^2$ przy dowolnych kształtach przekrojów					
15	Nagle zwężenie		$A_1/A_2$ 0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	
			$\zeta_{15}$	0,47	0,42	0,36	0,31	0,30
			$A_1/A_2$ 0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
			$\zeta_{15}$	0,25	0,20	0,15	0,09	0,0
16	Dyfuzor	$L = \frac{D-d}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$	$\zeta_{16}$ dla kątów $\alpha$					
			$D^2/d^2$	10°	15°	20°	25°	30°
			1,25	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
			1,50	0,02	0,03	0,05	0,06	0,11
			1,75	0,03	0,05	0,07	0,11	0,15
			2,00	0,04	0,06	0,10	0,15	0,21
			2,25	0,05	0,08	0,13	0,19	0,27
2,50	0,06	0,10	0,15	0,23	0,32			
17	Dyfuzor		$\zeta_{17}$ dla kątów $\alpha$					
			$A_2/A_1$	10°	15°	20°	25°	30°
			1,25	0,02	0,03	0,05	0,06	0,07
			1,50	0,03	0,06	0,10	0,12	0,13
			1,75	0,05	0,09	0,14	0,17	0,19
			2,00	0,06	0,13	0,20	0,23	0,26
			2,25	0,08	0,16	0,26	0,30	0,33
2,50	0,09	0,19	0,30	0,36	0,39			
18	Konfuzor		gdy $\alpha \leq 45^\circ$ $\zeta_{18} = 0,10$ gdy $\alpha > 45^\circ$ , przyjmować $\zeta$ wg poz. 15 przy dowolnych kształtach przekrojów					
19	Wylot – otwór niezbrojony		$\zeta_{19} = 1,0$					

Tabela 9.4. c.d. Wartości współczynnika oporu miejscowego dla kształtek i elementów wentylacyjnych.

Poz.	Nazwa	Schemat	Współczynnik oporu					
			$A_2/A_1$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
20	Wylot z kryzą lub blachą perforowaną		$A_2/A_1$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
			$\zeta_{20}$	58,0	26,0	14,6	9,3	6,3
			$A_2/A_1$	0,7	0,8	0,9	1,0	
			$\zeta_{20}$	4,3	3,0	1,9	1,0	
21	Wylot z siatką		$A_2/A_1$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
			$\zeta_{21}$	95,0	27,0	12,5	7,6	5,2
			$A_2/A_1$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
			$\zeta_{21}$	4,0	3,0	2,4	1,9	1,0
22	Wylot z żaluzją stałą		$A_2/A_1$	0,2	0,3	0,4	0,5	
			$\zeta_{22}$	58,0	24,0	13,0	8,0	
			$A_2/A_1$	0,6	0,7	0,8	0,9	
			$\zeta_{22}$	5,3	3,7	2,7	2,0	
23	Wylot z żaluzją ruchomą		$\zeta_{23} = 3,5$ przy $A_2/A_1 = 0,8$					
24	Wylot z dyfuzorem		$\zeta_{24} = \zeta_{16} + \zeta_{dod}$ lub $\zeta_{24} = \zeta_{17} + \zeta_{dod}$					
			$A_2/A_1$	1,0	0,8	0,66	0,57	
			$\zeta_{dod}$	1,0	0,63	0,44	0,33	
			$A_2/A_1$	0,50	0,44	0,4	0,33	
$\zeta_{dod}$	0,25	0,20	0,15	0,11				
25	Dysza		przy $\alpha = 7^\circ - 15^\circ$ $\zeta_{25} = 1,05 (D/d)^4$					
26	Wylot przez ostatni otwór		$\zeta_{26} = 2,5$ (odniesione do prędkości $w_0$ w otworze)					
27	Wylot – wyrzutnia z daszkiem		$H/D$	0,1	0,2	0,3	0,4	
			$\zeta_{27}$	4,0	3,0	2,3	1,8	
			$H/D$	0,5	0,6	0,7	0,8	
			$\zeta_{27}$	1,6	1,3	1,1	1,05	

Tabela 9.4. c.d. Wartości współczynnika oporu miejscowego dla kształtek i elementów wentylacyjnych.

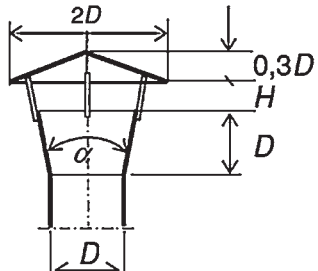
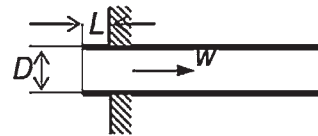
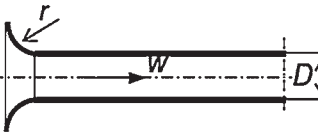
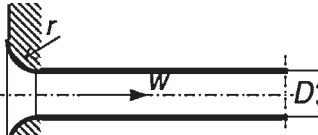
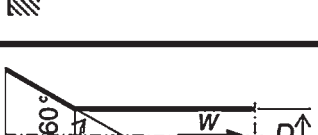

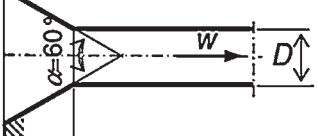
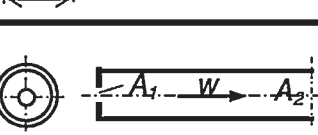
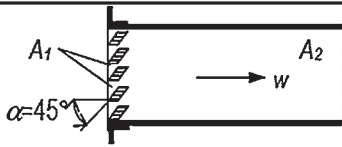
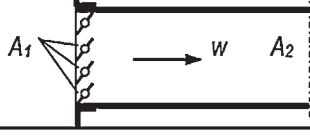
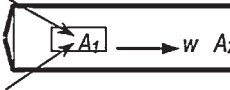
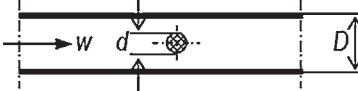
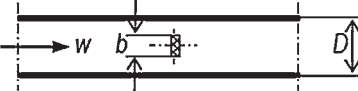
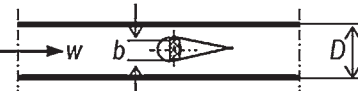
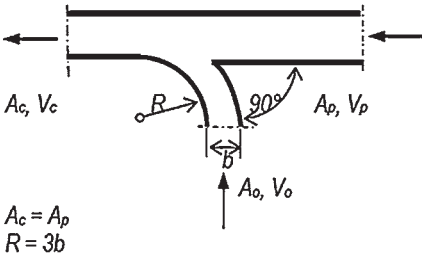
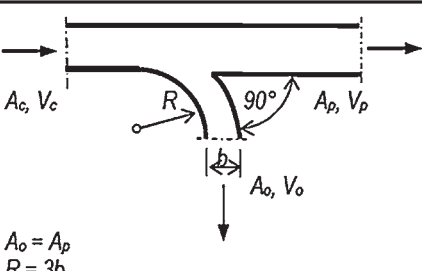
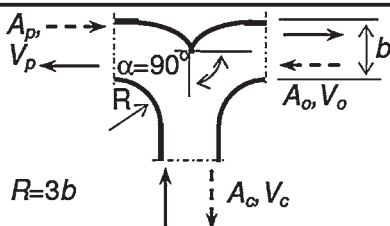
Poz.	Nazwa	Schemat	Współczynnik oporu					
			$H/D$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
28	Wylot – wyrzutnia z dyfuzorem		$H/D$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
			$\zeta_{28}$	2,6	1,3	0,8	0,7	0,65
			$H/D$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
			$\zeta_{28}$	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
29	Wlot – kanał w ścianie		$L/D$	0	0,002	0,005	0,01	0,02
			$\zeta_{29}$	0,5	0,57	0,63	0,68	0,73
			$L/D$	0,05	0,10	0,20	0,50	
			$\zeta_{29}$	0,80	0,85	0,92	1,0	
30	Wlot z zaokrąglonymi brzegami		$r/D$	0	0,01	0,02	0,03	0,04
			$\zeta_{30}$	1,0	0,87	0,74	0,61	0,50
			$r/D$	0,05	0,06	0,08	0,12	
			$\zeta_{30}$	0,40	0,32	0,20	0,10	
31	Wlot z zaokrąglonymi brzegami i ścianką		$r/D$	0,01	0,02	0,03	0,04	
			$\zeta_{31}$	0,44	0,37	0,31	0,26	
			$r/D$	0,05	0,06	0,08	0,12	
			$\zeta_{31}$	0,22	0,19	0,15	0,09	
32	Wlot ze stożkiem		$L/D$	0,025	0,05	0,075	0,10	
			$\zeta_{32}$	0,80	0,67	0,50	0,41	
			$L/D$	0,15	0,25	0,60	1,00	
			$\zeta_{32}$	0,25	0,16	0,13	0,10	
33	Wlot ze stożkiem i ścianką		$L/D$	0,025	0,05	0,075	0,10	
			$\zeta_{33}$	0,40	0,30	0,23	0,18	
			$L/D$	0,15	0,25	0,60	1,00	
			$\zeta_{33}$	0,15	0,13	0,12	0,10	
34	Wlot z kryzą lub blachą perforowaną		$A_1/A_2$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
			$\zeta_{34}$	58,0	23,0	11,0	6,0	3,5
			$A_1/A_2$	0,7	0,8	0,9	1,0	
			$\zeta_{34}$	2,2	1,5	1,2	1,0	
35	Wlot z siatką		$A_1/A_2$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
			$\zeta_{35}$	85,0	16,0	6,2	3,3	2,1
			$A_1/A_2$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
			$\zeta_{35}$	1,3	1,0	0,93	0,92	1,0

Tabela 9.4. c.d. Wartości współczynnika oporu miejscowego dla kształtek i elementów wentylacyjnych.

Poz.	Nazwa	Schemat	Współczynnik oporu					
			$A_1/A_2$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
36	Włot z żaluzją stałą		$A_1/A_2$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
			$\zeta_{36}$	45,0	17,0	6,8	4,0	2,3
37	Włot z żaluzją ruchomą		$\zeta_{37} = 1,4$ dla $A_1/A_2 = 0,80$					
			$A_1/A_2$	0,7	0,8	0,9		
38	Włot przez pierwszy otwór		$A_1/A_2$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
			$\zeta_{38}$	50,0	25,0	13,0	8,5	6,0
39	Rura w kanale		$d/D$	0,1	0,25	0,5		
			$\zeta_{39}$	0,20	0,55	2,00		
40	Słup w kanale		$b/D$	0,1	0,25	0,5		
			$\zeta_{40}$	0,70	1,40	4,00		
41	Słup z owiewką w kanale		$b/D$	0,1	0,25	0,5		
			$\zeta_{41}$	0,07	0,23	0,90		
42	*Trójnik o przekroju prostokątnym przy łączeniu strumieni (na ssaniu)		$V_o/V_c$	odgałęzienie $\zeta_{42}$ przy $A_o/A_c$			przelot $\zeta_{42}$ przy $A_o/A_c$	
				0,25	0,5	1,0	0,5	1,0
			0,1	-0,50	-0,50	-0,50	0,20	0,20
			0,2	-0,10	-0,20	-0,30	0,25	0,23
			0,3	0,40	0,00	-0,10	0,10	0,25
			0,4	1,20	0,25	0,00	0,00	0,24
			0,5	2,30	0,40	0,10	-0,10	0,20
			0,6	3,70	0,70	0,20	-0,20	0,15
			0,7	-	1,00	0,30	-0,30	0,10
			0,8	-	1,50	0,36	-0,40	0,00
0,9	-	2,00	0,42	-0,50	-0,10			
43	*Trójnik o przekroju prostokątnym przy dzieleniu strumieni (na tłoczeniu)		$V_o/V_c$	odgałęzienie $\zeta_{43}$ przy $A_o/A_c$			przelot $\zeta_{43}$ przy $A_o/A_c$	
				0,25	0,5	1,0	0,5	1,0
			0,1	0,55	0,60	0,69	-	-
			0,2	0,50	0,50	0,55	-	-
			0,3	0,60	0,40	0,45	-	-
			0,4	0,80	0,40	0,40	0,06	0,02
			0,5	1,25	0,50	0,30	0,13	0,07
			0,6	2,00	0,60	0,29	0,20	0,12
			0,7	-	0,80	0,29	0,30	0,20
			0,8	-	1,05	0,30	0,39	0,28
0,9	-	1,50	0,36	0,46	0,35			
44	Trójnik owłowy przy łączeniu i dzieleniu strumieni		$A_o/A_c$	0,50	1,00	-		
			$\zeta_{44}$	0,30	0,25	dzielenie strumieni		
				0,23	0,07	łączenie strumieni		

UWAGA: Współczynniki  $\zeta$  dla trójników odniesione są do prędkości  $w_c$ .



Tabela 9.4. c.d. Wartości współczynnika oporu miejscowego dla kształtek i elementów wentylacyjnych.

Poz.	Nazwa	Schemat	Współczynnik oporu			
			$R/b$	$\zeta_{45}$ dla $h/b$		
45	Kolano płaskie			0,25	0,50	0,75...3,00
			0,75	0,55	0,45	0,40
			1,00	0,45	0,30	0,20
			1,50	0,30	0,20	0,15
			2,00	0,20	0,145	0,10
47	Kolano z dyfuzorem		dla $R = a/2$ $\zeta_{47} = 0,40$			
48	Komora rozprężna		przy jednakowych prędkościach wlotu i wylotu $\zeta_{48} = \zeta_1 + \zeta_2 = 0,7 + 0,6 = 1,3$			
49	Komora rozprężna		$\zeta_{49} = \zeta_1 + \zeta_2 = 0,4 + 0,2 = 0,6$			

**Wpływ chropowatości ścian przewodów na opory miejscowe**

Podobnie, jak w przypadku oporów tarcia w zależności od chropowatości materiału, z którego wykonana jest kształtka wentylacyjna zmieniać się będzie wartość współczynnika oporu miejscowego. Dane podane w tabeli 9.4. są słuszne w przypadku instalacji wykonanych z blachy lub z tworzywa sztucznego. Obliczając opory przepływu powietrza przez kanały o chropowatości względnej większej od 1 należy uwzględnić chropowatość ścianek przewodów i kształtek. Badania doświadczalne wykazały, że wpływ chropowatości ścian na współczynnik oporu miejscowego zależy w znacznym stopniu od konstrukcji kształtki. Zgodnie z zaleceniami podawanymi w literaturze *można przyjąć* dwie zależności dla dwóch grup kształtek:

- dla kolan, łuków, odsadzek, dyfuzorów, konfuzorów i trójkątów

$$\zeta_{chr} = \zeta_{gl} \cdot \beta \quad (9.15)$$

- dla nagłego zwężenia i rozszerzenia przewodu, wlotu i wylotu oraz zasuw

$$\zeta_{chr} = \zeta_{gl} \left[ 1 + \frac{(\beta - 1)}{2} \right] \quad (9.16)$$

gdzie:  $\zeta_{chr}$ ,  $\zeta_{gl}$  – współczynniki oporu miejscowego kształtki chropowatej i gładkiej,

$\beta$  – współczynnik obliczany z zależności podanej przez Ferencowicza zmodyfikowanej przez Pełecha:

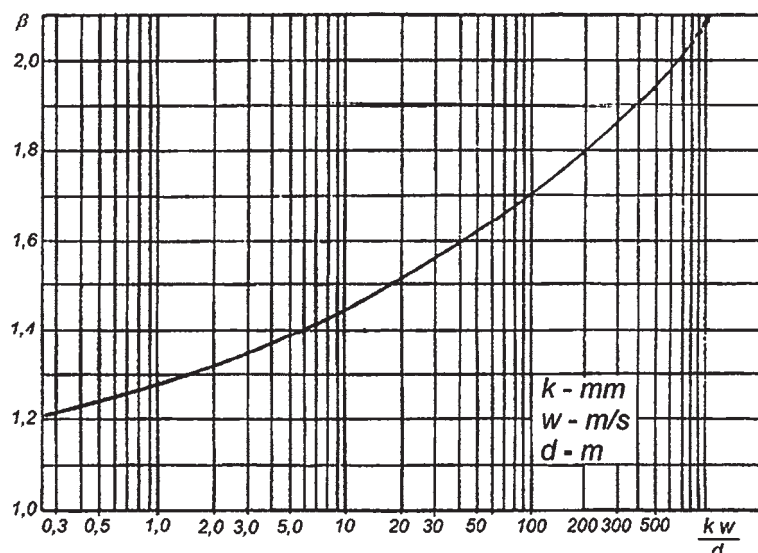
$$\beta = 1 + 0,28 \left( \frac{k \cdot w}{d} \right)^{0,2} \quad (9.17)$$

w której:  $k$  – chropowatość bezwzględna materiału ściany przewodu,  $m \times 10^{-3}$  (tabl. 9.2.),

$w$  – prędkość przepływu powietrza w przekroju odniesienia kształtki, m/s,

$d$  – wymiar charakterystyczny kształtki, m.

Przy obliczaniu współczynnika  $\beta$  dla dyfuzorów i konfuzorów przyjmuje się średnią średnicę, dla trójkątów – średnicę pierwszego elementu, do którego wpływa powietrze. Dla kształtek prostokątnych przyjmuje się zamiast średnicy krótszy bok prostokąta.



Rys. 9.5. Wykres  $\beta = f\left(\frac{kw}{d}\right)$

W celu ułatwienia obliczeń, współczynnik  $\beta$  można odczytać z wykresu na rys. 9.5.

W przewodach, w których mogą się gromadzić osady soli, chropowatość bezwzględna  $k$  może dochodzić do  $2 \times 10^{-3}$  m i więcej.

### 9.3. Zalecane prędkości powietrza w przewodach wentylacyjnych

Projektowanie instalacji wentylacyjnych związane jest ściśle z koniecznością określenia pola powierzchni przewodu powietrznego. Jest to możliwe dzięki przyjmowaniu konkretnych, zalecanych wartości prędkości przepływu powietrza w konkretnych częściach instalacji. W tabeli 9.5. zestawiono zalecane prędkości przepływu powietrza w instalacjach montowanych w budynkach użyteczności publicznej; w tabeli 9.6. przedstawiono zalecane prędkości przepływu powietrza w przewodach wentylacji nawiewnej wysokociśnieniowej.

Tabela 9.5. Zalecane wartości prędkości przepływu powietrza w elementach instalacji.

Dopuszczalny poziom hałasu	Zalecane prędkości przepływu powietrza			Maksymalne prędkości przepływu powietrza		
	przewód przy wentylatorze	przewód główny lub rozprowadzający	przewód odgałęzienia w pobliżu nawiewnika lub wywiewnika	przewód przy wentylatorze	przewód główny lub rozprowadzający	przewód odgałęzienia w pobliżu nawiewnika lub wywiewnika
dB(A)	m/s	m/s	m/s	m/s	m/s	m/s
< 30	8	4 ÷ 5	3 ÷ 4	10	6	5
30 ÷ 33	9	4 ÷ 5	4 ÷ 5	12	6	6
33 ÷ 35	9	5 ÷ 7	5 ÷ 6	12	8	7
Budynki przemysłowe	10	6 ÷ 9	5 ÷ 6	14	11	9
Wyrzutnie powietrza	-	4	-	-	5,5	-
Czerpnie powietrza	-	2,5	-	-	4,5 ÷ 6	-
Filtry powietrza*	-	1,5	-	-	2	-
Nagrzewnice*	-	2,5	-	-	3	-

\*Prędkości przepływu powietrza odniesione do całkowitego pola przekroju.

**Tabela 9.6.** Zalecane prędkości przepływu powietrza w przewodach wentylacji nawiewnej wysokociśnieniowej.

Rodzaj przewodu	Zalecane prędkości przepływu m/s
Przewód główny	10 ÷ 15
Odgałężenia i piony: przy trójkątach prostych 90° przy trójkątach z odejściami i dyfuzorami 90°	15 ÷ 20 20 ÷ 25
Podejścia do wylotów powietrza	10

#### 9.4. Szczelność przewodów i instalacji wentylacyjnych

Zagadnienie szczelności kanałów wentylacyjnych jest niezmiernie istotne w procesie eksploatacji instalacji wentylacyjnych i klimatyzacyjnych. Nieszczelności sieci kanałów powodują ubytki powietrza (po stronie tłocznej) i przyrost strumienia powietrza po stronie ssawnej wentylatora. Powoduje to zachwianie równowagi termicznej i przepływu powietrza w budynku. Nieszczelność instalacji powoduje zmniejszenie skuteczności działania wentylacji przy jednoczesnym wzroście kosztów eksploatacyjnych związanych z transportem i uzdatnianiem powietrza nawiewanego. Świadomość projektantów, instalatorów oraz użytkowników instalacji wentylacyjnych jest pod tym względem coraz większa, jednak jeszcze w większości instalacji badania szczelności sieci przewodów montowanych w budynkach użyteczności publicznej są rzadkością. Najczęściej badania takie wykonywane są w budynkach o specjalnym przeznaczeniu lub w wentylacji pomieszczeń czystych.

Rozporządzeniem Ministra Infrastruktury z dnia 12.04.2002r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki ich usytuowanie z późniejszymi zmianami w § 153 wprowadzono wytyczne dotyczące szczelności instalacji oraz przewodów wentylacyjnych:

1. Przewody wentylacji mechanicznej i klimatyzacji powinny mieć przekrój poprzeczny wynikający z obliczeń dla przewidywanych przepływów powietrza oraz konstrukcję przystosowaną do maksymalnego ciśnienia w instalacji, z uwzględnieniem wymagań bezpieczeństwa pożarowego oraz określonych w ust. 2-8.
2. (...)
3. (...)
4. Przewody instalacji klimatyzacji z przepływem powietrza z dużą prędkością oraz przewody w części nadciśnieniowej instalacji wywiewnych, usuwających powietrze zawierające czynniki szkodliwe dla zdrowia lub substancje palne, jeżeli jest możliwe przedostanie się go do pomieszczeń przeznaczonych na pobyt ludzi, powinny odpowiadać klasie B szczelności, natomiast wszystkie inne przewody instalacji wentylacji mechanicznej i klimatyzacji - klasie A szczelności określonej w... tabeli 9.7.

**Tabela 9.7.** Klasy szczelności przewodów. Wymagania.

Nadciśnienie lub podciśnienie w przewodzie w Pa	Wskaźnik nieszczelności przewodów	
	klasa A m <sup>3</sup> /(m <sup>2</sup> xh)	klasa B m <sup>3</sup> /(m <sup>2</sup> xh)
400	≤ 4,78	≤ 1,58
1 000	–	≤ 2,89

Badania szczelności systemów wentylacyjnych powinny być przeprowadzone na podstawie:

- **PN EN-12237:2005** Wentylacja budynków. Sieć przewodów. Wytrzymałość i szczelność przewodów z blachy o przekroju kołowym.
- **PN-EN-1507:2007** Wentylacja budynków. Przewody wentylacyjne z blachy o przekroju prostokątnym. Wymagania dotyczące wytrzymałości i szczelności
- **PN-EN 5727:2010** Wentylacja budynków. Wyposażenie techniczne sieci przewodów, klasyfikacja szczelności i badania.

Zgodnie z wymienionymi normami wyróżnia się 4 klasy szczelności sieci przewodów wentylacyjnych. W tabeli 9.8. przedstawiono klasyfikację sieci przewodów wentylacyjnych.

**Tabela 9.8.** Klasyfikacja sieci przewodów wentylacyjnych.

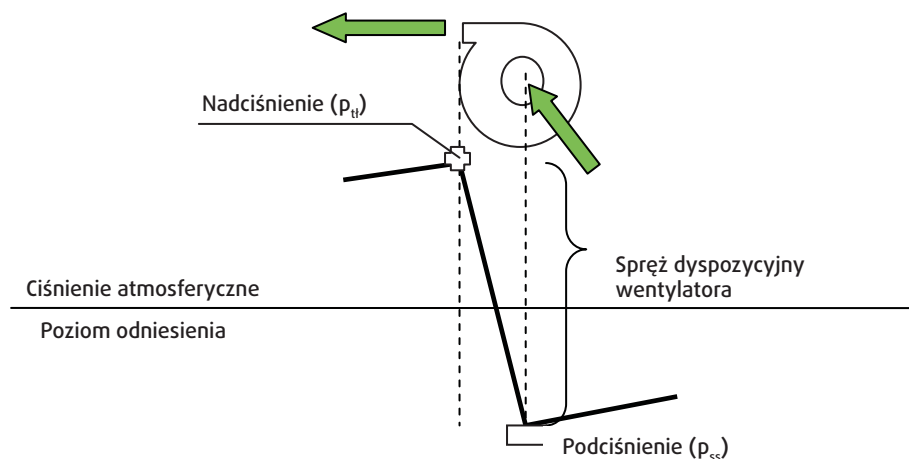
Klasa szczelności przewodów	Wartości graniczne ciśnienia statycznego ( $p_s$ ), Pa		Wartość graniczna wskaźnika nieszczelności ( $f_{max}$ ) $m^3/sm^2$
	Nadciśnienie	Podciśnienie	
<b>A</b>	500	500	$0,027 \cdot p_{test}^{0,65} \cdot 10^{-3}$
<b>B</b>	1000	750	$0,009 \cdot p_{test}^{0,65} \cdot 10^{-3}$
<b>C</b>	2000	750	$0,003 \cdot p_{test}^{0,65} \cdot 10^{-3}$
<b>D</b> Przewody do zastosowań specjalnych	2000	750	$0,001 \cdot p_{test}^{0,65} \cdot 10^{-3}$

Wskaźnik nieszczelności przewodów ( $f$ ), uzyskiwany w czasie badania szczelności instalacji, musi być niższy niż wartość graniczna ( $f_{max}$ ) obliczona zgodnie z tabelą 9.8. niezależnie od wartości ciśnienia próbnego (równego ciśnieniu robocznemu lub niższemu). Wymagania powinny być spełnione zarówno po stronie tłocznej jak i ssawnej.

## 10. Dobór wentylatora

Dobór wentylatora związany jest z koniecznością określenia jego wydatku oraz sprężu. Wydatek (wydajność wentylatora) jest to strumień powietrza, który musi być transportowany siecią kanałów celem właściwej i skutecznej wentylacji pomieszczenia bądź grupy pomieszczeń. Strumień powietrza wentylującego określa się na podstawie emisji zanieczyszczeń, jakie wydzielają się w pomieszczeniu czy grupie pomieszczeń oraz założonego maksymalnego przyrostu stężenia tych zanieczyszczeń dla pomieszczenia (grupy pomieszczeń). Patrz rozdział 5 Poradnika.

Spręż wentylatora określa się na podstawie strat ciśnienia obliczonych dla sieci kanałów wentylacyjnych, którymi transportowany jest strumień powietrza wentylującego. Zwykle spręż dyspozycyjny określa się na podstawie różnicy ciśnień pomiędzy króćcem tłocznym i ssawnym wentylatora. Na rysunku 10.1. przedstawiono schematycznie rozkład ciśnień dla pracującego wentylatora.



Rys.10.1. Schematyczne przedstawienie sprężu wentylatora.

Spręż dyspozycyjny określa różnica ciśnień na króćcu ssawnym i tłocznym wentylatora tj.:

$$\Delta p_d = \Delta p_{tl} - \Delta p_{ss} \quad \text{Pa} \quad (10.1)$$

Gdzie:

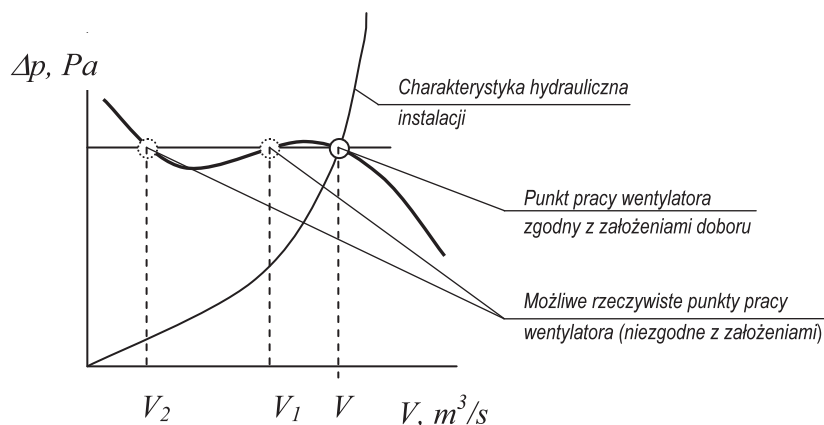
$p_{tl}$  – suma strat ciśnienia w instalacji po stronie tłocznej wentylatora (wartość dodatnia – nadciśnienie względem ciśnienia atmosferycznego), Pa,

$p_{ss}$  – suma strat ciśnienia w instalacji po stronie ssawnej wentylatora (wartość ujemna – podciśnienie względem ciśnienia atmosferycznego), Pa.

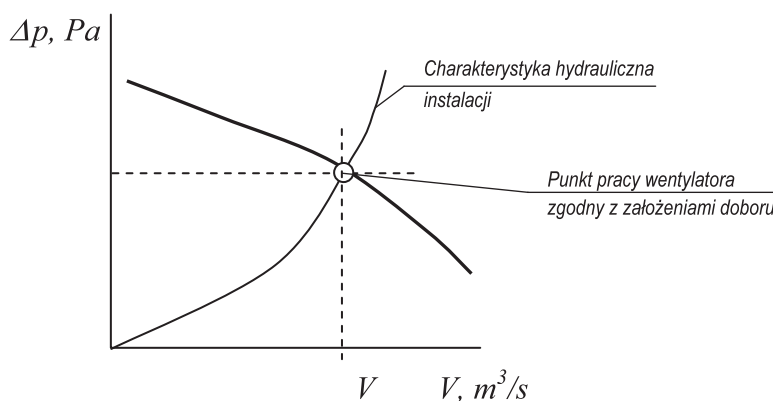
Spręż dyspozycyjny jest więc sumą algebraiczną strat ciśnienia po stronie ssawnej i tłocznej. Przed przystąpieniem do doboru wentylatora należy określić statyczne straty ciśnienia w instalacji, dla której ma być dobrany wentylator. Zasady obliczania statycznych strat ciśnienia podano w części 9 Poradnika.

Po obliczeniu strat ciśnienia po stronie ssawnej i tłocznej oraz po obliczeniu sprężu dyspozycyjnego wentylatora dla danego wydatku, można przystąpić do jego doboru.

Warunkiem prawidłowej pracy wentylatora jest jego właściwy dobór. Każdy wentylator pracuje według charakterystyki zwykle podanej w formie wykresu. Aby uniknąć problemów z niestabilną pracą wentylatora unikać należy wentylatorów o charakterystykach „płaskich”. Najbezpieczniej jest dobierać wentylatory o charakterystykach stromych.



**Rys.10.2.** Przykład współpracy sieci wentylacyjnej z wentylatorem o charakterystyce płaskiej i siodłowej. Każdy z trzech wydatków wentylatora jest jednakowo prawdopodobny.



**Rys.10.3.** Przykład współpracy sieci wentylacyjnej z wentylatorem o stromej charakterystyce.

W przypadku doboru wentylatora o charakterystyce płaskiej siodłowej istnieje ryzyko, iż punkt pracy wentylatora będzie różny od żądanego. Oznacza to, że tak jak to przedstawiono na rys. 10.2, przy danym sprężu będzie transportowany zdecydowanie różny (przeważnie mniejszy) strumień powietrza wentylującego. Efektem tego jest zwykle mniejsza od projektowanej skuteczność wentylacji. Dobierając wentylator o stromej charakterystyce można mieć pewność prawidłowego działania wentylatora.

Dobierając wentylator należy również zwrócić uwagę na sprawność, z jaką będzie on pracował. Im większa sprawność pracy wentylatora tym lepiej; tym mniejsze zużycie energii i mniejsze koszty eksploatacyjne.

Firma Systemair na swojej stronie internetowej (<http://www.systemair.com/pl-PL/Polski/Produkty/Product-selector/Fans1/>) udostępnia program doboru, według którego można łatwo wybrać właściwego rodzaj i wielkość wentylatora.

Dobór wentylatora dla instalacji wentylacyjnych i klimatyzacyjnych odbywa się zawsze po obliczeniu wymaganego strumienia powietrza wentylującego i wymaganego sprężu wentylatora. Proces doboru zaczyna się od określenia kryteriów doboru. Poniżej omówiono możliwości, jakie oferuje program doboru elementów rozdziału powietrza zawarty na stronie firmy Systemair.

W kryteriach doboru zawarte są:

Rys. 10.4. Ekran programu doboru, przedstawiający menu wprowadzania danych wejściowych.

#### Dane wejściowe:

- Przepływ powietrza (istnieje możliwość określenia wartości strumienia powietrza wentylującego w  $\text{m}^3/\text{s}$ ,  $\text{m}^3/\text{h}$ ,  $\text{l/s}$  lub  $\text{cfm}$ ),
- Ciśnienie statyczne (istnieje możliwość określenia strat ciśnienia w Pa, in.wg, MPa, psi lub mmHg),

#### Metoda doboru:

- Metoda doboru (istnieje możliwość doboru wentylatora na podstawie linii charakterystyki lub stałego przepływu). Zaleca się dobierać wentylatory z linii charakterystyki.
- Rodzaj regulacji (istnieje możliwość określenia czy wydajność wentylatora nie będzie regulowana, będzie regulowana elektronicznie lub przez transformator).
- Tolerancja doboru wydajności (istnieje możliwość zadania zakresu dopuszczalnej odchyłki od obliczonej wartości strumienia powietrza wentylującego). Zaleca się przyjmowanie tej wartości na poziomie nie wyższym niż  $\pm 10\%$ .

#### Źródło zasilania:

- Napięcie (jeżeli znane jest źródło zasilania można je określić. Program pozwala na określanie napięcia w zakresie 230V, 230/400V, 240V, 400V, Y 400V).
- Częstotliwość (istnieje możliwość wyboru 50Hz lub 60Hz).
- Faza (1 lub 3 fazy).

Typ wentylatora: (projekt (montaż) instalacji wentylacyjnych czy klimatyzacyjnych związany jest z koniecznością określenia rodzaju wentylatora, który będzie dobierany). Firma Systemair proponuje dużą różnorodność wentylatorów w tym:

- Okrągłe (kanałowe).
- Prostokątne (kanałowe).
- Dachowe.
- Osiowe.
- Promieniowe.
- Wentylatory do okapów.

Celem prawidłowego doboru wentylatora należy na tym etapie określić rodzaj wentylatora.

#### Opcje dodatkowe:

- Maksymalne SFP – maksymalna moc właściwa wentylatora (wyrażone w  $\text{kW}/\text{m}^3\text{s}$ ). Zgodnie z Rozporządzeniem Ministra Infrastruktury zmieniającym rozporządzenie w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpo-

wiadać budynki i ich usytuowanie z dnia 6.11. 2008 r wprowadzono dopuszczalne wartości mocy właściwej wentylatora. W tabeli poniżej zamieszczono wartości dopuszczalne zgodne z Dz.U. nr 75 poz. 690 z późniejszymi zmianami.

L.p.	Rodzaj i zastosowanie wentylatora	Maksymalna moc właściwa wentylatora [kW/(m <sup>3</sup> /s)]
<b>Wentylator nawiewny:</b>		
1.	złożona instalacja klimatyzacji	1,6
2.	prosta instalacja wentylacji	1,25
<b>Wentylator wywiewny:</b>		
3.	złożona instalacja klimatyzacji	1
4.	prosta instalacja wentylacji	1
5.	instalacja wywiewna	0,8

- Zgodnie z rozporządzeniem dopuszcza się zwiększenie mocy właściwej wentylatora w przypadku zastosowania wybranych elementów instalacji do wartości określonej w poniższej tabeli:

L.p.	Dodatkowe elementy instalacji wentylacyjnej lub klimatyzacyjnej	Dodatkowa moc właściwa wentylatora, kW/(m <sup>3</sup> /s)
1.	Dodatkowy stopień filtracji powietrza	0,3
2.	Dodatkowy stopień filtracji powietrza z filtrami klasy H10 i wyższej	0,6
3.	Filtry do usuwania gazowych zanieczyszczeń powietrza 0,3	0,3
4.	Wysoko skuteczne urządzenie do odzysku ciepła (sprawność temperaturowa większa niż 90%)	0,3

- Minimalna sprawność (celem ograniczenia zużycia energii do napędu wentylatora jego sprawność powinna być jak największa).

#### Klasyfikacja:

- Maksymalna temperatura powietrza (dla wentylatorów pracujących w instalacjach ppoż., oddymiających czy specjalnych należy określić maksymalną temperaturę pracy, aby wentylator nie uległ zniszczeniu),
- Klasa izolacji (jeżeli jest to wymagane należy określić klasę izolacji wentylatora – B lub F),
- Klasa zamknięcia obudowy (jeżeli jest to wymagane należy określić klasę zamknięcia obudowy – 44 lub 45),
- Ex – wentylator w wykonaniu przeciwwybuchowym,
- Oddymiający – dla instalacji oddymiających.

Po wypełnieniu odpowiednich danych brzegowych można dokonać właściwego doboru wentylatora. Celem możliwości doboru wentylatora zaleca się podawanie tylko wymaganych ściśle wartości.

#### Przykład doboru wentylatora kanałowego:

W instalacji wentylacji mechanicznej nawiewnej o wydajności 1200 m<sup>3</sup>/h oraz stratach ciśnienia po stronie tłocznej wentylatora 150 Pa i po stronie ssawnej wentylatora 300 Pa należy zamontować wentylator kanałowy.

Dane do doboru wentylatora:

$$V = 1200 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta p_d = 150 - (-300) = 450 \text{ Pa}$$



Możliwy jest dobór wentylatora o przekroju okrągłym lub kwadratowym.

Rys. 10.5. Ekran programu doboru wentylatora z zaznaczonymi polami wyboru.

Po wybraniu opcji „szukaj” pozostają do wyboru 3 wentylatory:

Punkt pracy		Dane akustyczne		Dane nominalne							
Lp.	Nazwa	Numer produktu	Przepł... powiet...	Ciśn... stat.	Ciśn... całk.	Moc	Prąd	Prędkość	Spra...	Napi...	Moc właściwa wentylatora SFP
			[m³/h]	[Pa]	[Pa]	[W]	[A]	[obr./min]	[%]	[V]	[kW/m³/s]
<input type="checkbox"/> 1	MUB 925 355EC-A2 (1Ph/230V) - przepływ kąt 90°										
		30670	1233	475	475	365	2.22	1870	45	10	1.07
<input checked="" type="checkbox"/> 2	KVKE 315 EC										
		2578	1200	449	460	308	1.89	2218	49	10	0.92
<input type="checkbox"/> 3	MUB/T 025 355EC										
		34548	1100	378	378	288	1.22	1510	40	230	0.94

Rys. 10.6. Ekran wyboru konstrukcji wentylatora.

Ostatecznie, na podstawie położenia punktu pracy, danych akustycznych i danych nominalnych dobrano wentylator KVKE 315 EC o założonej wydajności i sprężu.

Zielony trójkąt na wykresie oznacza punkt pracy wentylatora z maksymalną sprawnością.



Rys. 10.7. Dobry wentylator kanałowy, prostokątny KVKE 315 EC.

Przykład doboru wentylatora promieniowego:

W instalacji wentylacji mechanicznej wywiewnej o wydajności 4000 m<sup>3</sup>/h oraz stratach ciśnienia po stronie ssawnej wentylatora 450 Pa należy zamontować wentylator promieniowy. Wstępnie założono wentylator dachowy oraz przyjęto maksymalny współczynnik SFP=1,0 kW/m<sup>3</sup>/s

Dane do doboru wentylatora:

$V = 3500 \text{ m}^3/\text{h}$ ;  $\Delta p_g = 450 \text{ Pa}$

Zgodnie z wynikami doboru zamieszczonymi w programie doboru:

Rys. 10.8a. Ekran doboru wentylatora promieniowego.

Znaleziono następujące produkty (rys. 10.8b):

Punkt pracy		Dane akustyczne		Dane nominalne								
Lp.	Nazwa	Numer produktu	Przepływ powietrza	Ciśnienie stat.	Ciśnienie całkow.	Moc	Prąd	Prędkość	Spra...	Napię...	Moc właściwa wentylatora SFP	
			[m <sup>3</sup> /h]	[Pa]	[Pa]	[W]	[A]	[obr./min.]	[%]	[V]	[kW/m <sup>3</sup> /s]	
1	DVC 500-P (3Ph/400V)	30679	4032	457	457	980	1,85	1339	52	10	0,88	
2	DVC 500-S (3Ph/230V)	30628	4032	457	457	980	1,85	1339	52	10	0,88	
3	DVCi 500-S (3Ph/400V)	30698	4104	474	474	1053	1,75	1339	51	10	0,92	
4	DVCi 500-P (3Ph/400V)	30706	4104	474	474	1053	1,75	1339	51	10	0,92	
5	DVCi 450-P (3Ph/400V)	30705	4147	484	484	1056	1,74	1585	53	10	0,92	
6	DVCi 450-S (3Ph/400V)	30697	4147	484	484	1056	1,74	1585	53	10	0,92	
7	DVC 450-P (3Ph/400V)	30683	4156	486	486	1047	1,79	1558	54	10	0,91	
8	DVC 450-S (3Ph/230V)	30626	4156	486	486	1047	1,79	1558	54	10	0,91	
9	DVN 450D4 IE2	32184	3843	415	415	859	1,68	1436	52	400	0,80	
10	DVNi 450D4 IE2	33482	3843	415	415	859	1,68	1436	52	400	0,80	

Rys. 10.8b. Ekran wyboru produktu.

