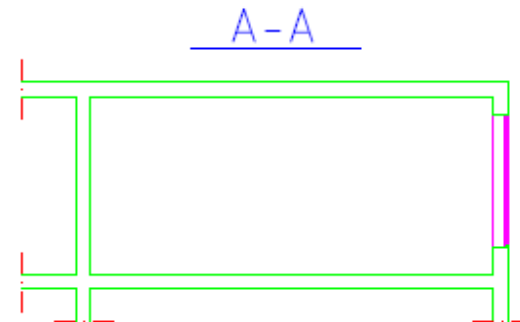
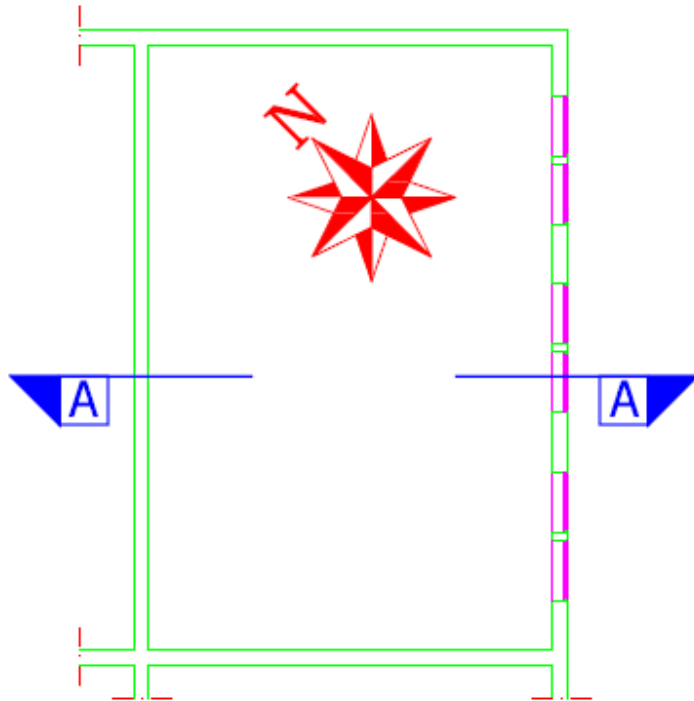


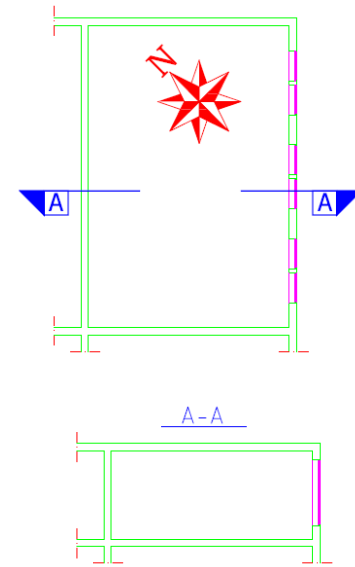
## WENTYLACJA - ĆWICZENIE nr 4.

Zaprojektować urządzenie wentylacyjne dla sali konferencyjnej banku o wymiarach 15×10×4,4 m.  
(objętość  $K = 660 \text{ m}^3$ )



## Założenia:

1. Lokalizacja:.....Wrocław
2. Parametry powietrza zewnętrznego zimą :.....  $t_{zoz} = -18^{\circ}\text{C}$
3. Parametry powietrza w pomieszczeniu.....  $t_{poc} = f(t_{zoc}); t_{poz} = 21^{\circ}\text{C}$
4. Straty ciepła w okresie zimnym pokrywa c.o.
5. Moc zainstalowana w oświetleniu elektrycznym  $N = 14 \text{ W/m}^2$ . Oświetlenie jarzeniowe w oprawach niewentylowanych przymocowanych do sufitu.
6. Liczba ludzi w pomieszczeniu.....  $n = 50$  osób
7. Okna o podwójnym oszkleniu szybami o grubości  $\delta = 3 \text{ mm}$  ( $U = 1,8 \text{ W/m}^2\text{K}$ ), o łącznej powierzchni  $30 \text{ m}^2$  (6 okien  $\times 5 \text{ m}^2$ ) od strony południowo-wschodniej (SE). Obszar miejski.
8. Stropodach niewentylowany: 3  $\times$  papa, 100 mm ocieplenie, płyta stropowa z betonu lekkiego 150 mm; wsp.  $U = 0,25 \text{ W/m}^2\text{K}$ ; masa  $m_j = 197 \text{ kg/m}^2$ ; wsp.  $E = 0,9$ .
9. Ściany zewnętrzne od strony NE i SE - mur z pustaków ceramicznych o grubości 240 mm ocieplony; wsp.  $U = 0,3 \text{ W/m}^2\text{K}$ , masa jednostkowa  $m_j = 343 \text{ kg/m}^2$ , elewacja o wsp.  $E = 0,7$
10. Ściany wewnętrzne o masie  $m_j = 200 \text{ kg/m}^2$ ; podłoga  $m_j = 100 \text{ kg/m}^2$ .
11. Dopuszczalny przyrost temperatury powietrza wentylującego w pomieszczeniu, w warunkach obliczeniowych okresu ciepłego,  $\Delta t = 6 \text{ K}$ .
12. Średnia temperatura ściany chłodnicy  $\vartheta = 12^{\circ}\text{C}$



ROZWIĄZANIE:

1. OKRES CIEPŁY

## Tabele z uzyskanymi wynikami

### LIPIEC

czas	8	10	11	12	13	14	15	16	17	18	20
tz	23	26,1	27,4	28,4	29,3	29,8	30	29,9	29,5	28,5	25,5
tp	22, 0	23, 6	24, 2	24, 7	25, 2	25, 4	25, 5	25, 5	25, 3	24, 8	23, 3
Qp	54	138	173	200	224	238	243	240	230	203	122
QR	4561	5585	5212	4375	3444	2978	2699	2513	2234	2048	1489
Qpp	4615	5722	5385	4574	3668	3216	2942	2753	2463	2250	1611
Qstd	319	242	225	229	242	274	315	366	414	467	564
QsE	21	5	0	-3	-3	-4	-3	2	7	17	40
QSW	39	23	19	21	24	29	35	41	47	55	72
QL	3950	3625	3525	3500	3450	3400	3400	3400	3425	3500	3600
Qzj	8943	9617	9154	8321	7381	6915	6689	6561	6357	6288	5887

### WRZESIEŃ

czas	8	10	11	12	13	14	15	16	17	18	20
tz	18,8	23	24	25	25,5	25,9	26	25,6	24,5	23,3	20,5
tp	21, 0	22, 0	22, 5	23, 0	23, 3	23, 5	23, 5	23, 3	22, 8	22, 2	21, 0
Qp	-119	54	81	108	122	132	135	124	95	62	-27
QR	4327	6167	6167	5409	4327	3246	2813	2488	2164	1839	1515
Qpp	4209	6221	6248	5517	4449	3378	2948	2612	2258	1901	1488
Qstd	221	165	154	158	178	212	255	311	373	429	514
QnE	-26	-36	-38	-41	-39	-39	-37	-30	-20	-10	9
QSE	11	1	-1	0	6	11	17	25	35	44	57
QL	4100	3900	3825	3750	3650	3675	3675	3650	3800	3850	4100
Qzj	8514	10251	10187	9384	8244	7237	6858	6568	6446	6214	6168

## Obliczenia dla maksymalnych zysków ciepła

1.5. Obliczenie strumienia powietrza wentylującego.

$$V = \frac{Q_{zjoc}}{\rho c_p (t_w - t_n)} = \frac{10,251}{1,2 \cdot 1,005(22 - 16)} = 1,42 \text{ m}^3/\text{s}$$

**Z danych zadania:**

11. Dopuszczalny przyrost temperatury powietrza wentylującego w pomieszczeniu, w warunkach obliczeniowych okresu ciepłego,  $\Delta t = 6 \text{ K}$ .

WRZESIEŃ

czas	8	10	11	12	13	14	15	16	17	18	20
$t_z$	18,8	23	24	25	25,5	25,9	26	25,6	24,5	23,3	20,5
$t_p$	21,0	22,0	22,5	23,0	23,3	23,5	23,5	23,3	22,8	22,2	21,0
$Q_p$	-119	54	81	108	122	132	135	124	95	62	-27
$Q_R$	4327	6167	6167	5409	4327	3246	2813	2488	2164	1839	1515
$Q_{pp}$	4209	6221	6248	5517	4449	3378	2948	2612	2258	1901	1488
$Q_{std}$	221	165	154	158	178	212	255	311	373	429	514
$Q_{nE}$	-26	-36	-38	-41	-39	-39	-37	-30	-20	-10	9
$Q_{SE}$	11	1	-1	0	6	11	17	25	35	44	57
$Q_L$	4100	3900	3825	3750	3650	3675	3675	3650	3800	3850	4100
$Q_{zj}$	8514	10251	10187	9384	8244	7237	6858	6568	6446	6214	6168

Max zyski ciepła  
 $t_z = 23 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_p = 22 \text{ }^\circ\text{C}$

## Obliczenia dla maksymalnych zysków ciepła

2. Obliczenie mocy chłodnicy (dla warunków obliczeniowych - wrzesień, godz. 10)

Założenie: Wybrano urządzenie z recyrkulacją powietrza wentylacyjnego.

