

Technické aspekty navrhování komfortní klimatizace

Vladimír Zmrhal
ČVUT v Praze, Fakulta strojní



Únor 2014



■ Návrh klimatizačního systému



Vstupní údaje

- parametry vnitřního vzduchu t_p, ϕ
- parametry venkovního vzduchu t_e, h_e
- citelná tepelná zátěž $Q_{z,c}$ [W] podle ČSN 73 0548
- vlhkostní zátěž M_w [g/h]
- tepelná ztráta Q_{ztr} [W] podle ČSN EN 12 831
- průtok větracího vzduchu na osobu V_e [m³/(h.os)] a obsazenost
Prostory: pracovní (Nařízení vlády č. 93/2012 Sb.)
 pobytové (Vyhláška č. 20/2012 Sb.)
 obytné (ČSN EN 15665/Z1)

■ Požadavky na větrání



Nařízení vlády č. 93/2012 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví zaměstnanců při práci

➤ minimální množství přiváděného venkovního vzduchu

$25 \text{ m}^3/\text{h osobu}$ chemických láte
 $50 \text{ m}^3/\text{h osobu}$ nebo jiných zdr
} **$36 \text{ m}^3/\text{h osobu}$** – reálná hodnota pro kanceláře

$70 \text{ m}^3/\text{h osobu}$ – při práci převážně vstoje (IIb, IIIa, IIIb)

$90 \text{ m}^3/\text{h osobu}$ – při těžké fyzické práci

$+10 \text{ m}^3/\text{h osobu}$ – při další zátěži teplem nebo pachy (kouření)

3

■ Požadavky na větrání



ČSN EN 13779 Větrání nebytových budov – Základní požadavky na větrací a klimatizační systémy

Třída kvality vnitřního vzduchu	Doporučený minimální průtok venkovního vzduchu [$\text{m}^3/(\text{h.os})$]	
	Nekuřácké prostory	Kuřácké prostory
IDA 1 – vysoká	> 54	> 108
IDA 2 – střední	36 až 54	72 až 108
IDA 3 – středně nízká	22 až 36	43 až 72
IDA 4 – nízká	< 22	< 43

4

■ Požadavky na větrání - ČSN EN 15251

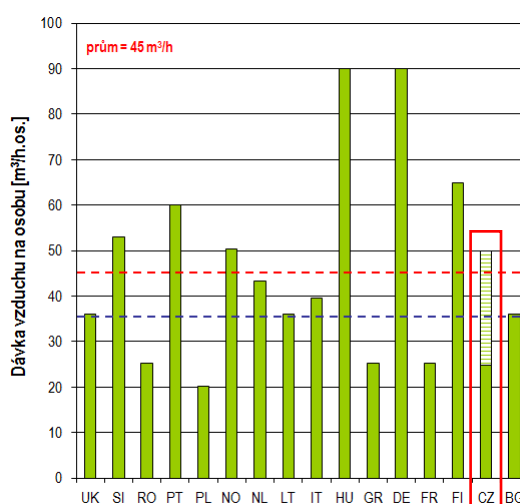


ČSN EN 15251 - Doporučené průtoky větracího vzduchu [$\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{os})$]

Typ prostoru	Kategorie	pro osoby	Znečištění vnitřního prostředí			přídavek na kouření
			velmi nízké	nízké	výrazné	
Jednotlivé kanceláře	I	36	54	72	108	25
	II	25	36	50	76	18
	III	14	22	29	43	11
Velkoplošná kancelář	I	38	65	92	146	38
	II	27	43	65	103	27
	III	16	27	38	59	16

5

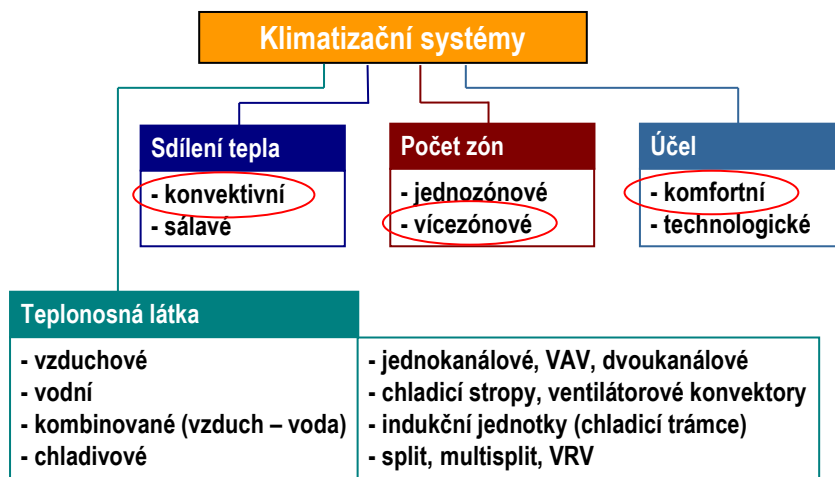
■ Požadavky na větrání v rámci EU



Zdroj: REHVA 2012

6

■ Třídění klimatizačních systémů



7

■ Výhody (+) a nevýhody (–)