W pierwszym etapie wybrano dwa wentylatory o identycznych parametrach pracy. Zaznaczając kursorem nazwę wyrobu, otwiera się pomocnicze okienko „zobacz produkt” prowadzące do strony opisowej (rys. 10.8b). Na podstawie informacji tu zawartych wybrano wentylator nr 8 (DVC 450-S (3Ph/230 V) nr wyrobu 30626, o wydajności  $V = 4156 \text{ m}^3/\text{h}$  i sprężu  $\Delta p_c = 486 \text{ Pa}$ , sprawności 54% oraz wskaźniku  $\text{SFP} = 0,91 \text{ kW}/\text{m}^3/\text{s}$ .



## DVC 450-S (3Ph/230V)

### Nr artykułu 30626

- Wbudowane zabezpieczenie termiczne
- Niski poziom hałasu
- Bezobsługowy
- Niskie zużycie energii
- Szeroki zakres regulacji obrotów

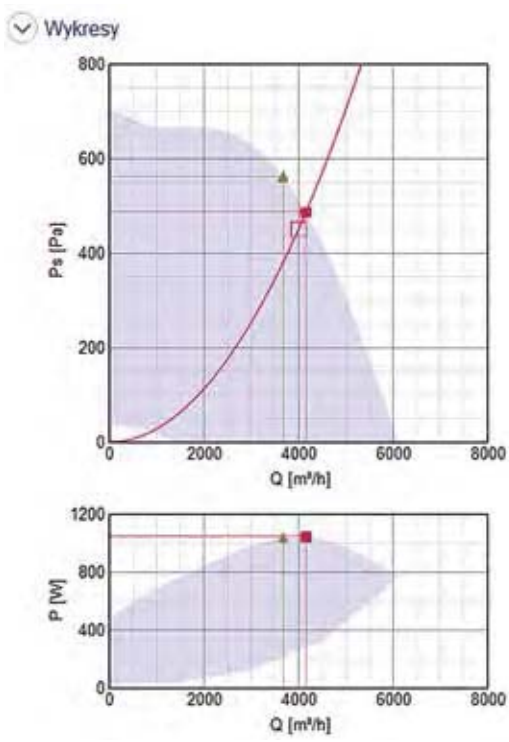
Wentylatory serii DVC są napędzane przez nowoczesne, o wysokiej sprawności silniki z elektroniczną komutacją (tzw. silniki EC). Wszystkie silniki mają wirującą obudowę, na której osadzone jest koło wirnika wentylatora. Wentylatory zasilane jednofazowo są przystosowane do napięcia 200...277V/50-60 Hz.

Silnik wentylatora zawiera zintegrowany blok sterowania zapewniający płynną regulację obrotów silnika oraz pełne zabezpieczenie termiczne uzwojeń.

Wentylatory oznaczone DVS...-S można regulować za pomocą sygnału analogowego 0-10V DC. Wentylatory DVC...-P mają wbudowany dodatkowy regulator stałego ciśnienia zasysu. Obudowa wentylatorów wykonana jest z aluminium odpornego na klimat morski. Płyta podstawy natomiast jest stalowa, lakierowana proszkowo. Wirniki wentylatorów wielkość 190...315 są wykonane z poliamidu PS5. Wirniki wentylatorów 355-630 z aluminium odpornego na działanie klimat morskiego.

**Rys. 10.8c.** Informacje opisowe oraz charakterystyka wentylatora i punktu jego pracy. Szare pole oznacza cały obszar pracy wentylatora regulowanego sygnałem 0-10V DC (prąd stały).

Poniżej znajdują się tabele z charakterystyką hydrauliczną i akustyczną dobranego wentylatora. (rys. 10.8d).



#### ▼ Dane hydrauliczne

	Dane wejściowe		Punkt pracy							
	Q [m³/h]	Ps [Pa]	Q [m³/h]	Ps [Pa]	P [W]	n [obr./min.]	I [A]	Moc właściwa wentylatora [kW/m³/s]	SFP	U [V]
Punkt najwyższej sprawności			3666	562	1041	1557	1.78		1.02	10
Dobór	4000	450	4156	486	1047	1558	1.79		0.907	10
Wybór użytkownika	4000	450	4000	450	928	1498	1.6		0.834	8.53

#### ▼ Dane akustyczne

Filtr korekcyjny **Filtr A**

Poziom mocy akust.		63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Całk.
Wlot	dB(A)	43	63	70	70	65	67	71	69	77
Wylot	dB(A)	47	64	71	73	70	69	71	68	79
Poziom mocy akust.		63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Całk.
Wlot	dB(A)	43	65	71	71	66	67	71	71	78
Wylot	dB(A)	47	66	72	74	71	69	71	70	80
Poziom mocy akust.		63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Całk.
Wlot	dB(A)	43	64	72	70	65	66	72	70	78
Wylot	dB(A)	47	64	72	74	70	68	72	69	79

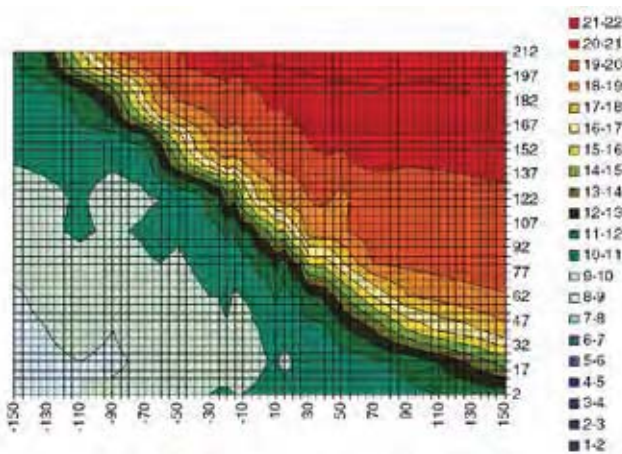
**Rys. 10.8d.** Dane hydrauliczne i akustyczne wentylatora DVC 450-S.

## 11. Kurtyny powietrzne

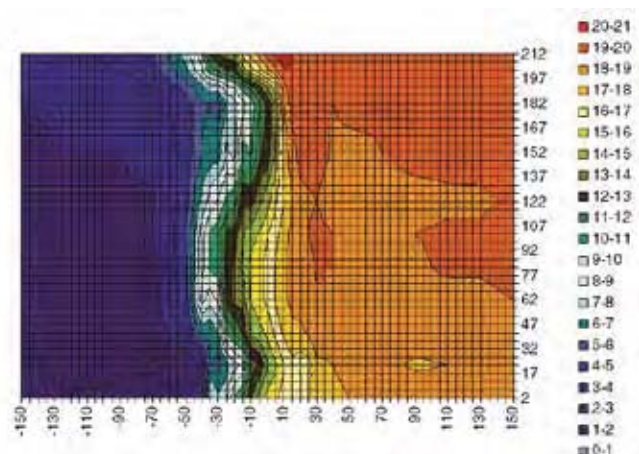
W pomieszczeniach użyteczności publicznej oraz w budynkach przemysłowych i terminalach przemysłowych wejścia, bramy wjazdowe czy podawcze mogą być otwarte większą część dnia. Przez otwarte otwory drzwiowe czy bramy następuje intensywne wymiana powietrza spowodowana:

- różnicą temperatury pomiędzy powietrzem w pomieszczeniu a powietrzem na zewnątrz budynku. Masy powietrza przemieszczają się w wyniku różnicy gęstości między powietrzem ciepłym i zimnym. Intensywność przepływu powietrza jest tym silniejsza im większa jest różnica temperatur oraz im większy jest otwór, przez który następuje przepływ mas powietrza,
- różnicą ciśnienia między powietrzem w pomieszczeniu i powietrzem na zewnątrz budynku,
- siłą naporu wiatru wiejącego na zewnątrz budynku (istotne tu są zarówno prędkość jak i kierunek wiatru).

Taki niczym nieograniczony wypływ powietrza ciepłego z budynku (w okresie zimnym) oraz napływ powietrza ciepłego (w okresie ciepłym) jest przyczyną znacznych strat energii (a co za tym idzie kosztów uzdatniania i transportu powietrza) oraz często prowadzi do długotrwałej niemożności zapewnienia lokalnych warunków komfortu cieplnego. Celem ograniczenie niekontrolowanego przepływu mas powietrza przez pomieszczenie stosuje się kurtyny powietrzne, które tworzą barierę powietrzną między ośrodkami o różnych warunkach, aby zapobiegać napływowi chłodu z zewnątrz, zatrzymać ogrzane powietrze wewnątrz, a także chronić klimatyzowane budynki i pomieszczenia chłodnicze. Prawdopodobnie zainstalowana kurtyna powietrzna ogranicza przeciągi, tworzy komfortowe środowisko w pomieszczeniu i ogranicza straty energii przy drzwiach i przejściach.



**Rys. 11.1.** Przepływ powietrza przez niezabezpieczony otwór drzwiowy.



**Rys. 11.2.** Przepływ powietrza przez zabezpieczony kurtyną powietrzną otwór drzwiowy.

Strumień powietrza przepływającego przez niezabezpieczone otwory drzwiowe czy bramy w budynkach można obliczyć ze wzoru:

$$V = V_t + V_p + V_w \quad (11.1)$$

w którym:  $V_t$  – strumień powietrza przepływającego przez otwór w wyniku różnicy temperatury powietrza z jednej i drugiej strony otworu,  $m^3/s$ ,

$V_p$  – strumień powietrza przepływającego przez otwór w wyniku różnicy ciśnienia między powietrzem z jednej i drugiej strony otworu,  $m^3/s$ ,

$V_w$  – strumień powietrza przepływającego przez otwór w wyniku naporu wiatru,  $m^3/s$ .

Strumień powietrza  $V_t$  pojawia się, ponieważ ciepłe powietrze ma niższą gęstość od powietrza zimnego. Dlatego w otworze występuje różnica ciśnienia. Zimne powietrze napływa przez dolną część otworu i wypycha powietrze gorące przez jego górną część. Strumień powietrza zależy od różnicy temperatur między powietrzem wewnątrz i na zewnątrz otworu. Oznacza to, że wymiana powietrza jest uzależniona od termicznej różnicy ciśnienia. Jeśli temperatura wewnątrz i na zewnątrz jest znana, można określić gęstość powietrza wewnątrz i na zewnątrz, co pozwala obliczyć różnicę ciśnienia i przepływ powietrza przez otwór:

$$V_t = \frac{W}{3} \cdot H^{1,5} \cdot C_d \cdot \sqrt{g \cdot \frac{\Delta\rho}{\rho_m}} \quad (11.2)$$

gdzie:  $W$  – szerokość otworu, m,  
 $H$  – wysokość otworu, m,  
 $C_d$  – współczynnik przepływu (0,6÷0,9),  
 $\Delta p$  – różnica gęstości mas powietrza, kg/m<sup>3</sup>,  
 $\rho_m$  – średnia gęstość mas powietrza, kg/m<sup>3</sup>.

W pomieszczeniach użyteczności publicznej zwykle stosowana jest zbilansowana wentylacja mechaniczna nawiewno-wywiewna. Jednak w czasie pracy centrali wentylacyjnej mogą pojawić się zaburzenia, powodują zmianę wartości tych strumieni powietrza. Powodem tego najczęściej są nierównomiernie zabrudzone filtry. W efekcie strumień powietrza nawiewanego zwykle zaczyna maleć przy stałym strumieniu powietrza wywiewanego i pomieszczeniu powstaje niewielkie podciśnienie. W wyniku powstałej różnicy ciśnień między powietrzem w pomieszczeniu i na zewnątrz:

- do pomieszczenia wpływa strumień powietrza zewnętrznego (w przypadku podciśnienia;  $V_n < V_w$ ),
- z pomieszczenia wypływa strumień powietrza (w przypadku nadciśnienia;  $V_n > V_w$ ).

Strumień powietrza, przepływający przez otwór w ścianie, wywołany różnicą ciśnień po stronie wewnętrznej i zewnętrznej otworu, oblicza się z zależności:

$$V_p = W \cdot H \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{\Delta p \cdot 2}{\rho}} \quad (11.3)$$

oznaczenia jak w zależności 11.2.

Kurtyny powietrzne są w stanie poradzić sobie z różnicą ciśnień wywołaną różnymi strumieniami powietrza nawiewanego i wywiewanego z pomieszczenia, jeżeli  $\Delta p$  nie jest większe od 5 Pa. Wraz ze wzrostem różnicy ciśnień ponad 5 Pa po stronie wewnętrznej i zewnętrznej otworu efektywność działania kurtyn powietrznych maleje.

Przepływ powietrza przez otwory może także wynikać z naporu wiatru na otwór w ścianie zewnętrznej budynku. Im większa prędkość i siła wiatru, tym większy strumień powietrza, który może napłynąć do pomieszczenia z zewnątrz, niosąc ze sobą ładunek zimna lub ciepła. Dla budynków usytuowanych niekorzystnie względem stron świata, pod względem średniego kierunku wiatru, wpływ tego zjawiska może mieć decydujące znaczenie. Dlatego, zabezpieczenie przed niekorzystnym napływem wiatru do budynku jest rzeczą bardzo istotną w trakcie doboru kurtyny. Strumień powietrza zewnętrznego napływający do pomieszczenia w wyniku działania wiatru można opisać wzorem:

$$V_p = W \cdot H \cdot C_v \cdot v \quad (11.4)$$

gdzie:

$C_v$  – współczynnik napływu (0,5÷0,6 – poziomy napór wiatru na otwór),  
 $v$  – średnia prędkość wiatru, m/s.

Stosowane kurtyny powietrzne działają prawidłowo jeżeli prędkość wiatru nie jest większa od 3 m/s. Dla większych prędkości, z jakimi napiera wiatr na otwór sprawność kurtyny maleje. W takich sytuacjach stosuje się dodatkowo śluzy powietrzne lub drzwi obrotowe.

Zainstalowana nad otworem np. drzwiowym kurtyna powietrzna musi pokonać siły związane z przepływem opisanych powyżej strumieni powietrza. Musi stanowić niewidoczną barierę dla tych strumieni niezależnie od tego, jaki może być kierunek przepływu mas powietrza między pomieszczeniem a powietrzem zewnętrznym. Dlatego dobór kurtyny powietrznej powinien być związany zarówno z właściwym określeniem prędkości w otworze nawiewnym jak i prędkości na wysokości podłogi, gdzie zwykle oddziaływanie strumieni  $V_t$ ,  $V_p$  i  $V_w$  jest największe.

Prawidłowo działająca kurtyna powietrzna powinna:

- być zainstalowana na całej szerokości otworu np. drzwiowego,
- być zainstalowana jak najbliżej otworu,
- mieć odpowiednią moc (moc bariery powietrznej – impuls)  $I_{kp} = V_{kp} \cdot v_o \cdot \rho$ , utrzymanie właściwej mocy związane jest z zachowaniem równowagi pomiędzy wydajnością a prędkością początkową,
- mieć kierunek przepływu powietrza skierowany lekko na zewnątrz, ponieważ łagodzi to sumujący się wpływ strumieni  $V_t$  i  $V_p$  na wysokości podłogi.

## 12. Tłumienie hałasu w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych oraz ochrona obiektów wentylowanych przed hałasem emitowanym przez urządzenia

### 12.1. Pojęcia podstawowe

**Drgania akustyczne** – drgania mechaniczne polegające na ruchu cząstek środowiska sprężystego względem położenia równowagi.

**Dźwięk** – wrażenia słuchowe wywołane drganiami akustycznymi lub drgania akustyczne zdolne wytworzyć wrażenie słuchowe.

Wyróżnić można dźwięk powietrzny i dźwięk materiałowy. Ucho ludzkie jest w stanie usłyszeć tylko dźwięk powietrzny o częstotliwości  $20 \div 20\,000$  Hz.

Istotny, z punktu widzenia technicznego, zakres częstotliwości zawiera się w przedziale  $50 \div 10\,000$  Hz. Dla wentylacji średnie częstotliwości obejmują 8 pasm oktawowych. W tabeli 12.1 zamieszczono częstotliwości oktawowe i tercjalne, których wartości wykorzystuje się w obliczeniach oraz pomiarach akustycznych dla wentylacji i klimatyzacji.

**Tabela 12.1.** pasma oktawowe i tercjalne wykorzystywane w obliczeniach oraz pomiarach akustycznych dla wentylacji i klimatyzacji.

Pasma oktawowe			szerokość oktawy	pasma tercjalne		
$f_{m(\text{ediu})}$	$f_{u(\text{pper})}$	$f_{o(\text{ver})}$	$df_{\text{okt}}$	$f_m$	$f_u$	$f_o$
63	45	89	45	50	45	56
				63	62	70
				80	72	90
125	88	177	88	100	90	112
				125	112	140
				160	140	180
250	177	354	177	200	180	224
				250	224	280
				315	280	355
500	354	707	354	400	355	450
				500	450	560
				630	560	710
1000	707	1414	707	800	710	900
				1000	900	1120
				1250	1120	1400
2000	1414	2828	1414	1600	1400	1800
				2000	1800	2240
				2500	2240	2800
4000	2828	5657	2828	3150	2800	3330
				4000	3550	4500
				5000	4500	5600
8000	5657	11314	5657	6300	5600	7100
				8000	7100	9000
				10000	9000	11200

**Hałas (dźwięk zakłócający)** - dźwięk nieprzyjemny lub niepożądany

**Hałas ustalony** – hałas, którego poziom dźwięku A, w określonym miejscu zmienia się w czasie nie więcej niż 5 dB.

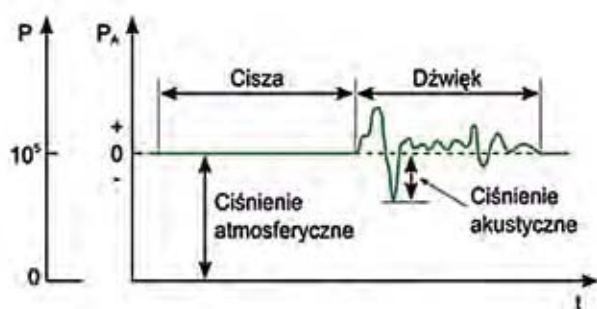
**Hałas niestabilny** - hałas, którego poziom dźwięku A, w określonym miejscu zmienia się w czasie o więcej niż 5 dB. Hałas występujący z przerwami w czasie obserwacji traktuje się jako hałas niestabilny.

**Szum** – dźwięk o charakterze na ogół przypadkowym, niemający wyraźnie określonych składowych.

**Pasma częstotliwości** – zbiór częstotliwości zawartych między dwiema częstotliwościami granicznymi.

**Ciężenie akustyczne  $p$**  – wartość skuteczna różnicy chwilowej wartości ciśnienia i ciśnienia statycznego. Jednostką ciśnienia akustycznego jest Pa.

Na rysunku 12.1 przedstawiono ciśnienie akustyczne na tle ciśnienia atmosferycznego.

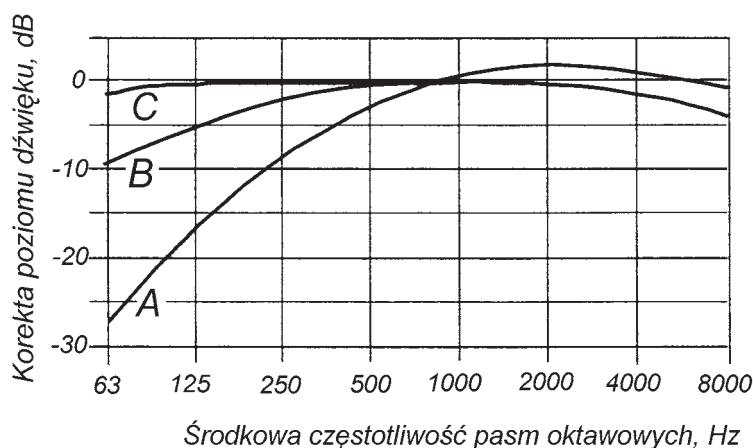


Rys. 12.1. Ciśnienie akustyczne na tle ciśnienia atmosferycznego.

**Poziom natężenia dźwięku** – względna miara natężenia dźwięku. Jednostką natężenia dźwięku jest 1dB. Przyjmuje się, że w powietrzu atmosferycznym poziom natężenia dźwięku jest równy liczbowo poziomowi ciśnienia akustycznego.

**Poziom głośności** – względna miara. Jednostką poziomu głośności dźwięku jest 1 fon. Dźwięk ma głośność  $n$  fonów jeśli jest równie głośny co dźwięk o częstotliwości 1000Hz i poziomie ciśnienia akustycznego  $n$  dB.

**Poziom dźwięku** – ważony poziom ciśnienia akustycznego, będący obiektywnym pomiarowym przybliżeniem poziomu głośności. Poziom dźwięku określa się przez wskazania znormalizowanego miernika poziomu dźwięku. Jednostką poziomu dźwięku jest 1dB(A) lub 1dB(B) lub 1dB(C) – zależnie od funkcji ważenia A, B lub C. Funkcje ważenia są wyznaczone charakterystykami częstotliwościowymi filtrów miernika poziomu dźwięku. Poziomy dźwięku przy poziomach ciśnienia akustycznego od 0 do 55 dB określa się w dB(A) od 55 do 85 w dB(B), a ponad 85dB w dB(C). Na rysunku 12.2. przedstawiono wykres korekty poziomu dźwięku dla środkowych częstotliwości oktaowych przy zastosowaniu filtrów A, B i C.



Rys. 12.2. wykres korekty poziomu dźwięku dla środkowych częstotliwości oktaowych przy zastosowaniu filtrów A, B i C.

**Moc akustyczna źródła dźwięku  $P_a$**  - jest to ilość energii akustycznej emitowana przez źródło w jednostce czasu, W;

**Natężenie dźwięku  $I$**  - jest to strumień energii przepływający przez jednostkę powierzchni w jednostce czasu, W/m<sup>2</sup>.

Najśłabszy szmer słyszalny przez zdrowe ucho ludzkie ma ciśnienie akustyczne ok. 20 mPa i jest tzw.: *próg słyszalności*.

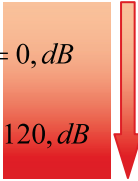
*Granica bólu* leży w strefie ok. 20 Pa. Celem ułatwienia do oceny szumów wprowadzono pojęcie poziomu ciśnienia akustycznego, czyli stosunek ciśnienia akustycznego  $p$  do ciśnienia odniesienia  $p_o = 20$  mPa.

Poziom ciśnienia akustycznego oblicza się wg zależności:

$$L_p A = 20 \lg \frac{p}{p_o} \quad , \quad \text{dB} \quad (12.1)$$

Skala *poziomu ciśnienia akustycznego* rozciąga się od progu słyszalności do granicy bólu.

$$L_{p,A} = 20 \lg \frac{20 \cdot 10^{-6}}{20 \cdot 10^{-6}} = 20 \cdot 0 = 0, \text{ dB}$$

$$L_{p,A} = 20 \lg \frac{20}{20 \cdot 10^{-6}} = 20 \cdot 6 = 120, \text{ dB}$$


Poziom ciśnienia akustycznego zależy od wielu czynników charakterystycznych dla pomieszczenia, kanału wentylacyjnego i innych, dla których jest on określany.

Skala *poziomu dźwięku (decybelowa)* stosowana jest również do oceny intensywności dźwięku  $I$  (poziom natężenia dźwięku -  $L_I$ ) i poziomu mocy dźwięku  $L_w$ .

Wielkością charakterystyczną dla danego źródła jest *poziom mocy akustycznej*. Nie zależy on (w przeciwieństwie do poziomu ciśnienia akustycznego) od innych czynników, takich jak powierzchnia przewodu, pochłanianie itd. Poziom mocy akustycznej liczbowo jest równy poziomowi ciśnienia akustycznego, tylko wtedy, gdy poziom ciśnienia jest odniesiony do powierzchni  $S = 1 \text{ m}^2$ .

Poziom mocy akustycznej oblicza się wg formuły:

$$L_w = 10 \lg \frac{P}{P_o} = 10 \lg \frac{P^2}{P_o^2} \cdot \frac{S}{S_o} = 10 \lg \left( \frac{P}{P_o} \right)^2 + 10 \lg \frac{S}{S_o} = L_p + 10 \lg \frac{S}{S_o} \quad (12.2)$$

gdzie:  $P$  – moc dźwięku, W,  
 $P_o$  – wartość mocy odniesienia,  $10^{-12}$  W,  
 $S$  – pole powierzchni, przez które emitowany jest dźwięk,  $\text{m}^2$ .

Dla dokonania oceny uciążliwości hałasu emitowanego przez wentylatory i inne elementy instalacji wentylacyjnej lub klimatyzacyjnej, porównuje się poziom mocy akustycznej  $L_p$  w poszczególnych pasmach oktaowych z krzywymi uciążliwości hałasu *NR (Noise Rating)*, sporządzonymi na podstawie zaleceń międzynarodowej organizacji normalizacyjnej ISO. Innym sposobem oceny głośności jest porównywanie wartości ważonej poziomu ciśnienia akustycznego  $L_{p,A}$ , wyrażonej w dB(A) z wartością dopuszczalną dla określonego pomieszczenia, podaną w odpowiednim przepisie, np w normie.

W obliczeniach akustycznych jako wartość odniesienia przyjmuje się krzywą NR o 5 dB niższą od dopuszczalnego poziomu dźwięku dla pomieszczenia .

#### **Dodawanie wielu źródeł dźwięku**

Dodawanie wielu źródeł dźwięku jest sumą: *intensywności*  $I_1, I_2, \dots$  *kwadratów ciśnienia akustycznego*  $p^2_1, p^2_2, \dots$  *natężenia dźwięków*  $P_1, P_2, \dots$  .

Całkowity poziom dźwięku może być obliczony ze wzoru:

$$L_{ges} = 10 \log(10^{0,1 \cdot L_1} + 10^{0,1 \cdot L_2} + \dots + 10^{0,1 \cdot L_n}) \quad (12.3)$$

gdzie:  $L_1, L_2, L_n$  – pojedyncze źródła dźwięku.

W szczególnym przypadku, gdy wszystkie dźwięki mają jednakowy poziom:

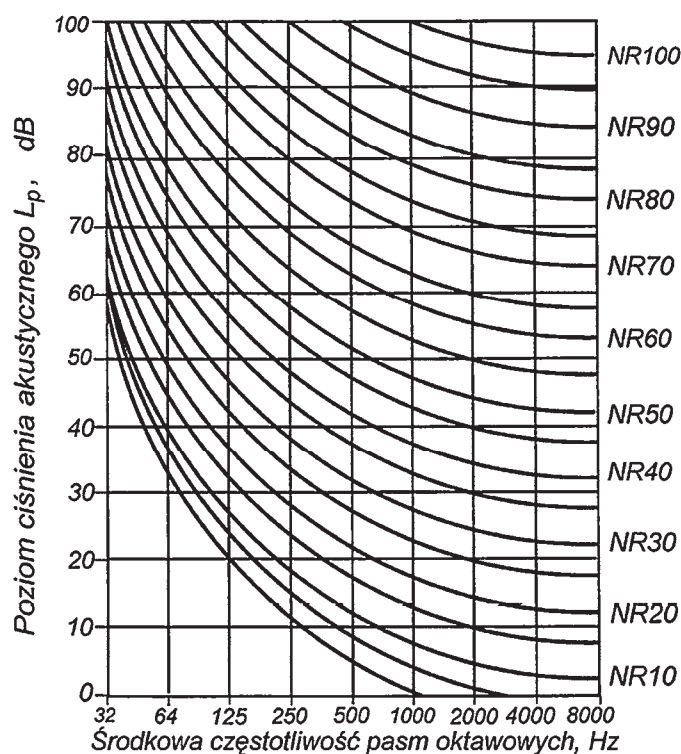
$$L_{ges} = 10 \log n \cdot 10^{0,1 \cdot L} \quad (12.4)$$

Sumowanie poziomów stosuje się także po to, aby obliczyć poziom całkowity na podstawie spektrum oktaowego lub tercjalnego. W tabeli 12.2. przedstawiono spektrum oktaowe szumu.

**Tabela 12.2.** Charakterystyka oktaowa szumu.

częstotliwość	Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{p \text{ Okt}}$	dB	69	74	73	70	68	63	58	46
$L_{p \text{ ges}}$	dB	78,6							





Rys. 12.3. Krzywe uciążliwości hałasu.

## 12.2. Źródła hałasu w urządzeniach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych

Źródłami hałasu w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych są: praca zespołu wentylator-silnik, elementy zakańczające instalację (nawiewniki, wywiewniki, czerpnie, wyrzutnie powietrza, przepływ powietrza przez sieć przewodów, regulatory przepływu, przepustnice regulacyjne, kształtki wentylacyjne itd.).

### Hałas spowodowany pracą wentylatorów:

Hałas powstający przy pracy wentylatora przenoszony jest do połączonych przewodów powietrza zarówno po stronie tłocznej jak i ssawnej i przedostaje się tą drogą do pomieszczeń wentylowanych. Część hałasu emitowana jest bezpośrednio do otaczającego pomieszczenia, część zaś w postaci dźwięków materiałowych przenoszona jest do posadzki. Poziom mocy akustycznej hałasu emitowanego przez wentylator zależy od wielu czynników, a przede wszystkim od liczby i kształtu łopatek, strumienia powietrza, różnicy ciśnień, warunków dopływu i odpływu strumienia powietrza. Wentylatory stosowane w systemach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych charakteryzuje częstotliwość od 200 do 800 Hz – w zależności od wielkości i budowy. Główne szумы występują w zakresie niskich częstotliwości. Do porównania hałasu różnych wentylatorów używa się pojęcia **poziom mocy akustycznej**.

Poziom dźwięku hałasu w pomieszczeniu, pochodzący od urządzenia wentylacyjnego zależy od poziomu dźwięku hałasu emitowanego przez wentylator i poziomu dźwięku hałasu wytwarzanego przez powietrze poruszające się w kanałach wentylacyjnych. Jeżeli przy projektowaniu przewodów zostanie zachowana prędkość przepływu powietrza na odpowiednim, bezpiecznym poziomie, głównym źródłem zakłóceń dźwiękowych w urządzeniu wentylacyjnym pozostanie wentylator. Najprostszym sposobem ograniczenia poziomu dźwięku hałasu, spowodowanego działaniem urządzenia wentylacyjnego, jest zastosowanie wentylatorów cichobieżnych. Ponieważ jednak większość wentylatorów oferowanych na rynku charakteryzuje się dość wysokim poziomem emisji dźwięku, takie rozwiązanie jest trudne do zrealizowania. Najpowszechniejszą metodą obniżenia poziomu dźwięku hałasu w pomieszczeniu jest:

- zastosowanie tłumików akustycznych;
- wykładanie odcinków kanałów prostych materiałem dźwiękochłonnym.

Wykorzystanie każdego z powyższych rozwiązań musi być poprzedzone obliczeniami akustycznymi instalacji. Na podstawie informacji, dotyczących powstawania i tłumienia hałasu, proponuje się następującą drogę postępowania:

- ustalenie poziomu hałasu (w pasmach oktaowych) emitowanego przez wentylator; wg obliczeń lub na podstawie danych katalogowych;

- określenie wartości dopuszczalnego poziomu dźwięku hałasu w rozpatrywanym pomieszczeniu na podstawie obowiązujących norm i normatywów;
- obliczenie wartości występującego tłumienia naturalnego w rozpatrywanej części instalacji wentylacyjnej;
- wyznaczenie wartości niezbędnego tłumienia, które należy wprowadzić do instalacji.

#### Określenie poziomu mocy akustycznej hałasu emitowanego przez wentylator

Poziom mocy akustycznej, emitowanej przez wentylator, mierzony jest po stronie ssawnej i tłocznej wentylatora (w króćcach przyłącznych) oraz w jego otoczeniu (hałas emitowany przez obudowę wentylatora). Wartości poziomu mocy akustycznej, podawane w katalogach, uzyskano drogą pomiaru w punkcie pracy zbliżonym do maksymalnej sprawności wentylatora.

**Tabela 12.3.** Przykładowe wartości poziomu mocy akustycznej wentylatora.

miejsce pomiaru	średkowe częstotliwości pasm oktaowych, Hz									
		całkowity	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_wA$ strona ssawna	dB(A)	83	71	73	71	77	74	75	69	60
$L_wA$ strona tłoczna	dB(A)	88	72	75	81	82	81	81	74	65
$L_wA$ do otoczenia	dB(A)	72	60	61	63	68	63	63	55	48
$V = 0,96 \text{ m}^3/\text{s}, Dp_c = 651 \text{ Pa}$										

Jeżeli istotna jest charakterystyka poziomu dźwięku hałasu w przestrzeni, w której zamontowany jest wentylator, poziom mocy akustycznej  $L_wA$ , emitowanej przez wentylator można przeliczyć na poziom ciśnienia akustycznego  $L_pA$ . W tabeli 12.4 przedstawiono różnice pomiędzy poziomem mocy akustycznej a poziomem ciśnienia akustycznego w zależności od lokalnych warunków otoczenia.

**Tabela 12.4.** Różnice pomiędzy poziomem mocy akustycznej a poziomem ciśnienia akustycznego w zależności od lokalnych warunków otoczenia.

Objętość pomieszczenia (o normalnej zdolności pochłaniania dźwięku):	40 m <sup>3</sup>	80 m <sup>3</sup>	350 m <sup>3</sup>
Równoważna powierzchnia pochłaniania dźwięku:	10 m <sup>2</sup>	20 m <sup>2</sup>	50 m <sup>2</sup>
Odległość od wentylatora:	1,4 m	3 m	6 m
Różnica pomiędzy poziomem mocy akustycznej $L_wA$ a poziomem ciśnienia akustycznego $L_pA$ :	- 4 dB(A)	- 7 dB(A)	- 11 dB(A)

Przy obliczaniu poziomu hałasu dla konkretnej instalacji wentylacyjnej, czasami zalecane jest wychodzenie od poziomu mocy dźwięku hałasu w pasmach oktaowych bez korekcji. Poziom mocy akustycznej bez korekcji można obliczyć stosując podaną poniżej metodę:

**Tabela 12.5.** Metoda obliczania poziomu mocy akustycznej bez korekcji przedstawionej w tabeli 12.3.

	średkowe częstotliwości pasm oktaowych, Hz									
		Całkowity	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_wA$ strona ssawna	dB(A)	83	71	73	71	77	74	75	69	60
Filtr korekcyjny A	dB(A)		+26,2	+16,1	+8,6	+3,2	0	-1,2	-1,2	+1,1
$L_w$ (bez korekcji)	dB		97,2	89,1	79,6	80,2	74	73,8	67,8	61,1

Przy braku danych katalogowych na temat emisji hałasu przez wentylator, proponuje się obliczanie poziomu mocy akustycznej hałasu wentylatora, pracującego w pobliżu optymalnego punktu charakterystyki, z zależności:

$$L_w = L_{ws} + 10 \log V + 20 \log \Delta p_c, \text{ dB} \quad (12.5a)$$

lub

$$L_w = L_{ws} + 10 \log P + 10 \log \Delta p_c, \text{ dB} \quad (12.5b)$$

gdzie:  $L_{ws}$  – moc akustyczna właściwa, dB,  
 $L_w$  – poziom mocy akustycznej hałasu emitowanego przez wentylator, dB,  
 $V$  – strumień powietrza przetłaczany przez wentylator, m<sup>3</sup>/s,  
 $P$  – moc do napędu wentylatora, kW,  
 $\Delta p_c$  – całkowity spręż wentylatora, Pa.

Przybliżona wartość mocy akustycznej właściwej dla wszystkich rodzajów wentylatorów wynosi:

$$L_{ws} = 37 \pm 4, \text{ dB}$$

Jeżeli wentylator nie pracuje w optymalnym punkcie charakterystyki, poziom mocy akustycznej emitowanego hałasu może być większy o 0 do 5 dB. Zakłócenia przepływu po stronie ssawnej lub tłocznej mogą spowodować zwiększenie poziomu mocy emitowanego hałasu o 10 do 15 dB w każdej oktawie.

### 12.3. Tłumienie naturalne w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych.

Tłumienie naturalne występuje zarówno w kanałach jak i w kształtkach wentylacyjnych.

#### Tłumienie naturalne w kanałach wentylacyjnych

Moc akustyczna emitowana przez wentylator zmniejsza się w przewodzie wentylacyjnym doprowadzającym powietrze do pomieszczenia także bez zastosowania dodatkowych tłumików akustycznych. W przewodach prostych, cienkie ściany z blachy zostają wprowadzone w wibracje, co powoduje tłumienie wzdłużne drgań w kierunku przepływu.

Powierzchnia przewodu wypromieniowuje oczywiście tę energię drgań, odpowiednio do swojej zdolności tłumienia dźwięków, do otaczającego pomieszczenia. Tłumienie wzdłużne drgań zależy od sztywności przewodu. Przy niskich częstotliwościach tłumienie jest intensywniejsze niż przy wysokich. Odwrotnie jest z tłumieniem dźwięków. Przewody prostokątne charakteryzują się większym tłumieniem wzdłużnym drgań niż przewody okrągłe. Działanie tłumiące dźwięki jest odwrotne: przewody prostokątne emitują więcej hałasu do otoczenia niż okrągłe. Jeżeli przewody prostokątne wyłożone zostaną materiałem dźwiękochłonnym, to uzyskać można większe wartości tłumienia. W tabelach 12.6 i 12.7 podano wartość tłumienia naturalnego  $\Delta L_1$  w prostych przewodach z blachy oraz w przewodach izolowanych.

#### Tłumienie naturalne w kształtkach.

Tłumienie hałasu przy zmianie kierunku.

Tłumienie dźwięku przy zmianie kierunku przepływu powietrza (w łukach i kolanach) zależy od częstotliwości dźwięku i wymiarów kanału. Im szersze są kanały, tym większe jest tłumienie dźwięków w niższych częstotliwościach. Istnienie kierownic w kolanach nie ma praktycznie wpływu na poziom naturalnego tłumienia hałasu w tych kształtkach. W kolanach i łukach o przekroju kołowym tłumienie dźwięku jest niewielkie i nie przekracza 2.3 dB.

Tabela 12.6. Tłumienie naturalne  $\Delta L_1$  w prostych przewodach z blachy.

	Wymiar przewodu	$\Delta L_w$ [dB/m] przy środkowych częstotliwościach pasm oktaowych				
		63	125	250	500	>1000
prostokątne przewody z blachy stałowej (długość większego boku)	0,10<a<0,20 m	0,6	0,6	0,45	0,3	0,3
	0,2<a<0,4 m	0,6	0,6	0,45	0,3	0,2
	0,4<a<0,8 m	0,6	0,6	0,3	0,15	0,15
	0,8<a<1,0 m	0,45	0,3	0,15	0,1	0,05
przewody okrągłe	0,10<a<0,20 m	0,1	0,1	0,15	0,15	0,3
	0,2<a<0,4 m	0,05	0,1	0,1	0,15	0,2
	0,4<a<0,8 m	-	0,05	0,05	0,1	0,15
	0,8<a<1,0 m	-	-	-	0,05	0,05

**Tabela 12.7.** Tłumienie naturalne  $\Delta L_w$  w prostych przewodach z blachy wyłożonych materiałem dźwiękochłonnym.

Wymiary przekroju poprzecznego przewodu	$\Delta L_w$ [dB/m] przy środkowych częstotliwościach pasm oktaowych					
	125	250	500	1000	2000	4000
0,15x0,15	4,5	4	11	16,5	19	17,5
0,15x0,30	3,5	3	8,5	16,5	18	15,5
0,30x0,30	2,5	2	7	15,5	15	10
0,30x0,60	1,5	1,5	6	15	10	7
0,60x0,60	1	1,5	5	12	7	4,5
0,60x0,90	1	2	3,5	8	4,5	3
0,60x1,20	0,5	1,5	3,5	7,5	4	2,5
0,60x1,80	0,5	1,5	4	7,5	4	2

**Tabela 12.8.** Tłumienie naturalne przy zmianie kierunku kanału  $\Delta L_z$ , dB.

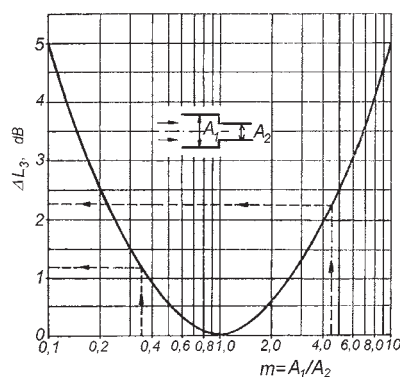
Lp.	Rodzaj kształtki	wymiar kanału b lub d, mm	Środkowe częstotliwości pasm oktaowych Hz							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1.	Kolano o przekroju kołowym	125...200	0	0	0	0	0	1	2	3
		250...400	0	0	0	0	1	2	3	3
		500...800	0	0	0	1	2	3	3	3
		1000...2000	0	0	1	2	3	3	3	3
2.	Kolano o przekroju prostokątnym, bez wykładziny dźwiękochłonnej	125...200	0	0	0	0	6	8	4	3
		250...400	0	0	0	6	8	4	3	3
		500...800	0	0	6	8	4	3	3	3
		>1000	0	6	8	4	3	3	3	3
3.	jak poz. 2 lecz z wykładziną przed kształtką	125...200	0	0	0	0	6	8	6	8
		250...400	0	0	0	6	8	6	8	11
		500...800	0	0	6	8	6	8	11	11
		>1000	0	6	8	6	8	11	11	11
4.	jak poz. 2 lecz z wykładziną za kształtką	125...200	0	0	0	0	7	11	10	10
		250...400	0	0	0	7	11	10	10	10
		500...800	0	0	7	11	10	10	10	10
		>1000	0	7	11	10	10	10	10	10
5.	jak poz. 2 lecz z wykładziną przed i za kształtką	125...200	0	0	0	0	7	12	14	16
		250...400	0	0	0	7	12	14	16	18
		500...800	0	0	7	12	14	16	18	18
		>1000	0	7	12	14	16	18	18	18

- UWAGA:**
1. Wymiar 'b' oznacza ten wymiar kolana lub łuku, który zmienia kierunek w płaszczyźnie rysunku.
  2. W przypadku kolana o zmiennym przekroju wartość tłumienia naturalnego odczytujemy dla mniejszego wymiaru przewodu.
  3. Wartości podane w tabeli są ważne dla zmian kierunku  $\geq 60^\circ$ . Odchylenia mniejsze należy traktować jako przewód prosty.
  4. Kolana z wykładziną tłumiącą muszą odpowiadać warunkom:
    - długość odcinka z wykładziną  $l \geq 2b$  i grubość wykładziny  $g \geq 0,1 b$ .