Z danych zadania:

6. Liczba ludzi w pomieszczeniu..... $n = 50$  osób

2.1. Obliczenie udziału powietrza zewnętrznego

$$a_z^w = \frac{V_z}{V} = \frac{nv_{z\min}}{V} = \frac{50 \cdot 30}{1,42 \cdot 3600} = \frac{1500}{5112} = 0,29$$

**Uwaga: dla instalacji z odzyskiem ciepła nie liczymy udziału powietrza zewnętrznego!**

2.2. Obliczenie temperatury mieszaniny powietrza zewnętrznego i obiegowego

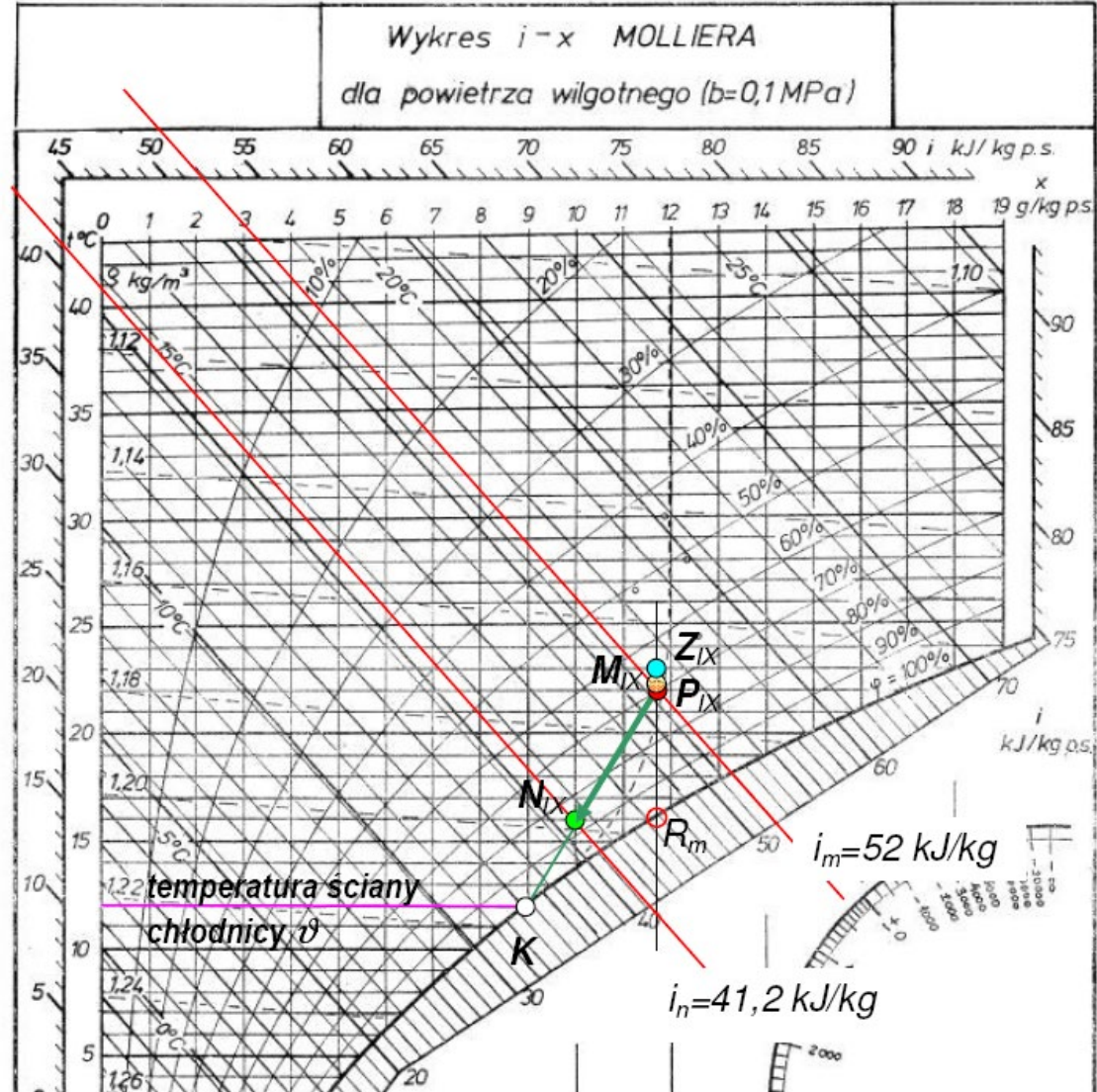
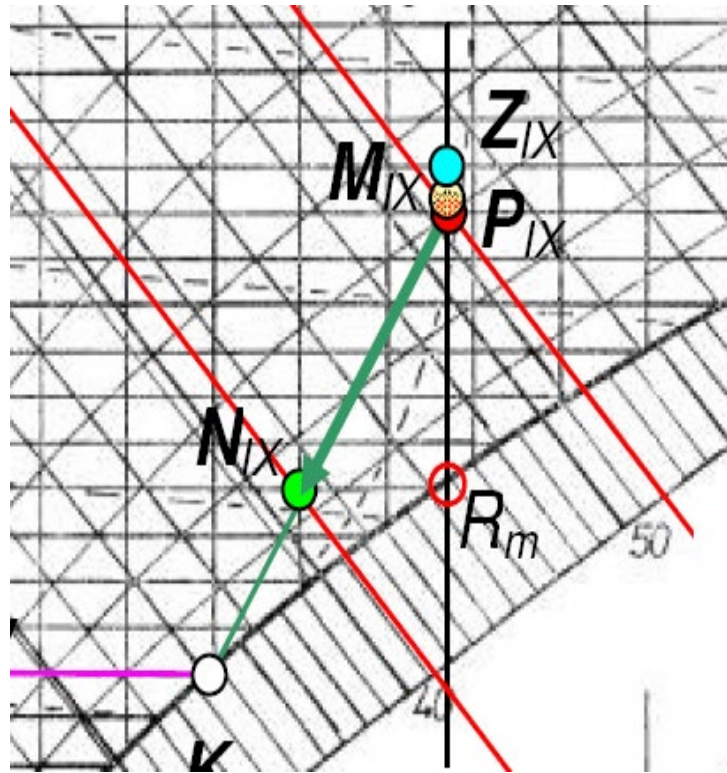
$$t_m = a_z^w t_z + (1 - a_z^w) t_o = 0,29 \cdot 23 + (1 - 0,29) 22 = 22,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

## 2.3. Przedstawienie przebiegu uzdatniania powietrza w warunkach obliczeniowych okresu ciepłego na wykresie i-x

Przyjmujemy parametry powietrza zewnętrznego  $Z_{IX}$  jak dla warunków obliczeniowych

tzn.  $t_z = 23^\circ\text{C}$  i  $\varphi_z = 65\%$  (z krzywej klimatycznej)

**WRZESIEŃ**

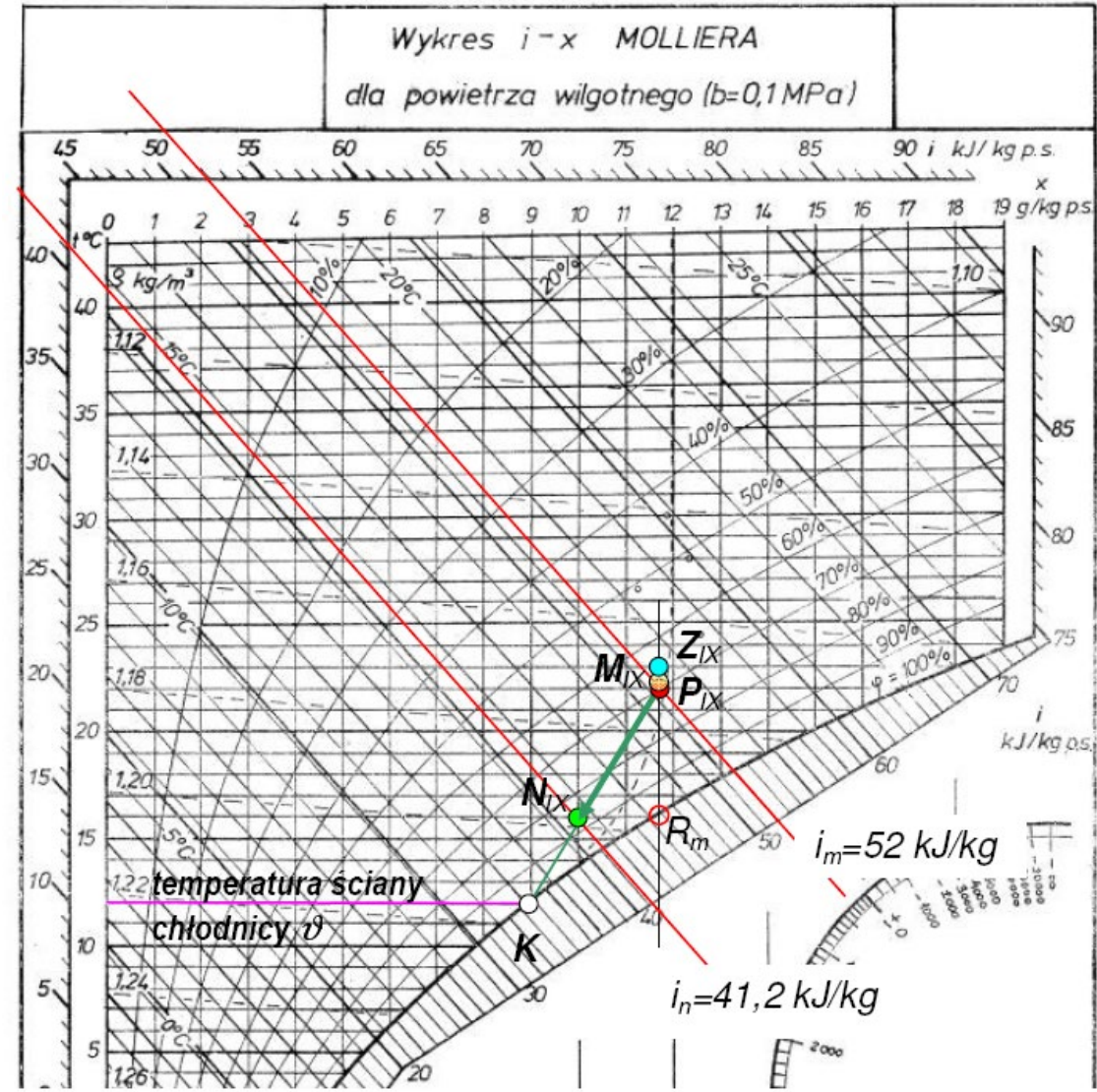
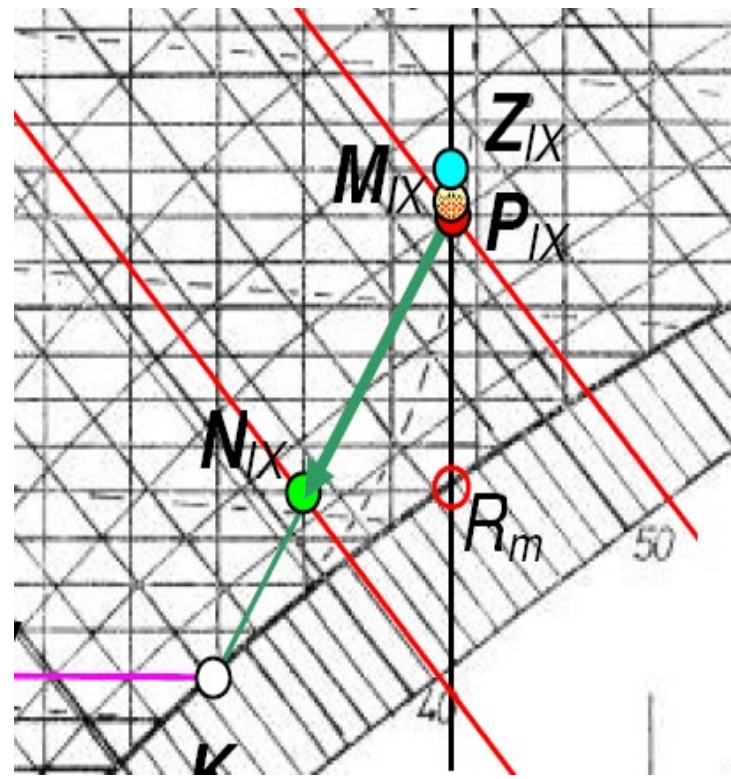


Rys.1. Przebieg przemian stanu powietrza w okresie ciepłym (warunki obliczeniowe – wrzesień, godz. 10)

## 2.3. Przedstawienie przebiegu uzdatniania powietrza w warunkach obliczeniowych okresu ciepłego na wykresie i-x

Parametry powietrza w pomieszczeniu  
 $P$  ( $t_p = 22^\circ\text{C}$ ,  $x_p = x_z = 11,7 \text{ g/kg s.p.}$ ).