Charakteristické vlastnosti	FCU	VRV	IJ (CHT)
Typ systému	vodní konvektivní	chladivový konvektivní	kombinovaný konvektivní
Teplota vstupní / vratné vody	16/18 °C	-	16/18 °C
Povrchová teplota chladiče vnitřní jedn.	17 °C	4 - 5 °C	17 °C
Teplota přiváděného vzduchu	≅ 16 °C	var.	≅ 16 °C
Odvod kondenzátu	ano (–)	ano (–)	ne (+)
Možnost využití pro vytápění	ano (+)	ano (+)	ano (+)
El. napájení ventilátoru	ano (–)	ano (–)	ne (+)
Filtrace oběhového vzduchu	ano (–)	ano (–)	ano (–)
Hlučnost	ano (–)	ano (–)	ne (+)
Pro přívod čerstvého vzduchu	ano/ne (0)	ano/ne (0)	ano (+)

Každý systém má své výhody i nevýhody !

8

■ Indukční jednotky (chladicí trámce)

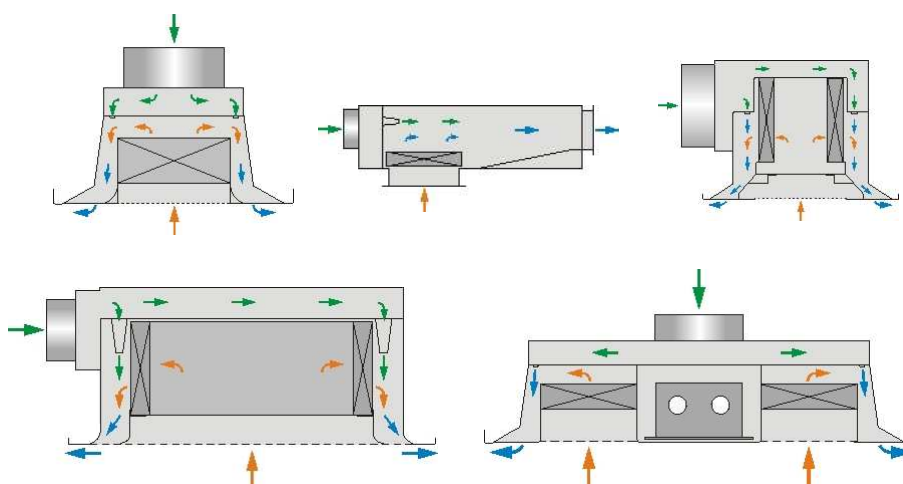


- kombinovaný systém vzduch – voda
- IJ plní funkci koncového distribučního prvku (přívod větracího vzduchu + chlazení popř. vytápění)
- paralelně pracující větrací zařízení $t_{pr} \approx \text{konst.} \approx 16\text{ }^{\circ}\text{C}$
- vysokoteplotní systém (nízkoenergetický) $t_w \geq 16\text{ }^{\circ}\text{C}$
- filtrace / čištění
- bez odvodu kondenzátu
- bez elektrického napájení
- příznivé hlukové parametry



9

■ Uspořádání indukčních jednotek



10

■ Návrh systému s IJ



1) Chladicí výkon primárního vzduchu

$$\dot{Q}_{pr,c} = \dot{V}_{pr} \rho c (t_i - t_{pr}) \quad \dots \text{z hygienické dávky na osobu}$$

2) Indukční poměr

$$i = \frac{\dot{V}_{sek}}{\dot{V}_{pr}} = 2 - 6$$

3) Potřebný chladicí výkon výměníku IJ

$$\dot{Q}_{sek} = \dot{Q}_{z,c} - \dot{Q}_{pr,c} = \dot{V}_{sek} \rho c (t_i - t_{sek}) \rightarrow t_{sek}$$