### Tłumienie hałasu przy nagłym zwężeniu

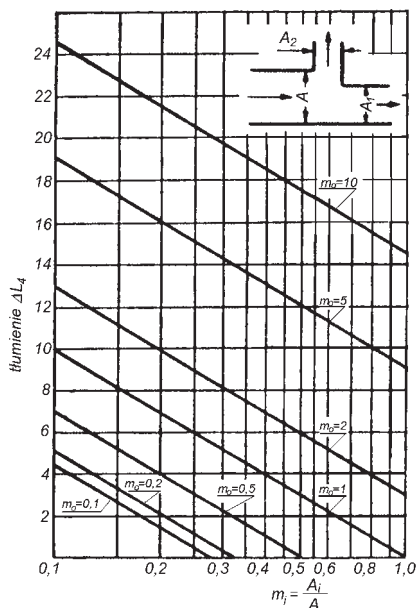
Wykres jest ważny dla częstotliwości mniejszych od 500 Hz.

**Rys. 12.4.** Wartość tłumienia akustycznego przy nagłym zwężeniu lub rozszerzeniu.



Tłumienie hałasu w dyfuzorach i konfuzorach jest znikome i w obliczeniach naturalnego tłumienia w instalacjach wentylacyjnych można je pominąć.

Tłumienie hałasu przy rozdziale lub łączeniu strumieni.



$$m_o = \frac{A_1 + A_2}{A}$$

$A_i$  – powierzchnia odgałęzienia, w którym obliczane jest tłumienie

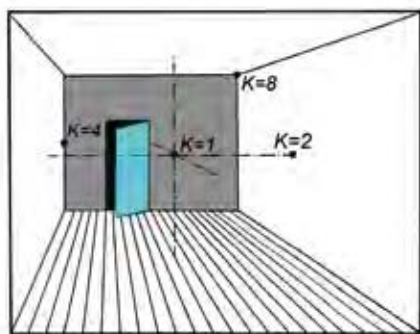
Rys. 12.5. Tłumienie hałasu w trójniku.

Tłumienie hałasu przy wlocie do pomieszczenia.

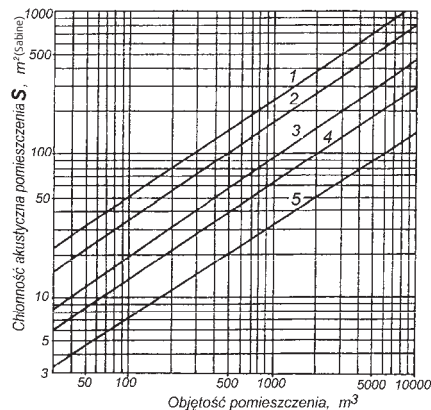
Dźwięki docierają do ucha człowieka przebywającego w pomieszczeniu bezpośrednio od źródła (np. nawiewnika) lub po odbiciu od ścian i innych przedmiotów. W wyniku wielokrotnego odbicia, część energii ulega pochłonięciu i rozproszeniu. Wartość tłumienia hałasu przy wlocie do pomieszczenia zależy od:

- charakterystyki akustycznej, objętości pomieszczenia,
- chłonności akustycznej pomieszczenia  $S$ ,  $m^2$  (Sabine),
- usytuowania kratki nawiewnej (wywiewnej) w pomieszczeniu  $K$ ,
- odległości kratki (źródła hałasu) od strefy przebywania ludzi  $r$ , m.

Po obliczeniu wartości tłumienia naturalnego w instalacji wentylacyjnej i odniesieniu go do poziomu emisji hałasu wentylatora uzyskujemy wartości niezbędnego tłumienia hałasu, jakie należy wprowadzić do instalacji, aby spełnić wymagania normy odnośnie poziomu dźwięku hałasu w pomieszczeniach obsługiwanych przez urządzenia wentylacyjne.

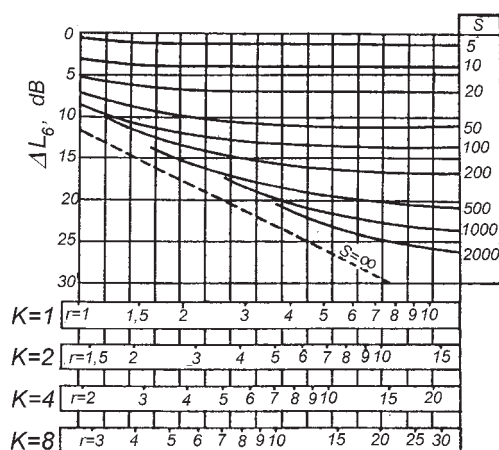


Rys. 12.6. Współczynnik konfiguracji  $K$  zależy od usytuowania nawiewnika w pomieszczeniu.



Rys. 12.7. Wykres do wyznaczania równoważnej powierzchni pochłaniania dźwięku  $S$  (chłonności akustycznej) w pomieszczeniu.

1. pomieszczenie bardzo dobrze wytłumione,
2. pomieszczenie dobrze wytłumione,
3. pomieszczenie normalne,
4. pomieszczenie słabo wytłumione,
5. pomieszczenie bardzo słabo wytłumione.



◀ Rys. 12.8. Tłumienie hałasu przy wlocie powietrza do pomieszczenia.

**UWAGA:** Obliczenia akustyczne urządzeń wentylacyjnych przeprowadza się w pasmach częstotliwości oktaowych. Jeżeli wartości tłumienia naturalnego  $\Delta L$ , nie uwzględniają zależności od częstotliwości, obliczoną wartość tłumienia należy przyjmować taką samą dla wszystkich pasm częstotliwości.

#### *Obliczenia hałasu powstającego w wyniku przepływu powietrza w kanałach.*

W obliczeniach akustycznych powinno się uwzględniać również hałas powstający w kanałach i kształtkach wentylacyjnych w wyniku przepływu powietrza z określoną prędkością. Poziom dźwięku hałasu powstający przy przepływie powietrza przez elementy instalacji wentylacyjnej można obliczyć z zależności:

$$L_v = 10 + 50 \log w + 10 \log A_v, \text{ dB} \quad (13.6)$$

gdzie:  $w$  – prędkość przepływu, m/s,

$A_v$  – przekrój kanału, w którym występuje maksymalna prędkość przepływu powietrza, m<sup>2</sup>.

#### *Obliczanie wypadkowego poziomu hałasu*

Bardzo często w pomieszczeniach znajduje się więcej niż jedno źródło hałasu, na przykład kilka nawiewników względnie dwa lub więcej urządzeń wentylacyjnych. Źródła te mogą mieć jednakowy lub różny poziom emisji. Aby obliczyć łączny poziom hałasu, pochodzący ze wszystkich źródeł należy wykonać sumowanie logarytmiczne poziomów dźwięku wszystkich źródeł.

## 12.4. Tłumiki akustyczne

Jeżeli naturalne tłumienie hałasu jest niewystarczające, należy do instalacji wentylacyjnej dodać element, którego zadaniem jest wytłumienie hałasu emitowanego przez wentylator. Tłumik hałasu należy montować w maszynowni wentylacyjnej, możliwie blisko przegrody, przez którą przewód wentylacyjny wychodzi do innych pomieszczeń. Jeżeli takie umieszczenie tłumika jest niemożliwe, przewód pomiędzy tłumikiem i przegrodą musi być obłożony z zewnątrz otuliną dźwiękochłonną. Dobry tłumik powinien się charakteryzować odpowiednią skutecznością tłumienia w tych pasmach częstotliwości, w których tłumienie naturalne jest niewystarczające i jednocześnie niskim poziomem szumów własnych oraz małymi oporami przepływu powietrza.

W zależności od budowy i metody zmniejszenia energii fali dźwiękowej tłumiki można podzielić na:

- absorpcyjne;
- refleksyjne (reaktywne),
- aktywne.

Tłumiki absorpcyjne działają na zasadzie rozproszenia energii fali dźwiękowej w materiale tłumiącym i przemianie energii kinetycznej drgań mechanicznych na ciepło. Dobre tłumienie w zakresie niskich częstotliwości widma słyszalnego uzyskuje się stosując szerokie kanały dla przepływu powietrza i grube wkłady tłumiące. Wysokie częstotliwości pasma słyszalnego są dobrze eliminowane w tłumikach o wąskich kanałach i cienkich wkładach zaś tłumienie w szerokim zakresie częstotliwości jest najskuteczniejsze w tłumikach o grubych wkładach i wąskich kanałach dla przepływu powietrza.

W tłumikach refleksyjnych wykorzystuje się zjawiska wywołane nieciągłością pozornego oporu akustycznego w kanale powietrznym. Zjawiska te: odbicie fali akustycznej, interferencja i kompensacja mogą występować osobno lub łącznie w różnych kombinacjach. Zjawiska te wykorzystano do konstruowania tłumików komorowych, odznaczających się dużą skutecznością w obszarze niskich częstotliwości. Do tłumików refleksyjnych zalicza się również tłumiki rezonatorowe o różnej budowie oraz tłumiki relaksacyjne.

Na innej zasadzie działają tłumiki aktywne. Aktywne tłumienie hałasu polega na kompensowaniu dźwięku hałasu dźwiękami pochodzącymi z innych źródeł, emitowanymi z odpowiednio dobranym opóźnieniem. Powstaje fala akustyczna o przeciwnej fazie w stosunku do fali dźwięku hałasu; w efekcie uzyskuje się zmniejszenie poziomu mocy akustycznej.

## 12.5. Dopuszczalny poziom dźwięku w pomieszczeniach

Kryteria dotyczące hałasu instalacyjnego w niektórych pomieszczeniach i budynkach podaje norma PN-EN 15251 *Parametry wejściowe środowiska wewnętrznego dotyczące projektowania i oceny charakterystyki energetycznej budynków, obejmujące jakość powietrza wewnętrznego, środowisko cieplne, oświetlenie i akustykę*. W tabeli 12.9 zamieszczono kryteria dotyczące hałasu instalacyjnego w niektórych pomieszczeniach i budynkach zgodnie z PN-EN 15251.

Norma PN-87 B-02151/02 „Akustyka budowlana. Ochrona przed hałasem pomieszczeń w budynkach. Dopuszczalne wartości poziomu dźwięku w pomieszczeniach” podaje dopuszczalne poziomy dźwięku  $L_{Amax}$  w odległości 1 m od urządzenia w pomieszczeniu technicznym zlokalizowanym w budynku mieszkalnym lub zamieszkania zbiorowego. Dane te przedstawiono w tabeli 12.10.

Do obliczeń tłumików akustycznych lub wielkości poziomu tłumienia naturalnego zaleca się przyjmować wartości wskaźnika odczuwalności hałasu  $L_A$  wg krzywej o wartości w przybliżeniu o 5 dB mniejszej od poziomu dźwięku hałasu podanego w normie w dB(A). Zapewni to pewien margines bezpieczeństwa przy projektowaniu np. wtedy, gdy dobrany tłumik hałasu wentylatora nie dotrzyma wymaganych warunków dla jednej częstotliwości.

**Tabela 12.9.** Kryteria dotyczące hałasu instalacyjnego w niektórych pomieszczeniach i budynkach.

Budynek	Rodzaj pomieszczenia	Poziom dźwięku dB(A)	
		Typowa wartość	Standardowa wartość obliczeniowa
Mieszkalny	Salon	25÷40	32
	Sypialnia	25÷35	26
Opieka nad dziećmi	Przedszkole	30÷45	40
	Żłobek	30÷45	40
Miejsca zgromadzeń	Sale wykładowe	30÷35	33
	Biblioteki	28÷35	30
	Kina	30÷35	33
	Sale sądowe	30÷40	35
Budynki komercyjne	Muzea	28÷35	30
	Sklepy detaliczne	35÷50	40
	Domy towarowe	40÷50	45
	Supermarkety	40÷50	45
	Sale komputerowe duże	40÷60	50
Szpitale	Sale komputerowe małe	40÷50	45
	Korytarze	35÷45	40
	Sale operacyjne	30÷48	40
	Oddziały	25÷35	30
	Sale chorych w nocy	20÷35	30
Hotele	Sale chorych w dzień	25÷40	30
	Hole	35÷45	40
	Pomieszczenia recepcyjne	35÷45	40
	Pokoje hotelowe w nocy	25÷35	30
Biura	Pokoje hotelowe w dzień	30÷40	35
	Małe biura	30÷40	35
	Sale konferencyjne	30÷40	35
Restauracje	Biura wielkoprzestrzenne	35÷45	40
	Kabiny biurowe	35÷45	40
	Kawiarnie	35÷50	40
Szkoły	Restauracje	35÷50	45
	Kuchnie	40÷60	55
	Sale lekcyjne	30÷40	35
	Korytarze	35÷50	40
Sport	Sale gimnastyczne	35÷45	40
	Pokoje nauczycielskie	30÷40	35
	Zadaszone stadiony sportowe	35÷50	45
Ogólne	Hale pływalni	40÷50	45
	Toalety	40÷50	45
	Szatnie	40÷50	45

**Tabela 12.10.** Dopuszczalny poziom dźwięku ( $L_{Amax}$ ) w odległości 1 m od urządzenia w pomieszczeniu technicznym zlokalizowanym w budynku mieszkalnym lub zamieszkania zbiorowego.

L.p.	Pomieszczenie, charakter pracy urządzenia	Dopuszczalny maksymalny poziom dźwięku A, ( $L_{Amax}$ ) w dB, w odległości 1 m od urządzenia
1	węzeł cieplny, hydrofornia, praca pompy, działanie zaworów	65
2	transformatorownia, praca transformatora przy minimalnych występujących wartościach obciążenia	62
3	maszynownia dźwigu. Praca zespołu napędowego	65
4	przestrzeń nad dachem budynku, praca wentylatora dachowego	65 <sup>1)</sup>

<sup>1)</sup> Dotyczy przypadku, gdy hałas pochodzący od wentylatora przenika do pomieszczenia wyłącznie przez instalację wentylacyjną. W przypadku, gdy hałas wentylatora może przenikać do pomieszczenia danego lub innego w budynku przez okna, wówczas dopuszczalny poziom dźwięku hałasu A w odległości 1 m wentylatora należy ustalić indywidualnie w zależności od możliwości do zastosowania w konkretnym przypadku zabezpieczeń akustycznych, lecz nie większy niż 65 dB.



## 13. Podstawy teoretyczne działania sprężarkowych obiegów chłodniczych

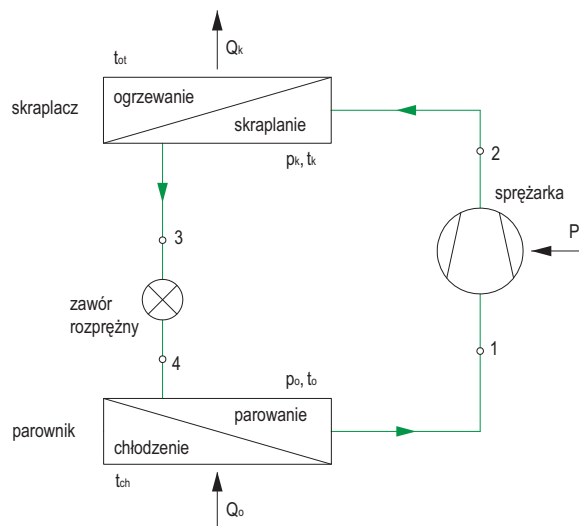
### 13.1. Zasada działania sprężarkowego urządzenia chłodniczego

Działanie sprężarkowego parowego urządzenia chłodniczego oparte jest na teoretycznym idealnym obiegu lewobieżnym Carnota. Obieg taki realizowany jest przez doprowadzenie energii mechanicznej, z wykorzystaniem przemian fazowych czynnika chłodniczego, takich jak wrzenie (parowanie) i skraplanie. Współcześnie ma on największe znaczenie w technice klimatyzacyjnej i chłodniczej, a w warunkach Polski zastosowany jest w ponad 95% pracujących urządzeń.

Na rysunku 13.1. przedstawiono schematycznie jednostopniowe sprężarkowe urządzenie chłodnicze. Takie urządzenie w najprostszej konstrukcji składać się będzie ze:

- SPRĘŻARKI (kompresora), z silnikiem zasilanym najczęściej energią elektryczną; w sprężarce pary czynnika chłodniczego sprężane są od ciśnienia parowania  $p_o$  do ciśnienia skraplania  $p_k$ ,
- SKRAPLACZA (kondensatora), w którym oddawane jest ciepła do otoczenia; przekazywanie ciepła odbywa się przy wysokim ciśnieniu  $p_k$  i możliwe, gdy  $t_k > t_{ot}$ ,
- ZAWORU ROZPRĘŻNEGO stosowanego w celu obniżenia ciśnienia od  $p_k$  do  $p_o$ ,
- PAROWNIKA (parowacza) służącego do pobierania ciepła z substancji, którą chcemy ochłodzić; odebranie ciepła następuje przy niskim ciśnieniu  $p_o$  i jest możliwe, gdy  $t_o > t_{ch}$ .

Aby takie urządzenie działało prawidłowo wszystkie elementy muszą być ze sobą połączone przewodami rurowymi tworząc zamknięty obieg, a wewnątrz musi krążyć odpowiedni czynnik chłodniczy (więcej informacji o czynnikach chłodniczych w rozdziale 15).



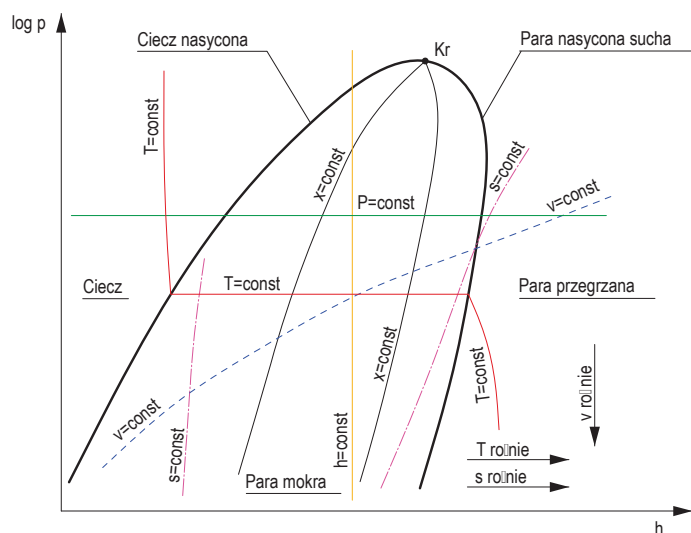
Rys. 13.1. Schemat sprężarkowego urządzenia chłodniczego.

Urządzenie, w którym następuje cykliczny proces sprężania - skraplania - dławienia - parowania możemy nazwać:

- URZĄDZENIEM CHŁODNICZYM, gdy zamierzonym skutkiem działania jest obniżenie temperatury (ochłodzenie) i odebranie zysków ciepła; wymiennikiem, który odgrywa najważniejszą rolę jest parownik,
- POMPA CIEPŁA, gdy celem jest podniesienie temperatury (ogrzewanie) i pokrycie strat ciepła; wymiennikiem najważniejszym w całym układzie jest skraplacz.

### 13.2. Konstrukcja wykresu log p-h

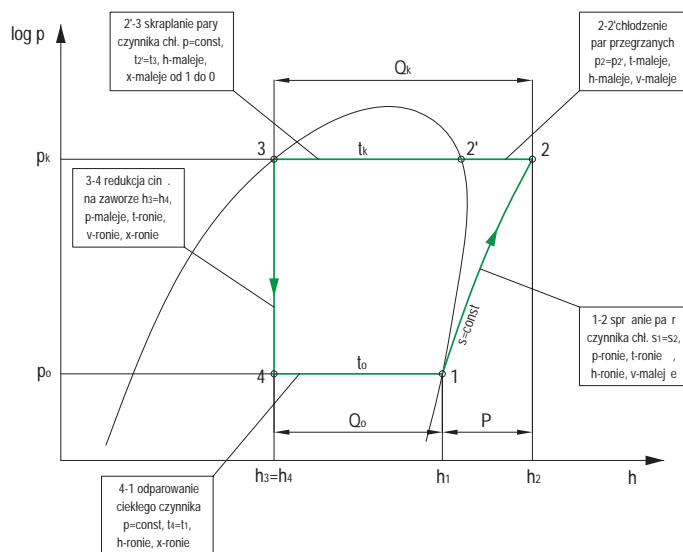
Obliczenia i analizę obiegów parowych urządzeń chłodniczych i pomp ciepła prowadzi się na wykresach termodynamicznych. Najbardziej rozpowszechniony jest wykres: logarytm z ciśnienia – entalpia właściwa (log p-h). Konstrukcja wykresu log p-h została przedstawiona na rysunku 13.2.



Rys. 13.2. Konstrukcja wykresu log p-h.

### 13.3. Obieg jednostopniowy – podstawowy

Przebieg procesów zachodzących w urządzeniu chłodniczym na wykresie log p-h dla obiegu jednostopniowego parowego przedstawiono na rysunku 13.3. Punkty na wykresie odpowiadają punktom na schemacie na rys. 13.1.



Rys. 13.3. Przemiany w urządzeniu chłodniczym na wykresie log p-h.

Jest to podstawowy obieg porównawczy (zwany obiegiem Lindego) dla sprężarkowych urządzeń chłodniczych, uwzględniający właściwości rzeczywistego czynnika chłodniczego, jak również warunki pracy (ciśnienia i temperatury). Przemiany w obiegu chłodniczym to:

- 1 - 2 izentropowe sprężanie pary  $s = \text{const.}$  (w sprężarce),
- 2 - 2' izobaryczne ochładzanie pary przegrzanej  $p_k = \text{const.}$  (w skraplaczu),
- 2' - 3 izobaryczne skraplanie pary  $p_k = \text{const.}$  (w skraplaczu),
- 3 - 4 izentalpowe dławienie  $h = \text{const.}$  (w zaworze rozprężnym),
- 4 - 1 izobaryczne wrzenie czynnika chłodniczego  $p_0 = \text{const.}$  (w parowniku).

Na wykresie log p-h ilości przetworzonej energii przedstawione są jako odcinki poziome h, a entalpia odnosi się do 1 kilograma krążącego w obiegu czynnika chłodniczego.

Podstawowymi wielkościami charakteryzującymi każdy obieg chłodniczy, które mogą zostać wyznaczone na podstawie wykresu log p-h są:

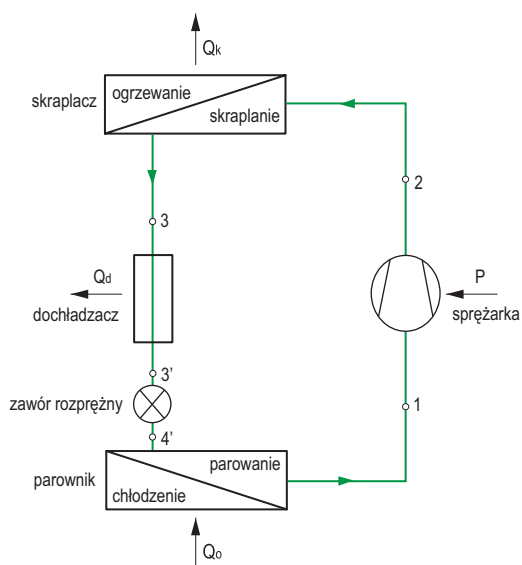
- właściwa moc chłodnicza  $q_o = (h_1 - h_4)$  w kJ/kg,
- właściwe obciążenie cieplne skraplacza  $q_k = (h_2 - h_3)$  w kJ/kg,
- właściwa praca sprężania  $l_s = (h_2 - h_1)$  w kJ/kg,
- strumień masy krążącego czynnika w obiegu  $m_z = Q_o / q_o$  w kg/s,
- moc chłodnicza  $Q_o = q_o \cdot m_z$  w kW,
- wydajność skraplacza  $Q_k = q_k \cdot m_z$  w kW,
- moc sprężarki  $P = l_s \cdot m_z$  w kW.

gdzie:  $h_1$  – entalpia na wyjściu z parownika, na ssaniu sprężarki,  
 $h_2$  – entalpia na wejściu do skraplacza, na tłoczeniu sprężarki,  
 $h_3$  – entalpia na wyjściu ze skraplacza, przed zaworem rozprężnym,  
 $h_4$  – entalpia na wejściu do parownika, za zaworem rozprężnym.

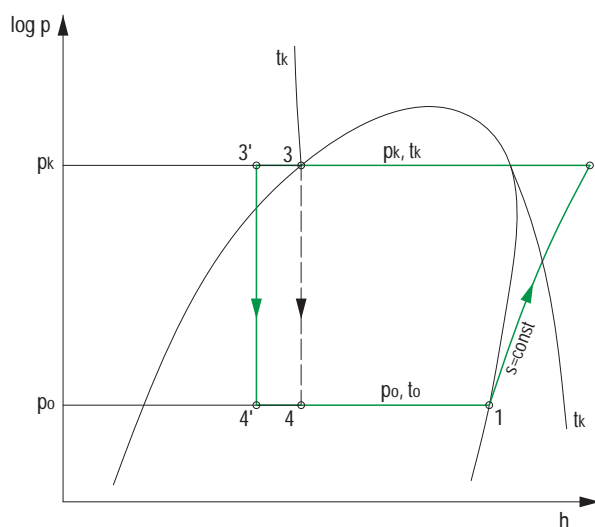
### 13.4. Obieg z dochłodzeniem ciekłego czynnika

Dochładzacz ciekłego czynnika jest to dodatkowy wymiennik, który zamontowany jest przed zaworem dławiącym, a za właściwym skraplaczem. Do obniżenia temperatury ciekłego czynnika chłodniczego jest wymagane doprowadzenie czynnika zewnętrznego (np. zimnej wody gruntowej czy wodociągowej). Zastosowanie dochładzacza ciekłego czynnika w obiegu chłodniczym w każdym przypadku podniesie efektywność sprężarkowego urządzenia chłodniczego.

Na rysunku 13.4. przedstawiono schematycznie jednostopniowe sprężarkowe urządzenie chłodnicze z dochładzaczem, natomiast na rysunku 13.5. zamieszczono wykres log p-h z przemianami w obiegu podstawowym i w obiegu z dochładzaczem.



**Rys. 13.4.** Schemat sprężarkowego urządzenia chłodniczego z dochładzaczem.

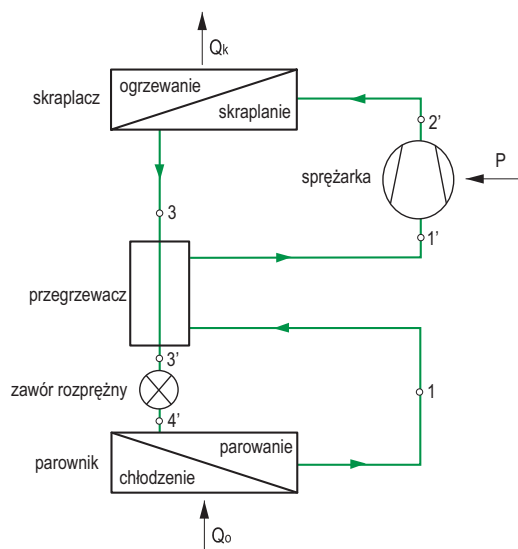


**Rys. 13.5.** Przemiany w urządzeniu chłodniczym podstawowym i z dochładzaczem na wykresie log p-h.

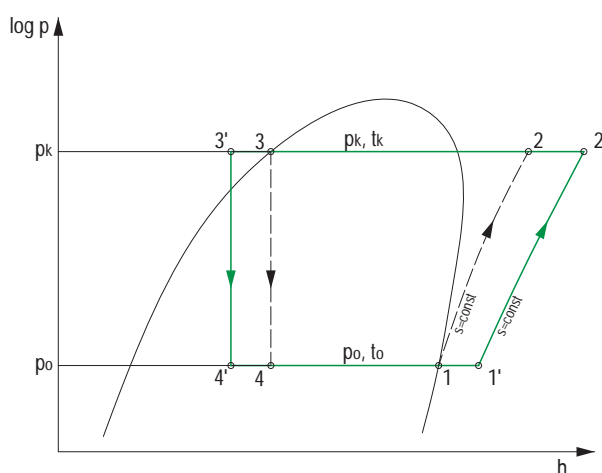
### 13.5. Obieg z przegrzewaczem

Przegrzewacz, inaczej nazywany regeneracyjnym wymiennikiem ciepła, jest wymiennikiem który obniża temperaturę czynnika po skropleniu (przed zaworem rozprężnym), jednocześnie podnosząc temperaturę za parownikiem, przegrzewając pary czynnika chłodniczego. Zastosowanie przegrzewacza w większości przypadków wpłynie korzystnie na podniesienie efektywności energetycznej sprężarkowego urządzenia chłodniczego. Wyjątek stanowią urządzenia z amoniakiem jako czynnikiem chłodniczym – tam efektywność maleje.

Na rysunku 13.6. przedstawiono schematycznie jednostopniowe sprężarkowe urządzenie chłodnicze z przegrzewaczem, natomiast na rysunku 13.7. zamieszczono wykres log p-h z przemianami w obiegu podstawowym i w obiegu z przegrzewaczem.



Rys. 13.6. Schemat sprężarkowego urządzenia chłodniczego z przegrzewaczem.



Rys. 13.7. Przemiany w urządzeniu chłodniczym podstawowym i z przegrzewaczem na wykresie log p-h.

### 13.6. Rodzaje stosowanych urządzeń chłodniczych

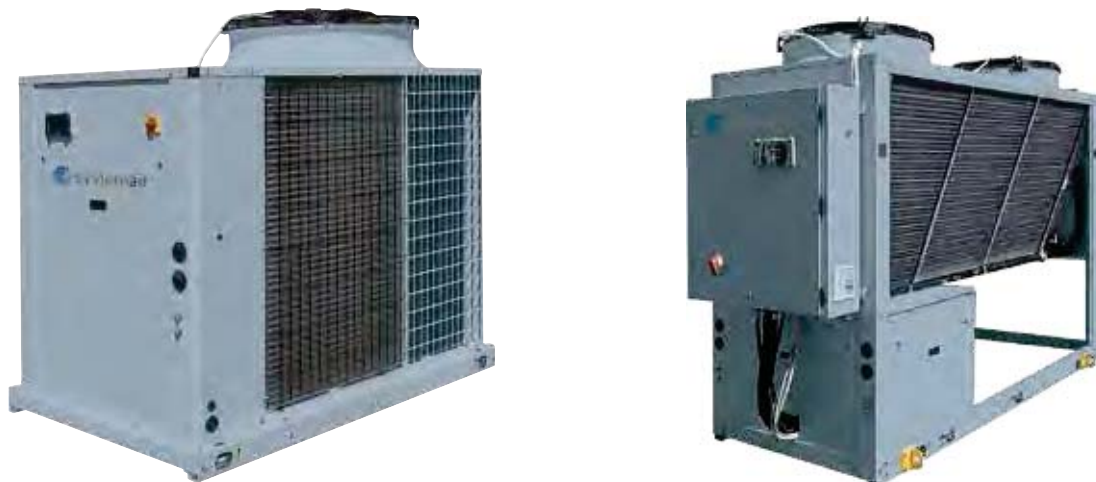
Wśród producentów urządzeń do chłodzenia przyjęło się stosować następujące nazewnictwo:

Agregat wody lodowej lub chiller – urządzenie składające się ze sprężarki, skraplacza, parownika i innego niezbędnego osprzętu, które zamontowane są na stałe na jednej ramie nośnej, gotowe do podłączenia czynników pośredniczących. Takie agregaty najczęściej stosowane są przy pośrednich systemach chłodzenia, gdzie całość posadowiona jest na dachu lub w maszynowni chłodniczej. Konieczne jest użycie pośrednich nośników w wymianie ciepła. Przykładem agregatów wody lodowej mogą być urządzenia AQL lub AQLV firmy Systemair, chłodzone powietrzem (rys. 13.8.).



Rys. 13.8. Zdjęcie agregatów wody lodowej AQL i AQLV firmy Systemair.

Agregat skraplający – to urządzenie, w skład którego wchodzi: sprężarka, skraplacz, czasem zbiornik ciekłego czynnika i inny osprzęt zamontowane na wspólnej ramie nośnej. Parownik jest umieszczony w innym miejscu, np. w centrali wentylacyjnej. Takie rozwiązanie najczęściej jest spotykane przy systemach bezpośredniego odparowania, gdzie agregat skraplający posadowiony jest na dachu lub w wydzielonym miejscu na zewnątrz budynku. Przykładem agregatów skraplających mogą być urządzenia AQC lub AQVC firmy Systemair, chłodzone powietrzem, które zostały przedstawione na rysunku 13.9.



**Rys. 13.9.** Zdjęcie agregatów skraplających AQC i AQVC firmy Systemair.

Agregat sprężarkowy – to najbardziej ubogie urządzenie wymagające zastosowania osobnego parownika i skraplacza. Sam agregat sprężarkowy składa się ze sprężarki, silnika i wyposażenia pomocniczego na wspólnej ramie nośnej. Najczęściej stosowany jest w bezpośrednich systemach chłodzenia, w których np. agregat umieszcza się w maszynie chłodniczej, parownik w centrali klimatyzacyjnej, a skraplacz na dachu. Przy stosowaniu agregatów sprężarkowych wydłużają się linie freonowe i konieczne jest większe napełnienie czynnikiem chłodniczym.

Pełen przegląd agregatów firmy Systemair przedstawiono w tabeli 22.4., a pełna dokumentacja techniczna jest dostępna na stronie [www.systemair.pl](http://www.systemair.pl).

## 14. Wskaźniki efektywności energetycznej sprężarkowych obiegów chłodniczych i pomp ciepła

### 14.1. Efektywność energetyczna urządzenia chłodniczego: wskaźniki EER, SEER i ESEER

Jakość każdego urządzenia określa stosunek osiągniętych efektów do nakładów, który określany jest jako efektywność. Współczynnik efektywności energetycznej EER (Energy Efficiency Ratio) jest to iloraz wydajności chłodniczej i poboru mocy elektrycznej. Współczynnik ten można zapisać w postaci równania:

$$EER = \frac{Q_o}{P}$$

Na podstawie obliczonego współczynnika EER dane urządzenie można zakwalifikować do jednej z klas efektywności energetycznej, oznaczonej dużymi literami od A do G. Tak więc EER może służyć tylko do porównywania urządzeń chłodniczych pracujących przy precyzyjnie określonych parametrach pracy. W tabeli 14.1. podano zakresy współczynników efektywności dla chłodzenia w siedmiu klasach (przy pełnym obciążeniu (100%), w temperaturze zewnętrznej 35°C).

**Tabela 14.1.** Klasy efektywności energetycznej EER urządzenia pracującego w trybie chłodzenia.

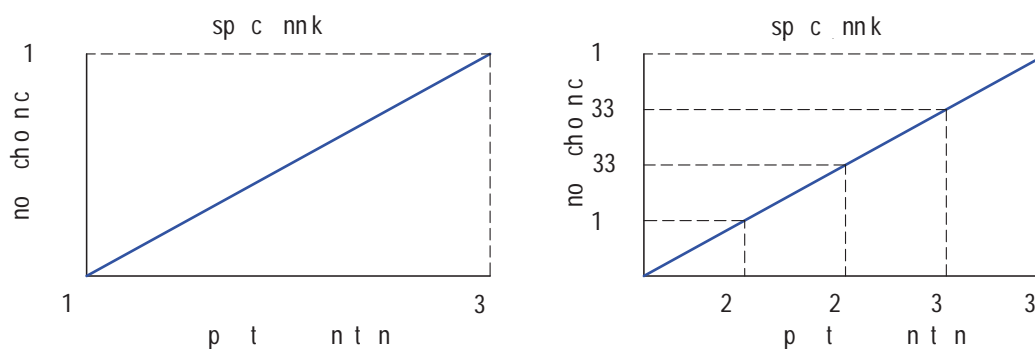
Klasa efektywności energetycznej	Wartość współczynnika efektywności EER
A	$EER > 3,2$
B	$3,2 \geq EER > 3,0$
C	$3,0 \geq EER > 2,8$
D	$2,8 \geq EER > 2,6$
E	$2,6 \geq EER > 2,4$
F	$2,4 \geq EER > 2,2$
G	$2,2 \geq EER$

Sezonowy współczynnik efektywności energetycznej SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio) na podstawie Rozporządzenia Komisji (UE) nr 626/2011 od dnia 01.01.2013 r. stosowany jest w odniesieniu do klimatyzatorów o mocy do 12 kW, w których powietrze, jako czynnik przekazujący chłód /ciepło, wykorzystane jest po stronie skraplacza i parownika. Wartość współczynnika sezonowej efektywności SEER odzwierciedla rzeczywiste zużycie energii przez urządzenie chłodnicze i stanowi miarę rocznego zużycia energii oraz efektywności w typowej codziennej eksploatacji w okresie sezonu letniego. Dla całej Europy współczynnik SEER oblicza się wg wzoru:

$$SEER = (EER_{t_z 20^\circ C} \cdot 15\%) + (EER_{t_z 25^\circ C} \cdot 33\%) + (EER_{t_z 30^\circ C} \cdot 33\%) + (EER_{t_z 35^\circ C} \cdot 15\%)$$

gdzie:  $EER_{t_z 20^\circ C} \cdot 15\%$  – współczynnik efektywności energetycznej określony przy temperaturze zewnętrznej 20°C przemnożony przez 15% wydajności z jaką pracuje urządzenie w ciągu sezonu chłodniczego,  
 $EER_{t_z 25^\circ C} \cdot 33\%$  – wsp. efektywności energetycznej określony przy temperaturze zewnętrznej 25°C przemnożony przez 33% wydajności jw.,  
 $EER_{t_z 30^\circ C} \cdot 33\%$  – wsp. efektywności energetycznej określony przy temperaturze zewnętrznej 30°C przemnożony przez 33% wydajności jw.,  
 $EER_{t_z 35^\circ C} \cdot 15\%$  – wsp. efektywności energetycznej określony przy temperaturze zewnętrznej 35°C przemnożony przez 15% wydajności jw.

Na podstawie obliczonego sezonowego współczynnika SEER, dane urządzenie można przypisać do jednej z klas efektywności energetycznej. W tabeli 14.2. podano zakresy współczynników efektywności dla chłodzenia w dziesięciu klasach.



Rys. 14.1. Wydajność urządzenia chłodniczego od temp. zewnętrznej podczas wyznaczania współczynników EER i SEER.

Tabela 14.2. Klasy efektywności energetycznej SEER urządzenia pracującego w trybie chłodzenia.

Klasa efektywności energetycznej	Wartość współczynnika efektywności SEER
A+++	SEER $\geq$ 8,5
A++	8,5 > SEER $\geq$ 6,1
A+	6,1 > SEER $\geq$ 5,6
A	5,6 > SEER $\geq$ 5,1
B	5,1 > SEER $\geq$ 4,6
C	4,6 > SEER $\geq$ 4,1
D	4,1 > SEER $\geq$ 3,6
E	3,6 > SEER $\geq$ 3,1
F	3,1 > SEER $\geq$ 2,6
G	2,6 > SEER

Znany jest jeszcze jeden współczynnik efektywności energetycznej – europejski sezonowy ESEER (European Seasonal Energy Efficiency Ratio) stosowany do agregatów wody lodowej i klimatyzatorów. Pokazuje wpływ zmiennych obciążeń cieplnych występujących w systemach klimatyzacji na warunki pracy urządzeń chłodniczych. ESEER jest obliczany jako średnia ważona z wskaźników EER dla danych obciążeń cieplnych wg wzoru:

$$ESEER = (EER_{25\%} \cdot 23\%) + (EER_{50\%} \cdot 41\%) + (EER_{75\%} \cdot 33\%) + (EER_{100\%} \cdot 3\%)$$

gdzie:  $EER_{25\%} \cdot 23\%$  – współczynnik efektywności energetycznej określony przy 25% obciążeniu cieplnym przemnożony przez 23% występowania tego obciążenia, przy temp. zewnętrznej 20°C,  
 $EER_{50\%} \cdot 41\%$  – wsp. efektywności energetycznej określony przy 50% obciążeniu cieplnym przemnożony przez 41% występowania tego obciążenia, przy temp. zewnętrznej 25°C,  
 $EER_{75\%} \cdot 33\%$  – wsp. efektywności energetycznej określony przy 75% obciążeniu cieplnym przemnożony przez 33% występowania tego obciążenia, przy temp. zewnętrznej 30°C,  
 $EER_{100\%} \cdot 3\%$  – wsp. efektywności energetycznej określony przy 100% obciążeniu cieplnym przemnożony przez 3% występowania tego obciążenia, przy temp. zewnętrznej 25°C.