**WRZESIEŃ**



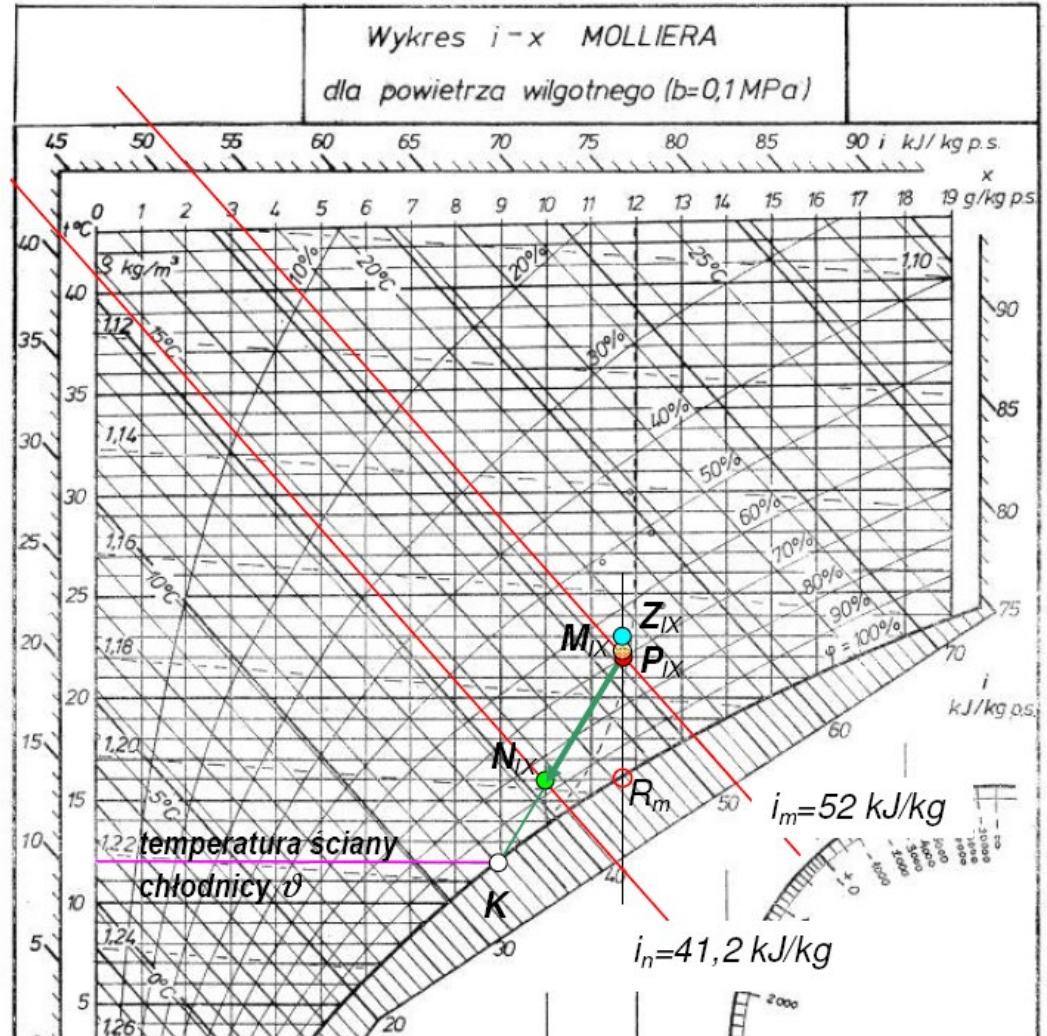
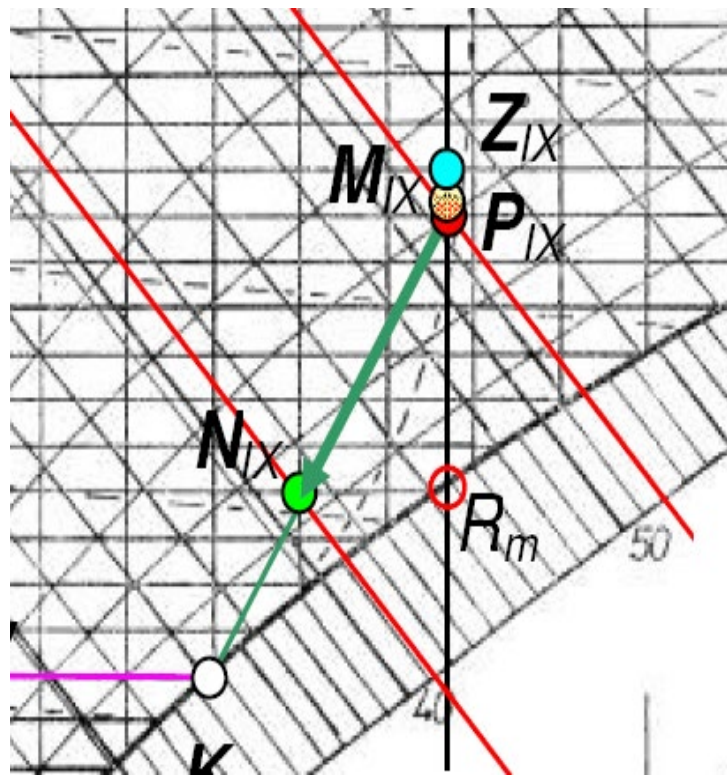
Rys.1. Przebieg przemian stanu powietrza w okresie ciepłym (warunki obliczeniowe – wrzesień, godz. 10)



## 2.3. Przedstawienie przebiegu uzdatniania powietrza w warunkach obliczeniowych okresu ciepłego na wykresie i-x

Na krzywej nasycenia zaznaczamy punkt **K** opisujący średnią temperaturę ściany chłodnicy  $\vartheta = 12^\circ\text{C}$  (z danych zadania).

**WRZESIEN**

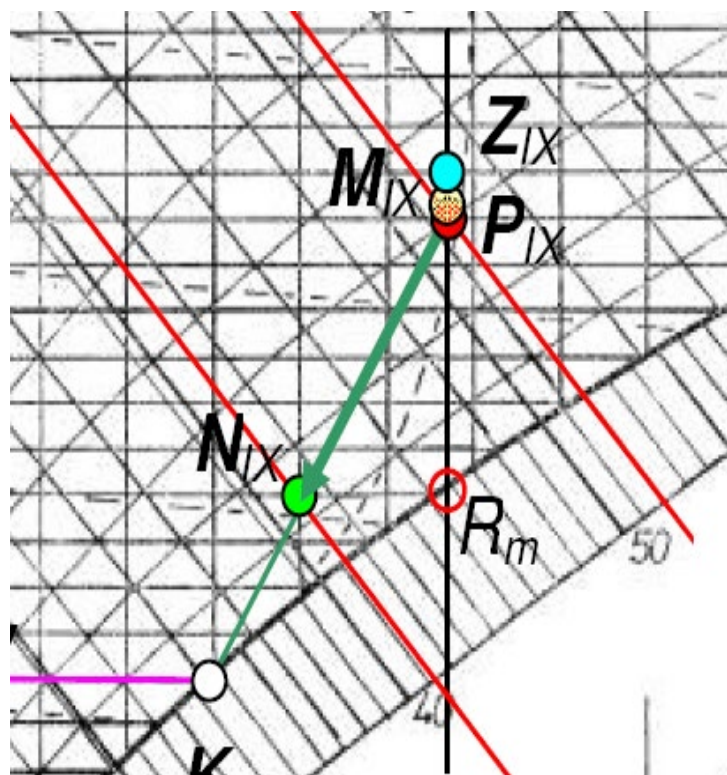


Rys.1. Przebieg przemian stanu powietrza w okresie ciepłym (warunki obliczeniowe – wrzesień, godz. 10)

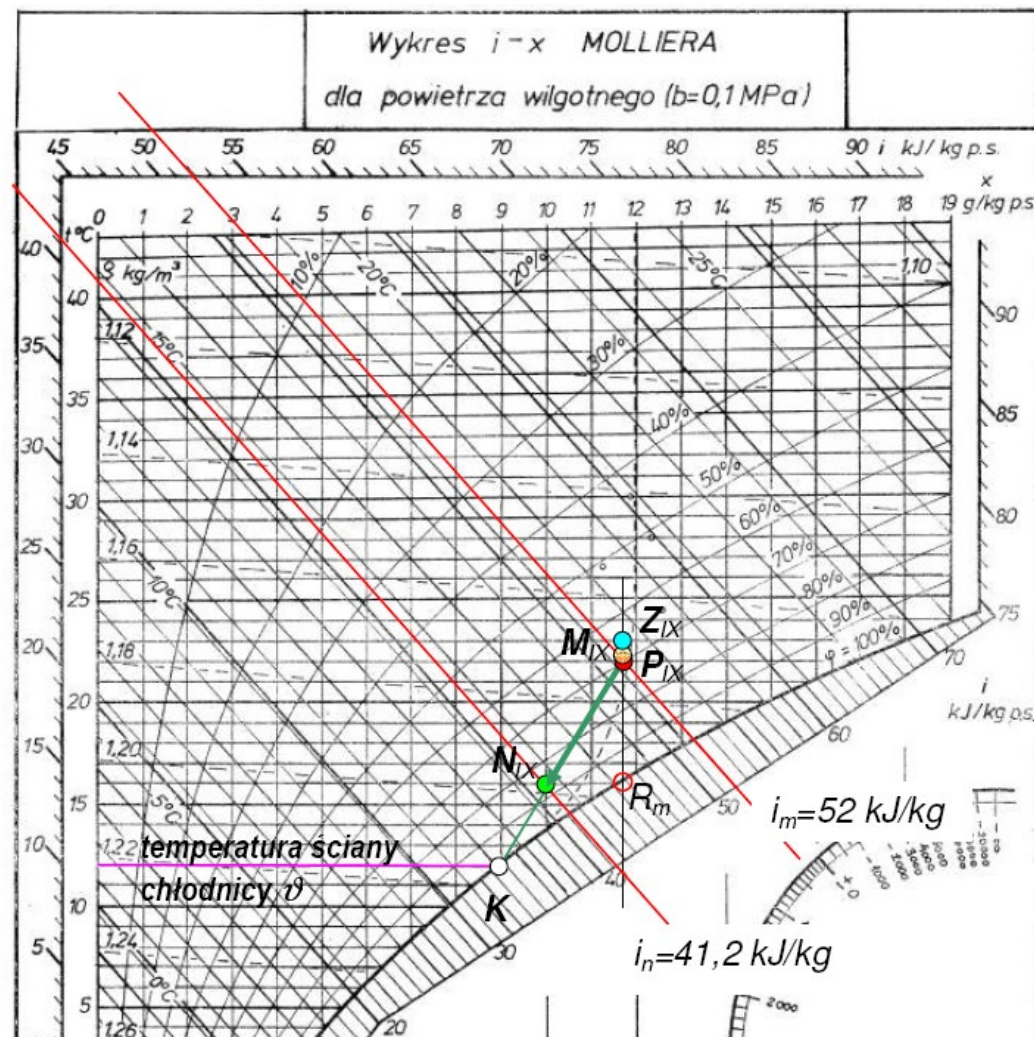
## 2.3. Przedstawienie przebiegu uzdatniania powietrza w warunkach obliczeniowych okresu ciepłego na wykresie i-x