11

■ Návrh systému s IJ



4) Kontrola navlhčení v místnosti

$$\Delta x = x_i - x_p = \frac{\dot{M}_w}{\rho (\dot{V}_{pr} + \dot{V}_{sek})} \quad \text{a platí} \quad x_i - x_{pr} = \frac{\dot{M}_w}{\rho \dot{V}_{pr}}$$

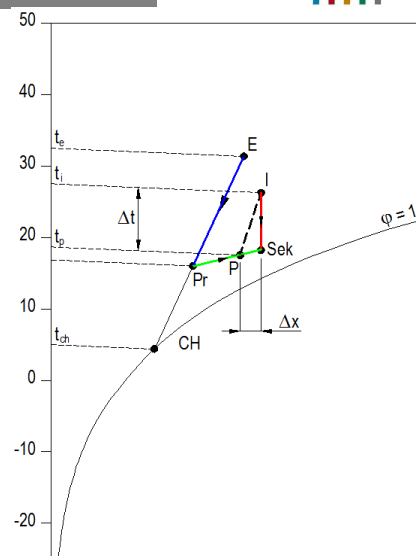
5) Celkový výkon chladiče centrální jednotky

$$\dot{Q}_{ch,VZT} = \dot{V}_{pr,celk} \rho (h_e - h_{pr})$$

6) Průtok vody chladičem IJ

12

P směřování M_{sek} a M_{pr}
(pákové pravidlo)

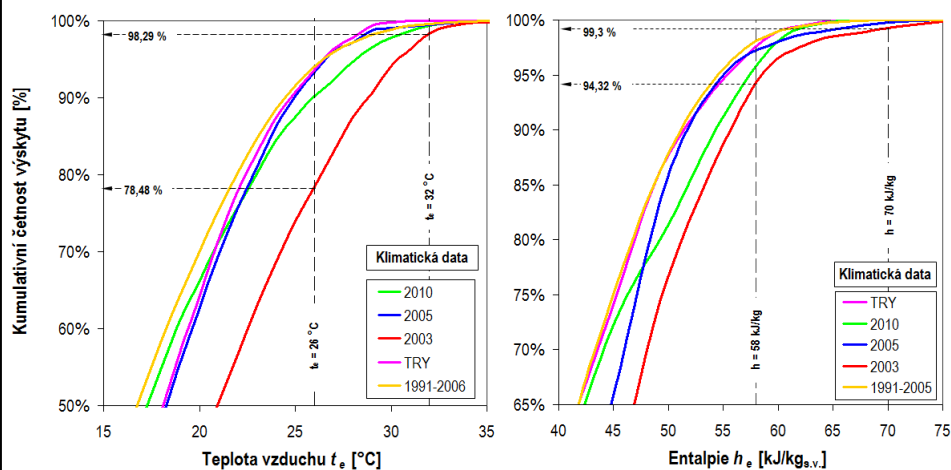


13

➤ W_L, W_{H1}

14

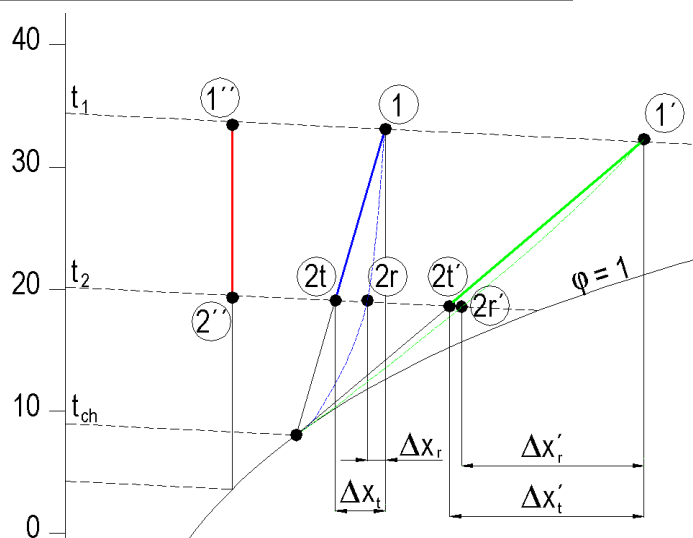
Parametry venkovního vzduchu



Celkem 1989 hodin - teplé období roku 1. 5. až 30. 9.; 7.00 až 19.00 h; 1 % = 20 hodin