Warto zaznaczyć, że podczas certyfikowania budynków wyposażonych w system chłodzenia i wentylacji Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 06.11.2008 r. (Dz.U. nr 201 poz. 1238) wskazuje, że roczne zapotrzebowanie na energię końcową do chłodzenia pomieszczeń powinno być obliczane z wykorzystaniem właśnie wskaźnika ESEER.

## 14.2. Efektywność energetyczna pompy ciepła: wskaźniki COP i SCOP

W odniesieniu do pomp ciepła współczynnik efektywności energetycznej określany jest jako COP (Coefficient of Performance), a jego definicja jest zbliżona do wskaźnika EER i określa wydajność grzewczą w stosunku do poboru mocy elektrycznej przez sprężarkę wraz z innymi urządzeniami towarzyszącymi. Wzór na współczynnik COP przedstawia się następująco:

$$COP = \frac{Q_k}{P} = \frac{Q_o}{P} + 1 = EER + 1$$

**Tabela 14.3.** Klasy efektywności energetycznej COP urządzenia pracującego w trybie grzania.

Klasa efektywności energetycznej	Wartość współczynnika efektywności COP
A	$COP > 3,6$
B	$3,6 \geq COP > 3,4$
C	$3,4 \geq COP > 3,2$
D	$3,2 \geq COP > 2,8$
E	$2,8 \geq COP > 2,6$
F	$2,6 \geq COP > 2,4$
G	$2,4 \geq COP$

W tabeli 14.3. podano zakresy współczynników efektywności COP dla pomp ciepła w siedmiu klasach (A – G). Im pompa ciepła będzie oznaczona wcześniejszą literą, tym większą efektywnością będzie się ona charakteryzowała. Współczynnik COP może służyć do porównania pomp ciepła, jednak jego wartość zależy od wielu czynników i parametrów zewnętrznych, takich jak: temperatura dolnego i górnego źródła ciepła, sposób uwzględnienia poboru prądu przez urządzenia pomocnicze (wentylatory, pompy obiegowe, grzałki, elementy automatycznej regulacji i sterowania) czy rodzaj pracy (on/off lub inverter). Współczynnik COP podobnie jak EER powinien być definiowany dla precyzyjnie określonych parametrów pracy.

Sezonowy współczynnik efektywności energetycznej pomp ciepła SCOP (Seasonal Coefficient of Performance) określa stosunek energii uzyskanej do włożonej w całym sezonie grzewczym z uwzględnieniem realnych parametrów pracy. Uwzględnia on również wahania temperatury i okresy stanu gotowości urządzenia. Efektywność określana jest dla czterech (a nie jednej jak przy COP) wartości temperatury zewnętrznej, a mianowicie: -7, +2, +7 i +12 °C przy stałej temperaturze wewnętrznej 20 °C.

W skład sezonowego współczynnika SCOP wchodzi kilka czynników:

- SCOPnet - uwzględniający pracę samej pompy ciepła w trybie aktywnym, przy różnym obciążeniu i różnych temperaturach,
- SCOPon - oprócz SCOPnet dodatkowo uwzględnia pracę grzałek wspomagających (back up heater), odszraniania czy grzałki karteru sprężarki,
- Pozostałe straty - wynikające m.in. z trybów pracy zależnych od temperatury zewnętrznej: załączenie (on), wyłączenie (off), w gotowości (standby), oraz z wyłączonym termostatem (termostat off).

Na terenie Europy obowiązują trzy formuły do obliczania SCOP, w zależności od strefy klimatycznej. Wyróżnia się strefę ciepłą (m.in. Portugalia, Hiszpania, Irlandia, zachodnia część Francji i Wielkiej Brytanii, południowa część Włoch i Grecji), umiarkowaną (Holandia, Belgia, Dania, pozostała część Wielkiej Brytanii, Francji, Włoch i Grecji) oraz zimną (pozostałe państwa Europy, w tym Polska). Dla każdej z tych stref obowiązują inne progi częściowego obciążenia cieplnego urządzenia przy badanych temperaturach zewnętrznych. Dla warunków Polski:

$$SCOP = (COP_{t_z, -7^{\circ}C} \cdot 61\%) + (COP_{t_z, 2^{\circ}C} \cdot 37\%) + (COP_{t_z, 7^{\circ}C} \cdot 24\%) + (COP_{t_z, 12^{\circ}C} \cdot 11\%)$$

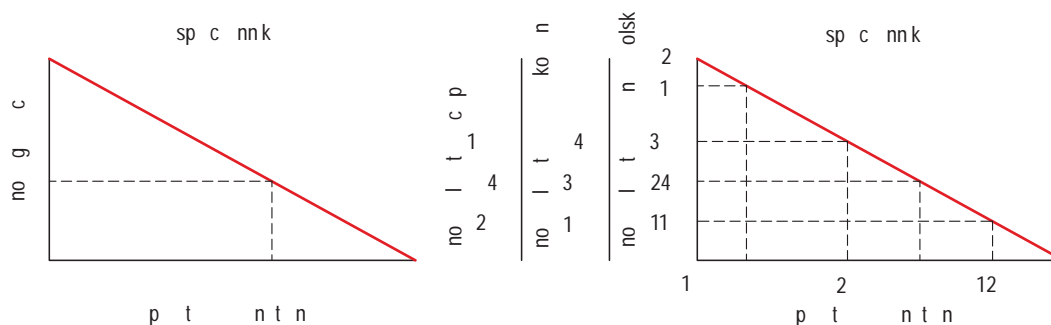
gdzie:  $COP_{t_z, -7^{\circ}C} \cdot 61\%$  – współczynnik efektywności energetycznej określony przy temperaturze zewnętrznej -7°C przemnożony przez 61% wydajności z jaką pracuje urządzenie w ciągu sezonu grzewczego,  
 $COP_{t_z, 2^{\circ}C} \cdot 37\%$  – wsp. efektywności energetycznej określony przy temperaturze zewnętrznej 2°C przemnożony przez 37% wydajności jw.,



$COP_{t_z, 7^{\circ}C} \cdot 24\%$  – wsp. efektywności energetycznej określony przy temperaturze zewnętrznej  $7^{\circ}C$  przemnożony przez 24% wydajności jw.,

$COP_{t_z, 12^{\circ}C} \cdot 11\%$  – wsp. efektywności energetycznej określony przy temperaturze zewnętrznej  $12^{\circ}C$  przemnożony przez 11% wydajności jw.

W tabeli 14.4. podano zakresy sezonowych współczynników efektywności SCOP dla pomp ciepła w dziesięciu klasach. Im pompa ciepła oznaczona wcześniejszą literą, tym większą efektywnością będzie się ona charakteryzowała.



Rys. 14.2. Wydajność pompy ciepła od temperatury zewnętrznej podczas wyznaczania współczynników COP i SCOP.

Tabela 14.4. Klasy efektywności energetycznej SCOP urządzenia pracującego w trybie grzania.

Klasa efektywności energetycznej	Wartość współczynnika efektywności SCOP
A+++	$SCOP \geq 5,1$
A++	$5,1 > SCOP \geq 4,6$
A+	$4,6 > SCOP \geq 4,0$
A	$4,0 > SCOP \geq 3,4$
B	$3,4 > SCOP \geq 3,1$
C	$3,1 > SCOP \geq 2,8$
D	$2,8 > SCOP \geq 2,5$
E	$2,5 > SCOP \geq 2,2$
F	$2,2 > SCOP \geq 1,9$
G	$1,9 > SCOP$

Na podstawie Rozporządzenia Komisji (UE) nr 626/2011 sezonowy współczynnik SCOP stosuje się, analogicznie jak SEER, w odniesieniu do wszystkich urządzeń powietrze-powietrze z funkcją pompy ciepła o mocy do 12 kW.

### 14.3. Wskaźnik SPF

SPF (Seasonal Performance Factor) określa sezonowy współczynnik sprawności pompy ciepła i służy głównie do porównania urządzeń, które pracują w zmiennych warunkach przez długi okres czasu (najczęściej 1 rok). Współczynnik SPF dotyczy głównie pomp ciepła, również tych innych niż powietrze-powietrze (np. woda-woda, powietrze-woda) i jest uśredniony dla całego roku. Urządzenia możemy konfrontować ze sobą na kilku poziomach:

- SPF1 - uwzględnia samą pompę ciepła, czyli sprężarkę, wymiennik ciepła,
- SPF2 - uwzględnia dodatkowo dolne źródło ciepła i sposób dostarczenia energii z dolnego źródła ciepła do pompy ciepła (np. pompa obiegowa dolnego źródła ciepła (gruntu lub wody) czy wentylator powietrznej jednostki zewnętrznej),
- SPF3 - uwzględnia dodatkowe grzałki, np. backup, występujące w systemie ogrzewania,
- SPF4 - uwzględnia ponadto sposób rozprowadzenia ciepła w budynku, czyli pompy obiegowe instalacji c.o. czy wentylatory jednostek nawiewnych (np. wentylokonwektorów).

Pompa ciepła może być uznana za efektywne urządzenie wykorzystujące odnawialne źródło energii, jeśli ostateczny zysk energetyczny znacznie przekracza ilość energii potrzebnej do zapewnienia jej ciągłości pracy. Zgodnie z Dyrektywą 2009/28/WE współczynnik sezonowej wydajności grzewczej pompy ciepła SPF musi spełniać następującą zależność:

$$SPF > 1,15 \cdot \eta^{-1}$$

gdzie:  $\eta$  – sprawność systemu wytwarzania energii elektrycznej w krajach Unii Europejskiej (wg Eurostat  $\eta=0,455$ ),  
1,15 – efektywność wykorzystania energii elektrycznej u końcowego odbiorcy.

Sezonowy współczynnik wydajności pompy ciepła powinien wynosić tym samym co najmniej 2,5.

#### 14.4. Obniżenie efektywności energetycznej urządzeń sprężarkowych

Podczas niewłaściwego użytkowania urządzeń chłodniczych i pomp ciepła nieumyślnie doprowadzić można do zmniejszenia efektywności energetycznej. Dlatego tak ważne są okresowe przeglądy i specjalistyczne serwisowanie tych urządzeń. Do znaczącego obniżenia współczynników EER (SEER lub ESEER) i COP (lub SCOP) w głównej mierze przyczynią się podniesienie ciśnienia i temperatury skraplania oraz obniżenie ciśnienia i temperatury odparowania. Nie można również zapominać o odpowiednim przegrzaniu par czynnika na ssaniu sprężarki  $\Delta t_p$  i dochłodzeniu cieczy przed zaworem rozprężnym  $\Delta t_d$ . W poniższych analizach celowo pominięto pobór mocy urządzeń pomocniczych (takich jak pompy, wentylatory itp.) przedstawiając jedynie pobór mocy przez sprężarkę chłodniczą, jako najbardziej znaczący. Takie uproszczenie pozwoli na pokazanie różnic we współczynnikach EER i COP przed i po zmianach. We wszystkich poniższych przykładach współczynniki efektywności energetycznej, bez uwzględnienia urządzeń pomocniczych, oznaczono jako EER\* i COP\*.

##### PODWYŻSZENIE CIŚNIENIA SKRAPLANIA

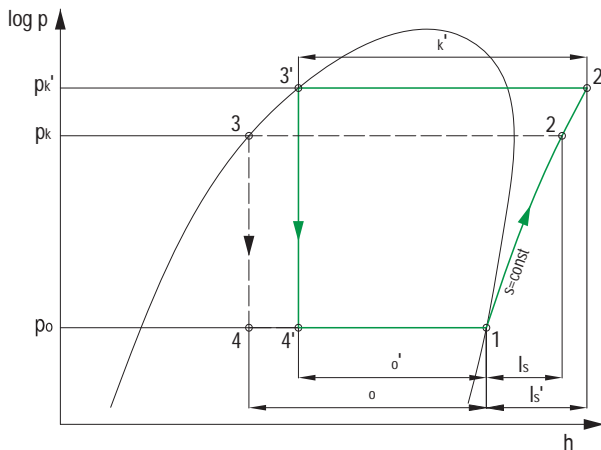
Niekontrolowany wzrost ciśnienia skraplania pogorszy efektywność energetyczną obiegu chłodniczego w wyniku wzrostu zapotrzebowania mocy do napędu sprężarki oraz spadku wydajności chłodniczej. Dodatkowo przy podnoszeniu ciśnienia skraplania wzrasta temperatura tłoczenia. Maksymalną dopuszczalną temperaturę czynnika chłodniczego na końcu sprężania szacuje się na ok. 120°C. Dokładna wartość zależy od zastosowanego oleju: dla olejów mineralnych jest nieco niższa, dla syntetycznych nieznacznie wyższa od 120°C. Powyżej tej temperatury olej traci swoje właściwości smarne, może ulec rozkładowi, co w konsekwencji doprowadzi do zatarcia sprężarki.

Spadek efektywności energetycznej urządzenia chłodniczego EER i pompy ciepła COP podczas zmian ciśnienia skraplania przedstawiono w poniższych wzorach oraz na wykresie log p-h z przemianami w obiegu podstawowym i w obiegu ze zwiększonym ciśnieniem skraplania zamieszczonym na rysunku 14.3.

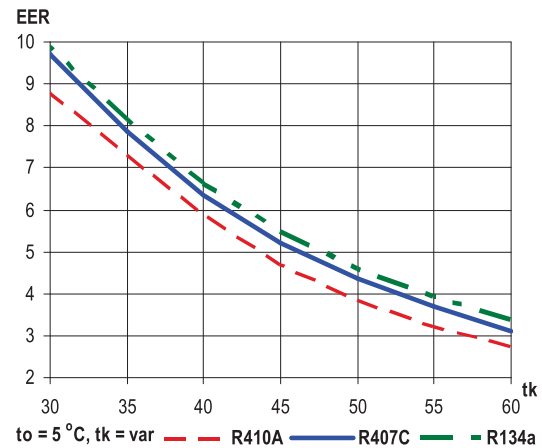
$$EER^* = \frac{q_o}{l_s} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \geq EER^{*'} = \frac{q_o'}{l_s'} = \frac{h_1' - h_4'}{h_2' - h_1'}$$

$$COP^* = \frac{q_k}{l_s} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \geq COP^{*'} = \frac{q_k'}{l_s'} = \frac{h_2' - h_3'}{h_2' - h_1'}$$

Rysunek 14.4. to zależność współczynnika EER od zmiennej temperatury skraplania  $t_k$  przy stałej temperaturze odparowania  $t_o = 5^\circ\text{C}$ . Wykresy sporządzono dla trzech wybranych czynników, stosowanych w układach chłodniczych w klimatyzacji, tj. R410A, R134a oraz R407C.



**Rys. 14.3.** Przemiany w urządzeniu chłodniczym przed i po wzroście ciśnienia skraplania na wykresie log p-h.



**Rys. 14.4.** Zależność współczynnika efektywności energetycznej od temperatury skraplania.

Wzrost ciśnienia i temperatury skraplania może być powodowany wieloma czynnikami. Poniżej wymieniono niektóre z nich:

- zabrudzona powierzchnia wymiany ciepła skraplacza chłodzonego powietrzem,
- naloty kamienia na skraplaczu chłodzonym wodą,
- uszkodzenie w systemie chłodzenia skraplacza, awaria wentylatora,
- wysoka temperatura otoczenia przy niedostatecznym przewiewie,
- zbyt gruba warstwa oleju na wewnętrznej powierzchni wymiennika,
- zapowietrzenie skraplacza, obecność gazów nieskrapających się (powietrza) zmniejszających roboczą powierzchnię wymiany ciepła.

#### OBNIŻENIE CIŚNIENIA PAROWANIA

Spadek ciśnienia odparowania wpływa na obniżenie efektywności energetycznej obiegu chłodniczego poprzez wzrost zapotrzebowania mocy do napędu sprężarki oraz spadek wydajności chłodniczej. Wzrasta objętość właściwa na ssaniu sprężarki oraz temperatury na jej tłoczeniu. Obniżenie efektywności energetycznej urządzenia chłodniczego EER i pompy ciepła COP podczas zmian ciśnienia parowania przedstawiono w poniższych wzorach i na wykresie log p-h z przemianami w obiegu podstawowym i w obiegu ze zmniejszonym ciśnieniem odparowania zamieszczonym na rysunku 14.5.

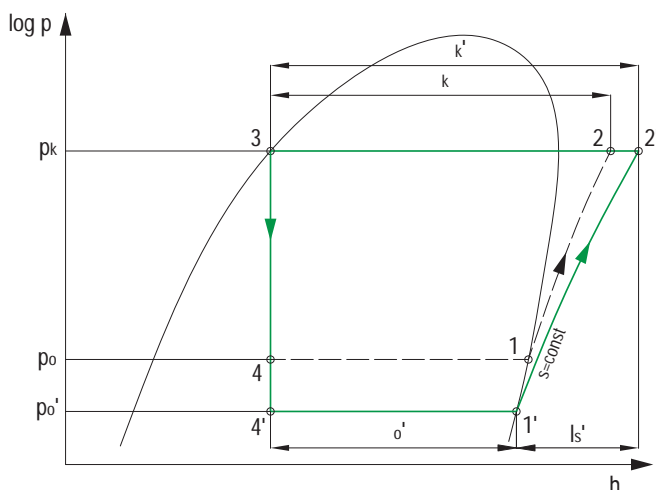
$$EER^* = \frac{q_o}{l_s} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \geq EER^{*' } = \frac{q'_o}{l'_s} = \frac{h'_1 - h'_4}{h'_2 - h'_1}$$

$$COP^* = \frac{q_k}{l_s} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \geq COP^{*' } = \frac{q'_k}{l'_s} = \frac{h'_2 - h'_3}{h'_2 - h'_1}$$

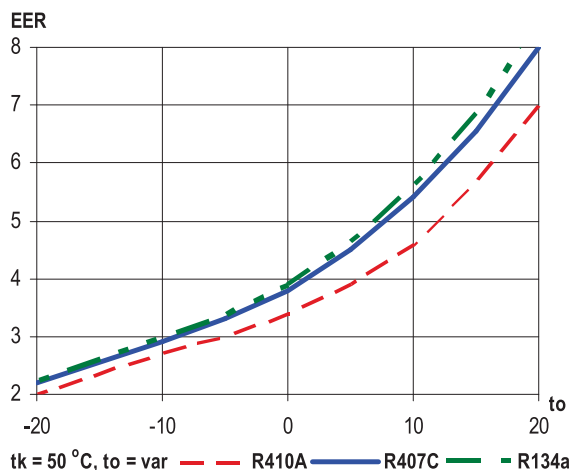
Rysunek 14.6. przedstawia zmianę współczynnika EER w funkcji zmiennej temperatury odparowania  $t_o$  przy stałej temperaturze skraplania  $t_k = 50^\circ\text{C}$ . Wykresy sporządzono dla wybranych czynników, stosowanych w układach chłodniczych w klimatyzacji, tj. R410A, R134a oraz R407C.

Spadek ciśnienia i temperatury odparowania może być powodowany przez:

- oszronienie lub oblodzenie parownika, lód na lamelach staje się izolatorem,
- brak odbioru ciepła,
- uszkodzenie w systemie sterowania zaworem rozprężnym,
- zbyt grubą warstwę oleju na wewnętrznej powierzchni wymiennika.



Rys. 14.5. Przemiany w urządzeniu chłodniczym podstawowym i po spadku ciśnienia odparowania.



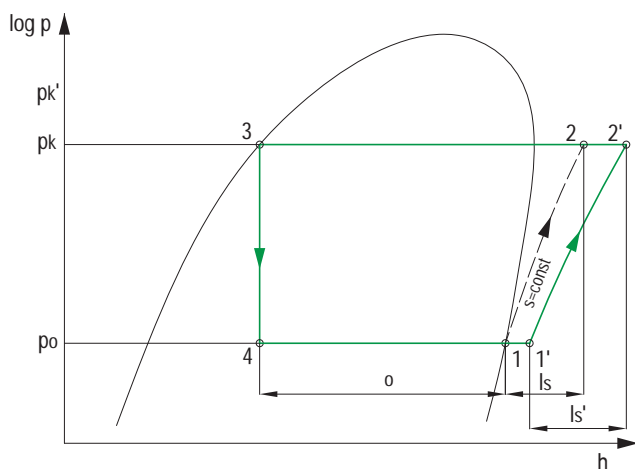
Rys. 14.6. Zależność współczynnika efektywności energetycznej od temperatury odparowania na wykresie log p-h.

WZROST PRZEGRZANIA PARY NA SSANIU SPRĘŻARKI

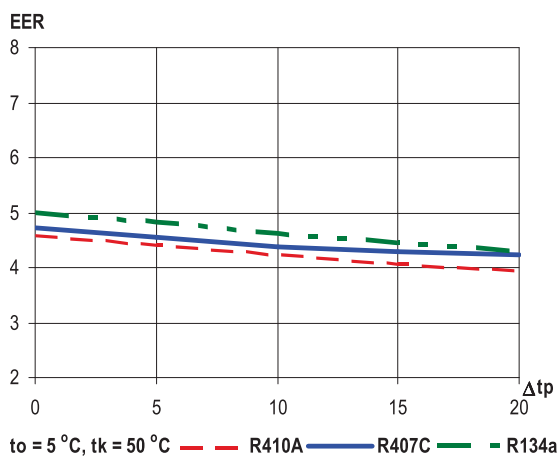
Przegrzanie (superheat) w urządzeniu chłodniczym stosowane jest m.in. po to, aby do cylindra sprężarki nie doprowadzać czynnika chłodniczego w postaci pary mokrej. Zapobiegnie to uszkodzeniu gorących ścian cylindra przez ciekły czynnik oraz wyeliminuje uderzenia hydrauliczne na zawory tłoczne sprężarki. Ponadto może zmniejszyć straty energetyczne podczas procesu sprężania. Jednak zbyt duże przegrzanie może prowadzić do wzrostu temperatury końca sprężania, co z kolei może spowodować rozkład i zapalenie oleju smarowego w sprężarce (nagar olejowy na płytkach zaworów roboczych), co w konsekwencji doprowadzi do zatarcia sprężarki. Dodatkowo powoduje wzrost zapotrzebowania mocy do napędu sprężarki, wzrost objętości właściwej pary, spadek objętościowej wydajności chłodniczej a w efekcie pogorszenie efektywności energetycznej obiegu chłodniczego. Można to zauważyć po rozwinięciu zależności opisującej współczynnik efektywności energetycznej przed i po wzroście przegrzania pary na ssaniu sprężarki:

$$EER^* = \frac{q_o}{l_s} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \geq EER^{*'} = \frac{q_o}{l'_s} = \frac{h_1 - h_4}{h'_2 - h'_1}$$

Ponadto na rysunkach 14.7. i 14.8. przedstawiono wykresy: log p-h z przemianami w obiegu podstawowym i w obiegu z większym przegrzaniem oraz zależność współczynnika EER od wartości przegrzania  $\Delta t_p$  przy stałej temperaturze odparowania  $t_o=5^\circ\text{C}$  i skraplania  $t_k=50^\circ\text{C}$ , dla wybranych czynników stosowanych w układach chłodniczych w klimatyzacji (R410A, R134a, R407C).



Rys. 14.7. Przemiany w urządzeniu chłodniczym podstawowym i po zwiększeniu przegrzania na wykresie log p-h.



Rys. 14.8. Zależność współczynnika efektywności energetycznej od przegrzania pary na ssaniu.

Wzrost przegrzania jest zjawiskiem często związanym ze spadkiem ciśnienia przed sprężarką. Będzie miał miejsce w obiegu chłodniczym, w którym zaprojektowano za małą średnicę rurociągu ssawnego, bądź przewód ssawny jest zbyt długi.

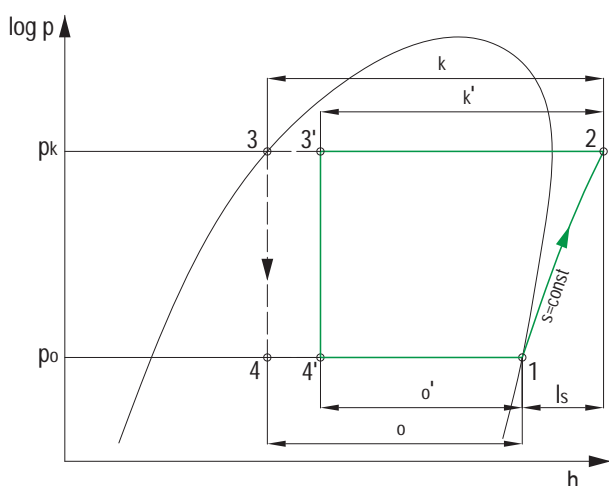
#### ZMNIEJSZENIE DOCHŁODZENIA CIECZY PRZED ZAWOREM ROZPRĘŻNYM LUB BRAK CZYNNIKA CHŁODNICZEGO

Dochłodzenie (subcooling) w urządzeniu chłodniczym jest niezwykle ważne dla właściwej pracy zaworu rozprężnego. Stosowane jest po to, aby do zaworu rozprężnego doprowadzić parę mokrą o niskim stopniu suchości. Duża ilość pary może prowadzić do kawitacji i w konsekwencji do uszkodzenia gniazda oraz iglicy zaworu dławiącego. Innym powodem złej pracy zaworu i zmniejszenia efektywności energetycznej agregatu jest spadek ilości czynnika w obiegu chłodniczym. Niedobór czynnika chłodniczego rozpoznać można przez niewłaściwą pracę agregatu chłodniczego. We wzierniku umieszczonym na przewodzie cieczowym za skraplaczem mogą pojawiać się w sposób ciągły pęcherzyki pary czynnika chłodniczego. Będzie to powodowało słyszalny szum na zaworze dławiącym. Dodatkowo dojść może do obniżenia się ciśnienia parowania i skraplania oraz w efekcie do ciągłej pracy sprężarki bez wystarczającego efektu chłodniczego.

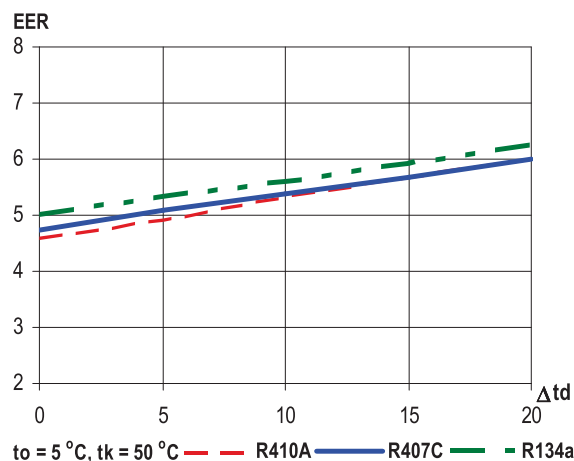
Rozwijając wzór opisujący współczynnik efektywności energetycznej przed i po obniżeniu dochłodzenia cieczy przed zaworem rozprężnym otrzymamy:

$$EER^* = \frac{q_o}{l_s} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \geq EER^{*'} = \frac{q_o'}{l_s} = \frac{h_1 - h_4'}{h_2 - h_1}$$

Na rysunku 14.9. przedstawiono wykres log p-h z przemianami w obiegu podstawowym i w obiegu z niedoborem czynnika chłodniczego. Rysunek 14.10. to zależność współczynnika EER od wartości dochłodzenia  $\Delta t_d$  przy stałej temperaturze odparowania  $t_o = 5^\circ\text{C}$  i skraplania  $t_k = 50^\circ\text{C}$ , dla wybranych czynników stosowanych w układach chłodniczych w klimatyzacji (R410A, R134a, R407C).



**Rys. 14.9.** Przemiany w urządzeniu chłodniczym podstawowym i przy braku czynnika chłodniczego na wykresie log p-h.



**Rys. 14.10.** Zależność współczynnika efektywności energetycznej od dochłodzenia cieczy.

## 15. Czynniki chłodnicze

### 15.1. Definicja czynnika chłodniczego

Czynnik chłodniczy jest to czynnik termodynamiczny, którego przemiany składają się na obieg chłodzenia. Ma on tę właściwość, że przy określonym ciśnieniu wrze w odpowiednio niskiej temperaturze. Zadaniem czynnika chłodniczego jest odbieranie ciepła z ciała ochładzanego poprzez odparowanie przy niskim ciśnieniu w parowniku, a następnie oddawanie tego ciepła do otoczenia w procesie skraplania.

### 15.2. Klasyfikacja oraz oznaczenia czynników chłodniczych

W zależności od pochodzenia i budowy chemicznej stosowane czynniki chłodnicze można podzielić na następujące grupy:

- związki nieorganiczne, np. amoniak ( $\text{NH}_3$ ), woda ( $\text{H}_2\text{O}$ ), powietrze, dwutlenek węgla ( $\text{CO}_2$ ), dwutlenek siarki ( $\text{SO}_2$ ),
- węglowodory nasycone, o wzorze chemicznym  $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$ , np. metan ( $\text{CH}_4$ ), etan ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), propan ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ), butan ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ),
- pochodne węglowodorów nasyconych i nienasyconych, nazywane czynnikami chlorowcopochodnymi, np. R12, R22, R134a,
- mieszaniny azeotropowe wieloskładnikowe, wrzące przy stałej temperaturze bez zmiany składu obu faz, zachowują się jak związki jednorodne, składników nie można rozdzielić na drodze destylacji, np. R502, R507, R509,
- mieszaniny zeotropowe wrzące pod stałym ciśnieniem w zmiennej temperaturze, przemiana fazowa zachodzi w warunkach nieizotermicznych (występuje tzw. poślizg temperaturowy), co pogarsza wymianę ciepła w parowniku i skraplaczu; skład obu faz zmienia się podczas wrzenia na skutek odparowania składnika o większej lotności, a przy nieszczelności układu trzeba wymienić całą zawartość instalacji, np. R407C, R401A, R409A,  $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ , propan-butan,
- mieszaniny bliskoazeotropowe (np. R404A, R410A, R407A) w istocie są to mieszaniny zeotropowe o niewielkim poślizgu temperaturowym, a ich właściwości są zbliżone do roztworów azeotropowych.

Znany jest też inny podział czynników chłodniczych chlorowcopochodnych i węglowodorowych - ze względu na ich budowę atomową:

- CFC (ang. ChloroFluoroCarbon, niem. FCKW):  
idealnie spełniające wymagania techniki chłodniczej, w pełni halogenowe związki węgla (bez atomów H), charakteryzują się dużą stabilnością chemiczną i wysokim wskaźnikiem ODP, uważa się, że są najbardziej odpowiedzialne za niszczenie powłoki ozonowej w stratosferze (tworzenie dziury ozonowej) i przyczyniają się w ten sposób do powstawania efektu cieplarnianego i zostały całkowicie wycofane z użytku w 2004 roku, np. R12,
- HCFC (ang. HydroChloroFluoroCarbon, niem. HFCKW):  
są chemicznie mniej stabilne i rozkładają się już w dolnych warstwach atmosfery ziemskiej, udział tych związków w niszczeniu warstwy ozonowej jest nieznaczny jednak zostały one zakazane do stosowania w nowych urządzeniach od 2004 roku i importu, dystrybucji oraz stosowania, w tym uzupełniania pierwotnym czynnikiem od 2010 roku, do końca 2014 r. dopuszczone do pracy w starych instalacjach z czynnikiem po regeneracji, np. R22,
- HFC (ang. HydroFluoroCarbon, niem. HFKW):  
są bezpieczne i nie uszkadzają warstwy ozonowej ponieważ nie zawierają atomów chloru i bromu ( $\text{ODP} = 0$ ), są stabilne chemicznie, np. R134a,
- FC (ang. FluoroCarbon, niem. FKW):  
nie są szkodliwe dla warstwy ozonowej, charakteryzują się zerową wartością wskaźnika ODP, np. R218,
- HC (węglowodory, ang. HydroCarbon):  
są to płyny naturalne, więc uznaje się je za najbardziej ekologiczne, wskaźnik  $\text{ODP} = 0$ , np. propan R290, izobutan R600a.

Stosuje się również inne podziały np. ze względu na temperaturę wrzenia, na palność i wybuchowość, na toksyczność, na bezpieczeństwo, ale są to podziały drugorzędne.

### 15.3. Własności idealnego płynu roboczego do sprężarkowego urządzenia chłodniczego

Idealny czynnik chłodniczy, ze względu na właściwości termodynamiczne i użytkowe, powinny charakteryzować m.in.:

- duża wartość utajonego ciepła parowania – im wyższe  $q_o$ , tym mniej czynnika w instalacji, mniejsza sprężarka, mniejsza moc napędowa, mniejsze rurociągi,

- niska jednostkowa praca sprężania – niski nakład energii, im niższa  $I_s$  tym wyższy teoretyczny współczynnik wydajności chłodniczej  $\epsilon$ ,
- mała objętość właściwa pary nasyconej suchej – na ssaniu sprężarki; mniejsze gabaryty i moc napędową sprężarki,
- niska końcowa temperatura sprężania - temperatura  $t_{ii} > 120$  °C może powodować rozkład i zapiecenie oleju smarnego w sprężarce (nagar olejowy na płytkach zaworów roboczych) co prowadzi do zatarcia sprężarki,
- niska temperatura krzepnięcia - pozwala na zastosowanie w zakresie niskich temp. bez obawy o jego zamrożenie,
- wysoka temperatura krytyczna - realizacja obiegu powinna odbywać się w dolnej części wykresu log p-h, poniżej punktu krytycznego,
- nie za wysokie ciśnienie robocze, które wiąże się z koniecznością stosowania grubościennych aparatów i maszyn, nie powinno przekraczać 30 barów.

Natomiast ze względu na bezpieczeństwo, własności fizyczne i chemiczne, idealny czynnik chłodniczy powinien być:

- nietoksyczny i nieszkodliwy dla zdrowia człowieka i produktów - w razie wycieku nie może powodować niebezpieczeństwa zatrucia obsługi ani niszczyć przechowywanych w komorach produktów spożywczych,
- posiadający wyraźną woń - w przypadku substancji trującej (wybuchowej) będzie ostrzegać przed niebezpieczeństwem oraz będzie sygnalizować o nieszczelnościach,
- nieszkodliwy dla środowiska naturalnego - zerowy potencjał niszczenia warstwy ozonowej ODP, niski potencjał efektu cieplarnianego GWP,
- niepalny i niewybuchowy w mieszaninie z powietrzem,
- o jednorodnym składzie chemicznym – bez poślizgu temperaturowego,
- obojętny w stosunku do materiałów konstrukcyjnych (korozja) i uszczelnień,
- powinien dobrze się mieszać z dostępnymi na rynku olejami mineralnymi,
- zdolny do rozpuszczania wody,
- łatwo dostępny na rynku i tani – czynniki syntetyczne mają kilkadziesiąt razy większą cenę niż amoniak,
- nadający się do zastąpienia wycofanych z produkcji, a będących w użytkowaniu, czynników R12, R502, R22 - bez przeróbek instalacji.

Jak dotychczas nie wynaleziono takiej substancji, która spełniałaby wszystkie wymagania stawiane czynnikom chłodniczym. Dlatego nie można jednoznacznie określić, która ze stosowanych substancji jest najlepsza. Chcąc dokonać wyboru czynnika chłodniczego należy przeanalizować wszystkie jego właściwości w odniesieniu do układu, w jakim miałby być zastosowany.

## 15.4. Charakterystyka i wykresy log p-h wybranych czynników chłodniczych

### Czynnik R22

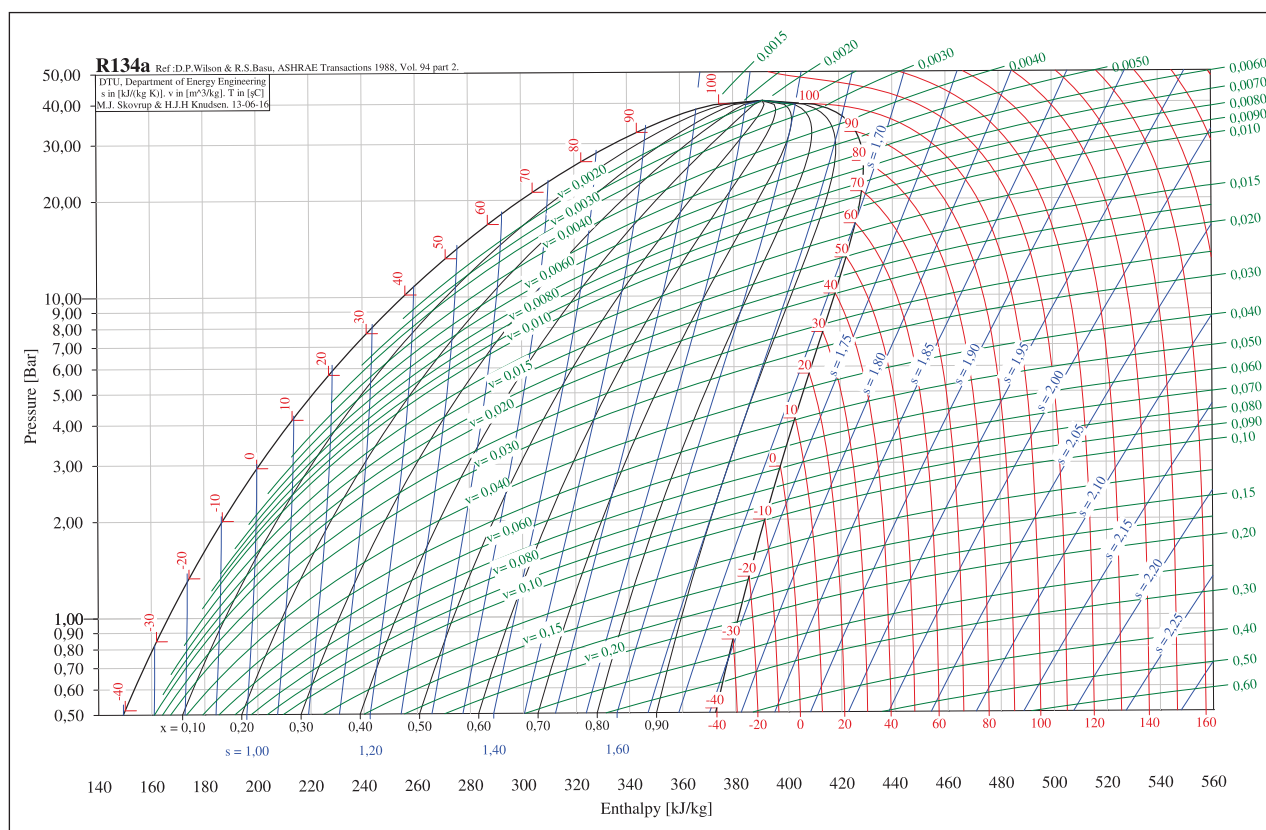
R22 do tej pory był jednym z najpopularniejszych czynników stosowanych zarówno w małych urządzeniach klimatyzacyjnych, jak i dużych przemysłowych instalacjach chłodniczych. R22 wykorzystywano do składowania i zamrażania produktów spożywczych i żywności, ale również w przemyśle farmaceutycznym i chemicznym. Bardzo elastyczny przy stosowaniu w pełnym zakresie temperatur pracy – od dodatnich do mocno ujemnych (-70°C).

Jest to czynnik bezbarwny, niepalny, zupełnie niewybuchowy w mieszaninie z powietrzem, o eterycznym zapachu. Jest to gaz cięższy od powietrza. W przypadku rozszczelnienia w zamkniętych pomieszczeniach zalegać będzie przy podłodze. Czynnik ten nie jest już stosowany w Polsce, o czym szerzej traktuje punkt 15.5 w dalszej części opracowania.

### Czynnik R134a

R134a stosowany jest w małych, domowych i handlowych urządzeniach chłodniczych średniotemperaturowych i klimatyzacyjnych (w tym w klimatyzatorach samochodowych), jak również w agregatach wody lodowej (chillerach) dużej mocy opartych na sprężarkach śrubowych (supermarkety, przemysł). Bardzo dobrze sprawdza się tam, gdzie występują wysokie temperatury zewnętrzne i wysokie temp. skraplania. Jest to syntetyczny jednoskładnikowy czynnik chłodniczy i jest najbardziej popularnym zamiennikiem R12. Zakres użytkowych temperatur parowania tego czynnika mieści się w granicach -25 ÷ +20°C.

Jest bardzo higroskopijny (z uwagi na zawartość atomów wodoru w cząsteczce) i intensywnie chłonie wilgoć z powietrza, dlatego wymaga dużej staranności przy pracach związanych z napełnianiem instalacji, obsługą, jak również prowadzeniem rurociągów i połączeniami instalacji chłodniczej. W instalacjach chłodniczych napełnionych tym czynnikiem należy



Rys. 15.1. Wykres log p-h dla czynnika R134a.

stosować dehydratory (filtry osuszające), odwadniacze z sitami molekularnymi o średnicy porów 0,3  $\mu\text{m}$  oraz wzierniki przepływu z bardziej czułymi indykatorami wilgoci. Czynnik R134a wykazuje zdolność do wypłukiwania zanieczyszczeń z instalacji, co stwarza konieczność stosowania filtra na stronie ssawnej sprężarki.