Na linii łączącej stany powietrza zewnętrznego  $Z$  i w pomieszczeniu  $P$  wyznaczamy stan mieszaniny  $M$  (temperatura  $t_m = 22,3^\circ\text{C}$ ).

$$a_z^w = \frac{V_z}{V} = \frac{nv_{z\min}}{V} = \frac{50 \cdot 30}{1,42 \cdot 3600} = \frac{1500}{5112} = 0,29$$



## WRZESIEŃ



Rys.1. Przebieg przemian stanu powietrza w okresie ciepłym (warunki obliczeniowe – wrzesień, godz. 10)

## 2.3. Przedstawienie przebiegu uzdatniania powietrza w warunkach obliczeniowych okresu ciepłego na wykresie i-x

WRZESIEŃ

Łączymy linią prostą punkty *M* i *K*.

Linia ta przedstawia proces chłodzenia powietrza.

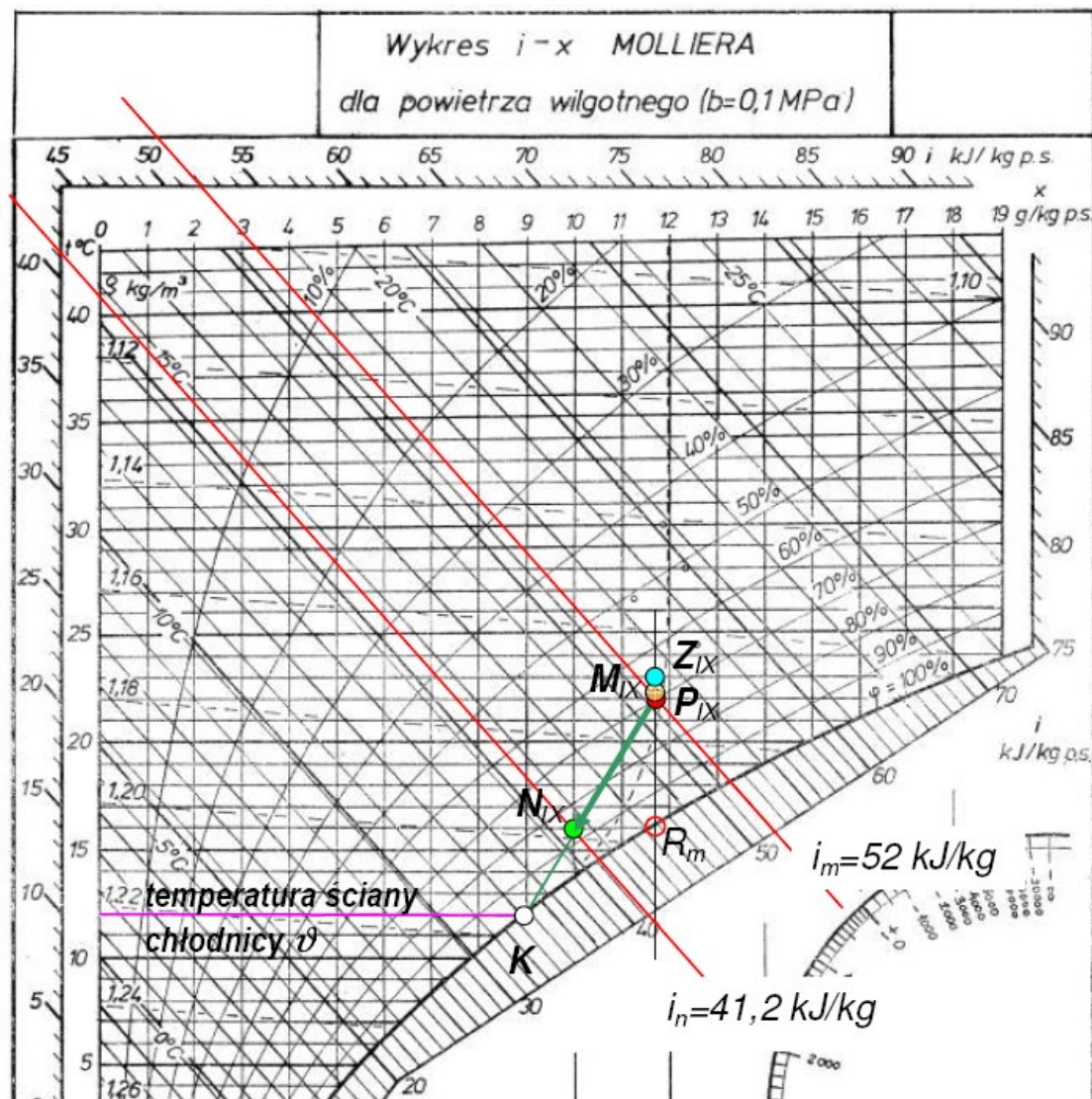
Na izotermie  $t_n = 16^\circ\text{C}$  (6 K poniżej temperatury w strefie przebywania ludzi),

W miejscu przecięcia linii chłodzenia i linii temperatury  $16^\circ\text{C}$  zaznaczamy stan powietrza nawiewanego **N**.

Z wykresu odczytujemy entalpię powietrza napływającego na wymiennik

**M** (mieszanina)  $i_m = 52 \text{ kJ/kg}$  oraz powietrza

**N** (nawiewanego)  $i_n = 41,2 \text{ kJ/kg}$ .



Rys.1. Przebieg przemian stanu powietrza w okresie ciepłym (warunki obliczeniowe – wrzesień, godz. 10)

## 2.4. Moc chłodnicy

$$Q_{CH} = V\rho(i_m - i_n) = 1,42 \cdot 1,2(52 - 41,2) = 18,4 \text{ kW}$$

3. Obliczenia mocy chłodnicy dla warunków maksymalnej temperatury powietrza zewnętrznego (lipiec godz. 15)

Udział pow. zewnętrznego tak jak dla warunków września wynosi:

2.1. Obliczenie udziału powietrza zewnętrznego

$$a_z^w = \frac{V_z}{V} = \frac{nv_{z\min}}{V} = \frac{50 \cdot 30}{1,42 \cdot 3600} = \frac{1500}{5112} = 0,29$$

3.1. Obliczenie temperatury mieszaniny

$$t_m^{VII} = 0,29 \cdot 30 + (1 - 0,29)25,5 = 26,8 \text{ °C}$$

3.2. Obliczenie temperatury powietrza nawiewanego w lipcu

$$t_n^{VII} = t_p - \frac{Q_{zj}^{VII}}{V\rho c_p} = 25,5 - \frac{6,689}{1,42 \cdot 1,2 \cdot 1,005} = 21,6 \text{ °C}$$