15

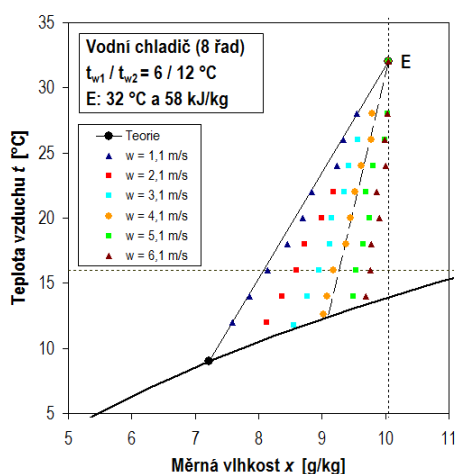
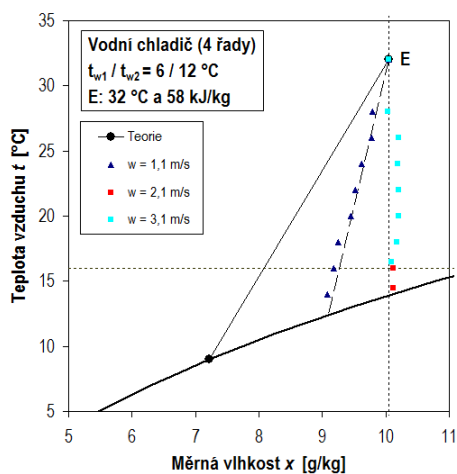
Chlazení venkovního vzduchu



Recknagel: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik

16

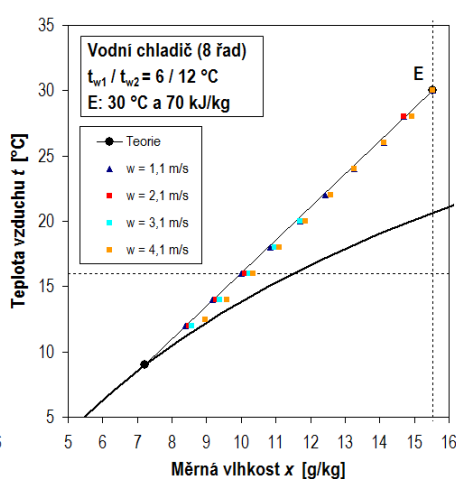
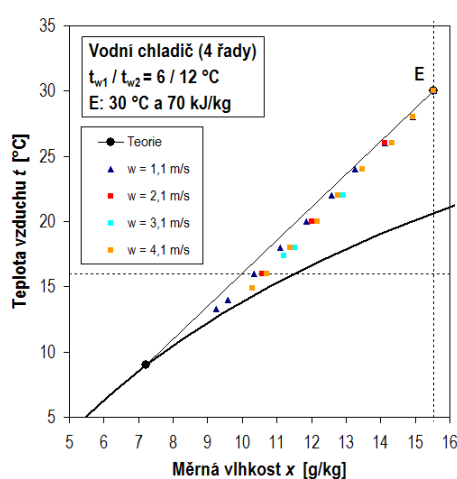
■ Reálné vodní chladiče



Zdroj: Lloyd coils

17

■ Reálné vodní chladiče



Zdroj: Lloyd coils

18

■ Rychlosti proudění ve VZT jednotkách



Podle ČSN EN 13053

Třída	Rychlost proudění [m/s]
Třída V1	< 1,6
Třída V2	> 1,6 až 1,8
Třída V3	> 1,8 až 2,0
Třída V4	> 2,0 až 2,2
Třída V5	> 2,2 až 2,5
Třída V6	> 2,5 až 2,8
Třída V7	> 2,8 až 3,2
Třída V8	> 3,2 až 3,6
Třída V9	> 3,6

roste spotřeba energie

19

■ Chlazení venkovního vzduchu



Výkon chladiče pro extrémní venkovního vzduchu ($t_{ch} = 9 \text{ °C}$)

A) pro $t_e = 32 \text{ °C}$ a $h_e = 58 \text{ kJ/kg}$

$\Delta h_{A,t} = 22 \text{ kJ/kg}$

B) pro $t_e = 30 \text{ °C}$ a $h_e = 70 \text{ kJ/kg}$

$\Delta h_{B,t} = 29 \text{ kJ/kg}$

$$\frac{\dot{Q}_{ch,A}}{\dot{Q}_{ch,B}} = \frac{\Delta h_{A,t}}{\Delta h_{B,t}} = \frac{22}{29} = 0,75$$

→ o **25 %** menší výkon chladiče, než je v extrému zapotřebí

→ tj. skoro **120 hodin** ve zkoumaném roce (2003) výkon chladiče **nepostačuje** k ochlazení (odvlhčení) vzduchu