Instalację najlepiej wykonać z miedzi i jej stopów (np. mosiądz). R134a charakteryzuje się znaczną przenikalnością i z uwagi na to wymaga większej dokładności wykonywanych połączeń lutowanych i uszczelnień. W zaworach elektromagnetycznych do pracy w instalacji z tym czynnikiem, połączenie korpusu i obudowy cewki elektrycznej wykonuje się z odkształcalnych pierścieni jednorazowego użytku wykonanych z aluminium lub brązu.

Czynnik jest jednorodny, bezbarwny, o słabym eterycznym zapachu. Nie jest substancją trującą; działanie toksyczne wykazują niektóre produkty jego rozkładu. Wdychanie może prowadzić do zakłóceń pracy serca oraz płuc i wywołać efekty narkotyczne. Ponieważ jest cięższy od powietrza, w przypadku nieszczelności, może wypierać tlen z pomieszczenia i prowadzić do uduszenia. Ogólnie jest on niepalny, nietrujący, niewybuchowy, jednak pod wysokim ciśnieniem i z udziałem 60% powietrza tworzy mieszaninę wybuchową. Nie wolno stosować mieszanin R134a z powietrzem czy tlenem do prób szczelności i ciśnieniowych.

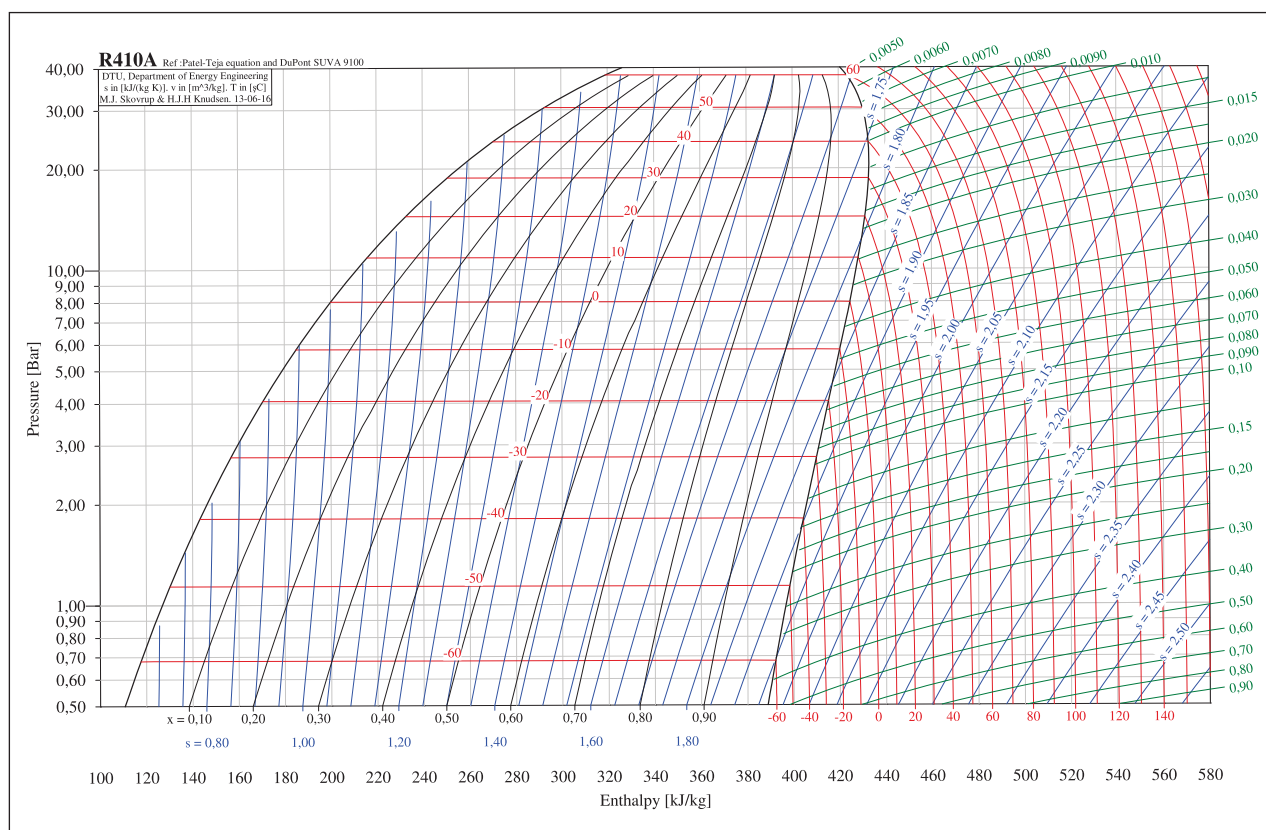
#### Czynnik R410A

R410A spotykany jest w klimatyzatorach, domowych i handlowych urządzeniach chłodniczych, pompach ciepła, a także w układach chłodniczych w przemyśle i supermarketach. Jest to dwuskładnikowa syntetyczna mieszanina bliskoazeotropowa. Zakres użytkowych temperatur parowania tego czynnika mieści się w granicach  $-70 \div +5^\circ\text{C}$ . Nieizotermiczność procesów parowania i skraplania jest mniejsza od 0,2 K, dzięki czemu rozkład tego czynnika w urządzeniu na poszczególne frakcje jest minimalny, wręcz zachowuje się on jak mieszanina jednorodna.

Instalację najlepiej wykonać ze stali, aluminium i miedzi.

Czynnik nie jest trujący, jednak przy wyższych stężeniach może spowodować uduszenie z powodu braku tlenu. Wdychanie par tego czynnika powoduje podrażnienie dróg oddechowych. Jest substancją niepalną, natomiast w warunkach podwyższonego ciśnienia i obecności powietrza tworzy mieszaninę wybuchową.





Rys. 15.2. Wykres log p-h dla czynnika R410A.

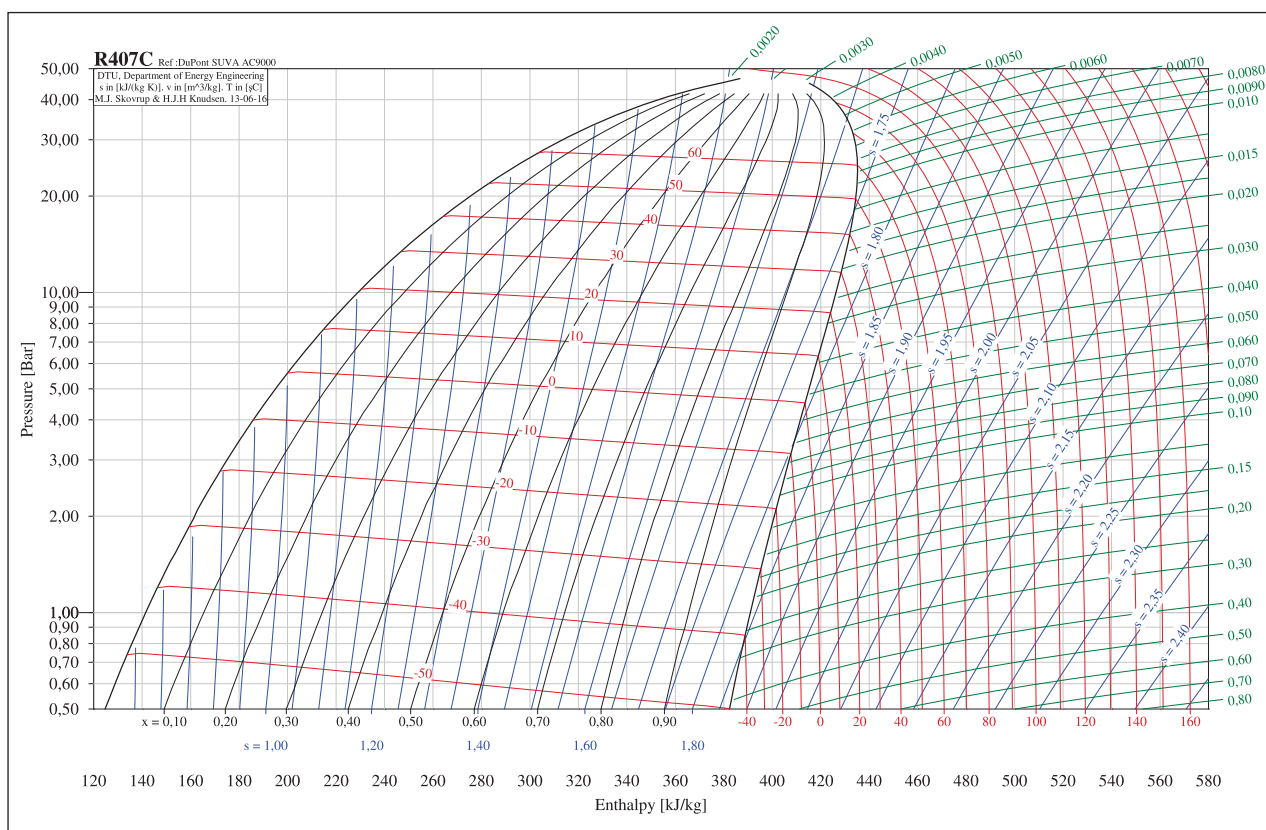
### Czynnik R407C

R407C stosowany jest w małych, domowych i handlowych urządzeniach chłodniczych i klimatyzacji, w pompach ciepła, w klimatyzatorach typu split oraz w chłodzonych powietrzem agregatach wody lodowej. W przemyśle spożywczym spotykany jest w lodówkach i zamrażarkach, w układach chłodniczych pośrednich w domach handlowych, w ładach sklepowych do zamrażania i chłodzenia żywności czy w lądowym transporcie chłodniczym. Jest to trzyskładnikowa syntetyczna mieszanina zeotropowa, która charakteryzuje się bardzo zbliżonymi właściwościami termodynamicznymi do R22. Każdy ze składników ma inną prężność i w razie rozszczelnienia instalacji jako pierwsze uciekają składniki bardziej lotne. Przez to w instalacjach z R407C nie ma możliwości uzupełniania instalacji, a w razie nieszczelności należy opróżnić całą instalację i zastąpić czynnik nowym. Zakres użytkowych temperatur parowania mieści się w granicach  $-35 \div +10^{\circ}\text{C}$ . Cechuje go wysoka wartość tzw. poślizgu temperaturowego (7,4 K) czyli niezotermiczności procesów skraplania i parowania, co przyczynia się do powstania pewnych problemów eksploatacyjnych. Instalację najlepiej wykonać z miedzi, stali i aluminium.

Czynnik wykazuje niską toksyczność. Wdychanie powietrza o dużej koncentracji R407C prowadzi do zaburzeń pracy serca, oczu i dróg oddechowych, a nawet do uduszenia (wypiera tlen). Charakteryzuje się dobrą stabilnością termiczną, jednak w wysokich temperaturach (np. podczas spawania) następuje jego rozkład na związki toksyczne drażniące drogi oddechowe. Czynnik R407C jest niepalny, niewybuchowy. Nie może być mieszany z powietrzem przy próbach ciśnieniowych.

### Czynnik R404A

R404A jest najczęściej stosowany w dużych obiektach, hipermarketach, domach towarowych, magazynach chłodniczych do przechowywania żywności na potrzeby towarzystw lotniczych. W przemyśle spożywczym R404A spotyka się w ładach sklepowych do zamrażania i chłodzenia żywności, w maszynach do wyrabiania lodów, w automatach do sprzedaży żywności, w transporcie chłodniczym, w przemysłowych urządzeniach chłodniczych okrętowych i lądowych (mroźnie i chłodnie). Natomiast przy stosowaniu w klimatyzacji wymagane jest stosowanie skraplaczy chłodzonych wodą. Jest to wieloskładnikowa syntetyczna mieszanina bliskozeotropowa i jest stosowany jako zamiennik R502 i R22 przy niskich temperaturach pracy (poniżej  $-18^{\circ}\text{C}$ ). Zakres użytkowych temperatur parowania tego czynnika mieści się w granicach  $-50 \div +5^{\circ}\text{C}$ . Charakterystyczną cechą jest bardzo mały poślizg temperaturowy,  $<1,1\text{ K}$ . Instalację najlepiej wykonać z miedzi i jej stopów.



Rys. 15.3. Wykres log p-h dla czynnika R407C.

R404A nie działa szkodliwie na organizm ludzi (tzn. nie wpływa na rozwój embrionalny, nie uszkadza genów i chromosomów) i posiada niską toksyczność. Wdychanie większych ilości par tego czynnika może wywołać chwilowe pogorszenie funkcjonowaniu systemu nerwowego, odurzenie narkotyczne, zawroty głowy, utratę koordynacji ruchowej. Ze względu na większą gęstość od powietrza ścię się po podłodze i wypiera tlen potrzebny do prawidłowego oddychania ludzi. Jest on niepalny i niewybuchowy, Do prób ciśnieniowych i prób szczelności instalacji nie wolno używać powietrza ani tlenu.

#### Czynnik R507

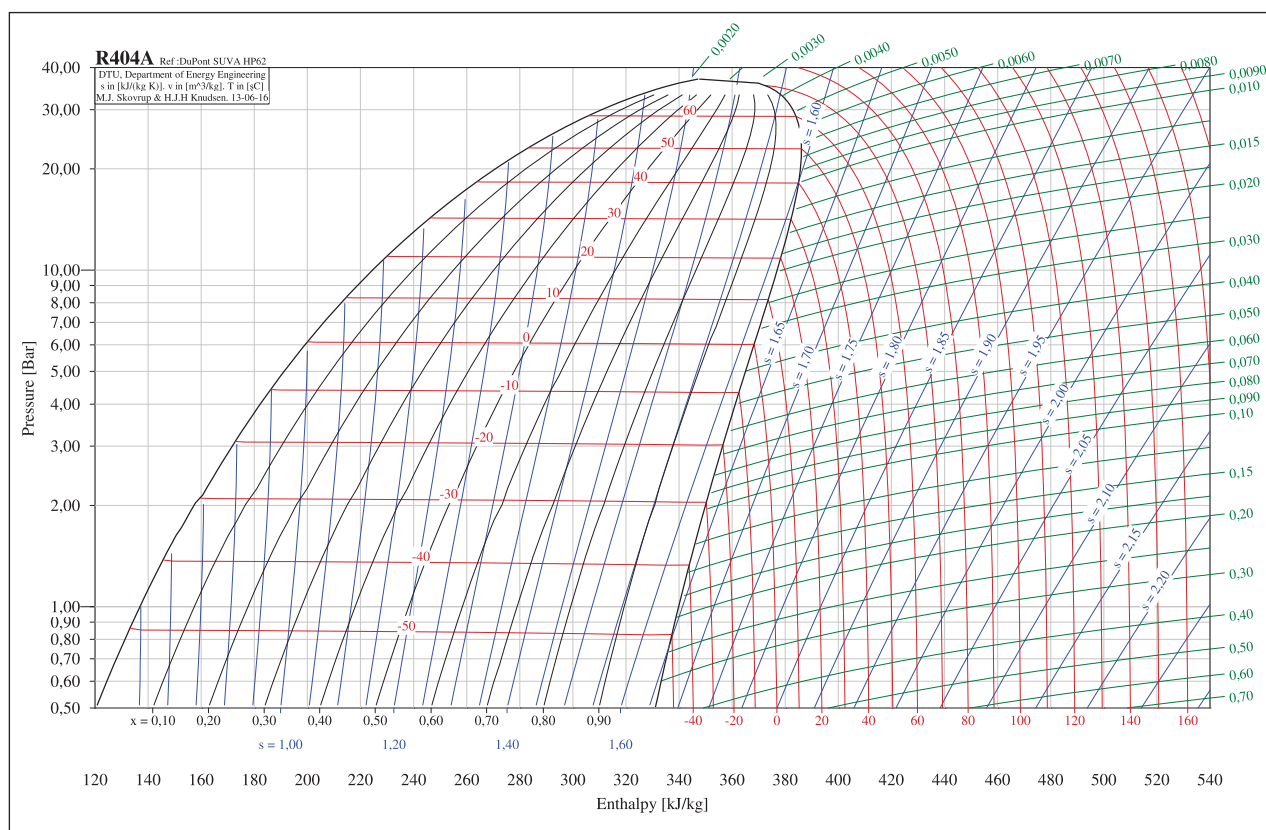
R507 stosowany jest w komorach chłodniczych, w przemysłowych urządzeniach klimatyzacyjnych, ładach sklepowych, do zamrażania żywności, w automatach do produkcji lodu oraz w transporcie chłodniczym. Jest to dwuskładnikowa syntetyczna mieszanina azeotropowa i jest stosowany jako zamiennik R502 do wcześniej eksploatowanych instalacji przy czym konieczne jest całkowite wypłukanie układu z oleju mineralnego i napełnienie sprężarki olejem syntetycznym. Zakres użytkowych temperatur parowania tego czynnika mieści się w granicach  $-60 \pm +15^{\circ}\text{C}$  (najlepiej sprawuje się w zakresie  $-45^{\circ}\text{C}$  do  $0^{\circ}\text{C}$ ).

Instalację najlepiej wykonać ze stali, aluminium, miedzi lub mosiądzu.

R507 nie wykazuje szkodliwego działania na organizm ludzki. Przy stężeniach w powietrzu powyżej 1000 ppm wykazuje działanie duszące (wypiera tlen). Bezpośredni kontakt z parującym czynnikiem prowadzi do odmrożeń i podrażnień skóry lub oczu. Czynnik R507 jest niepalny, niewybuchowy, jednak przy dużych stężeniach w powietrzu działa dusząco.

#### Czynnik R717

Amoniak R717 stosowany jest głównie w dużych obiektach przemysłowych, w przemysłowych urządzeniach chłodniczych lądowych oraz w domowych chłodziarkach absorpcyjnych o temperaturze odparowania powyżej  $-60^{\circ}\text{C}$ . Podstawową zaletą amoniaku w porównaniu do wszystkich stosowanych obecnie czynników chłodniczych jest uzyskiwanie w sprężarkowych urządzeniach chłodniczych bardzo wysokich współczynników efektywności energetycznej. Jest czynnikiem tanim, ale nie nadaje się do bezpośredniego zastosowania w przemyśle spożywczym z powodu ewentualnych przecieków i kontaktu z żywnością. Amoniak należy do grupy związków nieorganicznych. W warunkach normalnych jest to silnie toksyczny bezbarwny gaz, o drażniącym zapachu i ostrym alkalicznym smaku. Również w postaci ciekłej jest bezbarwny. Jest trujący, wywołuje intensywne łzawienie. Ciekły amoniak wylany z naczynia, ulega rozprężeniu i intensywnie odparowuje.



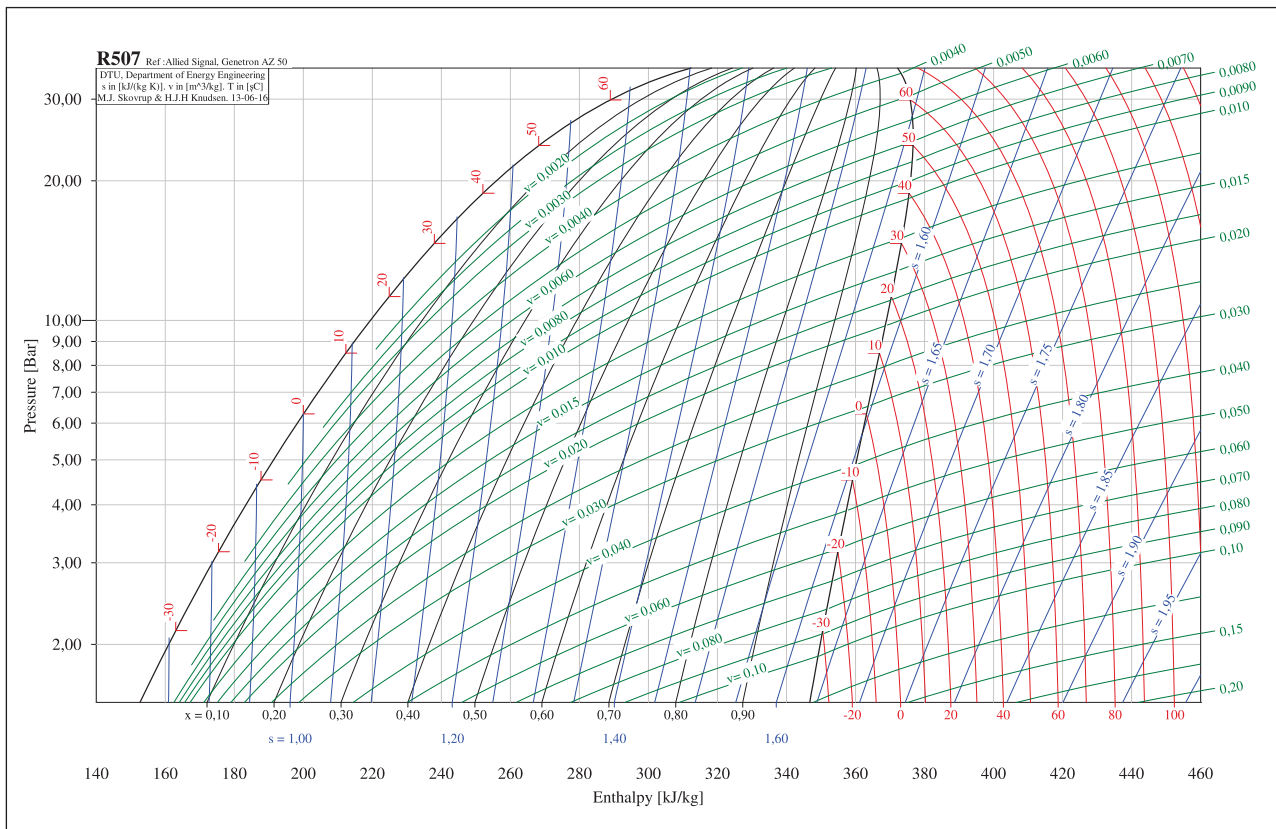
Rys. 15.4. Wykres log p-h dla czynnika R404A.

Amoniak dobrze chłonie wodę, tworząc mieszaninę jednorodną, a poszczególne składniki rozdzielić można tylko na drodze destylacji. Zaleca się stosowanie w instalacjach z  $\text{NH}_3$  wysokosprawnych odolejaczy, które wychwycą olej z instalacji tłocznej i zawrócą go bezpośrednio do sprężarki.

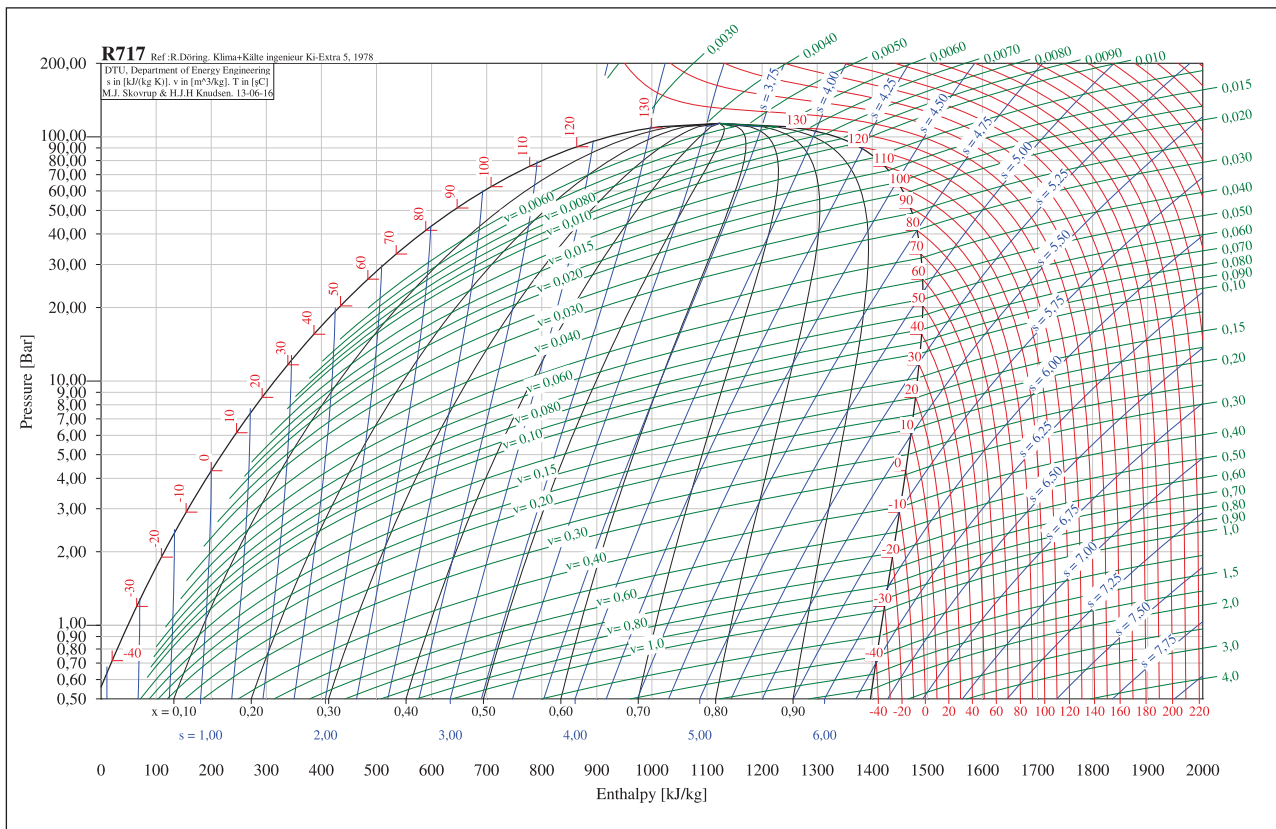
R717 nie oddziałuje na żelazo i jego stopy. W czystej postaci powoduje korozję metali, a z zawartością wody oddziałuje na cynk, miedź i jej stopy. Dlatego właśnie podstawowym materiałem konstrukcyjnym w urządzeniach amoniakalnych jest stal. Ponieważ amoniak działa korozyjnie na uzwojenia silnika, nie może być stosowany w sprężarkach hermetycznych. Amoniak z rtęcią może tworzyć mieszaninę wybuchową; dlatego nie wolno posługiwać się manometrami rtęciowymi. Oddziaływanie amoniaku w postaci gazowej na ludzi zależy od jego stężenia w powietrzu. Zagrożenie bezpieczeństwa człowieka występuje przy stężeniu 500 ppm. Przekracza ono w znacznym stopniu próg wykrywalności w powietrzu. Jest substancją trującą o gryzącym zapachu. Przebywanie w pomieszczeniu o zawartości 0,07 do 0,1% amoniaku w powietrzu jest nie do wytrzymania, a dłuższy pobyt wywołuje uszkodzenie dróg oddechowych. Śmierć następuje po półgodzinnym przebywaniu w pomieszczeniu o stężeniu amoniaku w powietrzu 0,2 do 0,3%. Wynikiem zatrucia są zawroty głowy, trudności w oddychaniu, uczucie duszenia się i wymioty – prowadzi to do przewlekłego uszkodzenia organów oddechowych i układu trawienia. Amoniak wydzielany zostaje z organizmu w moczu oraz przez skórę, a gorąca kąpiel przyspiesza ten proces.

Ponieważ amoniak jest szkodliwy dla ludzi, roślin i zwierząt nie można go wypuszczać bezpośrednio do atmosfery. Należy jego pary odprowadzać pod lustro wody, w której ulega rozpuszczeniu (5,5 kg wody neutralizuje 1 kg amoniaku). Wówczas powstaje niegroźna dla zdrowia woda amoniakalna. Amoniak jest palny i wybuchowy po zmieszaniu z powietrzem (przy objętości 15 ÷ 30 %  $\text{NH}_3$ ).

Wszystkie wykresy log p-h zostały zaczerpnięte z programu CoolPack - Technical University of Denmark Department of Mechanical Engineering 2000.



Rys. 15.5. Wykres log p-h dla czynnika R507.



Rys. 15.6. Wykres log p-h dla czynnika R717.

## 15.5. Regulacje prawne ograniczające stosowanie czynników z grup CFC i HCFC oraz HFC

Przedstawicielami czynników chłodniczych grup CFC i HCFC są czynniki R12 i R22. Czynniki te są bardzo dobre pod względem termodynamicznym. Niestety okazały się niezwykle szkodliwe dla środowiska. Już w 1987 roku podjęto kroki dotyczące polityki w dziedzinie ochrony środowiska, której zasadniczym celem było zapobieganie zagrożeniom związanym z emisją czynników CFC i HCFC do atmosfery, określanych mianem substancji kontrolowanych. Tą pierwszą dobrowolną umową międzynarodową jest Protokół Montrealski (następstwo uchwalonej Konwencji Wiedeńskiej z 1985 r., przystąpiło do niego do 06.2013 r. 197 państw wg [ozone.unep.org](http://ozone.unep.org)). Sygnatariusze zobowiązali się do zaprzestania produkcji i stosowania substancji zubażających warstwę ozonową (SZWO).

W Polsce postanowienia Protokołu Montrealskiego są realizowane ustawowo. Obowiązujący jest Dziennik Ustaw nr 121 poz. 1263 z dnia 20 kwietnia 2004 r. o substancjach zubożających warstwę ozonową, który zobowiązuje właściciela do:

- prowadzenia karty urządzenia z napełnieniem  $\geq 3$  kg zawierającej: rodzaj urządzenia, ilość i typ substancji kontrolowanej, wykryte nieszczelności, daty obsługi i naprawy urządzenia, kontrolę stanu technicznego izolacji / mocowań / połączeń / drgań / korozji rur, nazwę przedsiębiorstwa / serwisanta dokonującego kontroli / serwisu / konserwacji.
- dokonywania przeglądów szczelności w zależności od ilości czynnika w instalacji:
  - raz na 12 miesięcy dla napełnienia od 3 kg do 30 kg,
  - raz na 6 miesięcy dla napełnienia od 30 kg do 300 kg,
  - raz na 3 miesiące dla napełnienia powyżej 300 kg,
  - w przypadku wycieku każdorazowa kontrola następuje 1 miesiąc po naprawie,
- zlecenia - kontroli szczelności / konserwacji / serwisowania / instalowania / napraw / demontażu urządzeń / odzysku / regeneracji / recyklingu czynnika / prowadzenia karty urządzenia - osobie posiadającej świadectwo kwalifikacji (wydawane raz na 5 lat) - posiadającej odpowiednie wyposażenie techniczne.

W Unii Europejskiej wprowadzono Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady nr 842/2006/WE z dnia 17 maja 2006 r. w sprawie niektórych fluorowanych gazów cieplarnianych, w którym określono warunki utrzymania instalacji z HFC:

- do F-gazów należą m.in. R134a, R404A, R407C, R410A, R507,
- osoby fizyczne sprawujące kontrolę nad technicznym działaniem stacjonarnych urządzeń chłodniczych, klimatyzacyjnych i pomp ciepła zawierających F-gazy muszą zapobiegać wyciekom tych gazów i dokonują ekspresowo naprawy nieszczelności,
- należy zapewnić, aby w/w urządzenia były kontrolowane pod względem wycieków, w zależności od wagi napełnienia czynnikiem, sprawdzanie szczelności należy przeprowadzać nie rzadziej niż:
  - co 12 miesięcy – dla instalacji z napełnieniem  $\geq 3$  kg (dla systemów hermetycznie zamkniętych  $\geq 6$  kg),
  - co 6 miesięcy – dla instalacji z napełnieniem  $\geq 30$  kg,
  - co 3 miesiące – dla instalacji z napełnieniem  $\geq 300$  kg,
  - w przypadku wycieku każdorazowa kontrola następuje 1 miesiąc po naprawie,
- wprowadzono Rozporządzenie Komisji Wspólnoty Europejskiej nr 1516/2007/WE z dnia 19 grudnia 2007 r. ustanawiające zgodnie z rozporządzeniem nr 842/2006/WE Parlamentu Europejskiego i Rady standardowe wymogi w zakresie kontroli szczelności w odniesieniu do stacjonarnych urządzeń chłodniczych i klimatyzacyjnych oraz pomp ciepła zawierających fluorowane gazy cieplarniane,
- kontrolę oraz instalowanie, konserwację, serwisowanie, naprawy i odzysk czynnika musi przeprowadzić wykwalifikowany personel posiadający odpowiednie certyfikaty,
- w instalacjach zawierających  $\geq 300$  kg F-gazów należy stosować system wykrywania wycieków, tzn. skalibrowane mechaniczne, elektryczne lub elektroniczne urządzenia, które w momencie wykrycia alarmują operatora i kontroluje się je co najmniej raz w roku,
- zamontowanie takiego systemu detekcji w instalacjach  $\geq 30$  kg pozwala dwukrotnie wydłużyć odstępy między poszczególnymi przeglądami szczelności,
- właściciele instalacji z napełnieniem  $\geq 3$  kg prowadzą dokumentację zawierającą: daty i wyniki kontroli wycieków, identyfikację urządzenia, ilość i typ czynnika (również dodanego i odzyskanego podczas serwisów, konserwacji i unieszkodliwienia), nazwę przedsiębiorstwa / serwisanta dokonującego kontroli / serwisu / konserwacji; dokumentacja jest udostępniana właściwemu organowi i Komisji Europejskiej na ich wniosek.

## 16. Wskaźniki charakteryzujące wpływ czynników chłodniczych na środowisko

Znanych jest kilka wskaźników ekologicznej oceny czynników chłodniczych.

ODP (ang. Ozone Depletion Potential) - potencjał niszczenia ozonu stratosferycznego odniesiony do czynnika R11, dla którego ODP = 1 ( $0 < \text{ODP} < 1$ ).

HGWP (ang. Halocarbon Global (Greenhouse) Warming Potential) - potencjał tworzenia efektu cieplarnianego odniesiony do czynnika R11, dla którego HGWP = 1 ( $\text{HGWP} \geq 1$ ).

GWP (ang. Global Warming Potential) - globalny potencjał ocieplenia (efekt szklarniowy) odniesiony bezpośrednio do emisji dwutlenku węgla  $\text{CO}_2$ , dla którego GWP = 1, w horyzoncie czasowym 100 lat, np.  $\text{GWP}_{\text{R22}} = 1500$ ,  $\text{GWP}_{\text{R134a}} = 1200$ . Współczynnik ocieplenia globalnego (GWP) obliczany jest na podstawie skutków oddziaływania jednego kilograma danego gazu na ocieplenie klimatu w ciągu 100 lat w porównaniu do oddziaływania jednego kilograma  $\text{CO}_2$ . Wskaźnik GWP nie zawiera wielkości zapotrzebowania energii elektrycznej niezbędnej do napędu urządzenia, której wytworzenie pośrednio wpływa na zwiększenie ocieplenia.

ITH (ang. Integral Time Horizont) - przyjęty horyzont czasowy oddziaływania danej substancji, zwykle 100 lub 500 lat

TEWI (ang. Total Equivalent Warming Impact) - całkowity (globalny) równoważnik tworzenia efektu cieplarnianego, który uwzględnia bezpośredni wpływ emisji czynnika chłodniczego do atmosfery i pośredni wpływ emisji  $\text{CO}_2$  przy wytwarzaniu energii niezbędnej do działania instalacji chłodniczej w okresie jej eksploatacji. Obliczany jest na podstawie ilości substancji emitowanej do atmosfery i przy uwzględnieniu średniej emisji  $\text{CO}_2$  w procesie produkcji energii elektrycznej. TEWI określa więc masę  $\text{CO}_2$  w kg wytwarzaną w ciągu okresu eksploatacji urządzenia chłodniczego, zgodnie ze wzorem:

$$TEWI = M \cdot GWP + \beta \cdot E$$

gdzie:

$M \cdot GWP$  - człon bezpośredni - czynnikowy,

$\beta \cdot E$  - człon pośredni - energetyczny,

$M$  - całkowita masa czynnika wyemitowanego do atmosfery, kg,

$\beta$  - masa powstającego  $\text{CO}_2$  podczas spalania paliwa, odniesiona do jednostki wytworzonej energii elektrycznej,  $\text{kg CO}_2/\text{kWh}$ ,

$E$  - energia elektryczna zużyta na wszystkie cele w okresie eksploatacji urządzenia chłodniczego, kWh.

Wyraźne zmniejszenie wskaźnika TEWI jest możliwe w przypadku urządzeń, w których roczne straty czynnika są znaczne i wynoszą np. kilkadziesiąt procent, natomiast niewielkie możliwości dają urządzenia, w których prawie 100% wartości wskaźnika TEWI pochodzi z doprowadzanej do nich energii elektrycznej, takie jak np. lodówka domowa. Bardziej precyzyjna definicja wskaźnika TEWI jest następująca:

$$TEWI = [GWP \cdot L \cdot n + GWP \cdot m \cdot (1 - A)] + (n \cdot \beta \cdot E)$$

gdzie:

$GWP \cdot L \cdot n + GWP \cdot m \cdot (1 - A)$  - udział bezpośredni,

$n \cdot \beta \cdot E$  - udział pośredni,

GWP - potencjał tworzenia efektu cieplarnianego,

$L$  - stopień wycieku czynnika podczas eksploatacji urządzenia,  $\text{kg/rok}$ ,

$n$  - okres eksploatacji urządzenia, lata,

$m$  - masa czynnika w urządzeniu, kg,

$A$  - poziom odzysku czynnika,

$\beta$  - emisja  $\text{CO}_2$  powstała przy produkcji energii elektrycznej,  $\text{kg CO}_2/\text{kWh}$ ,

$E$  - całkowity pobór energii elektrycznej do napędu w ciągu roku,  $\text{kWh/rok}$ .

W tabeli 16.1. zestawiono wartości wskaźników ekologicznych dla najczęściej stosowanych czynników chłodniczych.

**Tabela 16.1.** Wartości wskaźników określających wpływ czynników chłodniczych na środowisko.

Czynnik	Grupa	ODP	GWP <sub>ITP=100lat</sub>	Żywotność w atmosferze, lata
R12	CFC	0,82	8100	120
R22	HCFC	0,05	1500	15,3
R134a	HFC	0	1300	15,5
R404A	bliskoazeotropowy	0	3700	b.d.
R407C	bliskoazeotropowy	0	1600	b.d.
R410A	bliskoazeotropowy	0	1820	b.d.
R507	azeotropowy	0	3800	b.d.
R290	HC	0	20	0,04
R600a	HC	0	3	0,02
R717	NH <sub>3</sub>	0	<1	-
R718	H <sub>2</sub> O	0	0	-
R744	CO <sub>2</sub>	0	1	-

## 17. Czynniki pośredniczące w instalacjach chłodniczych (nośniki ciepła i chłodu)

### 17.1. Definicja czynników pośredniczących (nośników ciepła / chłodu)

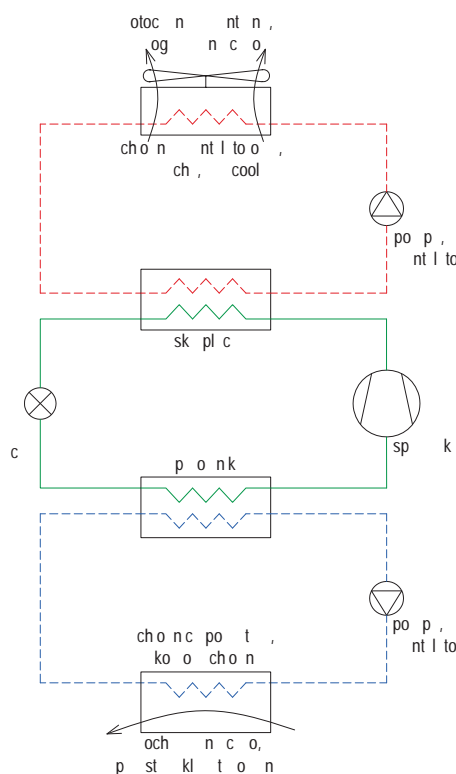
Czynnikami pośredniczącymi w wymianie ciepła w obiegu chłodniczym mogą być: powietrze, woda, wodne roztwory soli (tzw. solanki), wodne roztwory glikoli czy czynniki pośredniczące dwufazowe (takie jak lód binarny czyli zawiesina lodowa i dwutlenek węgla). Czynniki pośredniczące spotykane są zarówno po stronie parownika jak i skraplacza. Czynniki mogą pośredniczyć w przekazywaniu ciepła pomiędzy ochładzanym ciałem a parownikiem agregatu chłodniczego, lub może krążyć pomiędzy skraplaczem agregatu chłodniczego a ośrodkiem odbierającym ciepło np. otoczeniem zewnętrznym. Obrazowo przedstawiono to na rysunku 17.1.

### 17.2. Wymagania ogólne nośników ciepła: fizyczne, chemiczne i eksploatacyjne

Generalnie czynnikom pośredniczącym stawia się następujące wymagania:

- temperatura zamarzania powinna być niższa o co najmniej 5K od najniższej przewidywanej temperatury odparowania czynnika chłodniczego,
- możliwie wysoka temperatura wrzenia,
- płyny te nie powinny być palne, toksyczne oraz aktywne chemicznie wobec materiałów konstrukcyjnych,
- dobrze by miały małą gęstość i lepkość oraz duże wartości ciepła właściwego i współczynnika przewodzenia ciepła,
- preferowana jest niska cena i łatwa dostępność.

Ponieważ związki czy roztwory związków chemicznych nie spełniają wszystkich powyższych wymagań, w praktyce projektowej zachodzi konieczność stosowania różnych płynów w odniesieniu do konkretnych układów chłodzenia.



Rys. 17.1. Czynniki obiegowe w procesie chłodzenia.