Max temperatura  
 $t_z = 30 \text{ °C}$ ,  $t_p = 25,5 \text{ °C}$

LIPIEC

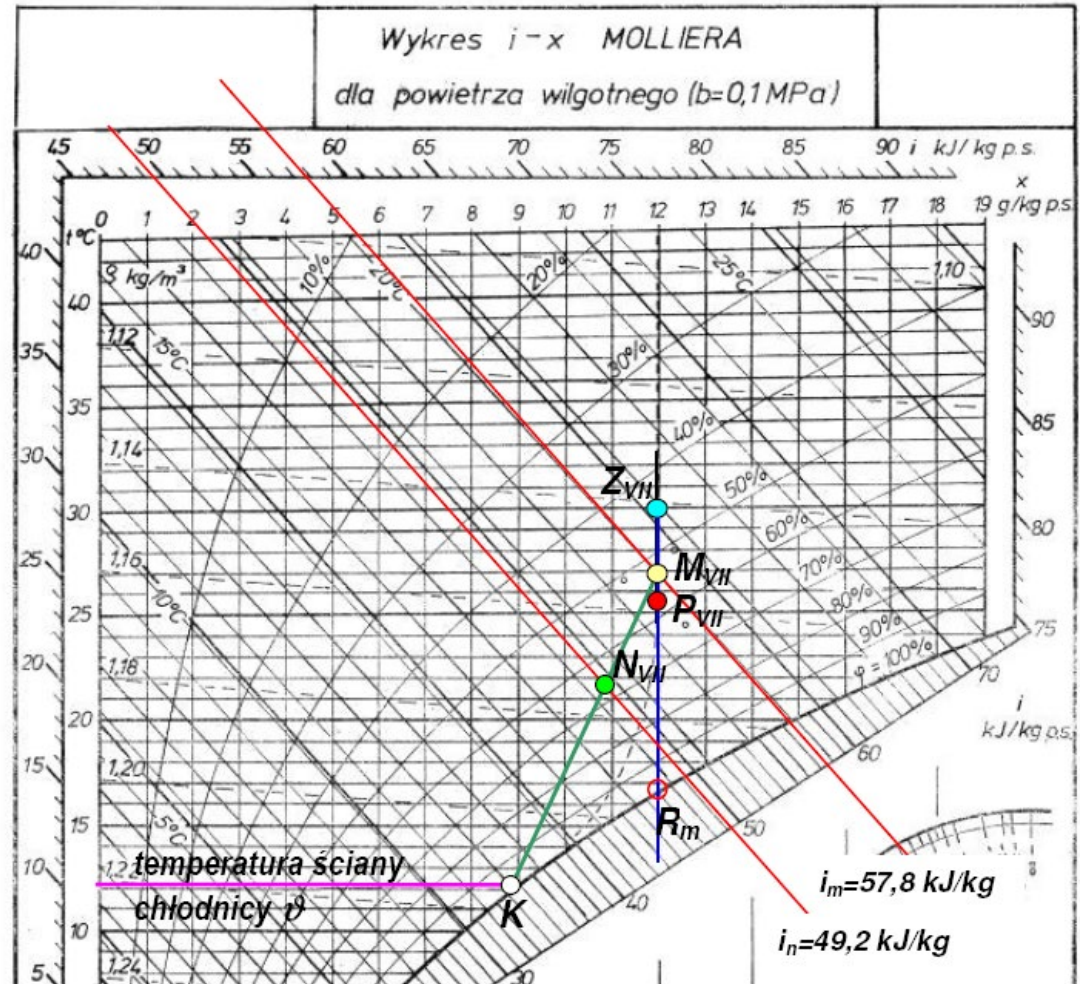
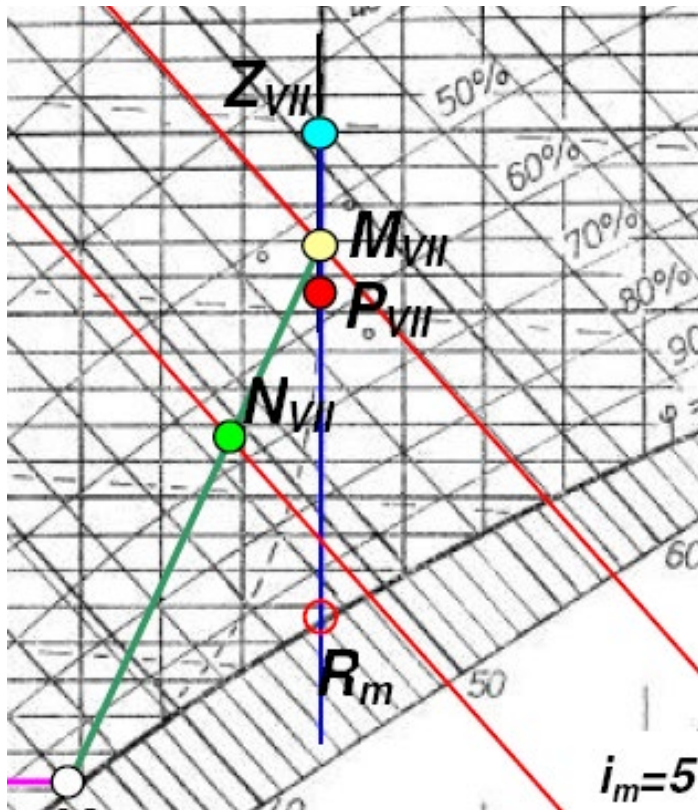
czas	8	10	11	12	13	14	15	16	17	18	20
t <sub>z</sub>	23	26,1	27,4	28,4	29,3	29,8	30	29,9	29,5	28,5	25,5
t <sub>p</sub>	22,0	23,6	24,2	24,7	25,2	25,4	25,5	25,5	25,3	24,9	23,3
Q <sub>p</sub>	54	138	173	200	224	238	243	240	230	203	122
Q <sub>R</sub>	4561	5585	5212	4375	3444	2978	2699	2513	2234	2048	1489
Q <sub>pp</sub>	4615	5722	5385	4574	3668	3216	2942	2753	2463	2250	1611
Q <sub>std</sub>	319	242	225	229	242	274	315	366	414	467	564
Q <sub>SE</sub>	21	5	0	-3	-3	-4	-3	2	7	17	40
Q <sub>SW</sub>	39	23	19	21	24	29	35	41	47	55	72
QL	3950	3625	3525	3500	3450	3400	3400	3400	3425	3500	3600
Q <sub>zj</sub>	8943	9617	9154	8321	7381	6915	6689	6561	6357	6288	5887

### 3.3. Przedstawienie przebiegu uzdatniania powietrza na wykresie $i - x$ w warunkach maksymalnej temperatury powietrza zewnętrznego.

Postępujemy analogicznie jak dla września

W maksymalnej temperaturze zewnętrznej  $t_z = 30^\circ\text{C}$  wilgotność względna tego powietrza wynosi  $\phi_z = 45\%$  (punkt  $Z_{VII}$ ).

LIPIEC

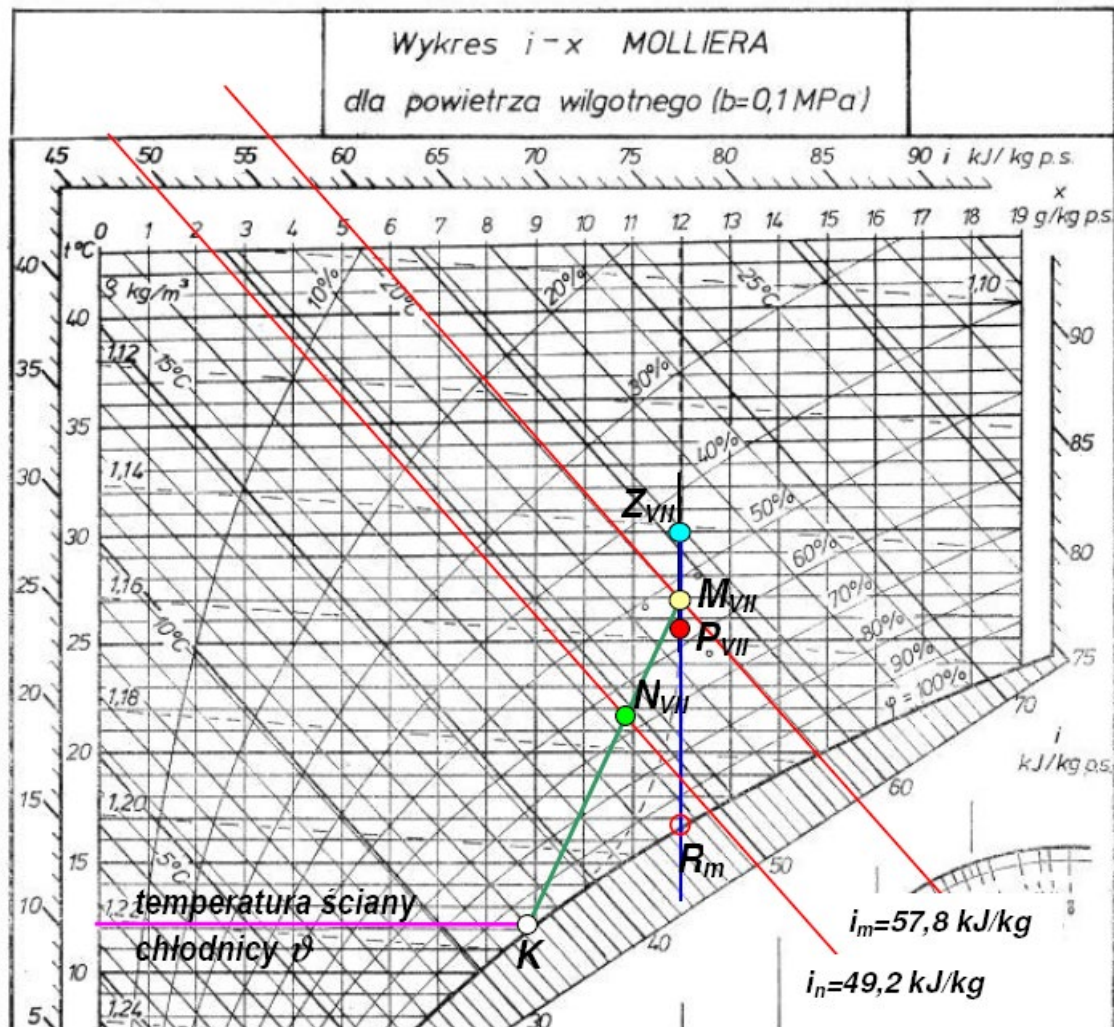
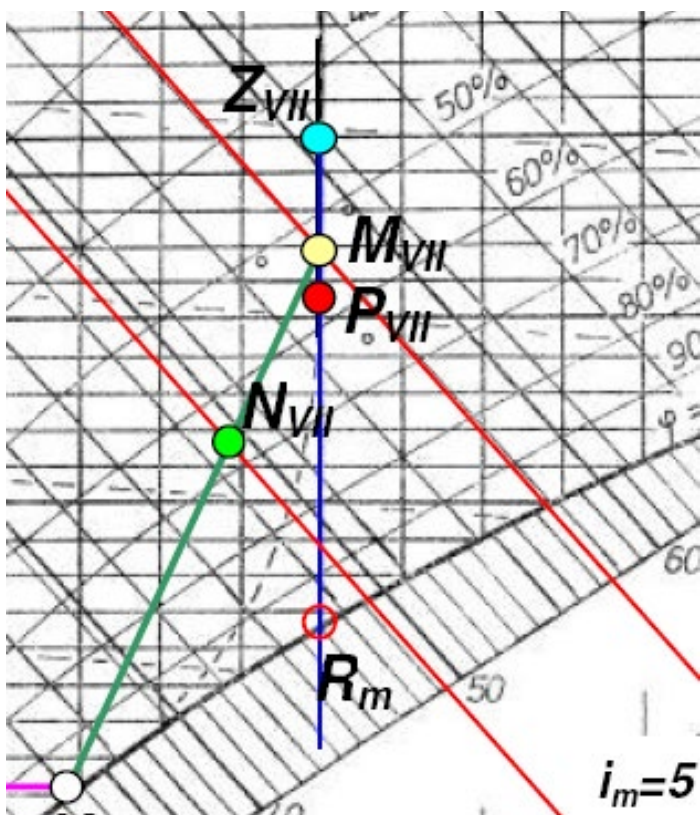


Rys. 2. Przebieg przemian stanu powietrza w okresie ciepłym (maksymalna temperatura powietrza zewnętrznego – lipiec, godz. 15)

### 3.3. Przedstawienie przebiegu uzdatniania powietrza na wykresie $i - x$ w warunkach maksymalnej temperatury powietrza zewnętrznego.

Stan powietrza w pomieszczeniu  $P_{VII}$  wyznaczamy na przecięciu linii  $t_p = 25,5^\circ\text{C}$  i  $x_p = x_z = 12 \text{ g/kg p.s.}$

LIPIEC



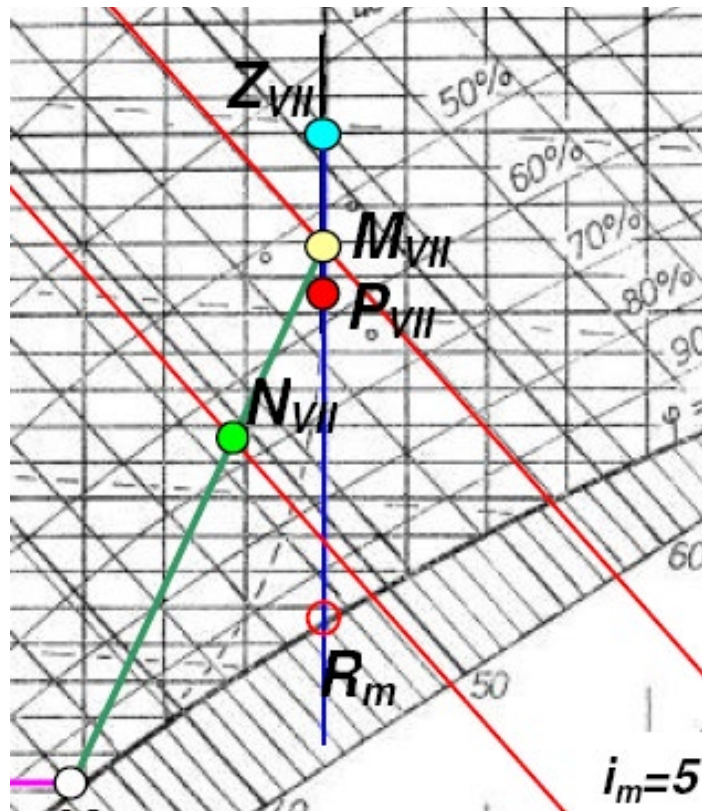
Rys. 2. Przebieg przemian stanu powietrza w okresie ciepłym (maksymalna temperatura powietrza zewnętrznego – lipiec, godz. 15)

### 3.3. Przedstawienie przebiegu uzdatniania powietrza na wykresie i – x w warunkach maksymalnej temperatury powietrza zewnętrznego.