■ Chlazení venkovního vzduchu



Teoretický a reálný výkon chladiče ($t_{ch} = 9\text{ °C}$)

Stav vzduchu	teorie (přímka)	výpočet	výrobce
		Δh [kJ/kg]	
		Q_r / Q_t	
$t_e = 32\text{ °C}$	21,8	18,4	17
$h_e = 58\text{ kJ/kg}$	-	0,84	0,78
$t_e = 30\text{ °C}$	29	27,7	26,5
$h_e = 70\text{ kJ/kg}$	-	0,95	0,92

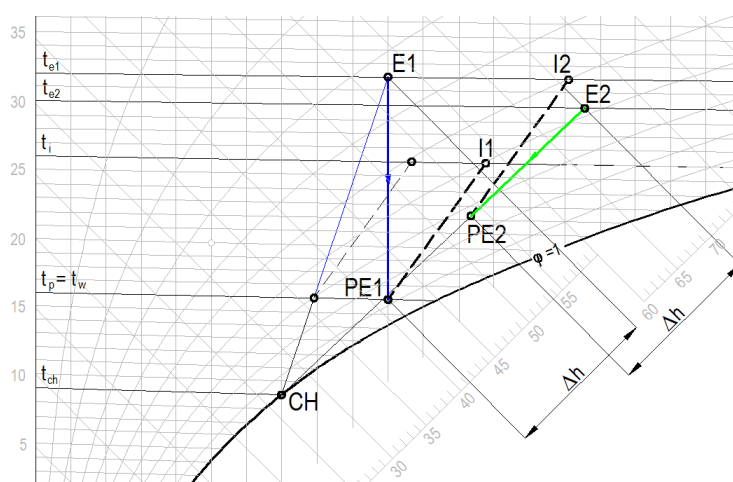
Důsledek:

$$\frac{Q_{ch,v,A}}{Q_{ch,t,B}} = \frac{17}{29} = 0,58$$

tj. o 42 % menší výkon

21

■ Chlazení venkovního vzduchu ($35\text{ m}^3/\text{h.os}$)



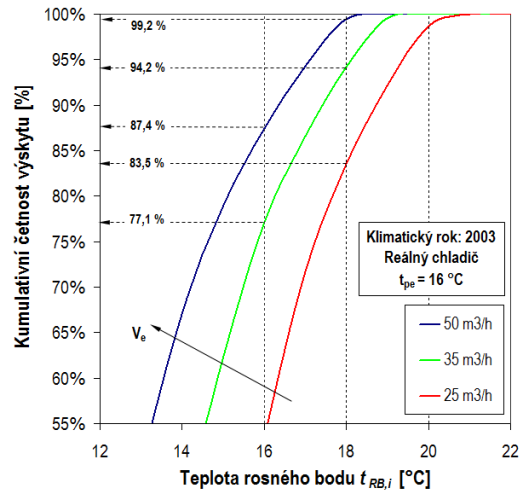
$$t_{pe2} = 22\text{ °C}, x_{pe2} = 12,2\text{ g/kg}$$

22

Riziko kondenzace

Předpoklady

- extrémní klimatický rok **2003**
- nucené větrání 25, **35**, 50 m³/h
- přímý výparník $t_{ch} \sim 5^\circ\text{C}$
- teplota primárního vzduchu $t_{pr} = 16^\circ\text{C}$
- reálný průběh na chladiči vzduchu (Recknagel)