Gdy w instalacji panuje temperatura niższa niż  $+4\text{ }^{\circ}\text{C}$ , wówczas jako pośredniego nośnika w wymianie ciepła nie można używać czystej wody, lecz muszą być dodane do niej środki zapobiegające jej zamarzaniu lub należy stosować inne płyny o obniżonej temperaturze krzepnięcia. Do najczęściej stosowanych obecnie nośników ciepła w pośrednich systemach chłodzenia należą wodne roztwory glikolu etylenowego lub propylenowego.

### 17.3. Wybrane własności najczęściej używanych czynników pośredniczących

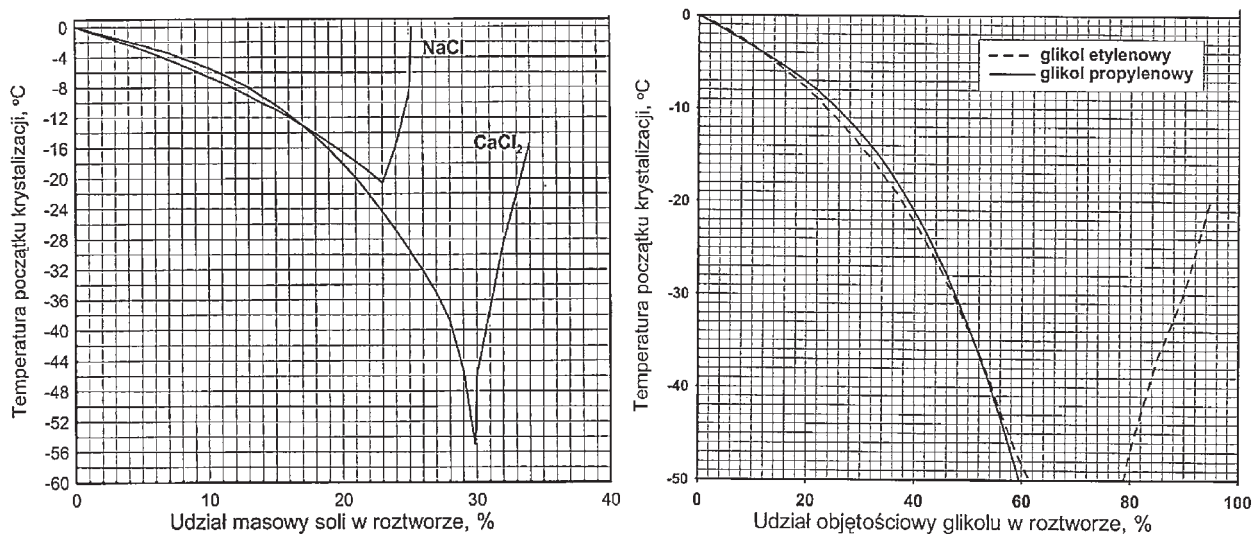
#### SOLANKI

Cechą charakterystyczną wodnych roztworów soli, zwanych solankami, jest ich niższa w stosunku do czystej wody, temperatura krzepnięcia. Zależy ona od rodzaju zastosowanej soli oraz od stężenia masowego. Stężenie solanek dobierać należy tak, aby uzyskana temperatura krzepnięcia roztworu była co najmniej o  $5\text{K}$  niższa od temperatury parowania czynnika chłodniczego. Dzięki temu uwzględniona zostaje możliwość wahań temperatury parowania, co mogłoby spowodować zamarznięcie czynnika pośredniczącego. Dla przykładu, jeśli wymagana temperatura solanki na wylocie z chłodnicy wynosi  $5^{\circ}\text{C}$ , wówczas temperatura parowania czynnika chłodniczego powinna wynosić około  $0^{\circ}\text{C}$ , zaś stężenie solanki powinno być takie, aby zaczęła ona zamarzać w temperaturze  $-5^{\circ}\text{C}$ .

Parametrami czynników pośredniczących, mającymi decydujący wpływ na ogólną sprawność obiegu, są: temperatura pracy, gęstość, lepkość, stężenie oraz ciepło właściwe. Wraz ze wzrostem gęstości oraz lepkości czynnika rosną opory przepływu, co pociąga za sobą znaczny wzrost zużycia energii pompowania, natomiast wraz ze wzrostem stężenia zmniejsza się ciepło właściwe. Solanki, podobnie jak większość cieczy, rozpuszczają w sobie gazy, przy czym im niższa jest temperatura solanki, tym większe ilości gazów może ona w sobie rozpuścić. Powietrze, a zwłaszcza tlen rozpuszczony w solance, zwiększa jej stopień korozyjności w stosunku do materiałów konstrukcyjnych. Dzieje się tak przede wszystkim dlatego, że roztwory wodne soli są silnymi elektrolitami. Przy bezpośrednim kontakcie solanek z metalami zachodzi zjawisko korozji, w następstwie której w pewnych miejscach metal przechodzi do roztworu, zaś w innych zachodzi zjawisko wydzielania się wodoru. Podczas wydzielania się wodoru rozpuszczają się dalsze cząstki metalu, co sprzyja rozwojowi niekorzystnego zjawiska korozji. Korodujące działanie solanek można osłabić przez dodanie odpowiednich inhibitorów np. chromian sodu, dwuchromian sodu, wodorotlenek wapnia czy wodorotlenek sodu. Na ogół solanka powinna mieć odczyn lekko zasadowy o wartości pH między 7 a 8.

Solanki charakteryzują się lepszą przewodnością cieplną niż glikol co pozwala zastosować mniejsze wymienniki ciepła. Zapewniają również lepszy przepływ w systemie rur ze względu na mniejsze opory przepływu. Jednak ich znaczna korozyjność sprawia, że są wypierane przez glikole.

Na rys. 17.2. przedstawiono wykresy temperatur krzepnięcia wodnego roztworu soli i dwóch glikoli: etylenowego i propylenowego od stężenia. Na ich podstawie można określić udział objętościowy czynnika w roztworze wodnym, który nie dopuści do zamarznięcia mieszaniny.



Rys. 17.2. Temperatura krzepnięcia wodnego roztworu soli i wodnego roztworu glikoli etylenowych i propylenowych (na podstawie preskryptu PW „Czynniki chłodnicze i nośniki energii”).

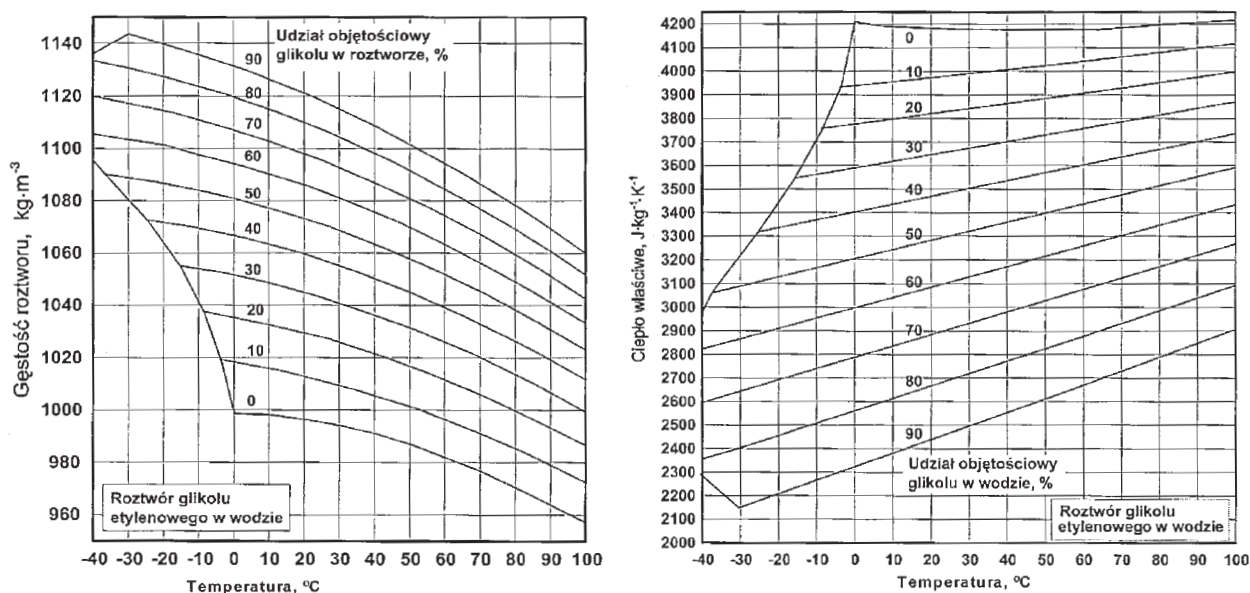
### CZYNNIKI POŚREDNICZĄCE POCHODZENIA ORGANICZNEGO

Do najczęściej stosowanych substancji pochodzenia organicznego należą przede wszystkim glikole. Główną ich zaletą jest znacznie mniejsze oddziaływanie korozyjne na metale w porównaniu z solankami. Charakteryzują się temperaturą krzepnięcia poniżej  $-50^{\circ}\text{C}$ . Glikole mają cząsteczki o mniejszych rozmiarach niż woda i dlatego wszelkie uszczelnienia i połączenia gwintowane muszą być wykonane z większą dokładnością, niż w przypadku systemów wodnych. Rozróżniane są dwa podstawowe rodzaje glikoli.

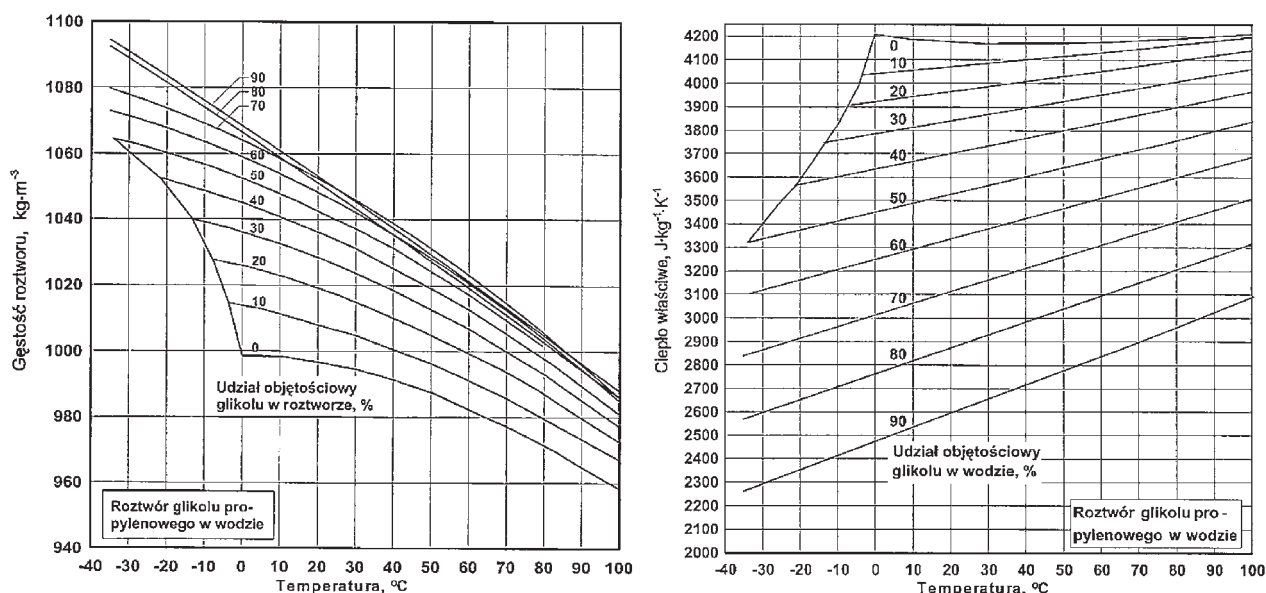
Wodny roztwór glikolu etylenowego  $\text{C}_2\text{H}_4(\text{OH})_2$ , oznacza się ostrym zapachem, jest toksyczny i rakotwórczy. Zasadniczo stosowany jest tam, gdzie nie ma niebezpieczeństwa przedostania się go do źródeł wody pitnej lub gruntowej lub gdzie ewentualne wycieki nie będą związane z niebezpieczeństwem dla ludzi, zwierząt lub możliwością skażenia żywności. Używa się go najczęściej, gdy temperatura nie spada poniżej  $-25^{\circ}\text{C}$ . Jego wodny roztwór także działa korozyjne na materiały konstrukcyjne, jednak można znaczenie osłabić to zjawisko przez dodanie odpowiedniego inhibitora korozji np. fosforanu trójetanoaminowego. Ma mniejszą gęstość w porównaniu z glikolem propylenowym i przepływając w rurociągach daje mniejsze opory przepływu.

Wodny roztwór glikolu propylenowego  $\text{C}_3\text{H}_8(\text{OH})_2$ , jest bezbarwną, oleistą cieczą, która miesza się z alkoholem i wodą w każdym stosunku. Jest nietoksyczny i nie jest groźny dla zdrowia człowieka i środowiska naturalnego. Nadaje się do stosowania jako czynnik pośredniczący w klimatyzacji. Roztwory glikolu propylenowego używane są również do bezpośredniego zamrażania produktów żywnościowych, są pozbawione zapachu i nie działają korodująco na metale. Wadą jest fakt, iż wraz ze spadkiem temperatury rośnie lepkość kinematyczna, co powoduje wzrost zapotrzebowania mocy na napęd pompy w obiegu glikolu. Jest bardziej gęsty i w porównaniu z glikolem etylenowym przepływając w rurociągach daje o ok. 30% większe opory przepływu. Zwiększona lepkość może być również przyczyną występowania przepływów laminarnych w wymiennikach, co przy zmniejszeniu współczynników przejmowania ciepła i zachowania założonej mocy, wymaga zwiększenia powierzchni wymiany ciepła i tym samym wymiarów gabarytowych wymienników. Wodny roztwór glikolu propylenowego jest biodegradowalny, co powoduje konieczność sprawdzania jego temperatury krzepnięcia co ok. 3 lata i ewentualnej wymiany na nowy.

W tabelach 17.1. i 17.2. zestawiono temperatury zamarzania, gęstość i ciepło właściwe wodnych roztworów glikoli przy wybranych stężeniach i temperaturach pracy instalacji chłodniczej w klimatyzacji. Rys. 17.3. i 17.4. przedstawiają zależność między gęstością i ciepłem właściwym a temperaturą czynnika.



Rys. 17.3. Gęstość i ciepło właściwe wodnego roztworu glikolu etylenowego (na podstawie preskryptu PW „Czynniki chłodnicze i nośniki energii”).



Rys. 17.4. Gęstość i ciepło właściwe wodnego roztworu glikolu propylenowego (na podstawie preskryptu PW „Czynniki chłodnicze i nośniki energii”).

#### CZYNNIKI POŚREDNICZĄCE DWUFAZOWE

Do czynników dwufazowych zalicza się dwutlenek węgla ( $\text{CO}_2$ ) i lód binarny. Schładzanie następuje w wyniku przemian fazowych, w których na skutek poboru ciepła z czynnika chłodzonego  $\text{CO}_2$  odparowuje, a lód topi się.

Dwutlenek węgla charakteryzuje się małą lepkością w niskich temperaturach oraz wysokim ciepłem właściwym. Nie jest agresywny korozyjnie wobec metali. Jest nieszkodliwy dla zdrowia człowieka, produktów spożywczych i środowiska naturalnego. Lepkość  $\text{CO}_2$  w tych samych temperaturach jest 10-krotnie niższa od lepkości wody. Mała objętość właściwa  $\text{CO}_2$  sprawia, że wymiary gabarytowe instalacji (urządzenia, rurociągi i armatura) są relatywnie mniejsze i lżejsze o ok. 30÷40% w stosunku do instalacji z innymi czynnikami.

Tabela 17.1. Temperatura zamarzania, gęstość i ciepło właściwe wodnego roztworu glikolu etylenowego dla najczęściej występujących stężeń i temperatur pracy instalacji chłodniczej w klimatyzacji.

Glikol etylenowy		Temperatura pracy 0°C		Temperatura pracy +5°C		Temperatura pracy +10°C		Temperatura pracy +15°C	
stężenie	temp. zamarzania	gęstość	ciepło właściwe	gęstość	ciepło właściwe	gęstość	ciepło właściwe	gęstość	ciepło właściwe
%	°C	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kgK	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kgK	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kgK	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kgK
10	-3,7	1018,6	3,9 40	1017,5	3,948	1016,2	3,956	1014,8	3,963
20	-8,9	1035,7	3,769	1034,4	3,781	1033,0	3,792	1031,4	3,803
30	-15,8	1051,8	3,590	1050,3	3,604	1048,7	3,618	1047,0	3,632
40	-24,9	1066,9	3,401	1065,3	3,418	1063,5	3,435	1061,7	3,452
50	-37,1	1081,1	3,204	1079,4	3,223	1077,5	3,243	1075,5	3,262

**Tabela 17.2.** Temperatura zamarzania, gęstość i ciepło właściwe wodnego roztworu glikolu propylenowego dla najczęściej występujących stężeń i temperatur pracy instalacji chłodniczej w klimatyzacji.

Glikol propylenowy		Temperatura pracy 0°C		Temperatura pracy +5°C		Temperatura pracy +10°C		Temperatura pracy +15°C	
stężenie	temp. zamarzania	gęstość	ciepło właściwe	gęstość	ciepło właściwe	gęstość	ciepło właściwe	gęstość	ciepło właściwe
%	°C	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kgK	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kgK	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kgK	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kgK
10	-3,5	1015,6	4,036	1014,3	1,045	1012,9	4,053	1011,3	4,062
20	-7,4	1026,2	3,932	1024,6	3,942	1022,9	3,953	1021,0	3,964
30	-13,1	1035,9	3,801	1034,1	3,814	1032,0	3,827	1029,9	3,840
40	-21,5	1044,8	3,640	1042,6	3,567	1040,3	3,673	1037,9	3,689
50	-33,7	1052,6	3,453	1050,1	3,472	1047,5	3,491	1044,8	3,511

Lód binarny (zawiesina lodowa) występuje w temperaturze ok. 0°C i jest mieszanina wody i małych kryształków lodu, które zajmują równomiernie całą przestrzeń wodną. Od zawartości kryształków w mieszaninie wodno-lodowej zależą możliwości pompowania i transportu mieszaniny w instalacji (przy stężeniu objętościowym lodu do 40% zawiesina jest pompowana bez zakłóceń, a przy zagęszczeniu ok. 90% staje się niemożliwa do przepompowania papką lodową). Podczas przepływu przez chłodnicę pobierane ciepło najpierw topi kryształki lodu, a następnie już woda przejmuje dalsze ilości ciepła jawnego od czynnika chłodzonego. Zatem w procesie chłodzenia wykorzystuje się dodatkowo ciepło topnienia lodu (333 kJ/kg), co zwiększa efektywność tego czynnika. Lód binarny cechuje się wyższym współczynnikiem wymiany ciepła niż pozostałe ciekłe czynniki dwufazowe. Jest stosowany w układach klimatyzacyjnych i chłodniczych w temperaturach rzędu 4÷8°C. Tą samą moc chłodniczą można uzyskać stosując 5-krotnie mniej lodu zawiesinowego w porównaniu z masą wody i w tej samej proporcji zmniejszenie energii do napędu pomp. Lód binarny o temperaturach ok. -35°C jest stosowany w supermarketach oraz do zasilania ład chłodniczych, chłodziarek, zamrażarek oraz komór chłodniczych i zamrażalniczych. Źródła literaturowe podają również, że lód binarny może powstawać z wodnego roztworu alkoholu etylowego z dodatkiem niewielkich ilości środków antykorozyjnych i jest on powszechnie uznawany za najlepszy nośnik ciepła w zakresie temperatur pracy od -8°C do -2°C.

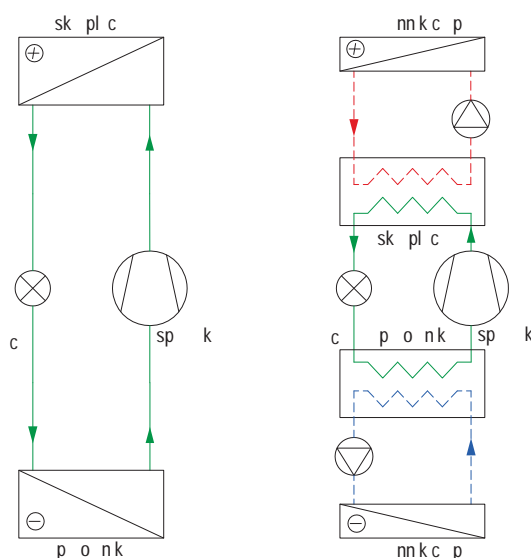
W literaturze wymienia się jeszcze inne możliwe ciekłe płyny chłodzące takie jak etanol, metanol, gliceryna, węglan potasu, octan potasu, chlorek magnezu i chlorek wapnia, których stosowanie z różnych względów jest niewskazane. Do przyczyn tych należy zaliczyć przede wszystkim: palność, niską temperaturę wrzenia (etanol, metanol), toksyczność (metanol), wzrost lepkości ze spadkiem temperatury (gliceryna), silną zasadowość związków (węglan potasu, octan potasu), silne oddziaływanie korozyjne i konieczność stosowania inhibitorów antykorozyjnych (chlorek wapnia, chlorek magnezu), oraz negatywne oddziaływanie na zdrowie człowieka (metanol, octan potasu).

## 18. Instalacje bezpośrednich i pośrednich systemów chłodzenia

### 18.1. Rodzaje systemów chłodzenia

Norma PN-EN 378-1 „Instalacje ziębnicze i pompy ciepła” rozróżnia dwa rodzaje systemów chłodzenia: bezpośredni i pośredni. W układach bezpośrednich chłodzenie następuje w sposób bezpośredni za pomocą parującego czynnika chłodniczego, a parownik znajduje się w bezpośrednim kontakcie z substancją ochładzaną. Za przykład można tu podać lodówkę domową, klimatyzator, pompę ciepła typu powietrze-powietrze czy klimatyzację samochodową. W układach pośrednich ochładzania odbywa się w sposób pośredni, przy wykorzystaniu obiegu czynnika pośredniczącego, uprzednio ochłodzonego za pomocą urządzenia chłodniczego. Czyli parownik znajduje się w kontakcie z czynnikiem pośredniczącym, a dopiero ten obniża temperaturę chłodzonej substancji. Najlepiej obrazującym to przykładem będzie chłodnica przeponowa w centrali wentylacyjnej.

Schemat bezpośredniego i pośredniego systemu chłodzenia przedstawiono na rysunku 18.1.



Rys. 18.1. Schemat bezpośredniego i pośredniego systemu chłodzenia.

Aby podjąć decyzję o zastosowaniu konkretnego systemu chłodzenia należy każdorazowo przeanalizować zalety i wady obu systemów oraz uwzględnić kategorię pomieszczenia oraz rodzaj zastosowanego czynnika chłodniczego i jego bezpieczeństwo. W tabeli 18.1. porównano obieg chłodniczy z bezpośrednim odparowaniem z obiegiem pośrednim.

Tabela 18.1. Charakterystyczne cechy systemów chłodzenia.

OBIEG CHŁODNICZY	z bezpośrednim odparowaniem	pośredni
ZASTOSOWANIE	klimatyzatory typu split, duo-split, multi-split, systemy VRF, chłodnice freonowe w centralach	klimakonwektory wentylatorowe (fan coile), belki chłodzące, sufity chłodzące, chłodnice wodne / glikolowe w centralach
CZYNNIK ROBOCZY	podlega przemianom fazowym np. czynnik R407C, R410A, R134a	nie podlega przemianom fazowym np. woda, wodny roztwór glikolu, solanka, lód binarny (zawiesina lodowa)
RUROCIĄGI	miedź – rury czyste, odtłuszczone, suche	stal, miedź lub tworzywa sztuczne: PVC, PE, PEX
TRASA PRZEWODÓW	bardzo ważne prowadzenie rurociągów – krążenie oleju, odpowiednie spadki, maksymalna długość rur	prowadzenie rurociągów jest bez znaczenia – praca pompy
POSADOWIENIE AGREGATU	na dachu lub przy budynku – skraplacz chłodzony powietrzem albo w maszynowni – skraplacz chłodzony wodnym roztworem glikolu lub wodą	

Najważniejsze ZALETY systemu bezpośredniego to:

- niższe koszty inwestycyjne, w porównaniu z systemem pośrednim,
- mała bezwładność cieplna urządzenia i instalacji (ułatwia to dostosowanie mocy chłodniczej do zmiennych obciążeń cieplnych),
- brak czynnika pośredniczącego pogarszającego efektywność energetyczną układu.
- 

Jako WADY bezpośredniego systemu chłodzenia uznać można:

- ograniczona maksymalna odległość pomiędzy jednostką zewnętrzną, a jednostkami wewnętrznymi (do ok. 100-150 mb),
- ryzyko utraty drogiego czynnika przy wystąpieniu nieszczelności i trudności w jej zlokalizowaniu w przypadku długich rurociągów i rozgałęzionych sieci przewodów, większe ryzyko zatrzymania instalacji w przypadku wystąpienia nieszczelności w porównaniu do systemów pośrednich,
- problemy z powrotem oleju do sprężarek przy długich instalacjach (konieczność odpowiedniego prowadzenia instalacji - zasyfonowania i spadki rurociągów parowych),
- możliwość wykroplenia się czynnika przy postoju urządzenia oraz uderzeń hydraulicznych przy załączeniu.

ZALETY pośredniego systemu chłodzenia:

- większe bezpieczeństwo (brak czynnika chłodniczego w klimatyzowanych pomieszczeniach; mniejsze ryzyko rozszczelnienia instalacji po stronie czynnika chłodniczego oraz mniejsze ryzyko związane z rozszczelnieniem instalacji w budynku),
- możliwość transportowania czynnika pośredniczącego na nieograniczone odległości i do trudno dostępnych miejsc,
- bezproblemowa lokalizacja i usunięcie wycieku w przypadku wystąpienia rozszczelnienia po stronie czynnika pośredniczącego (istnieje możliwość odcięcia zespołów, które uległy awarii i dokonania miejscowych, nieskomplikowanych napraw w czasie pracy instalacji),
- płynna i dokładna regulacja mocy chłodniczej i grzewczej od 0 do 100% mocy (regulacja przeważnie poprzez zmianę strumienia czynnika pośredniczącego),
- możliwość łatwego rozbudowywania instalacji,
- możliwość akumulowania chłodu lub ciepła w obiegu pośredniczącym,
- możliwość ograniczenia zużycia energii poprzez wykorzystanie free-coolinga,
- łatwy serwis i brak konieczności korzystania z serwisu specjalistycznego w zakresie instalacji po stronie czynnika pośredniczącego.

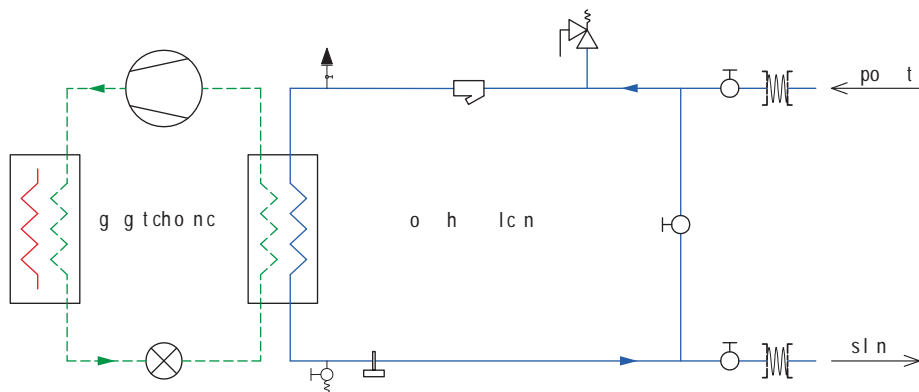
Główne WADY systemu pośredniego to:

- większa bezwładność cieplna instalacji w porównaniu z systemem bezpośrednim,
- nieuniknione straty wynikające z nieodwracalności przekazywania ciepła w wymiennikach oraz konieczność pracy w niższej temp. odparowania ze względu na czynnik pośredniczący, dodatkowe nakłady energetyczne do napędu pomp obiegowych nośnika ciepła,
- wyższe koszty inwestycyjne (dodatkowe wymienniki ciepła, wentylatory, elementy automatycznej regulacji i sterowania po stronie czynnika pośredniczącego).

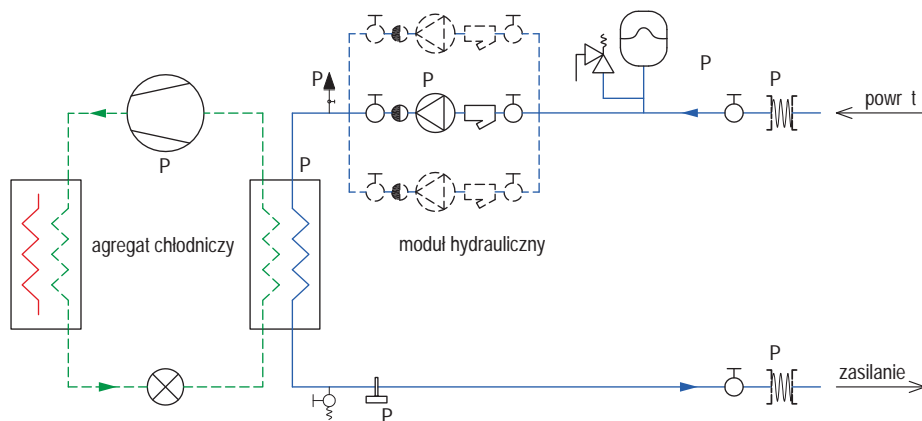
## 18.2. Obiegi hydrauliczne cieczy pośredniczących

Stosowanie układów pośrednich pociąga za sobą zaprojektowanie obiegów hydraulicznych od strony parownika agregatu wody lodowej i/lub skraplacza. Agregaty wody lodowej często sprzedawane są z modułem hydraulicznym. Takie moduły dostępne są w kilku wersjach:

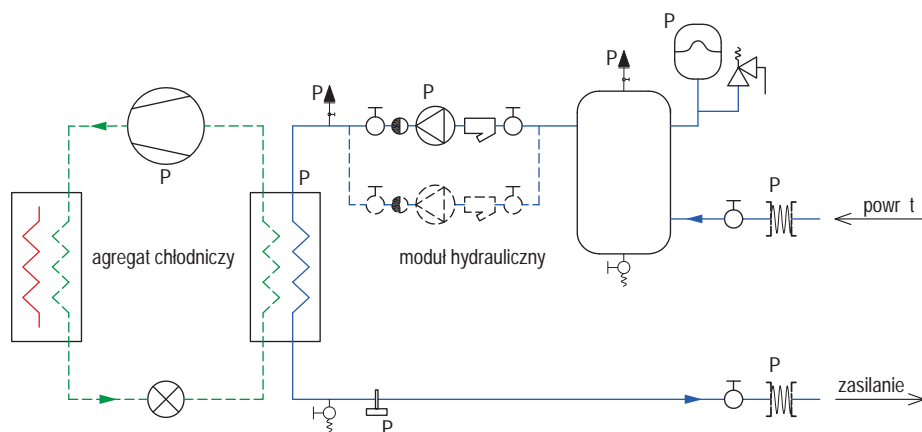
- podstawowej, bez modułu pompowego, jedynie z zaworem by-pass do wstępnego oczyszczania wody w obiegu po montażu (rys. 18.2.),
- z modułem pompowym, gdzie stosowane są 1, 2 lub 3 pompy równoległe (rys. 18.3.),
- ze zbiornikiem buforowym na powrocie z instalacji do parownika i modułem pompowym (rys. 18.4.),
- ze zbiornikiem buforowym na zasilaniu instalacji odbiorczej i modułem pompowym (rys. 18.5.).



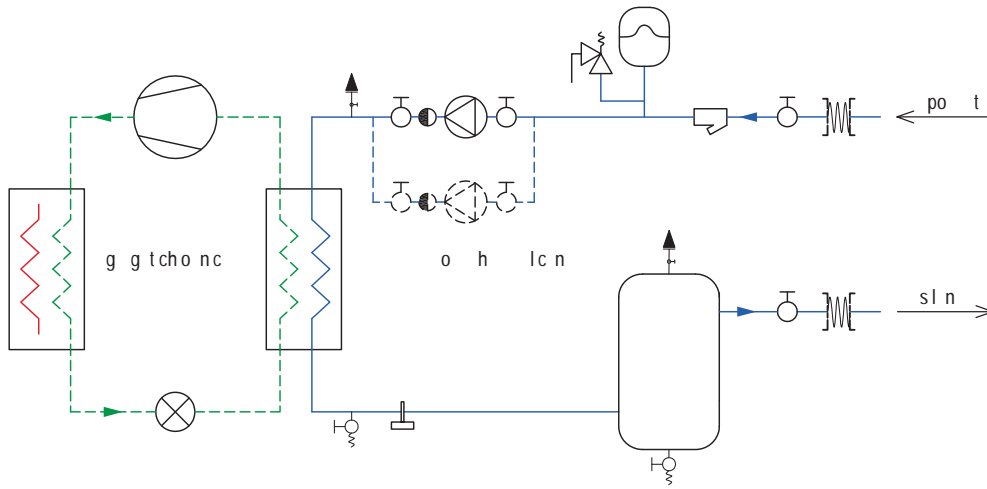
**Rys. 18.2.** Agregat chłodniczy z podstawowym modułem hydraulicznym (Oznaczenia: SPR - sprężarka, SKR - skraplacz, PAR - parownik, ZD - zawór dławiący, FS - filtr siatkowy, ZOB - zawór by-pass, ZO - zawór odcinający, PE - połączenie elastyczne, ZB - zawór bezpieczeństwa, ZS - zawór spustowy, ODP - odpowietrznik, CZP- czujnik przepływu).



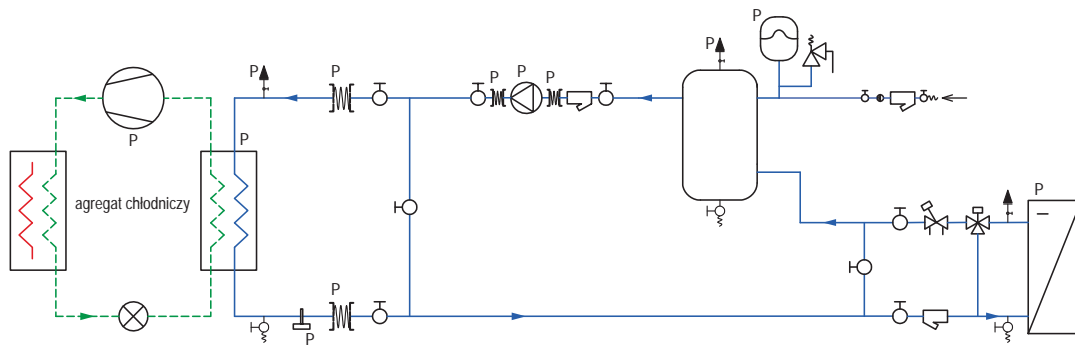
**Rys. 18.3.** Agregat chłodniczy z pompowym modułem hydraulicznym (Oznaczenia: PO - pompa obiegowa, ZZ - zawór zwrotny, NWP - naczynie przeponowe wzbiorcze, pozostałe oznaczenia jak na rys. 18.2.).



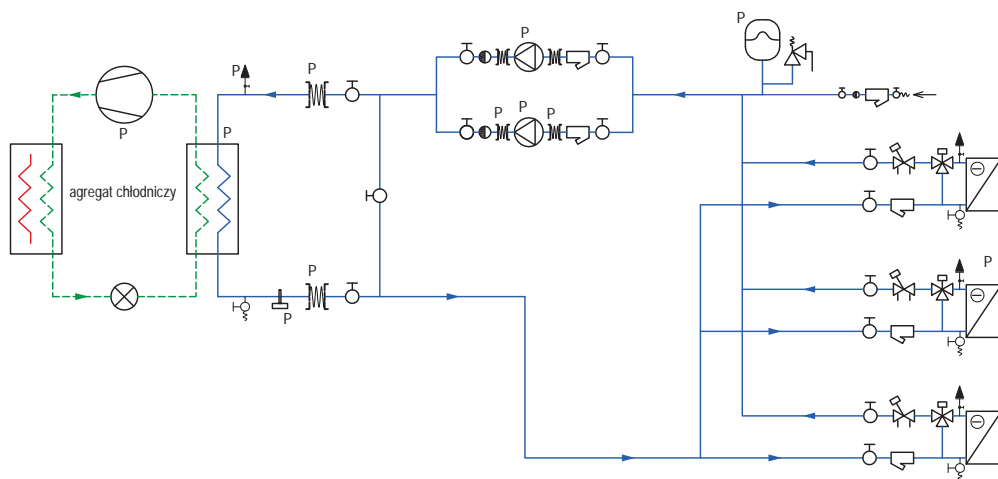
**Rys. 18.4.** Agregat chłodniczy z pompowym modułem hydraulicznym i zbiornikiem buforowym na powrocie (Oznaczenia: ZA - zbiornik akumulacyjny, PO - pompa obiegowa, ZZ - zawór zwrotny, NWP - naczynie przeponowe wzbiorcze, pozostałe oznaczenia jak na rys. 18.2.).



**Rys. 18.5.** Agregat chłodniczy z pompowym modulem hydraulicznym i zbiornikiem buforowym na zasilaniu (Oznaczenia jak na rys. 18.2 do 18.4).



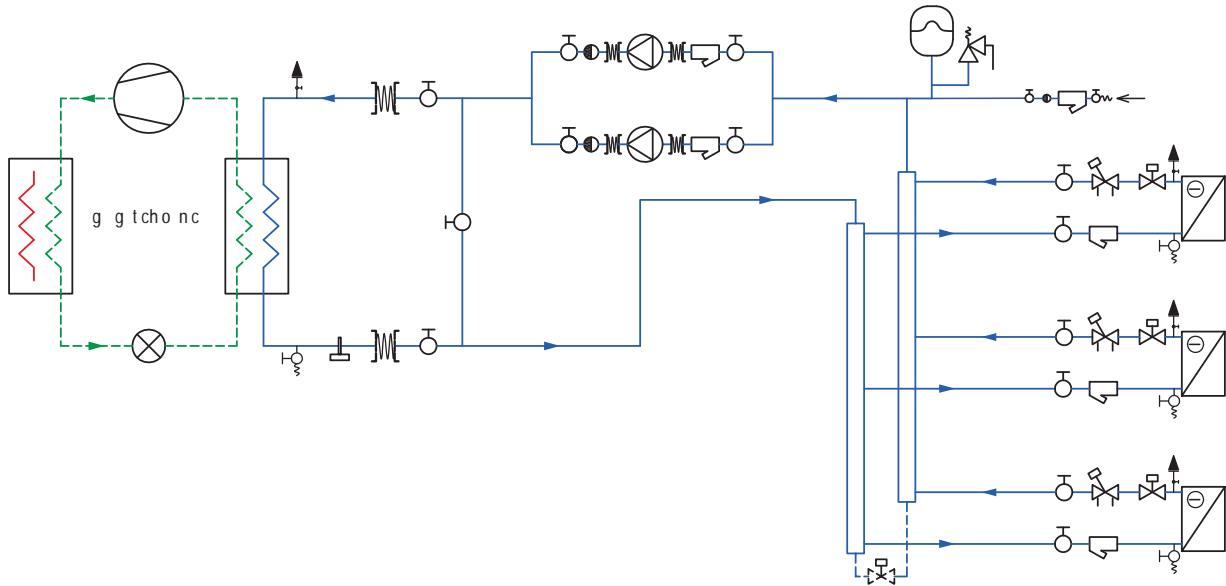
**Rys. 18.6.** Obieg hydrauliczny parownika, praca pompy ze stałym przepływem, regulacja zaworem trójdrogowym (Oznaczenia: U UW – układ uzupełniania wody, ZOB – zawór by-pass, ZO CH – chłodnica w centrali, ZRT – zawór regulacyjny trójdrogowy, ZR – zawór równoważący (balansowy), pozostałe oznaczenia jak na rys. 18.2 do 18.5).



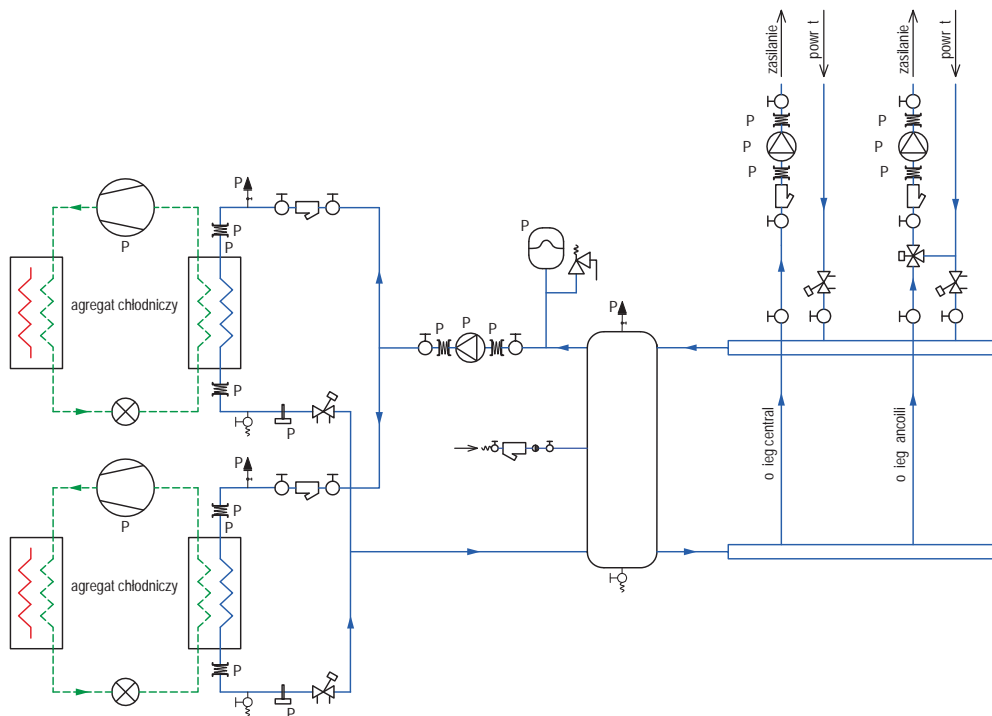
**Rys. 18.7.** Obieg hydrauliczny parownika, praca pomp ze stałym przepływem, układ trójnikowy równoległy, regulacja zaworami trójdrogowymi (Oznaczenia: WK – wentylokonwektor, pozostałe oznaczenia jak na rys. 18.2 do 18.6).