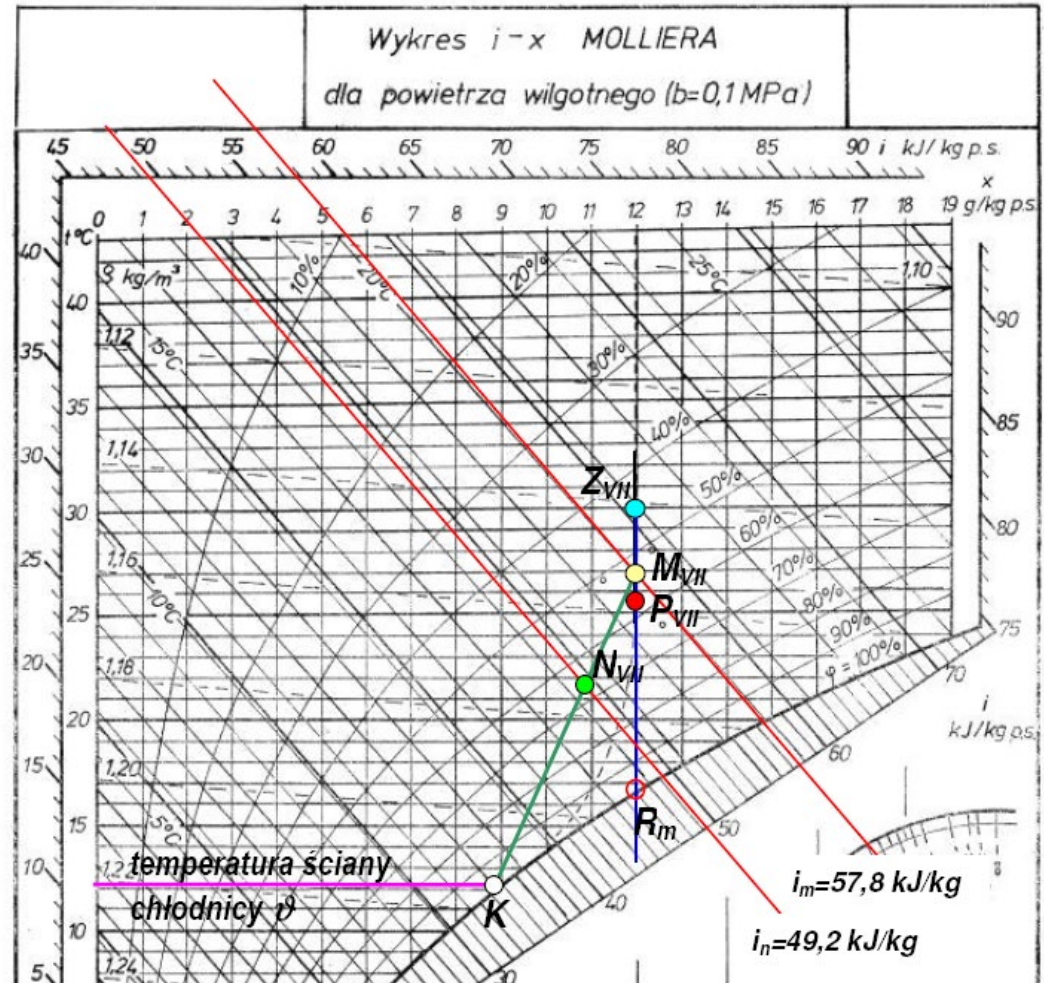
Na linii łączącej stan powietrza zewnętrznego i stan powietrza w pomieszczeniu, na przecięciu z izotermą

$t_m = 26,8^\circ\text{C}$  zaznaczamy stan mieszaniny  $M_{VII}$ .

$$a_z^w = \frac{V_z}{V} = \frac{nv_{z\min}}{V} = \frac{50 \cdot 30}{1,42 \cdot 3600} = \frac{1500}{5112} = 0,29$$



**LIPIEC**



Rys. 2. Przebieg przemian stanu powietrza w okresie ciepłym (maksymalna temperatura powietrza zewnętrznego – lipiec, godz. 15)

### 3.3. Przedstawienie przebiegu uzdatniania powietrza na wykresie $i - x$ w warunkach maksymalnej temperatury powietrza zewnętrznego.

Na krzywej nasycenia zaznaczamy punkt  $K$  opisujący średnią temperaturę ściany chłodnicy  $\vartheta = 12^\circ\text{C}$ .

Łączymy linią prostą punkty  $M$  i  $K$ .

W punkcie przecięcia izotermi nawiewu

$t_{n,VII} = 21,6^\circ\text{C}$  z linią chłodzenia zaznaczamy stan powietrza nawiewanego  $N_{VII}$ .

Odczytujemy wartości entalpii

mieszaniny  $i_m = 57,8 \text{ kJ/kg}$

i powietrza nawiewanego  $i_n = 49,2 \text{ kJ/kg}$ .

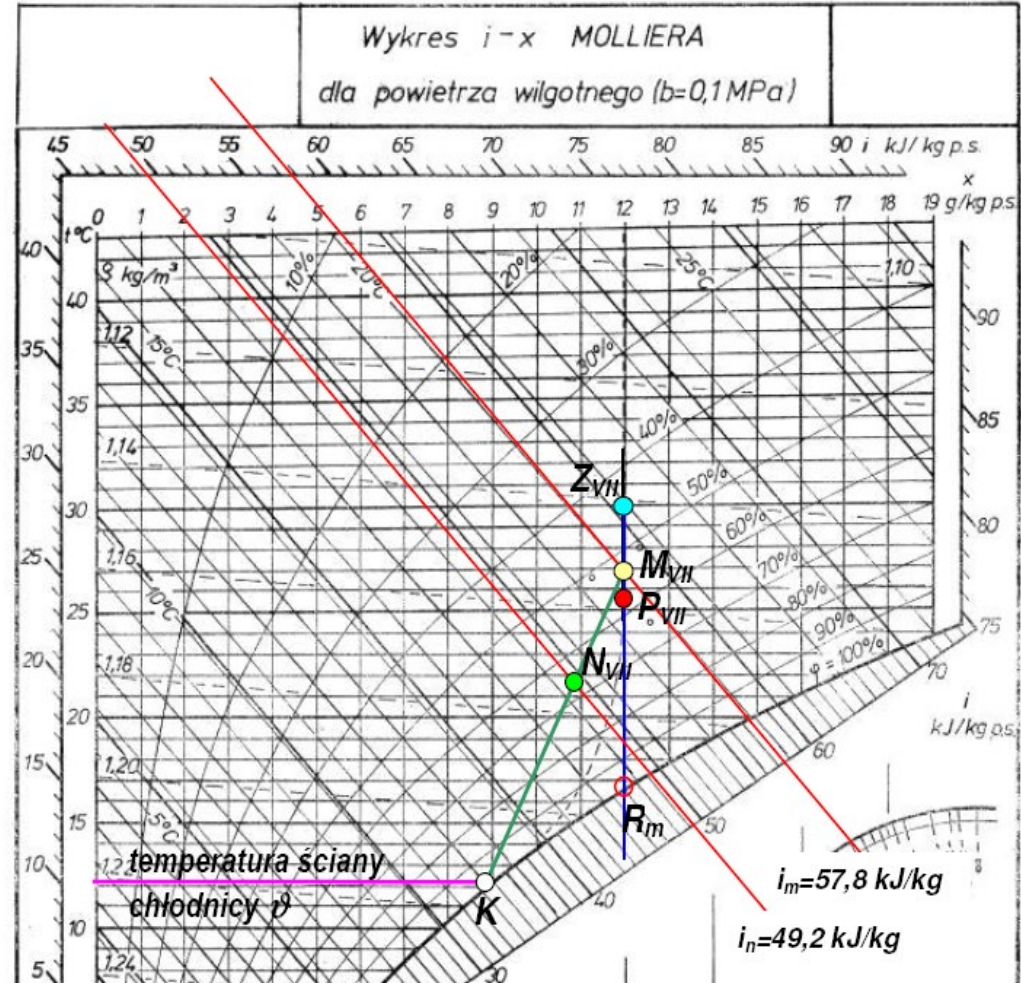
$$t_n^{VII} = t_p - \frac{Q_{zj}^{VII}}{V\rho c_p} = 25,5 - \frac{6,689}{1,42 \cdot 1,2 \cdot 1,005} = 21,6^\circ\text{C}$$

### 3.4. Moc chłodnicy

$$Q_{CH}^{VII} = 1,42 \cdot 1,2(57,8 - 49,2) = 14,65 \text{ kW}$$

Dla września wyszło:

$$Q_{CH} = V\rho(i_m - i_n) = 1,42 \cdot 1,2(52 - 41,2) = 18,4 \text{ kW}$$



Rys. 2. Przebieg przemian stanu powietrza w okresie ciepłym (maksymalna temperatura powietrza zewnętrznego – lipiec, godz. 15)