Celkem 1414 hodin - teplé období roku 7.00 až 19.00 h; 1 % = 14 hodin

23

Riziko kondenzace

Opatření

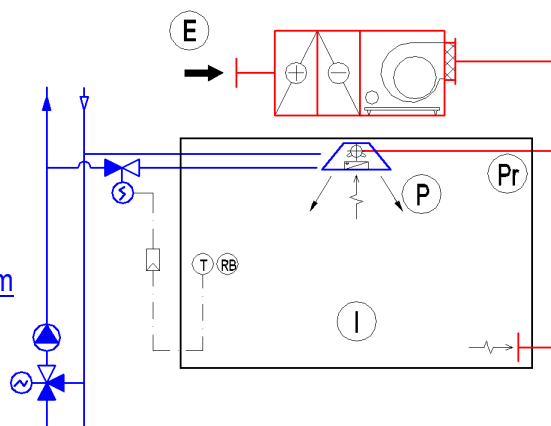
- měření
- regulace
- zónování budovy

- prediktivní řízení

www.wunderground.com

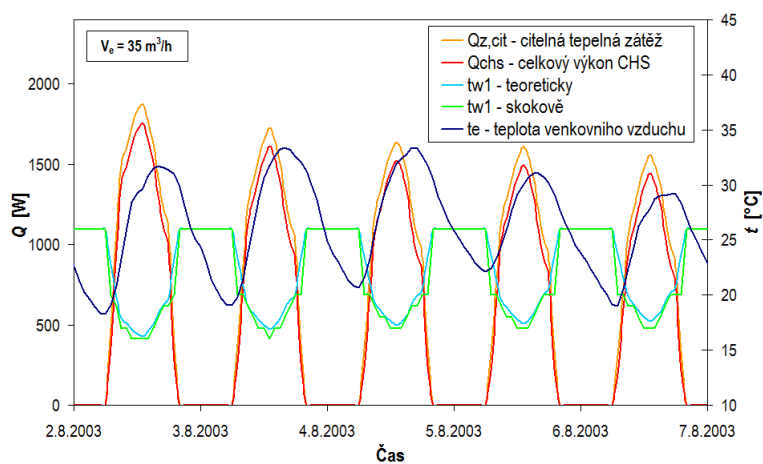
www.yr.no

www.noaa.gov



24

Riziko kondenzace



25

Riziko kondenzace



Regulace teploty vody

Riziko kondenzace	Průtok venkovního vzduchu na osobu [m³/h.os]					
	25		35	50		
Regulace teploty vody t _{w1}	Teplota přiváděného vzduchu t _p [°C]					
	16	20	16	20	16	20
Teoretická	2,41 %	9,62 %	0,28 %	3,04 %	0,07 %	1,14 %
Skoková	4,60 %	19,09 %	0,64 %	8,63 %	0,14 %	3,55 %

- v případě, že riziko kondenzace přes všechna opatření nastane
→ uzavření přívodu chladicí vody

1 % = 14 hodin v roce

26

■ Doporučení pro projekční praxi - IJ



Větrání a úprava venkovního vzduchu

- hygienická dávka vzduchu pro osobu pracující v kanceláři: **36 m³/h**
- teplota primárního vzduchu **$t_{pr} = 16\text{ °C}$**
- přirozené větrání – **nedoporučuje se**

Návrh jednotky - chladiče vzduchu

- pro extrémní hodnoty (např. rok 2003 **$t_e = 30\text{ °C}$** a **$h_e = 70\text{ kJ/kg}$**)
- přímé výparníky – **$t_{ch} = 4\text{ až }5\text{ °C}$** (vyšší *EER*)
- **rychlost vzduchu** v průřezu VZT jednotky / **počet řad** výměníku

Měření a regulace

- centrální regulace teploty vody (zónová) – **kvalitativní**
- lokální regulace průtoku (v místnosti) – **kvantitativní**

27

■ Ventilátorové konvektory (fan-coil)



- vodní systém
- přívod větracího vzduchu (do místnosti / do jednotky)
- chlazení / vytápění
- paralelně pracující větrací zařízení – není bezpodmínečně nutné vzduch chladit (odvlhčovat)
- většinou se navrhuje jako **nízkoteplotní** - 6/12 °C, ale může pracovat variantně (10/15; 14/18 °C ...) → změna výkonu
- **odvod kondenzátu**
- obsahuje ventilátor - **elektrické napájení**
- **hluk** zejména při vyšších otáčkách ventilátoru

28

■ Ventilátorové konvektory (fan-coil)



Provedení

- parapetní
- kazetové
- nástěnné
- podlahové
- podstropní
- potrubní („kanálové“)



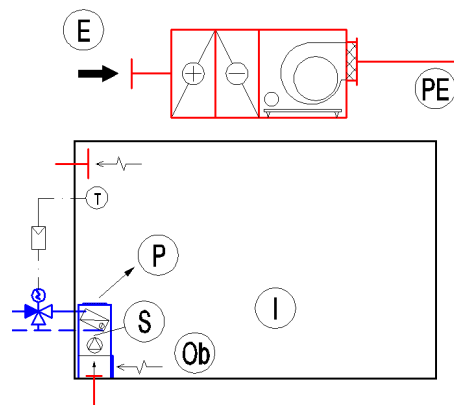
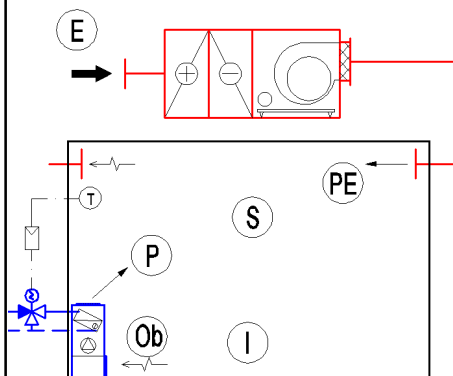
29