W obiegach ze stałym przepływem regulacja wydajności cieplnej odbiorników odbywa się dzięki zastosowaniu zaworów regulacyjnych trójdrogowych przed tymi odbiornikami. Możliwe jest również zastosowanie zaworów regulacyjnych dwudrogowych i spinki pomiędzy zasilaniem a powrotem. Przykłady instalacji stałoprzepływowych przedstawiają rysunki 18.6. i 18.7. Na rysunku 18.8. zobrazowano natomiast typowy przykład instalacji zmiennoprzepływowej z zaworami regulacyjnymi przelotowymi i pompami z płynną regulacją prędkości obrotowej. Pomiędzy rozdzielaczami na zasilaniu i powrocie można zastosować regulacyjny zawór dwudrogowy w celu utrzymania minimalnego wymaganego przepływu przez parownik agregatu chłodniczego.

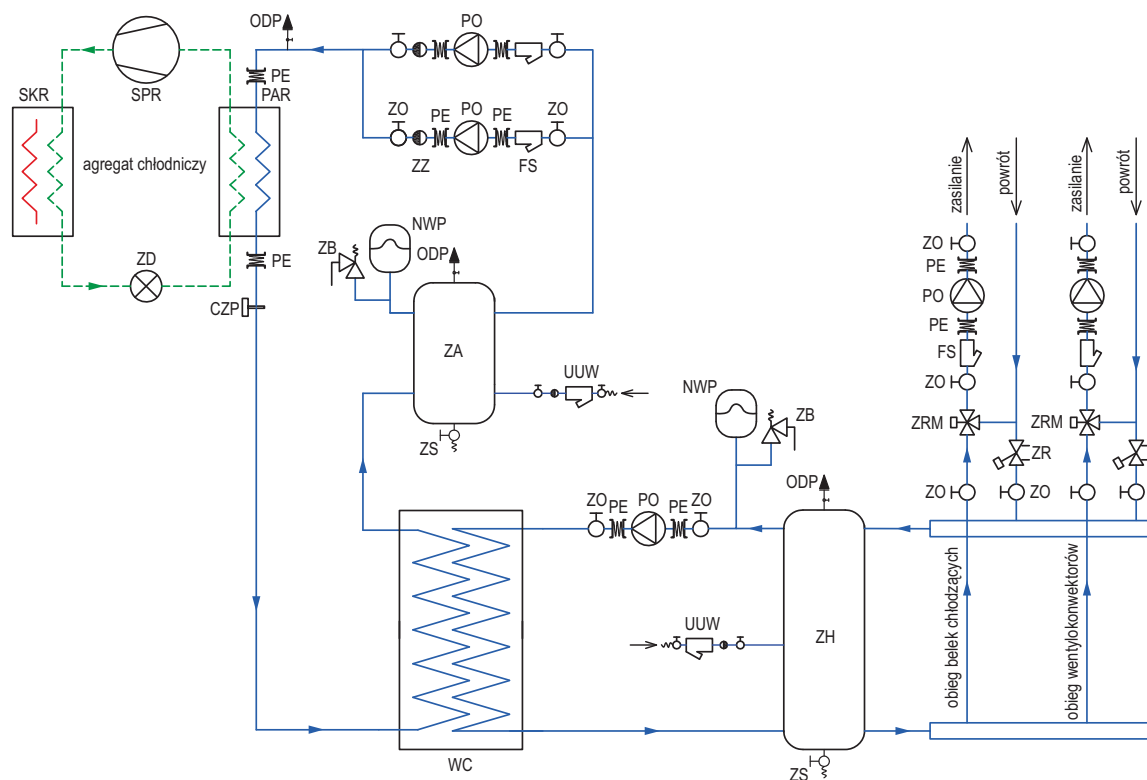


**Rys. 18.8.** Obieg hydrauliczny parownika, praca pomp ze zmiennym przepływem, układ rozdzielaczy równoległy, regulacja zaworami dwudrogowym (Oznaczenia: PO – pompa obiegowa z płynną regulacją prędkości obrotowej, KR – kolektor rozdzielczy, ZRP – zawór regulacyjny przelotowy (dwudrogowy), pozostałe oznaczenia jak na rys. 18.2 do 18.7).



**Rys. 18.9.** Obieg hydrauliczny parownika z dwoma agregatami, rozdzielaniem układów pompowych na obieg pierwotny i wtórny, ze sprężem hydraulicznym (Oznaczenia: PO – pompa obiegowa, R – rozdzielacz, pozostałe oznaczenia jak na rys. 18.2 do 18.7).

Rysunek 18.9. przedstawia obieg z dwoma agregatami wody lodowej, sprzęgłem hydraulicznym oraz rozdzielczymi instalacjami do poszczególnych grup odbiorców chłodu (central i fan-coili). Zastosowanie sprzęgła hydraulicznego umożliwia stabilną pracę pomp w obiegu pierwotnym i obiegach wtórnych oraz stabilizuje temperaturę czynnika pośredniczącego dostarczanego do odbiorców chłodu i ciepła. Ponadto pełni ona rolę zbiornika akumulacyjnego (buforowego). Dzięki zastosowaniu zaworu regulacyjnego trójdrogowego mieszającego na obiegu fan-coili możliwa jest zmiana parametrów czynnika zasilającego i podwyższenie ich w stosunku do obiegu central. Oprócz zmiany parametrów czynnika czasami wymagana jest również zmiana rodzaju czynnika pośredniego np. z wodnego roztworu glikolu na wodę. Możliwe jest to dzięki rozbudowie układu o dodatkowy płytowy wymiennik ciepła. Układ taki przedstawiono na rysunku 18.10.

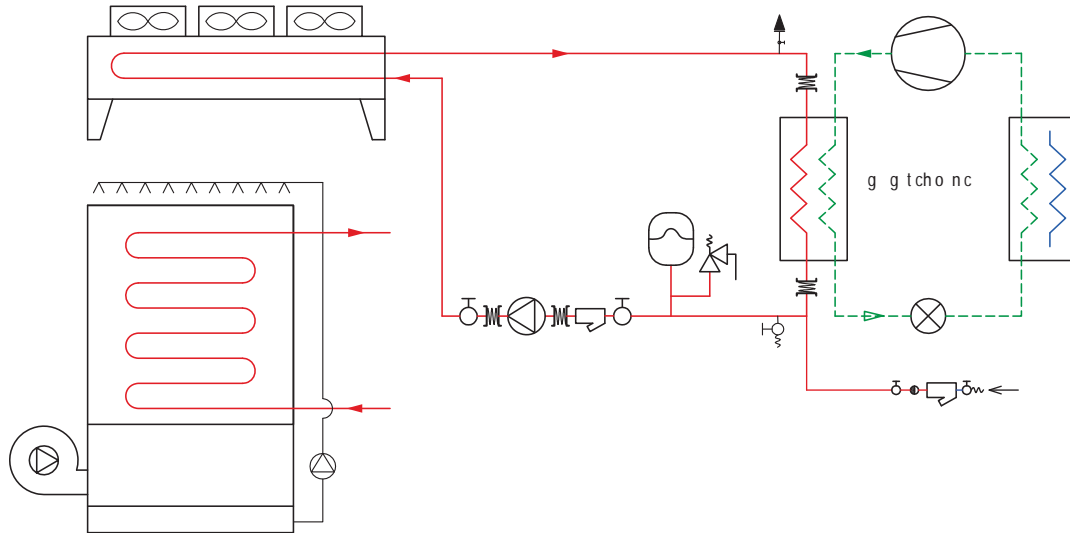


**Rys. 18.10.** Obieg hydrauliczny parownika z obiegami glikolowymi, obiegami wodnymi (pierwotnym i wtórny), z możliwością zmiany parametrów czynnika (Oznaczenia: WC – wymiennik ciepła płytowy, CH – chłodnica, pozostałe oznaczenia jak na rys. 18.2 do 18.9).

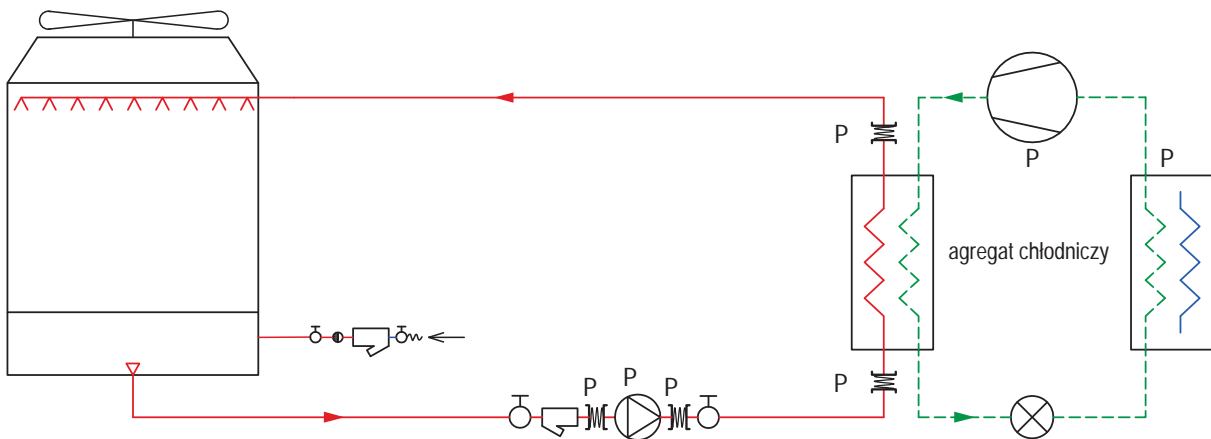
Wszystkie powyższe schematy skupiały się na obiegu hydraulicznym od strony parownika. Jednak od strony skraplacza również często trzeba instalacji pośredniczącej. Zawsze, gdy skraplacz nie jest chłodzony powietrzem należy zaprojektować instalację rurową do chłodzenia tego skraplacza. Ciepło skraplania w instalacjach pośrednich może być wyrzucane na zewnątrz dzięki zastosowaniu urządzeń typu: dry-cooler, chłodnia wentylatorowa zamknięta (mokra), wieża chłodnicza otwarta.

Na rysunku 18.11. przedstawiono schemat połączenia skraplacza agregatu wody lodowej z chłodnicą wentylatorową suchą, tzw. dry-cooler. Obecnie jest to najczęściej spotykany pośredni sposób chłodzenia skraplacza, który dzięki odejściu od zraszania wodą, eliminuje szereg niedogodności natury eksploatacyjnej. Skraplacz może być chłodzony przy użyciu chłodni wentylatorowej typu zamkniętej, dodatkowo zraszanej z zewnątrz wodą. Dzięki zamknięciu obiegu czynnika pośredniego, nie następują tak duże jego ubytki, jednak zraszanie wodą powoduje odkładanie się kamienia kotłowego na zewnętrznej powierzchni wymiennika.

Na rysunku 18.12 urządzenia zamknięte zastąpiono wieżą chłodniczą otwartą. Tu obieg czynnika pośredniego (najczęściej czystszej wody) jest otwarty, a rozpylenie czynnika na powierzchni chłodni powoduje duże odparowanie i jego ubytki. Dodatkowo przez to intensywne odparowanie należy pozostały czynnik pośredni rozcieńczać, uzdatniać i odpowiednio mineralizować.



**Rys. 18.11.** Obieg hydrauliczny skraplacza z dry-coolerem lub z chłodnią wentylatorową zamkniętą (Oznaczenia: UUW – układ uzupełniania wody, DC – dry-cooler, CW – chłodnia wentylatorowa, pozostałe oznaczenia jak na rys. 18.2 do 18.10).



**Rys. 18.12.** Obieg hydrauliczny skraplacza z wieżą chłodniczą otwartą (Oznaczenia: CW – wieża chłodnicza otwarta, pozostałe oznaczenia jak na rys. 18.2 do 18.11).

# 19. Projektowanie średnic przewodów oraz obliczenia oporów przepływu w instalacji czynnika pośredniczącego

## 19.1. Projektowanie średnic przewodów

Podczas projektowanie sieci przewodów rurowych ważna jest świadomość, że:

- Przewody rurowe o zbyt małych średnicach prowadzą do znacznych strat ciśnienia i tym samym do obniżenia wydajności chłodniczej urządzenia.
- Przewody rurowe o zbyt dużych średnicach zwiększają koszt instalacji.
- Utrzymanie określonej minimalnej prędkości przepływu czynnika w przewodach parowych urządzenia bezpośrodkowego decyduje o właściwym krążeniu oleju w instalacji i skutecznym jego odprowadzeniu do sprężarki.
- Prędkość czynnika poniżej maksymalnej sprawi, że ciekły czynnik dopływając do zaworu rozprężnego nie będzie zawierał pęcherzyków pary w urządzeniu z bezpośrednim odparowaniem.

W układach chłodniczych z bezpośrednim odparowaniem czynnika chłodniczego należy utrzymać prędkości w przewodach w zakresie:

- przewody ssawne parowe – pomiędzy parownikiem a sprężarką –  $8 \div 12$  m/s,
- przewody tłoczne parowe – pomiędzy sprężarką a skraplaczem –  $10 \div 15$  m/s,
- przewody cieczowe – pomiędzy skraplaczem a zbiornikiem ciekłego czynnika (jeśli taki występuje w instalacji) –  $0,3 \div 0,5$  m/s,
- przewody cieczowe – pomiędzy skraplaczem a zaworem rozprężnym –  $0,5 \div 2,0$  m/s,
- przewody cieczowe – pomiędzy zaworem rozprężnym a parownikiem –  $0,5 \div 1,5$  m/s.

W układach chłodniczych z czynnikiem pośrednim prędkości w przewodach powinny zawierać się w przedziale:

- przewody nośnika chłodu – pomiędzy parownikiem a ochładzanym ciałem –  $0,5 \div 2,0$  m/s,
- przewody nośnika ciepła – pomiędzy skraplaczem agregatu chłodniczego a ośrodkiem odbierającym ciepło –  $1,0 \div 2,5$  m/s.

W rurociągach pośrednich ważne jest, by spełnić jeszcze jeden warunek: tzn. nie przekroczyć maksymalnego spadku ciśnienia na długości przewodów  $R_l$ . Ten jednostkowy opór jest zależny od materiału, z którego wykonano rurociągi. Dla rur stalowych zaleca się utrzymanie oporu w granicach  $100 \div 250$  Pa/m, przy czym niższe wartości są zalecane dla mniejszych średnic. Producenci rur z tworzyw sztucznych dopuszczają większe spadki ciśnienia, rzędu  $1 \div 10$  kPa/m.

Projektowanie sieci przewodów układu BEZPOŚREDNIEGO zaczyna się od wyznaczenia wydajności chłodniczej agregatu  $Q_{ch}$  lub grzewczej  $Q_g$  dla pompy ciepła. Moc chłodniczą agregatu określa się najczęściej po wykonaniu dokładnych bilansów ciepła w pomieszczeniu lub pomieszczeniach chłodzonych dla okresu letniego, z uwzględnieniem zarówno ciepła jawnego jak i utajonego. Moc grzewczą pompy ciepła uzyskać można po wykonaniu bilansu zysków i strat ciepła w okresie zimowym (w warunkach obliczeniowych).

Następnie należy wykonać analizę przemian obiegu chłodniczego zachodzących na wykresie log p-h dla właściwego czynnika chłodniczego. Z wykresu wyznacza się głównie właściwą wydajność chłodniczą, jako różnicę entalpii w parowniku ( $q_o = h_1 - h_4$ ) oraz właściwą wydajność grzewczą, jako różnicę entalpii w skraplaczu ( $q_k = h_2 - h_3$ ). Do określenia strumienia masy czynnika chłodniczego przepływającego w ciągu godziny przez agregat / pompę ciepła wystarczy skorzystać z jednego ze wzorów:

$$m_z = \frac{Q_{ch}}{q_o} \quad \text{lub} \quad m_z = \frac{Q_g}{q_k}$$

gdzie:

- $m_z$  – strumień masy czynnika chłodniczego krążącego w obiegu, kg/s,
- $Q_{ch}$  – moc chłodnicza agregatu chłodniczego, kW,
- $q_o$  – właściwa moc chłodnicza, kJ/kg,
- $Q_g$  – wydajność grzewcza pompy ciepła, kW,
- $q_k$  – właściwe obciążenie cieplne skraplacza, kJ/kg.

Strumień masowy czynnika chłodniczego, który znajduje się w obiegu jest stały w całej instalacji, niezależnie od stanu skupienia. W zależności od tego, czy czynnik jest w stanie ciekłym w przewodach cieczowych, czy parowym w przewodach ssawnym i tłocznym, oraz od temperatury i ciśnienia, różna będzie objętość właściwa, którą on zajmuje. Wynika z tego, że różny będzie również strumień objętościowy par i cieczy w instalacji. Wartości objętości właściwych można odczytać z wykresu log p-h lub z tabel termodynamicznych dla właściwego czynnika chłodniczego dla punktów charakterystycz-

nych (dla par czynnika chłodniczego na ssaniu sprężarki  $v_1$ , dla par na tłoczeniu sprężarki  $v_2$ , dla skroplonej cieczy nasyconej  $v_3$ ). Strumień objętościowy w rurociągach ssawnych  $V_{ss}$ , tłocznych  $V_{tt}$  oraz cieczowych  $V_c$  określa się z ogólnego wzoru:

$$V = m_z \cdot v$$

gdzie:

- $V$  – strumień objętościowy czynnika chłodniczego krążącego w obiegu w punktach charakterystycznych,  $m^3/s$ ,
- $m_z$  – strumień masy czynnika chłodniczego,  $kg/s$ ,
- $v$  – właściwa objętość czynnika chłodniczego w punktach charakterystycznych,  $m^3/kg$ .

Pole powierzchni przepływu rurociągu ssawnego, tłoczego i cieczowego wyznacza się w oparciu o równanie ciągłości strugi:  $V = A \cdot w$ , a więc w ogólnej formie:

$$A = \frac{V}{w}$$

gdzie:

- $A$  – wolny przekrój przewodu,  $m^2$ ,
- $V$  – strumień objętościowy czynnika chłodniczego krążącego w obiegu w punktach charakterystycznych,  $m^3/s$ ,
- $w$  – prędkość czynnika w danym punkcie instalacji,  $m/s$ .

Średnicę wewnętrzną można dobrać po przekształceniu wzoru na pole koła:

$$d_w = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}}$$

Wymagane średnice przewodów są też często wprost podawane przez producentów dla urządzeń o określonej mocy chłodniczej i grzewczej z uwzględnieniem maksymalnej odległości pomiędzy jednostką zewnętrzną i jednostkami wewnętrznymi (np. w przypadku systemów VRF).

Instalacje z bezpośrednim odparowaniem projektuje się ze specjalnych rur miedzianych. Muszą one odpowiadać wymaganiom normy PN-EN 12735-1:2003/Ap1:2006 Miedź i stopy miedzi. Rury miedziane okrągłe bez szwu stosowane w instalacjach klimatyzacyjnych i chłodniczych. Część 1: Rury do instalacji rurowych. Dostępne są na rynku rury w kręgach / zwojach dla mniejszych wymiarów rur (średnice do 22 mm) oraz w odcinkach prostych, czyli sztangach wszystkich rozmiarów. W tabeli 19.1. podano średnice rur miedzianych stosowanych w instalacjach bezpośrednich. Oprócz oznaczeń calowych często stosowane są oznaczenia metrycznych dla rur do instalacji pośrednich (tabela 19.2.).

**Tabela 19.1.** Średnice zewnętrzne przewodów miedzianych dla instalacji freonowych.

Średnica zewnętrzna, [cal]	Grubość ścianki, [mm]	Średnica zewnętrzna, [cal]	Grubość ścianki, [mm]	Średnica zewnętrzna, [cal]	Grubość ścianki, [mm]
1/4"	0,8	7/8"	0,9; 1,0	2 1/8"	1,25
3/8"	0,8	1"	0,9; 1,0; 1,25	2 5/8"	1,25; 1,65
1/2"	0,8; 1,0	1 1/8"	0,9; 1,0; 1,25	3 1/8"	1,65
5/8"	0,8; 1,0	1 3/8"	1,0; 1,25	3 5/8"	2,0
3/4"	0,9; 1,0	1 5/8"	1,25		

Podczas projektowania przewodów układu POŚREDNIEGO po określeniu wydajności chłodniczej agregatu  $Q_{ch}$  lub grzewczej pompy ciepła  $Q_g$  oblicza się strumień masowy i objętościowy czynnika pośredniego. Należy znać jeszcze własności termodynamiczne stosowanego nośnika chłodu / ciepła, czyli gęstość i ciepło właściwe oraz temperatury na zasilaniu i powrocie do chłodnicy bądź nagrzewnicy. Poniżej przedstawiono tok obliczeniowy średnic wewnętrznych w instalacji czynnika pośredniego.

$$m_w = \frac{Q_{ch}}{c_p \cdot \Delta t} \quad \text{lub} \quad m_w = \frac{Q_g}{c_p \cdot \Delta t}$$

gdzie:

$m_w$  – strumień masowy czynnika pośredniczącego (wody, wodnego roztworu glikolu, solanki) krążącego w obiegu nośnika ciepła lub chłodu, kg/s,

$Q_{ch}$  – moc chłodnicza agregatu chłodniczego, kW,

$Q_g$  – wydajność grzewcza pompy ciepła, kW,

$c_p$  – ciepło właściwe zastosowanego czynnika pośredniczącego (wody, wodnego roztworu glikolu, solanki), kJ/kgK,

$\Delta t$  – obliczeniowa różnica temperatur pomiędzy zasilaniem i powrotem wymiennika (chłodnicy w instalacji agregatu chłodniczego lub nagrzewnicy w instalacji pompy ciepła), kJ/kg.

$$V = \frac{m_w}{\rho}$$

gdzie:

$V$  – strumień objętościowy czynnika pośredniczącego (wody, wodnego roztworu glikolu, solanki) krążącego w obiegu, m<sup>3</sup>/s,

$m_w$  – strumień masy czynnika pośredniczącego, kg/s,

$\rho$  – gęstość zastosowanego czynnika pośredniczącego (wody, wodnego roztworu glikolu, solanki), kg/m<sup>3</sup>.

**Tabela 19.2.** Średnice zewnętrzne przewodów miedzianych dla instalacji pośredniczących.

Średnica zewnętrzna, [mm]	Grubość ścianki, [mm]	Średnica zewnętrzna, [mm]	Grubość ścianki, [mm]	Średnica zewnętrzna, [mm]	Grubość ścianki, [mm]
6,0	1,0	22,0	1,0	76,1	2,0
8,0	1,0	28,0	1,0; 1,5	80,0	2,0
10,0	1,0	35,0	1,5	88,9	2,0
12,0	1,0	42,0	1,5	104,0	2,0
15,0	1,0	54,0	2,0	108,0	2,5
16,0	1,0	64,0	2,0	133,0	3,0
18,0	1,0	70,0	2,0		

Pole powierzchni przepływu oraz średnicę wewnętrzną wyznacza się jak poprzednio, z równania ciągłości strugi oraz pola koła:

$$A = \frac{V}{w} \quad \text{oraz} \quad d_w = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}}$$

gdzie:  $A$  – wolny przekrój przewodu, m<sup>2</sup>,

$V$  – strumień objętościowy czynnika pośredniczącego, m<sup>3</sup>/s,

$w$  – prędkość czynnika pośredniczącego, m/s,

$d_w$  – średnica wewnętrzna rurociągu, m.

Instalacje z czynnikiem pośredniczącym projektuje się z rur stalowych, miedzianych lub z tworzyw sztucznych (np. PP, PE, PEX).

## 19.2. Podstawowe wzory do obliczeń hydraulicznych, opory liniowe i miejscowe

W instalacjach chłodniczych podczas przepływu czynnika pośredniczącego występują straty energii na skutek tarcia, zmiany kierunku przepływu, zmiany przekroju poprzecznego czy zmian wysokości. Ze względu na miejsce powstawania strat ciśnienia wyróżnić można straty liniowe i miejscowe.

Straty liniowe  $\Delta p_l$  powstają podczas przepływu i tarcia czynnika o ścianki rurociągu. Obliczenia prowadzone są wg wzoru:

$$\Delta p_l = \lambda \cdot \frac{l}{d_w} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} = R_t \cdot l$$

gdzie:

$\Delta p_l$  – straty liniowe, [Pa],

$\lambda$  – współczynnik oporu liniowego, wyznaczany na podstawie chropowatości względnej k materiału,

$l$  – długość przewodu, [m],

$d_w$  – średnica wewnętrzna rury, [m],

- $\rho$  – gęstość cieczy pośredniczącej w wymianie ciepła, [kg/m<sup>3</sup>],  
 $w$  – prędkość przepływu, [m/s],  
 $R_t$  – jednostkowy opór tarcia, odczytywany z nomogramów dla rur z odpowiedniego materiału, [Pa/m].

Współczynnik tarcia  $\lambda$  i chropowatość względna  $k$  zależą od rodzaju materiału, z którego wykonane są przewody.

- dla rur stalowych (Fe)  $\lambda = 0,04$ ;  $k = 0,1$  mm,
- dla rur miedzianych (Cu)  $\lambda = 0,03$ ;  $k = 0,01$  mm,
- dla rur z polipropylenu (PP)  $k = 0,007$  mm,
- dla rur wielowarstwowych z tworzywa sztucznego (polietylen sieciowany PE-X z wkładką z taśmy aluminiowej Al)  $k = 0,0004$  mm,
- dla rur z PEX  $k = 0,0005$  mm.

Na wykresach 19.1., 19.2., 19.3. oraz 19.4. przedstawiono nomogramy spadku ciśnienia  $R_t$  dla wody zimnej dla najczęściej spotykanych materiałów konstrukcyjnych rurociągów chłodniczych.

Straty miejscowe  $\Delta p_m$  powstają w wyniku zmian kierunku przepływu i średnicy rurociągu oraz podczas przepływu przez armaturę odcinającą, regulacyjną i pozostałe elementy układu. Taki spadek ciśnienia można określić za pomocą wzoru:

$$\Delta p_m = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \text{ Pa}$$

gdzie:

- $z$  – współczynnik oporu miejscowego, wyznaczany na podstawie tabel,  
 $\rho$  – gęstość czynnika pośredniego, [kg/m<sup>3</sup>],  
 $w$  – prędkość przepływu, [m/s].

Współczynniki oporu miejscowego  $z$  zależą nie tylko od rodzaju zastosowanego materiału ale również od średnicy rurociągu. Często firmy podają gotowe zestawienie współczynników  $z$  dla produkowanych przez siebie kształtek (kolana, trójników, redukcji). W tabeli 19.3. zamieszczono najczęściej spotykane wartości współczynników  $z$  dla różnych elementów konstrukcyjnych. Dla armatury bądź innych elementów wbudowanych w instalację (zawory odcinające, zwrotne, równoważące, regulacyjne, filtry siatkowe, kompensatory) producenci podają spadki ciśnienia jako wartość  $K_v$ . Aby obliczyć stratę miejscową na takich elementach można skorzystać ze wzoru:

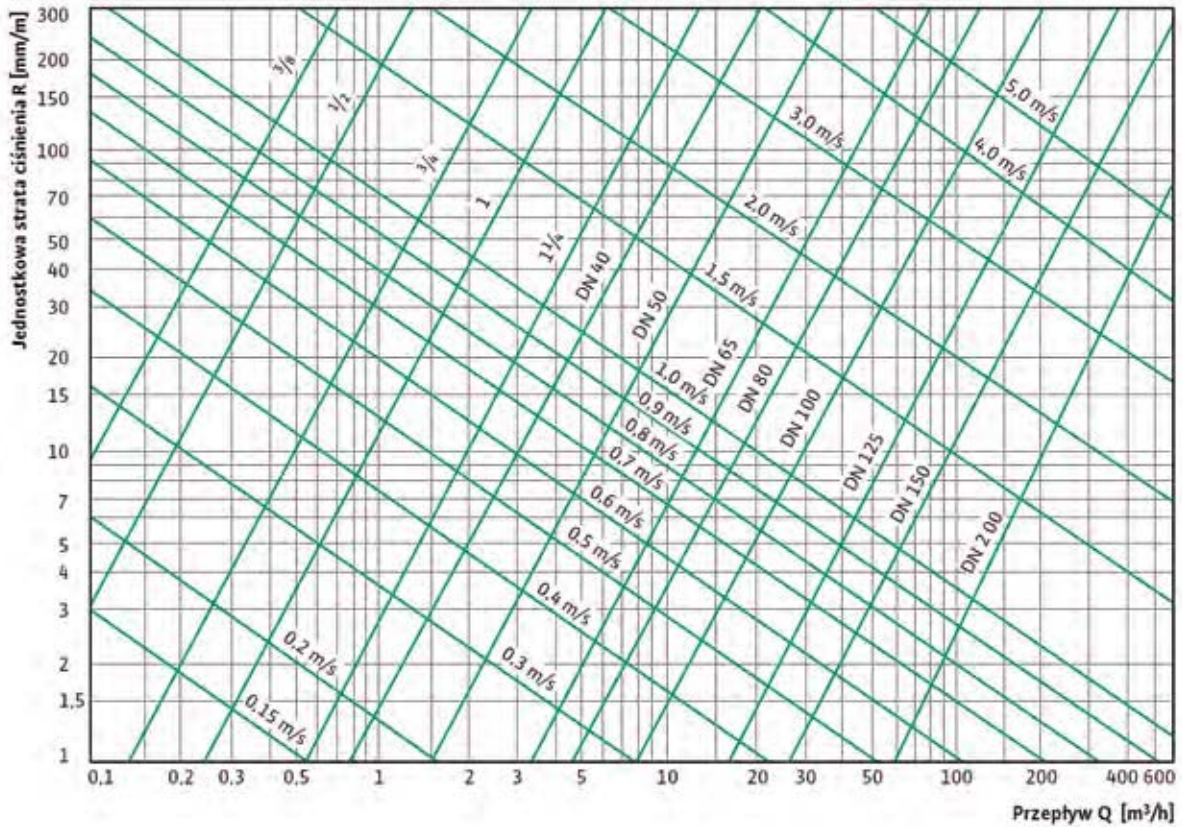
$$\Delta p_m = 100 \cdot \left( \frac{V}{K_v} \right)^2, \text{ Pa}$$

- gdzie:  $V$  – strumień objętościowy czynnika pośredniczącego, [m<sup>3</sup>/h],  
 $K_v$  – współczynnik przepływu, podany przez producenta armatury, [m<sup>3</sup>/h].

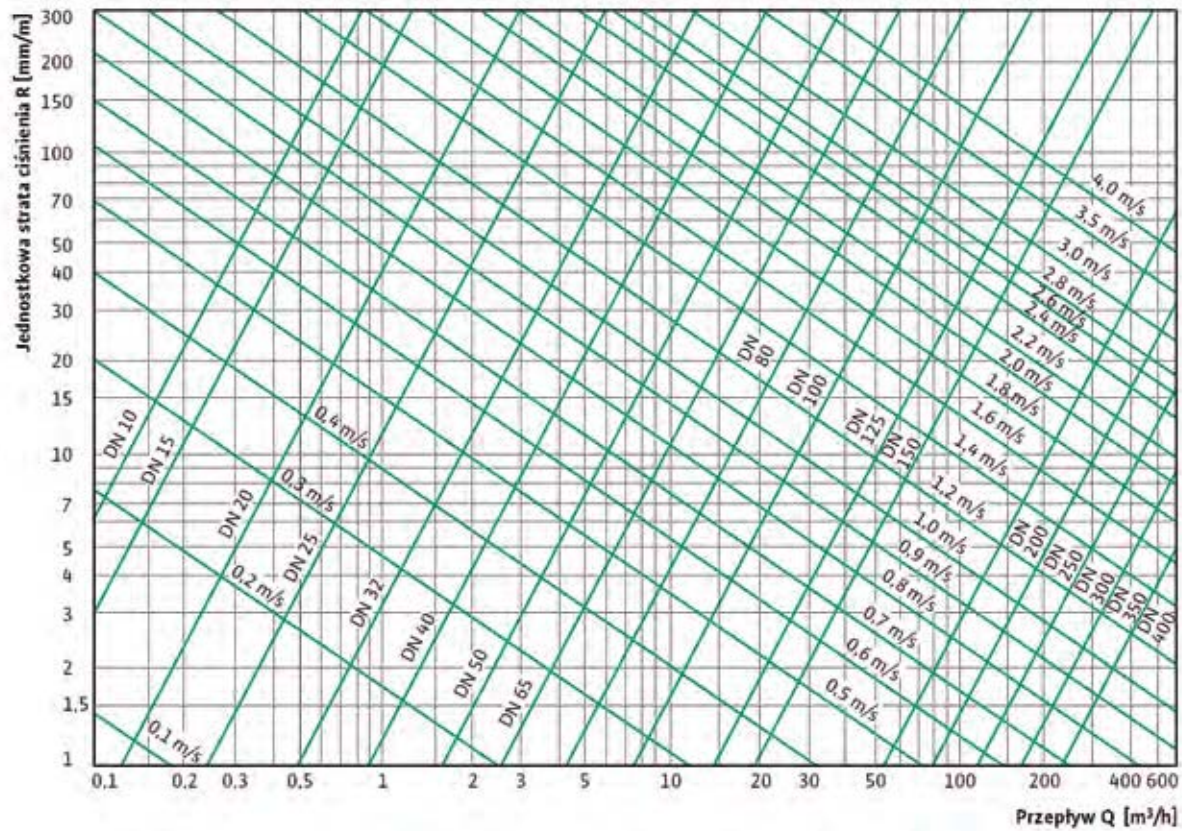
**Tabela 19.3.** Wartości współczynników oporów miejscowych dla najczęściej spotykanych elementów armaturowych.

Element	Współczynnik strat miejscowych $\zeta$			
	Stal	Miedź	PEX-AL-PEX, PE-AL-PE	PP
Kolano 90°	0,5 ÷ 2,0	0,2 ÷ 1,0	1,2 ÷ 2,9	2,0
Trójnik przelot	0,5	0,3 ÷ 0,6	0,3 ÷ 0,9	0,8
Trójnik odgałęzienie, odpływ	1,5	0,9 ÷ 1,3	1,3 ÷ 1,6	1,8
Trójnik doptyw	1,0	0,4 ÷ 0,9	0,9	1,3
Trójnik zbieżny	3,0	3,0	3,0	4,2
Trójnik rozbieżny	3,0	1,5	1,5	2,2
Nagle rozszerzenie	1,5	1,0	1,0	1,0
Nagle zwężenie	1,0	0,5	0,5	0,6

W praktyce opory miejscowe można obliczyć jako ok. 30% oporów liniowych dla instalacji z przewodów stalowych i miedzianych i ok. 40 ÷ 60% dla instalacji z tworzyw sztucznych.

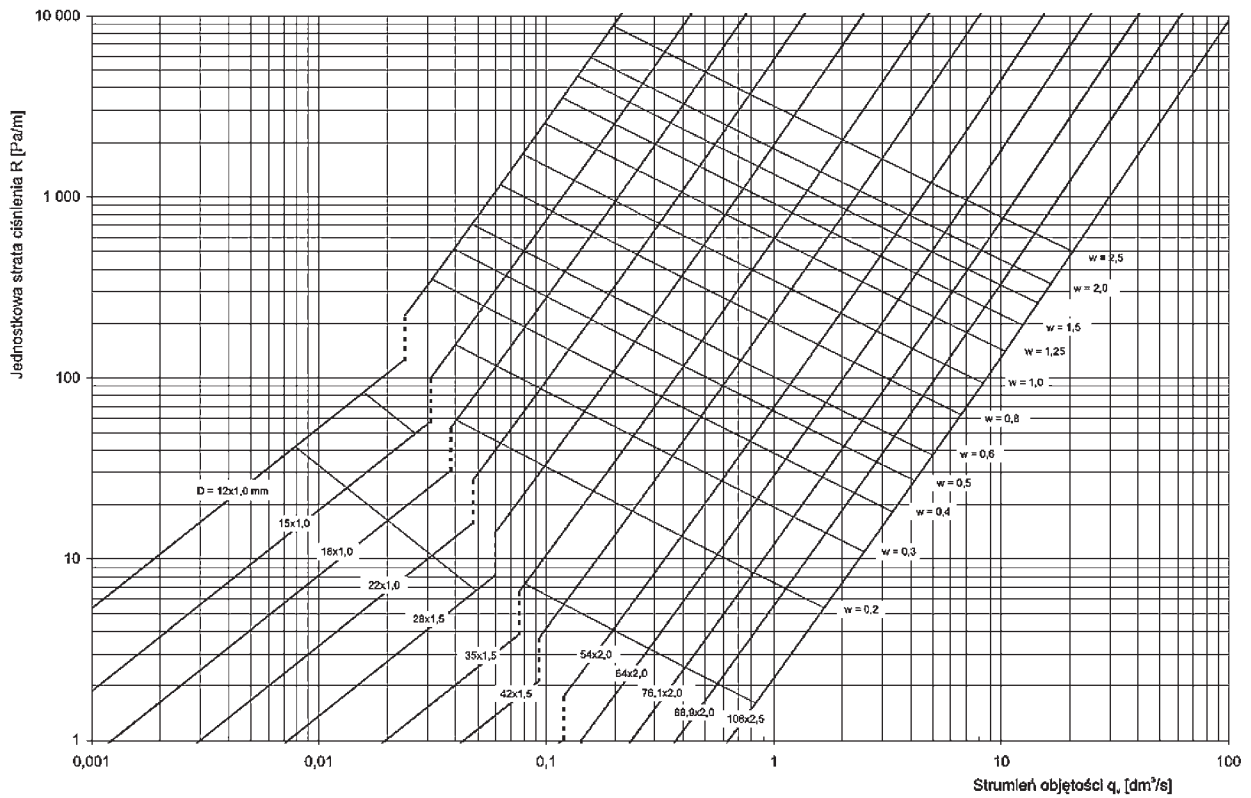


Rys. 19.1. Spadek ciśnienia w rurach stalowych (na podstawie materiałów firmy Wilo).

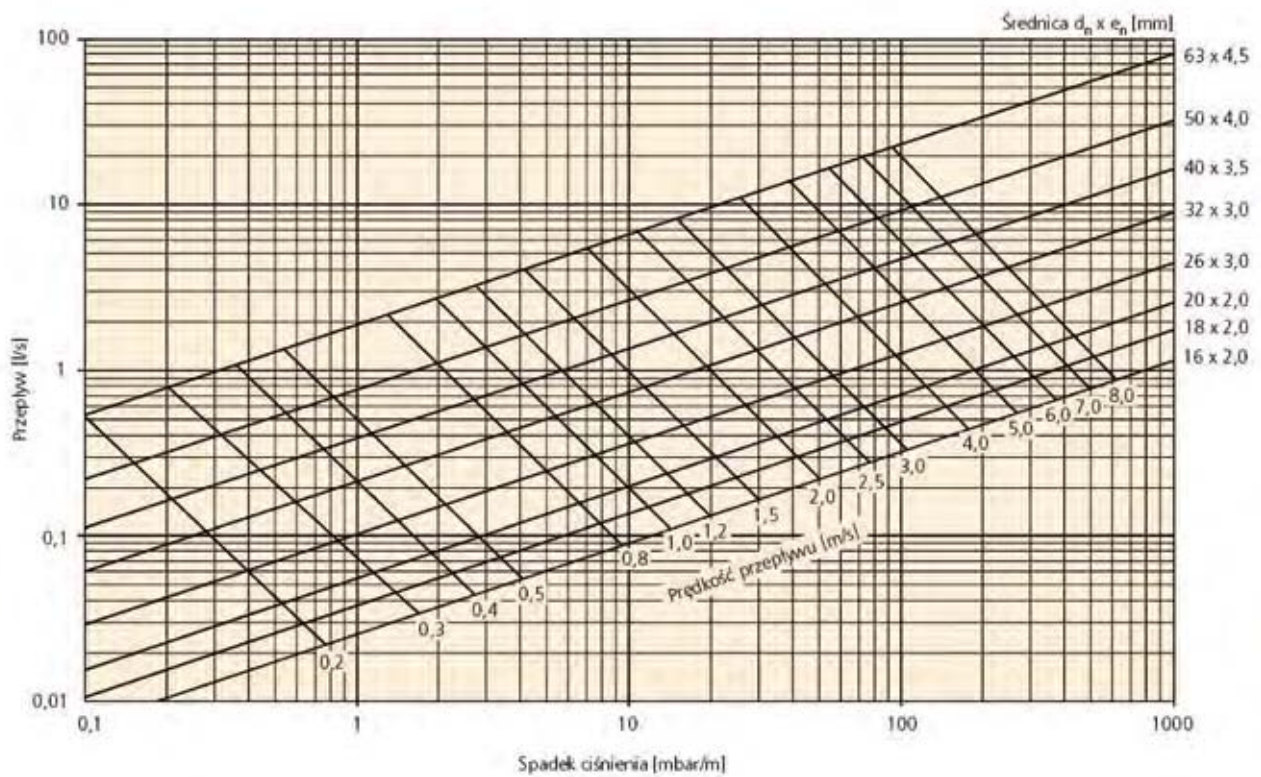


Rys. 19.2. Spadek ciśnienia w rurach PVC (na podstawie materiałów firmy Wilo).