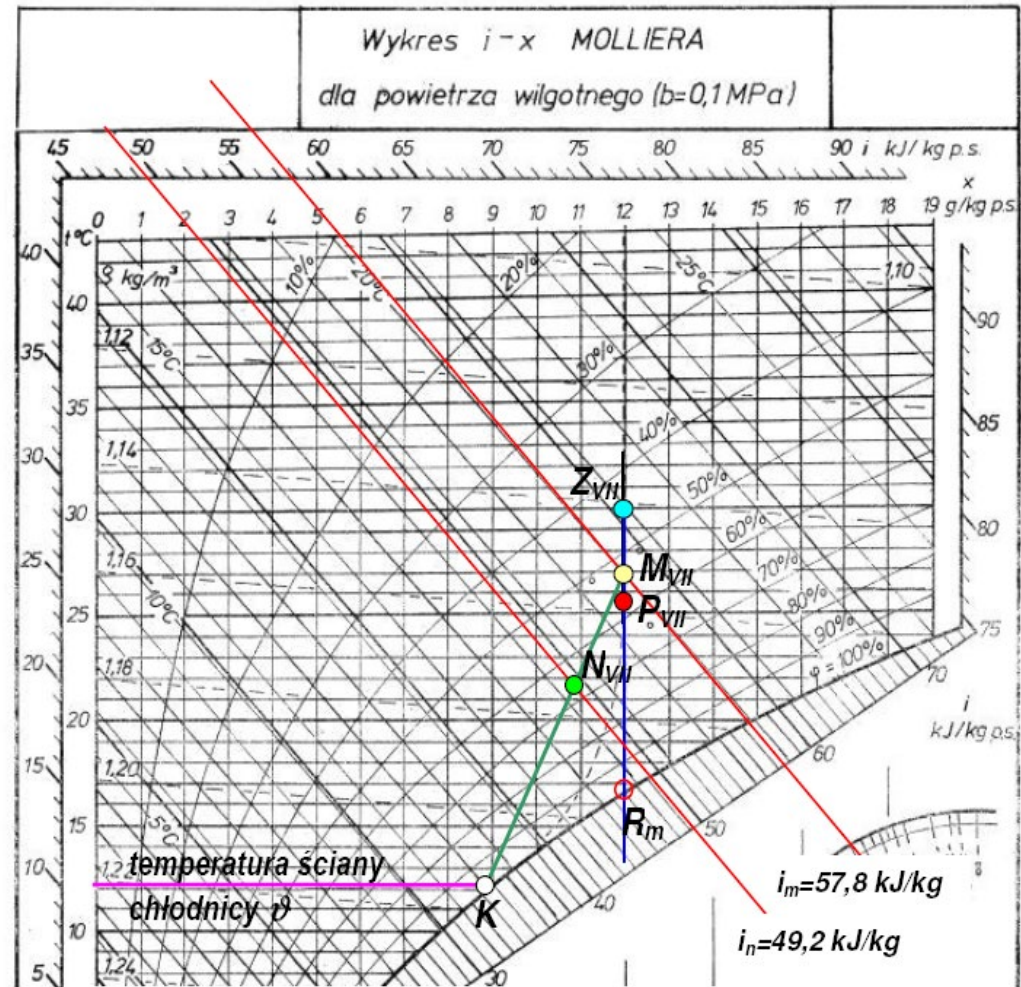


# Gdyby nie zastosować recyrkulacji.

Jak należałoby wtedy  
wyliczyć moc  
chłodnicy?

$$V = 1,42 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{\text{ch}} = ?$$



Rys. 2. Przebieg przemian stanu powietrza w okresie ciepłym  
(maksymalna temperatura powietrza zewnętrznego – lipiec, godz. 15)

## Obliczenie współczynnika obejścia (niekontaktowości) i sprawności wymiennika

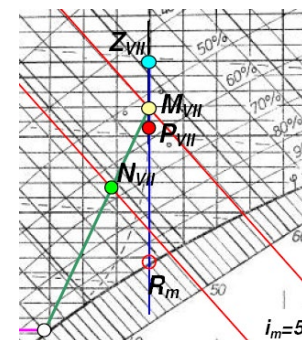
Współczynnik niekontaktowości (współczynnik obejścia – bypass factor) - określa się jako stosunek strumienia objętości powietrza  $V_1$ , które nie zmieniło swoich parametrów w trakcie przepływu przez wymiennik, do całkowitego strumienia objętości  $V$  przepływającego powietrza.

$$BF = \frac{V_1}{V}$$

Współczynnik niekontaktowości dla danego wymiennika zależy od:

- liczby rzędów rur ożebrowanych w kierunku przepływu powietrza przez wymiennik;
- prędkości napływu powietrza na powierzchnie czołową wymiennika,
- różnicy pomiędzy średnią temperaturą ścianki wymiennika  $\vartheta$ , a temperaturą czynnika płynącego wewnątrz rur,
- jednostkowego strumienia ciepła, odniesiony do wewnętrznej powierzchni rur

$$BF = \frac{t_2 - \vartheta_{\text{śc}}}{t_1 - \vartheta_{\text{śc}}}$$



Z definicji współczynnika niekontaktowości BF wynika że **współczynnik sprawności** można wyznaczyć:

$$\eta = 1 - BF$$

## Dla maksymalnych zysków ciepła

3.4.1. Obliczenie współczynnika obejścia (niekontaktowości) i sprawności wymiennika

$$BF = \frac{t_n - \vartheta}{t_m - \vartheta} = \frac{i_n - i_k}{i_m - i_k} = \frac{16 - 12}{22,3 - 12} = 0,388$$

- sprawność wymiennika

$$\eta = 1 - BF = 1 - 0,388 = 0,612$$

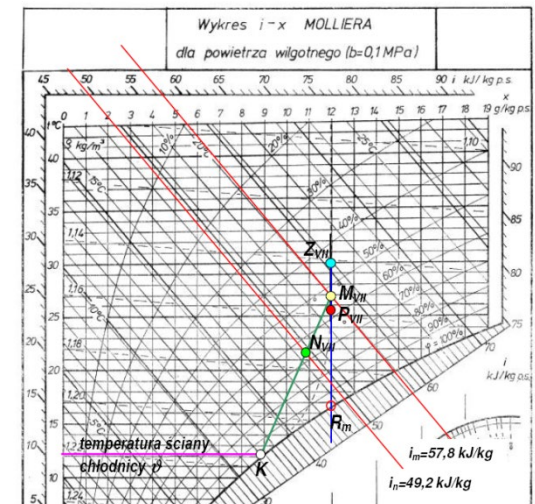
## Dla maksymalnej temperatury zewnętrznej

3.4.2. Obliczenie współczynnika obejścia (niekontaktowości) i sprawności wymiennika

$$BF = \frac{t_n - \vartheta}{t_m - \vartheta} = \frac{i_n - i_k}{i_m - i_k} = \frac{21,6 - 12}{26,8 - 12} = 0,649$$

- sprawność wymiennika

$$\eta = 1 - BF = 1 - 0,649 = 0,351$$



Rys. 2. Przebieg przemian stanu powietrza w okresie ciepłym (maksymalna temperatura powietrza zewnętrznego – lipiec, godz. 15)

## 4. Okres zimny I

### 4.1. Obliczenie bilansu ciepła okresu zimnego I (pełna frekwencja)

$$Q_{zjOz} = Q_{jLoz} + Q_{oś}.$$

#### 4.1.1. Obliczenie zysków ciepła od ludzi.

$$t_p = +21^{\circ}\text{C} \quad q_j = 82 \text{ W/osobę} \quad n = 50 \text{ osób}$$

$$Q_{jLoz} = nq_j = 50 \cdot 82 \cdot 10^{-3} = 4,1 \text{ kW}$$

AKTYWNOŚĆ	Temperatura												
	15 °C		18 °C		20 °C		23 °C		26 °C		29 °C		
	q <sub>c</sub> W	q <sub>j</sub> W	w g/h	q <sub>j</sub> W	w g/h	q <sub>j</sub> W	w g/h	q <sub>j</sub> W	w g/h	q <sub>j</sub> W	w g/h	q <sub>j</sub> W	w g/h
Odoczynek w postawie siedzącej	113	95	26	91	33	86	40	74	58	66	70	46	98
Odoczynek w postawie stojącej	127	106	31	99	42	91	54	79	72	66	91	46	122
Praca lekka, siedząc, aktywn. mała	144	116	42	107	56	96	72	81	95	66	117	46	147
Praca lekka, stojąc, aktywność mała	174	130	67	115	89	101	110	80	142	66	163	46	200
Praca lekka, stojąc, aktywność duża	193	135	88	120	110	108	128	85	163	66	191	46	227
Praca średniociężka np. malarz, mechanik	251	165	130	145	160	130	182	101	226	81	256	52	300
Praca ciężka, aktywność b. duża	293	181	168	158	204	141	230	112	274	95	298	70	337
Praca bardzo ciężka, szybki taniec	407	238	255	203	307	180	342	151	386	134	412	102	460

#### 4.1.2. Obliczenie zysków ciepła od oświetlenia elektrycznego

$$Q_{osw} = N \times A \times \beta \times k_o \times \varphi = 14 \times 150 \times 0,3 \times 0,7 \times 0,2 \times 10^{-3} = 0,1 \text{ kW}$$

$N$  – moc zainstalowana w oświetleniu na jednostkę powierzchni pomieszczenia, W/m<sup>2</sup>

$A$  – powierzchnia pomieszczenia, m<sup>2</sup>

$\beta$  - współczynnik wyrażający stosunek ciepła przekazanego do powietrza drogą konwekcji do całkowitej mocy zainstalowanej

swobodnie zawieszona	fluorescencyjna	0,5
przymocowana do sufitu	fluorescencyjna	0,3
wbudowana do sufitu	fluorescencyjna	0,15
oprawy wentylowane	-	0,05

$k_o$  - współczynnik akumulacji - zależy od charakterystyki cieplnej przegród pomieszczenia i czasu bieżącego licząc od momentu załączenia oświetlenia.

Dla wentylacji przyjmuje się  $k_o = 1,0 = \text{const}$ .

Dla klimatyzacji częściowej, dla okresu zimnego zaleca się przyjmować średnio  $k_o = 0,7$

$\varphi$  - współczynnik wykorzystania mocy zainstalowanej - dla okresu zimnego przyjmuje się zazwyczaj (o ile nie ma specjalnych wymagań)  $\varphi = 0,10 \dots 0,20$ .