■ Ventilátorové konvektory (fan-coil)



Varianta a) do místnosti

Varianta b) do FCU



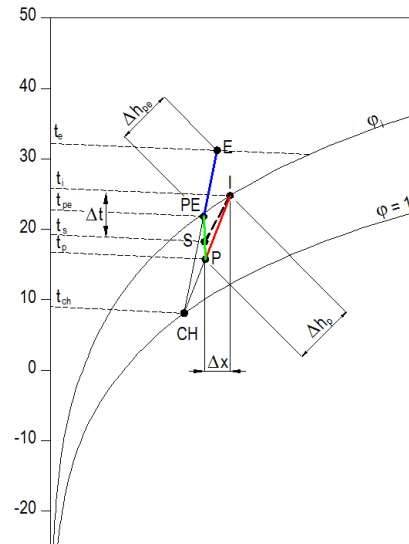
30

■ Úprava vzduchu v h-x diagramu (FCU)



Letní provoz – varianta a)

- E** stav venkovního vzduchu
 t_e, h_e
- CH** t_{ch} (podle druhu chladiče)
- PE** dáno úpravou venkovního vzduchu např. $t_{pe} = 20^\circ\text{C}$
- I** např. $t_i = 26^\circ\text{C}$,
volba φ
- P** t_p dáno maximálním
pracovním rozdílem teplot
- S** směšování M_{ob} a M_e
(pákové pravidlo)



31

■ Návrh systému s ventilátorovými konvektory



1) Návrh výkonu konvektoru pro odvod tepelné zátěže

$$\dot{Q}_{z,c} = (\dot{V}_e + \dot{V}_{ob}) \rho c (t_i - t_s)$$

platí:

$$\dot{Q}_{z,c} = \dot{Q}_{FCU,cit} + \dot{Q}_{pe,cit}$$

$$\dot{Q}_{FCU,cit} = \dot{V}_{ob} \rho c (t_i - t_p) \rightarrow V_{ob} \quad \dots \text{ pro daný pracovní rozdíl } \Delta t_p$$

$$\dot{Q}_{pe,cit} = \dot{V}_e \rho c (t_i - t_{pe}) \quad \dots \text{ z hygienické dávky vzduchu}$$

32

■ Návrh systému s ventilátorovými konvektory



2) Max. pracovní rozdíly teplot $\Delta t_p = (t_i - t_p)$

$\Delta t_p = 3 - 6 \text{ K}$... pro podlahové konvektory – podle polohy

$\Delta t_p = 8 \text{ K}$... pro parapetní konvektory

$\Delta t_p = 12 \text{ K}$... podstropní konvektory + vířivé anemostaty

3) Celkové výkony výměníků

$$\dot{Q}_{ch,FCU} = \dot{V}_{ob} \rho (h_i - h_p)$$

$$\dot{Q}_{ch,AHU} = \dot{V}_e \rho (h_e - h_{pe})$$

4) Kontrola navlhčení v místnosti

$$\Delta x = x_i - x_s = \frac{\dot{M}_w}{(\dot{V}_e + \dot{V}_{ob}) \rho}$$

33

■ Úprava vzduchu v h-x diagramu (FCU)



Letní provoz – varianta b)

bez úpravy venkovního vzduchu

E stav venkovního vzduchu

t_e, h_e

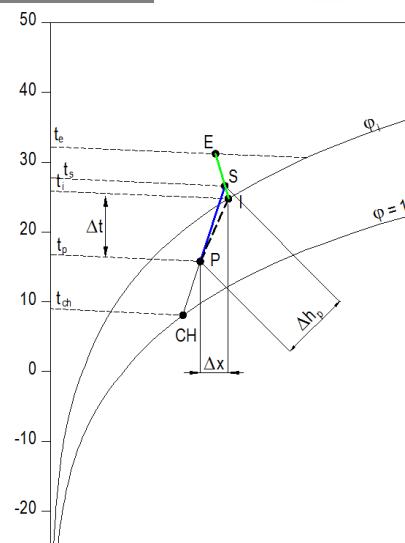
I např. $t_i = 26 \text{ °C}$,

volba ϕ_1

S směšování M_{ob} a M_e
(pákové pravidlo)