Rys. 19.3. Spadek ciśnienia w rurach miedzianych (na podstawie materiałów Cobrti Instal).



Rys. 19.4. Spadek ciśnienia w rurach wielowarstwowych PE-X/AL./PE-X dla temperatury wody 10°C (na podstawie materiałów firmy PipeLife).

## 20. Izolacja instalacji pośredniczących

### 20.1. Współczynniki przewodności cieplnej stosowanych materiałów izolacyjnych

Stosowanie izolacji cieplnej przewodów rurowych w urządzeniach chłodniczych umożliwia ograniczenie strat ciepła i uniknięcie wykroplenia się wody z otoczenia na zimnych ściankach. Im większa różnica temperatur pomiędzy otoczeniem i czynnikiem wewnątrz rur, tym większa jest strata ciepła. Do izolowania przewodów w instalacjach chłodniczych najczęściej stosowane są:

- syntetyczna pianka kauczukowa, o współczynniku przewodzenia ciepła  $\lambda = 0,033 \div 0,036$  W/mK,
- termoplastyczna pianka elastomerowa, o współczynniku  $\lambda = 0,032$  W/mK,
- sztywna pianka poliuretanowa PUR, o współczynniku  $\lambda = 0,028 \div 0,032$  W/mK,
- pianka polietylenowa PE, o współczynniku  $\lambda = 0,035$  W/mK,
- wełna mineralna laminowana z zewnątrz folią aluminiową, o współczynniku  $\lambda = 0,037$  W/mK.

Izolacje sprzedawane są w postaci cylindrycznych rur bez rozcięcia (otulin), zwijanych w zwoje, lub w postaci mat. Te pierwsze zakłada się na rurę przed wlotowaniem w instalację, te drugie natomiast służą do izolowania po montażu całej instalacji. Izolacja musi szczelnie przylegać do całej powierzchni rury, tak aby uniknąć wnikania wilgoci, jej wykraplania się i przemarzania. Wszystkie miejsca łączenia materiału izolacyjnego należy zakleić odpowiednim klejem i dodatkowo zakryć taśmą.

Izolować należy całą powierzchnię prostych odcinków przewodów, kształtek i połączeń przewodów oraz, w miarę możliwości, całą powierzchnię urządzeń służących do wymiany lub magazynowania ciepła oraz armatury z wyjątkiem zaworów bezpieczeństwa, silników pomp i siłowników zaworów bezpieczeństwa.

### 20.2. Wymagane minimalne grubości izolacji zimnochronnej

Podstawowym aktem prawnym zawierającym wytyczne dotyczące stosowania izolacji cieplnej jest Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie (Dz.U. nr 75 poz. 690) wraz ze zmianą z dnia 6 listopada 2008 r. (Dz.U. nr 201 poz. 1238). W załączniku nr 2 do tego Rozporządzenia zamieszczono informacje na temat wymaganych minimalnych grubości izolacji cieplnej przewodów rozdzielczych i komponentów m.in. w instalacjach chłodniczych. W tabeli 20.1. zamieszczono wymagane grubości izolacji przy zastosowaniu materiału o współczynniku przewodzenia ciepła  $\lambda = 0,035$  W/mK.

**Tabela 20.1.** Wymagania dotyczące izolacji cieplnej przewodów i komponentów (wg Dz.U. z 2008 r. nr 201 poz. 1238).

Lp.	Rodzaj przewodu lub komponentu	Minimalna grubość izolacji materiałem o wsp. przewodności cieplnej $\lambda = 0,035$ W/mK
1	Średnica wewnętrzna do 22 mm	20 mm
2	Średnica wewnętrzna od 22 do 35 mm	30 mm
3	Średnica wewnętrzna od 35 do 100 mm	równa średnicy wewnętrznej rury
4	Średnica wewnętrzna ponad 100 mm	100 mm
5	Przewody lub armatura wg poz. 1-4 przechodzące przez ściany lub stropy, skrzyżowania przewodów	50% wymagań z poz. 1-4
6	Przewody instalacji chłodniczej prowadzone wewnątrz budynku (izolacja wykonana jako powietrznoszczelna)	50% wymagań z poz. 1-4
7	Przewody instalacji chłodniczej prowadzone na zewnątrz budynku (izolacja wykonana jako powietrznoszczelna)	100% wymagań z poz. 1-4

Przy zastosowaniu materiału izolacyjnego o innym współczynniku przewodzenia ciepła niż  $\lambda = 0,035$  W/mK, należy odpowiednio skorygować grubość warstwy izolacyjnej.

## 21. Pompy obiegowe w instalacjach pośredniczących (nośników chłodu / ciepła)

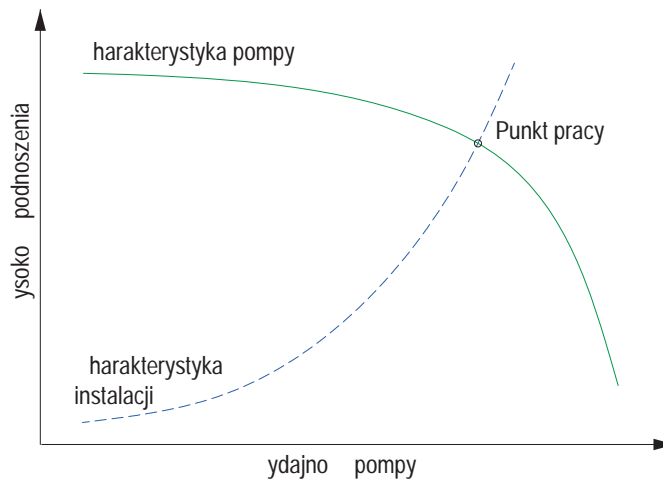
W instalacjach chłodniczych typu zamkniętego, niezbędne jest wymuszenie obiegu czynnika pośredniczącego, a to oznacza konieczność instalowania pompy. Dobór pompy do instalacji pośredniczącej polega na określeniu tzw. punktu pracy, który wyznaczają dwie wielkości:

- wydajność pompy (wymagany przepływ czynnika)  $V$ , m<sup>3</sup>/h,
- wysokość podnoszenia (straty ciśnienia w przewodach instalacji)  $H_p$ , m.

Przy doborze ważne jest by uwzględnić dodatkowo temperaturę roboczą pompowanej cieczy oraz gęstość i lepkość cieczy przy najniższej temperaturze roboczej.

W przypadku pomp obiegowych w straty ciśnienia uwzględnia się jedynie opory przepływu w przewodach oraz przez armaturę i urządzenia znajdujące się w danym obiegu. W przypadku pomp uzupełniających konieczne jest dodatkowo uwzględnienie wysokości geometrycznej układu.

Dobierając pompę należy starać się, aby punkt pracy znajdował się w zakresie największej sprawności tzn. w środkowej części charakterystyki. Gdy pompa ma kilka charakterystyk (pompy wielobiegunowe), doboru należy dokonać dla maksymalnej prędkości obrotowej. Na rysunku 21.1. przedstawiono przykładowy, teoretyczny dobór pompy.



Rys. 21.1. Dobór pompy.

Podczas doboru należy unikać przewymiarowania pompy przez stosowanie współczynników zwiększających wymaganą wydajność czy wysokość podnoszenia, gdyż wiąże się to z:

- większym poborem mocy,
- zwiększeniem nakładów inwestycyjnych,
- niebezpieczeństwem głośniejszej pracy instalacji,
- możliwością wystąpienia kawitacji.

W układach chłodniczych z trójdrogowymi zaworami regulacyjnymi umieszczonymi przy odbiornikach chłodu (np. chłodnicach w centrali, klimakonwektorach wentylatorowych, belkach chłodzących) pompy mogą być w wersji stałoprzepływowej (regulacja *on/off*). W układach wyposażonych w zawory regulacyjne przelotowe (dwudrogowe) przy odbiornikach chłodu rozważyć należy montaż pomp z regulacją prędkości obrotowej (płynną lub kilkustopniową). W układach takich, w przypadku przemykania zaworów przelotowych wzrasta opór instalacji, co może powodować głośniejszą pracę układu lub nadmierne wzrost różnicy ciśnień między króćcem ssawnym a tłocznym pompy. Zmniejszenie prędkości obrotowej pompy umożliwia zredukowanie występującej na zaworach regulacyjnych różnicy ciśnień, a tym samym zapobiega ich głośniejszej pracy.

W instalacjach, w których opory źródła chłodu są względnie duże lub gdy mamy dużo odbiorników chłodu, można rozdzielić obiegi na pierwotny i wtórny, każdy z własną pompą. Obieg pierwotny (agregatu chłodniczego) i wtórny (odbiorników chłodu) są od siebie odseparowane przez sprzęgło hydrauliczne. Wówczas pompa obiegu pierwotnego dobierana jest na straty ciśnienia pomiędzy źródłem chłodu a sprzęgłem hydraulicznym, natomiast wysokość podnoszenia pompy wtórnej uwzględnia straty pomiędzy sprzęgłem hydraulicznym i odbiornikami chłodu.

Jeżeli w instalacji czynnika pośredniego przewidziana jest jedna pompa obiegowa, wówczas jej wysokość podnoszenia należy określić na podstawie wszystkich strat ciśnienia na drodze od źródła do odbiorników chłodu. Straty ciśnienia w najniekorzystniejszej usytuowanym obiegu oblicza się sumując liniowe i miejscowe straty wszystkich elementów i kształtek rozpatrywanego obiegu:

$$\Delta p_p = \sum (R_t \cdot l) + \sum \left( \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \right), \text{ Pa}$$

gdzie:  $R_t$  – opór jednostkowy przewodów, odczytywany z nomogramów dla rur z odpowiedniego materiału, Pa/m,  
 $l$  – długość przewodów, m,  
 $\zeta$  – współczynnik oporu miejscowego, wyznaczany na podstawie tabel,  
 $\rho$  – gęstość czynnika przepływającego przez pompę, kg/m<sup>3</sup>,  
 $w$  – prędkość przepływu, m/s.

Wymaganą wysokość podnoszenia pompy oblicza się ze wzoru:

$$H_p = \frac{\Delta p_p}{\rho \cdot g}, \text{ m}$$

gdzie:  $\Delta p_p$  – straty ciśnienia w najniekorzystniejszym obiegu, Pa,  
 $\rho$  – gęstość czynnika przepływającego przez pompę, kg/m<sup>3</sup>,  
 $g$  – przyspieszenie ziemskie, m/s<sup>2</sup>.

## 22. Przykłady doboru urządzeń

Firma Systemair w swojej ofercie handlowej przedstawia szereg wielkości i rodzajów konstrukcji agregatów różnego przeznaczenia. Znajdują się tu zarówno agregaty skraplające małych i dużych mocy dedykowane dla obiegów chłodniczych wyposażonych w odbiorniki z bezpośrednim odparowaniem, jak i agregaty wody lodowej przewidziane do współpracy z urządzeniami pośrednimi (chłodnice pośrednie w centralach wentylacyjnych, klimakonwektory indukcyjne i wentylatorowe, belki i sufity chłodzące, itp.). Przykłady agregatów skraplających, dostępnych w ofercie firmy Systemair to modele: AQC, AQVC, AQWC i VLC. Gdy potrzebny jest agregat chłodniczy warto dokonać doboru z modeli: AQL, AQVL, AQVSL, AQWL i VSL. Dzięki rozwojowi technicznemu możliwe jest zastosowanie, w zależności od potrzeb, agregatów przeznaczonych wyłącznie do ochładzania, lub rozbudowanych służących do ochładzania i ogrzewania (z pracą w funkcji pompy ciepła). Agregaty chłodnicze wyposażone w specjalny zawór czterodrogowy, które umożliwiają pracę w funkcji chłodzenia lub grzania to modele: AQH, AQVH, AQVSH, AQWH i VLH.

Jeszcze bardziej rozbudowane w części freonowej i rozwinięte elektronicznie są agregaty wody lodowej z możliwością odzysku ciepła w części freonowej. Dostępne są rozwiązania z odzyskiem całkowitego skraplania bądź tylko ciepła przegrzanych par czynnika chłodniczego.

Dodatkowo wśród produktów tego sektora można odnaleźć agregaty chłodnicze, których skraplacze chłodzone są wodą lub wodnym roztworem glikolu (pośrednio) – zamiast bezpośrednio powietrzem. Są to modele: SWS i WQL (w wersji tylko do chłodzenia) lub WQH (w wersji do chłodzenia i grzania – z pompą ciepła).

Inne rozwiązanie przedstawiają modele SWR oraz WQRC, które są agregatami chłodniczymi z parownikiem do ochładzania medium pośredniczącego i wyniesionym skraplaczem bezpośrednio chłodzonym powietrzem. Te urządzenia noszą ogólną nazwę agregatów wody lodowej ze zdalnym skraplaczem.

Poszczególne wymienione modele mogą się od siebie różnić:

- mocą chłodniczą bądź grzewczą (przy pompach ciepła i wymiennikach do odzysku),
- czynnikiem roboczym,
- liczbą obiegów chłodniczych,
- typem zastosowanych sprężarek i ich liczbą,
- typem konstrukcji wymienników ciepła (skraplaczy, parowników),
- liczbą wentylatorów skraplacza.

W tabeli 22.4. zamieszczono przegląd dostępnych agregatów wraz z wybranymi cechami charakterystycznymi.

Doboru agregatu dokonuje się zawsze w oparciu o wymaganą moc chłodniczą. Dla przykładu posłużono się kartą doboru agregatu AQVL firmy Systemair przeznaczonego do chłodzenia cieczy pośredniczącej 7/12 °C, w których skraplacze chłodzone są powietrzem więc agregat posadowiony jest na zewnątrz budynku w temperaturze otoczenia 35 °C. Wymagana moc chłodnicza wynosi 100 kW (cooling capacity). Dane doborowe zamieszczone są w tabeli 22.2.

Przed decyzją o wielkości agregatu chłodniczego należy uwzględnić dane eksploatacyjne (tab. 22.1.) uwzględniające temperaturę otoczenia oraz temperatur czynnika na zasilaniu instalacji, które bezpośrednio wpływają na moc chłodniczą i pobór mocy przez sprężarki.

**Tabela 22.1.** Dane eksploatacyjne agregatu AQVL (Oznaczenia: Outdoor air temperature – temperatura powietrza zewnętrznego, LWT – temperatura wody na wyjściu z agregatu, P cool – moc chłodnicza, P abs – pobór mocy przez sprężarki).

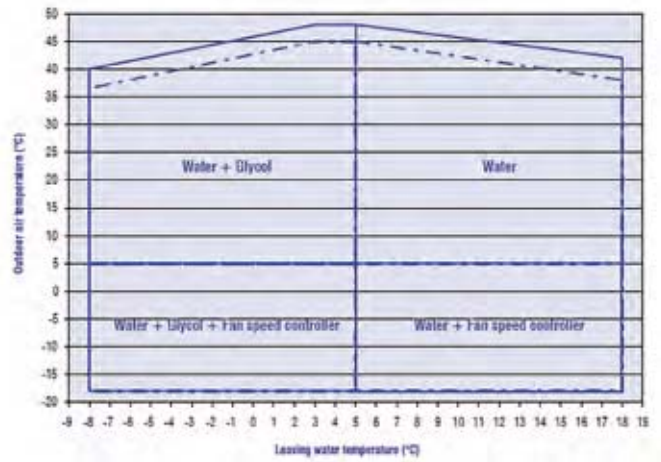
AQVL Sizes BLN Version	LWT (°C)	Outdoor air temperature (°C)																	
		25		30		32		35		38		40		42		45		48	
		P cool (kW)	P abs* (kW)	P cool (kW)	P abs* (kW)	P cool (kW)	P abs* (kW)	P cool (kW)	P abs* (kW)	P cool (kW)	P abs* (kW)	P cool (kW)	P abs* (kW)	P cool (kW)	P abs* (kW)	P cool (kW)	P abs* (kW)	P cool (kW)	P abs* (kW)
AQVL 105	5	107,4	25,0	102,4	27,6	100,4	28,8	97,2	30,5	93,5	32,4	90,9	33,7	88,2	35,0	84,0	37,1	79,9	39,2
	7	113,5	25,5	108,2	28,1	106,2	29,3	102,8	31,1	98,9	32,9	96,2	34,2	93,3	35,5	89,0	37,6		
	9	118,8	25,9	113,4	28,5	111,3	29,7	107,8	31,5	103,9	33,3	101,0	34,6	98,1	35,9	93,8	38,0		
	11	124,7	26,4	119,0	29,0	116,8	30,2	113,2	32,0	109,1	33,8	106,2	35,1	103,2	36,4	98,8	38,5		
	13	131,0	26,9	125,1	29,6	122,8	30,7	119,1	32,5	114,8	34,4	111,8	35,6	108,9	37,0				
	15	138,1	27,6	131,9	30,2	129,4	31,4	125,5	33,2	121,1	35,0	117,9	36,3	114,6	37,6				
	18	149,2	28,8	142,4	31,4	139,7	32,6	135,1	34,3	129,5	36,0	125,5	37,2	121,5	38,4				

Dla dobranej jednostki AQVL 105 BLN Version (wersja podstawowa o niskim poziomie hałasu) można odczytać:

- moc chłodnicza (cooling capacity): 102,8 kW,
- pobór mocy przez sprężarki (input power compressor): 31,1 kW,
- wsp. efektywności energetycznej brutto urządzenia w wersji standardowej STD (total EER<sup>\*</sup>): 3,1; w wersji z wentylatorami inverterowymi HSE (total EER<sup>\*/\*\*</sup>): 3,19; w wersji z wentylatorami inverterowymi o podwyższonym sprężu do 120 Pa HPF (total EER<sup>\*/\*\*\*</sup>): 2,97; sezonowy współczynnik efektywności energetycznej urządzenia odpowiednio: 4,34; 4,69; 4,15,
- liczba obiegów chłodniczych (number of refrigerant circuits): 2,
- stopnie regulacji (part load steps): 0, 24, 47, 74, 100 %,
- zasilanie (power supply): 400 V, 3 fazy, 50Hz; sposób uruchomienia (startup type): bezpośredni,
- czynnik chłodniczy (refrigerant) – typ: R410A; napełnienie (charge): 21,6 kg,
- sprężarka (compressor) – sztuk: 4; typ: typu scroll; moc grzałki karteru sprężarki: 90W,
- parownik (evaporator) – sztuk: 1; typ: płytowy; przepływ wody: 17681 l/h; spadek ciśnienia: do odczytania z wykresów 28 kPa; moc grzałki przeciwzamrożeniowej: 130W,
- wymiennik odzysku ciepła przegrzania OPCJA (desuperheater) – sztuk: 2; typ: płytowy; moc odzysku: 26,8 kW; przepływ wody: 4604 l/h; spadek ciśnienia: do odczytania z wykresów 95 kPa; moc grzałki przeciwzamrożeniowej: 130W,
- wymiennik skraplacza (coil) – sztuk: 2; powierzchnia wlotowa: 2000x1200 mm,
- wentylatory skraplacza (fans) – sztuk: 2; przepływ powietrza: 33200 m<sup>3</sup>/h; prędkość obrotowa: 690 obr./min; pobór mocy w wersji standardowej: 2,1 kW; w wersji z wentylatorami inverterowymi: 1,2 kW; w wersji z wentylatorami inverterowymi o podwyższonym sprężu do 120 Pa: 3,6 kW,
- przyłącza wody (water connections) – do parownika: wlot 2 1/2", wylot 2 1/2", gwint męski; do wymiennika odzysku ciepła przegrzania: wlot 1", wylot 1", gwint męski;
- waga (weight) – transportowa: 1084 kg; masa robocza: 1111 kg,
- wymiary (dimensions) – długość: 2555 mm; szerokość: 1095 mm (w transporcie 1250 mm); wysokość: 2185 mm,
- dane akustyczne (acoustic data) – poziom mocy akustycznej: 85 dB(A); poziom ciśnienia akustycznego w odległości 10 m od urządzenia: 53 dB(A); poziom mocy i ciśnienia akustycznego dla wersji z wentylatorami inverterowymi o podwyższonym sprężu do 120 Pa: 92 i 60 dB(A).

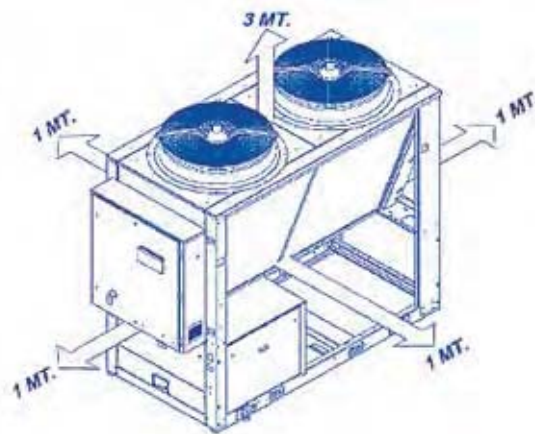
Oprócz wersji podstawowej o niskim poziomie hałasu (BLN Version) do wyboru mamy wersję super cichą (ELN Version) oraz dedykowaną do pracy w wysokich temperaturach (HT Version).

Zgodnie z rys. 22.1. jeżeli urządzenie ma pracować w temperaturach zewnętrznych poniżej +5°C należy zadbać aby wentylatory chłodzące skraplacz były wyposażone w regulację prędkości obrotowej. Gdy przewiduje się, że temperatura pracy czynnika pośredniczącego spadnie poniżej +5°C, należy napełnić układ wodą z dodatkiem środka przeciwzamrożeniowego, np. glikolu (maksymalne stężenie 40%). W każdym katalogu zawarte są współczynniki korekcyjne, wpływające na moc agregatu. Uwzględniają one różne temperatury zasilania i powrotu nośnika chłodu, wysokość n.p.m. posadowienia agregatu oraz zabrudzenie parownika i skraplacza.



Rys. 22.1. Wygląd oraz ograniczenia eksploatacyjne agregatu AQVL.

Na koniec należy jeszcze uwzględnić odległości montażowe posadowienia agregatu. Do prawidłowego działania układu wymagany jest odstęp z każdej strony po 1 m i ponad urządzeniem 3m. Odległości te przedstawiono na rysunku 22.2.



Rys. 22.2. Minimalne odległości od agregatu AQVL.

Tabela 22.2. Dane techniczne agregatu AQVL wraz z dobraną jednostką 105 BLN.

AQVL Sizes		85	95	105	115	125	140
Cooling Capacity	kW	83.6	93.7	102.8	110.6	122.3	137.1
Input Power (Compressor)	kW	24.6	28.5	31.1	33.9	37.2	42.1
Total EER*		3.13	3.07	3.10	3.08	3.01	3.01
ESEER*		4.39	4.29	4.34	4.31	4.22	4.22
Total EER */**		3.24	3.15	3.19	3.15	3.09	3.08
ESEER */*		4.77	4.64	4.69	4.64	4.54	4.53
Total EER */***		2.97	2.92	2.97	2.95	2.93	2.94
ESEER */***		4.15	4.09	4.15	4.13	4.10	4.11
Number of Refrigerant Circuits		2	2	2	2	2	2
Part Load Steps	%	0-25-50-75-100	0-25-50-75-100	0-24-47-74-100	0-25-50-75-100	0-22-43-72-100	0-25-50-75-100
Power Supply		400V/3/50Hz	400V/3/50Hz	400V/3/50Hz	400V/3/50Hz	400V/3/50Hz	400V/3/50Hz
Startup Type		Direct	Direct	Direct	Direct	Direct	Direct
<b>REFRIGERANT</b>							
Type		R40A					
Charge kg		17.6	19.7	21.6	23.2	25.7	28.8
<b>COMPRESSOR</b>							
Number		4	4	4	4	4	4
Type		Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll
Crankcase Heater	W	90	90	90	90	90	90
<b>EVAPORATOR</b>							
Number		1	1	1	1	1	1
Type		Plate	Plate	Plate	Plate	Plate	Plate
Water flow Rate	l/h	14377	16116	17681	19023	21033	23588
Water Pressure Drop	kPa	Refer to pressure drop curves					
Antifreeze Heater	W	130	130	130	130	130	130
<b>DESUPERHEATER</b>							
Number		2	2	2	2	2	2
Type		Plate	Plate	Plate	Plate	Plate	Plate
		21.6	24.4	26.8	28.9	31.9	35.9
Water flow rate	l/h	3721	4202	4604	4970	5486	6167
Water Pressure Drop	kPa						
<b>COIL</b>							
Number		2	2	2	2	2	2
Frontal Surface	l x a	2000 x 1200	2000 x 1200	2000 x 1200	2000 x 1200	2600 x 1200	2600 x 1200
<b>FANS</b>							
Number		2	2	2	2	2	2
Air Flow Rate	m <sup>3</sup> /h	34000	34000	33200	32400	44000	42800
Speed rpm		690	690	690	690	900	900
Input Power	kW	2.1	2.1	2.1	2.1	3.4	3.4
Input Power **	kW	1.2	1.2	1.2	1.2	2.4	2.4
Input Power ***	kW	3.6	3.6	3.6	3.6	4.6	4.6
<b>WATER CONNECTIONS (EVAPORATOR)</b>							
Type							
Inlet Diameter	inch	2"1/2	2"1/2	2"1/2	2"1/2	2"1/2	2"1/2
Outlet Diameter	inch	2"1/2	2"1/2	2"1/2	2"1/2	2"1/2	2"1/2
<b>WATER CONNECTIONS (DESUPERHEATER)</b>							
Type							
Inlet Diameter	inch	1"	1"	1"	1"	1"	1"
Outlet Diameter	inch	1"	1"	1"	1"	1"	1"
<b>WEIGHT</b>							
Shipping Weight	kg	1033	1047	1084	1116	1151	1230
Operating Weight	kg	1058	1072	1111	1143	1183	1262
<b>DIMENSIONS</b>							
Length mm		2555	2555	2555	2555	3155	3155
Width (transport only)	mm	1095 (1250)	1095 (1250)	1095 (1250)	1095 (1250)	1095 (1250)	1095 (1250)
Height mm		2185	2185	2185	2185	2185	2185
<b>ACOUSTIC DATA</b>							
Sound Power Level	dB(A)	85	85	85	85	89	89
Sound Pressure Level (1)	dB(A)	53	53	53	53	57	57
Sound Power Level ***	dB(A)	92	92	92	92	95	95
Sound Pressure Level *** (1)	dB(A)	60	60	60	60	63	63



Oprócz agregatów wody lodowej w ofercie firmy można odnaleźć szereg jednostek wewnętrznych do zastosowania w systemach pośrednich w wersjach do pomieszczeń handlowych, biurowych, hotelowych, użyteczności publicznej i przemysłowych. Rozróżnić można klimakonwektory wentylatorowe przysufitowo-podłogowe SYSCOIL, również w wersjach cieńszych i niższych (SYSCOIL SLIM oraz MINI), kanałowe SYSDUCT o średnim lub wysokim sprężu (do 260 Pa), ścienne SYSWALL oraz kasetonowe SYSCASSETTE. Oprócz fan-coili firma Systemair oferuje belki chłodzące typu CIRRUS (podłużne) i STRATUS (kasetonowe, kwadratowe).

Klimakonwektory produkowane są w wersjach dwururowych (tylko do chłodzenia lub tylko do grzania) oraz czterururowych (doprowadzany może być jednocześnie czynnik grzewczy i chłodniczy). Moce chłodnicze całkowite i jawne w tabelach doborowych podawane są dla temperatur czynnika 7/12°C i temperatury nawiewanej powietrza wg termometru suchego 27°C i wg termometru mokrego 19°C. Moc grzewcza dotyczy podgrzania powietrza do 20°C czynnikiem o parametrach 50°C lub 70/60 °C.

Przed dobraniem jednostki wewnętrznej do pomieszczenia należy wykonać obliczenia bilansowe ciepła jawnego i całkowitego. W dalszej części opracowania przeanalizowano dane techniczne SYSCASSETTE dla mocy jawnej 5 kW. Zdjęcie tego fan-coila przedstawiono na rys. 22.3. natomiast kartę doborową w tabeli 22.3.



**Rys. 22.3.** Wygląd zewnętrzny wentylokonwektora kasetonowego SYSCASSETTE.

Dla dobranej jednostki SYSCASSETTE 33 można odczytać:

- moc chłodnicza jawna na środkowym biegu (sensible cooling capacity): 5,11 kW,
- moc chłodnicza całkowita na środkowym biegu (total cooling capacity): 6,55 kW,
- moc jawną i całkowitą na biegu do szybkiego wychłodzenia (S-max): 6,22 i 7,79 kW,
- przepływ wody (water flow) i spadek ciśnienia (water pressure drop) na chłodnicy: 1338 l/h i 19,3 kPa,
- moc grzewcza na środkowym biegu (heating capacity) dla temp. czynnika grzewczego na wlocie 50 °C: 7,45 kW,
- moc grzewcza na biegu do szybkiego dogrzewania (S-max): 8,79 kW,
- przepływ wody (water flow) i spadek ciśnienia (water pressure drop) na nagrzewnicy: 1337 l/h i 17,2 kPa,
- przepływ powietrza nawiewanego (air flow) na biegu środkowym: 1090 m<sup>3</sup>/h,
- poziom mocy akustycznej (sound power level): 58 dB(A),
- pobór mocy (power input): 120 W, natężenie prądu (absorbet current): 0,6 A,
- pojemność wodna (water content): 3,25 l.
- wymiary – długość: 835/953 mm; szerokość: 835/953 mm; wysokość: 305/80 mm,
- masa (weight): 38 kg.

Tabela 22.3. Dane techniczne wentylokonwektora SYSCASETTE wraz z dobraną jednostką 33.

				21	22	23	24	31	32	33	34
	Total cooling capacity	W	S-max	2.830	3.410	4.160	4.580	5.940	7.000	7.790	8.220
		W	max	2.420	2.970	3.560	4.460	5.590	6.400	7.050	7.610
		W	med	2.090	2.540	3.020	4.170	5.230	5.890	6.550	6.960
		W	min	1.820	2.210	2.580	3.460	4.850	5.430	6.160	6.420
	Sensible cooling capacity	W	S-max	2.550	2.840	3.300	3.920	4.590	5.480	6.220	6.530
		W	max	2.180	2.430	2.770	3.560	4.290	4.950	5.530	5.980
		W	med	1.790	2.050	2.320	3.310	3.980	4.520	5.110	5.370
		W	min	1.550	1.770	1.980	2.660	3.660	4.160	4.830	4.960
Water flow	l/h	S-max	488	597	715	773	1.020	1.206	1.338	1.416	
Water pressure drop	kPa	S-max	13,1	7,5	10,9	24,5	8,6	16,8	19,3	23,1	
50°C	Heating capacity	W	S-max	3.980	4.590	5.370	5.940	7.740	8.070	8.790	9.020
		W	max	3.350	3.840	4.470	5.340	7.290	7.340	8.020	8.330
		W	med	2.860	3.240	3.740	4.960	6.810	6.690	7.450	7.550
		W	min	2.470	2.790	3.160	4.070	6.300	6.130	6.890	6.920
	Water flow	l/h	S-max	488	597	715	773	1.020	1.207	1.337	1.416
	Water pressure drop	kPa	S-max	12,3	6,5	9,7	19,9	7,0	15,0	17,2	20,6
70/60°C	Heating capacity	W	S-max	6.900	7.850	9.130	10.110	13.150	13.480	14.660	15.010
		W	max	5.780	6.640	7.560	8.980	12.390	12.260	13.380	13.860
		W	med	4.930	5.510	6.320	8.340	11.560	11.160	12.430	12.550
		W	min	4.250	4.730	5.330	6.830	10.690	10.220	11.480	11.500
	Water flow	l/h	S-max	606	689	802	888	1.150	1.290	1.460	1.500
	Water pressure drop	kPa	S-max	15,0	8,1	11,6	22,7	8,0	13,0	16,5	18,0
FURTHER DATA	Air flow	m³/h	S-max	904	860	883	1.050	1.150	1.200	1.410	1.290
		m³/h	S-max	664	632	657	875	1.050	1.050	1.210	1.160
		m³/h	med	510	492	513	768	950	940	1.090	1.020
		m³/h	min	412	400	407	572	850	840	1.000	915
	Sound power level	dB(A)	S-max	59	59	62	64	56	58	61	61
		dB(A)	S-max	50	51	54	52	54	55	59	58
		dB(A)	med	44	41	48	46	52	53	58	54
		dB(A)	min	39	34	43	41	49	50	54	51
		dB(A)	S-max	50	51	53	55	47	49	52	52
		dB(A)	max	42	42	46	44	45	46	50	49
		dB(A)	med	35	32	40	38	43	44	49	45
		dB(A)	min	30	25	35	33	40	41	45	42
	Power input	W	max	105	104	112	135	65	120	120	135
	Absorbet current	A	max	0,51	0,49	0,51	0,63	0,48	0,60	0,60	0,70
Water content	L	-	0,5	1	1	1	2,45	3,25	3,25	3,25	

W ofercie Systemair są dostępne ponadto szafy klimatyzacji precyzyjnej, z możliwością ochładzania i częściowego osuszenia, ale również nawilżania powietrza nawiewanego. Typowe zastosowaniu tych urządzeń to centra przetwarzania danych, serwerownie, stacje meteorologiczne, laboratoria medyczne, pomieszczenia rezonansu magnetycznego i tomografu komputerowego, oraz wszystkie inne, gdzie wymagane jest precyzyjne utrzymywanie temperatury i wilgotności względnej (+/- 1°C; +/- 5%). Szafy klimatyzacji precyzyjnej Systemair mają oznaczenia: CW (szafa na wodę lodową), oraz CD i MD (z bezpośrednim odparowaniem i skraplaczami chłodzonymi wodą zabudowanymi w urządzeniu lub ze zdalnymi skraplaczami chłodzonymi powietrzem).

Tabela 22.4. Przegląd agregatów firmy Systemair.

Model agregatu	Typ agregatu	Przeznaczenie	Moc chłodnicza	Moc grzewcza	Typ sprężarki	Typ wymienników ciepła	Czynnik chłodniczy
AQC	agregat skraplający chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy z bezpośrednim odparowaniem	43 ÷ 85 kW	-	spiralne scroll	skraplacz lamelowy pionowy	R410A
AQVC	agregat skraplający chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy z bezpośrednim odparowaniem	92 ÷ 151 kW	-	spiralne scroll	skraplacz lamelowy typu V	R410A
AQWC	agregat skraplający chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy z bezpośrednim odparowaniem	428 ÷ 715 kW	-	spiralne scroll	skraplacz lamelowy typu W	R410A
VLC	agregat skraplający chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy z bezpośrednim odparowaniem	154 ÷ 347 kW	-	spiralne scroll	skraplacz lamelowy pionowy	R410A
SyScroll Air 20-35 CO	agregat chłodniczy chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy pośredni	20 ÷ 33 kW	-	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz lamelowy	R410A
AQL	agregat chłodniczy chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy pośredni	40 ÷ 76 kW	-	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz lamelowy pionowy	R410A
AQVL	agregat chłodniczy chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy pośredni	84 ÷ 137 kW	-	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz lamelowy typu V	R410A
AQVSL	agregat chłodniczy chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy pośredni	82 ÷ 157 kW	-	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz lamelowy typu V	R410A
AQWL	agregat chłodniczy chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy pośredni	380 ÷ 634 kW	-	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz lamelowy typu W	R410A
AQWR	agregat chłodniczy chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy pośredni, odzysk ciepła pośredni	380 ÷ 634 kW	489 ÷ 818 kW	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz lamelowy typu W	R410A
VLR	agregat chłodniczy chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy pośredni, odzysk ciepła pośredni	136 ÷ 306 kW	171 ÷ 389 kW	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz lamelowy typu V	R410A
SyScroll Air 140-360 CO EVO	agregat chłodniczy chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy pośredni	140 ÷ 340 kW	-	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz lamelowy typu W	R410A
SyScrew Air 360-1300 CO	agregat chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy pośredni	360 ÷ 1300 kW	-	śrubowe	parownik płaszczowo rurowy, skraplacz typu W	R134a
SLS	agregat chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy pośredni	293 ÷ 1646 kW	-	śrubowe	parownik płaszczowo rurowy, skraplacz lamelowy pionowy	R134a
AQSL	agregat chłodniczy chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy pośredni	602 ÷ 908 kW	-	śrubowe	parownik płaszczowo rurowy, skraplacz lamelowy pionowy	R134a
SWS	agregat chłodniczy chłodzony wodą	obieg chłodniczy pośredni	272 ÷ 1118 kW	-	śrubowe	parownik płaszczowo rurowy, skraplacz płaszczowo rurowy	R134a
SyScroll Air 20-35 HP	agregat chłodniczy chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy pośredni	20 ÷ 33 kW	20 ÷ 35 kW	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz lamelowy	R410A
AQH	agregat chłodniczy z funkcją pompy ciepła chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy i grzewczy pośredni	40 ÷ 71 kW	45 ÷ 77 kW	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz lamelowy pionowy	R410A
AQVH	agregat chłodniczy z funkcją pompy ciepła chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy i grzewczy pośredni	81 ÷ 130 kW	92 ÷ 146 kW	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz lamelowy typu V	R410A
AQVSH	agregat chłodniczy z funkcją pompy ciepła chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy i grzewczy pośredni	75 ÷ 152 kW	83 ÷ 168 kW	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz lamelowy typu V	R410A
AQWH	agregat chłodniczy z funkcją pompy ciepła chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy i grzewczy pośredni	360 ÷ 602 kW	418 ÷ 702 kW	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz lamelowy typu W	R410A
SyScroll Air 140-360 HP EVO	agregat chłodniczy z funkcją pompy ciepła chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy i grzewczy pośredni	140 ÷ 340 kW	145 ÷ 360 kW	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz lamelowy typu W	R410A
VLH	agregat chłodniczy z funkcją pompy ciepła chłodzony powietrzem	obieg chłodniczy i grzewczy pośredni	134 ÷ 300 kW	150 ÷ 336 kW	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz lamelowy typu V	R410A
WQL	agregat chłodniczy chłodzony wodą	obieg chłodniczy pośredni	21 ÷ 193 kW	-	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz płytowy	R410A
WQH	agregat chłodniczy z funkcją pompy ciepła chłodzony wodą	obieg chłodniczy pośredni	21 ÷ 186 kW	24 ÷ 212 kW	spiralne scroll	parownik płytowy, skraplacz płytowy	R410A
SWR	agregat chłodniczy ze zdalnym skraplaczem	obieg chłodniczy pośredni	272 ÷ 1118 kW	-	śrubowe	parownik płaszczowo rurowy	R134a
WQRC	agregat chłodniczy ze zdalnym skraplaczem	obieg chłodniczy pośredni	21 ÷ 193 kW	-	spiralne scroll	parownik płytowy	R410A

# Bibliografia

- [1] PEŁECH A., *Wentylacja i klimatyzacja. Podstawy.*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2009.
- [2] PRZYDRÓŻNY S., FERENCOWICZ J., *Klimatyzacja*, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1988.
- [3] FERENCOWICZ J., *Wentylacja i klimatyzacja*, Arkady, 1962.
- [4] MALICKI M. *Wentylacja i klimatyzacja* PWN, 1980.
- [5] Materiały i katalogi firmy SystemAir.



Systemair S.A.  
Al. Krakowska 169  
Łazy k/Warszawy  
05-552 Wólka Kosowska

Tel. +48 (22) 703 50 00  
Fax +48 (22) 703 50 99

info@systemair.pl  
[www.systemair.pl](http://www.systemair.pl)

**Biuro Regionalne Gdynia**  
ul. Łużycka 10A  
(pok. 21)  
81-357 Gdynia  
Tel. +48 (58) 781 48 44  
Fax +48 (58) 781 52 10

**Biuro Regionalne Poznań**  
ul. Grunwaldzka 104  
(pok. 318)  
60-307 Poznań  
Tel. +48 (61) 865 57 72  
Fax +48 (61) 861 48 79

**Biuro Handlowe Katowice**  
ul. Czerwińskiego 6  
(pok.104-105)  
40-123 Katowice  
Tel. +48 (32) 782 64 30  
Fax +48 (32) 782 64 46

**Biuro Regionalne Szczecin**  
Pl. Orła Białego 1  
(pok. 27)  
70-562 Szczecin  
Tel. +48 (91) 812 35 92  
Fax +48 (91) 488 13 92

**Biuro Regionalne Wrocław**  
ul. Powstańców Śląskich 28/30  
53-333 Wrocław  
Tel. +48 (71) 335 02 70  
Fax +48 (71) 797 55 19

**Biuro Regionalne Warszawa**  
Al. Krakowska 169  
Łazy k/Warszawy  
05-552 Wólka Kosowska  
Tel. +48 (22) 703 50 19  
+48 (22) 703 50 21  
Fax +48 (22) 703 50 99