**Przyjęto, że w warunkach obliczeniowych działa 20% oświetlenia zainstalowanego  $\varphi = 0,2$ .**

4.1. Obliczenie bilansu ciepła okresu zimnego I (pełna frekwencja)

$$Q_{zjoz} = Q_{jLoz} + Q_{oś}.$$

$$Q_{zjoz} = 4,1 + 0,1 = 4,2 \text{ kW}$$

4. W warunkach zadania pkt 4, założono, że straty ciepła w okresie zimnym pokrywa c.o.

#### 4.2. Obliczenie temperatury powietrza nawiewanego

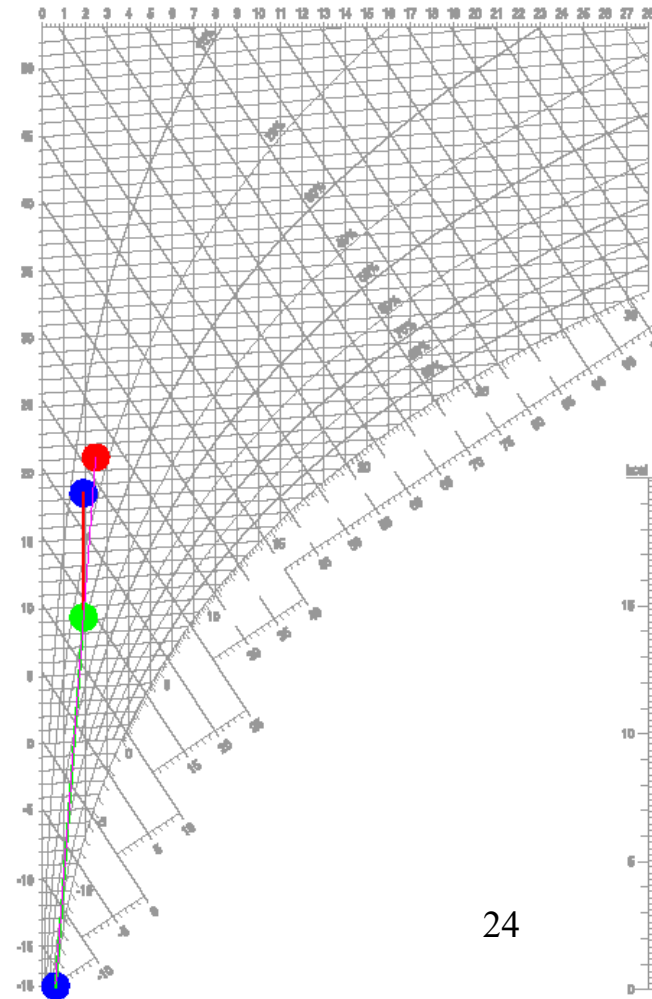
$$t_{noz1} = t_{poz} - \frac{Q_{zjoz}}{V\rho c_p} = 21 - \frac{4,2}{1,42 \cdot 1,2 \cdot 1,005} = 18,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### 4.3. Obliczenie temperatury mieszaniny powietrza zewnętrznego i obiegowego

$$t_{moz1} = a_z^w t_{zoz} + (1 - a_z^w) t_o = 0,29(-18) + (1 - 0,29)21 = 9,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### 4.4. Moc nagrzewnicy

$$Q_{N1} = V\rho c_p (t_{noz1} - t_{moz1}) = 1,42 \cdot 1,2 \cdot 1,005(18,5 - 9,7) = 15,07 \text{ kW}$$



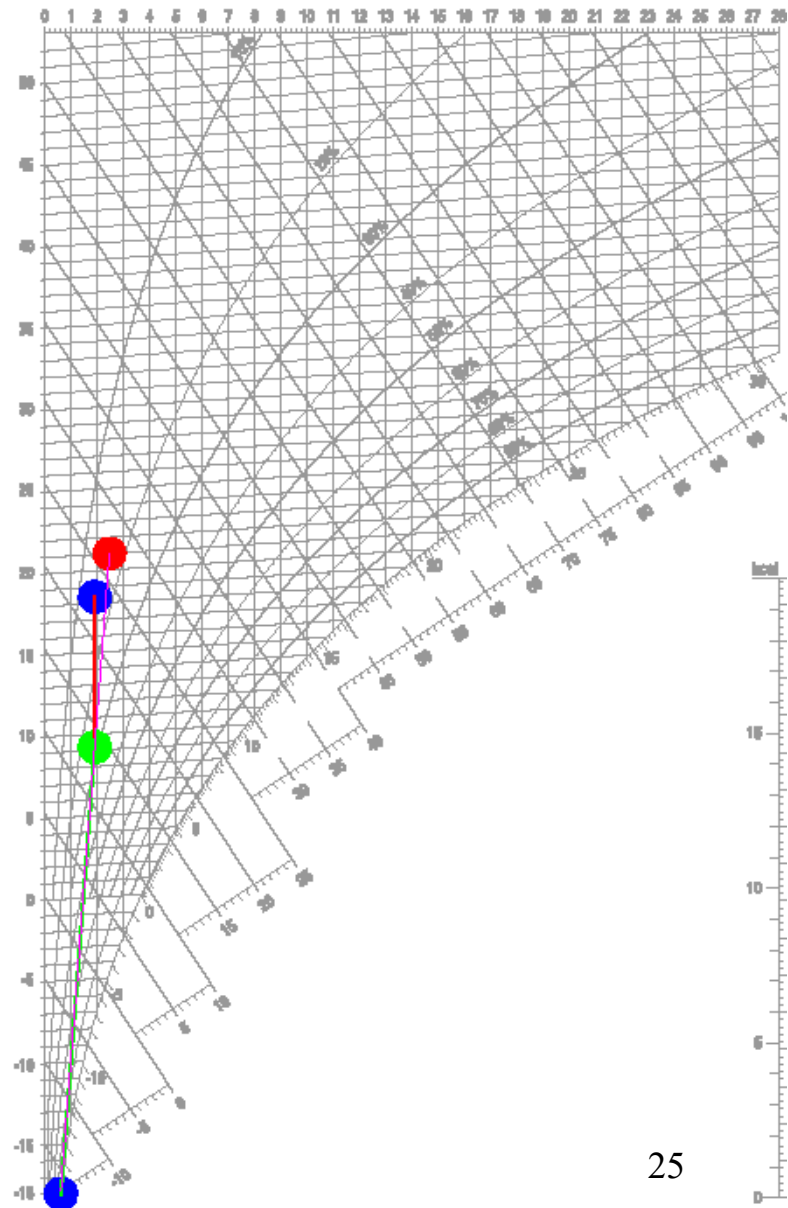


# Gdyby nie zastosować recyrkulacji.

Jak należałoby wtedy  
wyliczyć moc  
nagrzewnicy?

$$V = 1,42 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_n = ?$$



## 5. Okres zimny II

### 5.1. Obliczenie bilansu ciepła okresu zimnego II (minimalna frekwencja)

$$Q_{zjoz} = Q_{jLoz} + Q_{os}.$$

#### 5.1.1. Obliczenie zysków ciepła od ludzi.

$t_p = +21^\circ\text{C}$        $q_j = 82 \text{ W/osobę}$       Przyjęto do obliczeń  $n_{\min} = 15$  osób

$$Q_{jLoz} = nq_j = 15 \cdot 82 \cdot 10^{-3} = 1,23 \text{ kW}$$

#### 5.1.2. Obliczenie zysków ciepła od oświetlenia elektrycznego

*Bez zmian względem poprzedniego przypadku*

$$Q_{osw} = N \times A \times \beta \times k_o \times \varphi = 14 \times 150 \times 0,3 \times 0,7 \times 0,2 \times 10^{-3} = 0,1 \text{ kW}$$

## 5. Okres zimny II

### 5.1. Obliczenie bilansu ciepła okresu zimnego II (minimalna frekwencja)

$$Q_{zjoz} = 1,23 + 0,1 = 1,33 \text{ kW}$$

### 5.2. Obliczenie temperatury powietrza nawiewanego

$$t_{noz1} = t_{poz} - \frac{Q_{zjoz}}{V\rho c_p} = 21 - \frac{1,33}{1,42 \cdot 1,2 \cdot 1,005} = 20,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

### 5.3. Obliczenie temperatury mieszaniny powietrza zewnętrznego i obiegowego

Przyjmuje się strumień powietrza zewnętrznego jak przy pełnej frekwencji.

$$t_{moz1} = a_z^w t_{zoz} + (1 - a_z^w) t_o = 0,29(-18) + (1 - 0,29)21 = 9,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

### 5.4. Moc nagrzewnicy

$$Q_{N1} = V\rho c_p (t_{noz1} - t_{moz1}) = 1,42 \cdot 1,2 \cdot 1,005(20,2 - 9,7) = 18 \text{ kW}$$

## 6. Okres zimny III

6.1. Obliczenie bilansu ciepła okresu zimnego III (minimalna frekwencja i regulacja strumienia powietrza zewnętrznego zależnie od liczby ludzi lub chwilowych zysków ciepła albo od stężenia dwutlenku węgla). Minimalny udział powietrza zewnętrznego nie może być mniejszy od 10% strumienia powietrza wentylującego.

$$Q_{zjOz} = Q_{jLoz} + Q_{os}.$$

6.1.1. Obliczenie zysków ciepła od ludzi.

$$t_p = +21^\circ\text{C} \quad q_j = 82 \text{ W/osobę} \quad \text{przyjmuje się } n_{\min} = 15 \text{ osób}$$
$$Q_{jLoz} = nq_j = 15 \cdot 82 \cdot 10^{-3} = 1,23 \text{ kW}$$

6.1.2. Obliczenie zysków ciepła od oświetlenia elektrycznego

*Bez zmian względem poprzedniego przypadku*

$$Q_{osw} = N \times A \times \beta \times k_o \times \varphi = 14 \times 150 \times 0,3 \times 0,7 \times 0,2 \times 10^{-3} = 0,1 \text{ kW}$$

### 6. Okres zimny III

$$Q_{zjoz} = Q_{jLoz} + Q_{oś}.$$

$$Q_{zjoz} = 1,23 + 0,1 = 1,33 \text{ kW}$$

#### 6.3. Obliczenie temperatury powietrza nawiewanego

$$t_{noz1} = t_{poz} - \frac{Q_{zjoz}}{V\rho c_p} = 21 - \frac{1,33}{1,42 \cdot 1,2 \cdot 1,005} = 20,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### 6.4. Obliczenie minimalnego udziału powietrza zewnętrznego

$$a_z^w \min = \frac{V_{z \min}}{V} = \frac{n_{\min} V_{z \min}}{V} = \frac{15 \cdot 30}{1,42 \cdot 3600} = 0,088 < 0,1$$

Do dalszych obliczeń przyjmuje się  $a_z^w = 0,1$

#### 6.5. Obliczenie temperatury mieszaniny powietrza zewnętrznego i obiegowego

$$t_{moz1} = a_z^w t_{zoz} + (1 - a_z^w) t_o = 0,1(-18) + (1 - 0,1)21 = 17,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### 6.6. Moc nagrzewnicy

$$Q_{N1} = V\rho c_p (t_{noz1} - t_{moz1}) = 1,42 \cdot 1,2 \cdot 1,005(20,2 - 17,1) = 5,31 \text{ kW}$$

## *Moc nagrzewnicy trzy przypadki*

### *1. Maksymalna liczba osób w pomieszczeniu*

$$Q_{N1} = V\rho c_p (t_{noz1} - t_{moz1}) = 1,42 \cdot 1,2 \cdot 1,005(18,5 - 9,7) = 15,07 \text{ kW}$$

### *2. Minimalna liczba osób w pomieszczeniu (bez możliwości weryfikacji aktualnej liczby osób w pomieszczeniu)*

$$Q_{N1} = V\rho c_p (t_{noz1} - t_{moz1}) = 1,42 \cdot 1,2 \cdot 1,005(20,2 - 9,7) = 18 \text{ kW}$$

### *3. Minimalna liczba osób w pomieszczeniu ilość powietrza świeżego dopasowana do liczby osób.*

$$Q_{N1} = V\rho c_p (t_{noz1} - t_{moz1}) = 1,42 \cdot 1,2 \cdot 1,005(20,2 - 17,1) = 5,31 \text{ kW}$$