CH t_{ch} (podle druhu chladiče)

P t_p dáno maximálním
pracovním rozdílem teplot



34

■ Návrh systému s ventilátorovými konvektory



1) Návrh výkonu konvektoru pro odvod tepelné zátěže

$$\dot{Q}_{z,c} = (\dot{V}_e + \dot{V}_{ob}) \rho c (t_i - t_p)$$

2) Celkový výkon výměníku

$$\dot{Q}_{ch,FCU} = (\dot{V}_e + \dot{V}_{ob}) \rho (h_s - h_p)$$

3) Kontrola navlhčení v místnosti

$$\Delta x = x_i - x_p = \frac{\dot{M}_w}{\rho (\dot{V}_e + \dot{V}_{ob})}$$

35

■ Návrh systému s ventilátorovými konvektory



Porovnání obou variant návrhu

$t_i = 25\text{ °C}$, $V_e = 70\text{ m}^3/\text{h}$, $Q_{z,c} = 2000\text{ W}$

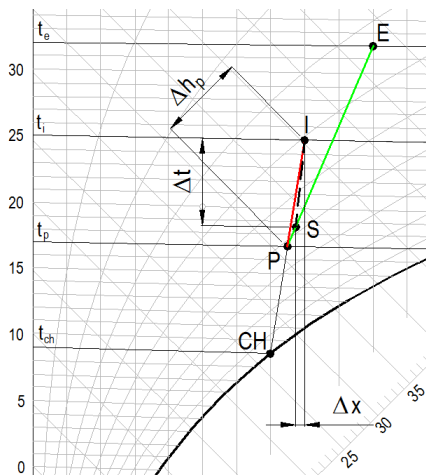
Teplota větracího vzduchu t_{pe} [°C]	$Q_{FCU,cit} / Q_{FCU,celk}$ [kW]			
	32 °C / 58 kJ/kg		30 °C / 70 kJ/kg	
	Var. a)	Var. b)	Var. a)	Var. b)
$= t_e$	2,16 / 2,44	2,16 / 2,44	2,12 / 2,66	2,12 / 2,68
$= t_i = 27\text{ °C}$	2,0 / 2,23	2,0 / 2,23	2,0 / 2,44	2,0 / 2,46
$= 17\text{ °C}$	1,81 / 1,99	1,81 / 1,98	1,81 / 2,10	1,81 / 2,10

36

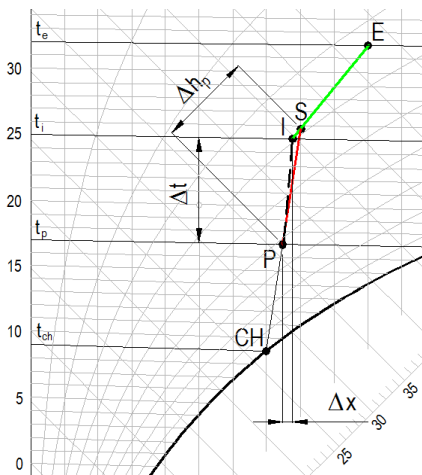
■ Návrh systému s ventilátorovými konvektory



Varianta a) do místnosti



Varianta b) do FCU



37

■ Návrh systému s ventilátorovými konvektory



Příklad: Varianta a) přívod venkovního vzduchu do místnosti

$t_i = t_{pe} = 25\text{ °C}$, $V_e = 70\text{ m}^3/\text{h}$, $Q_{z,c} = 2000\text{ W}$

$t_e = 32\text{ °C}$; $h_e = 58\text{ kJ/kg}$

Δt_p [°C]	V_{ob} [m ³ /h]	$Q_{FCU,cit}$ [kW]	$Q_{FCU,celk}$ [kW]
12	495	2,0	2,23
8	743		
6	990		

38

Správný je výběr podle průtoku pro příslušný pracovní rozdíl teplot

$$\Delta t_p = \frac{Q_{z,c}}{V_{ob} \rho c} = \frac{2000 \cdot 3600}{798 \cdot 1,2 \cdot 1010} = 7,44$$

The screenshot displays the 'Estro fan coil P' software interface. It features several input panels for air and water temperatures, humidity, and flow rates. A 'Legend' panel is visible on the left. Below the input panels, there is a 'Sound pressure level' section and a 'Useful static pressure' field. The bottom of the interface contains a large table with columns for various parameters including velocity, air flow, pressure, temperature, and power. The table has 11 columns and 6 rows of data.

Estro fan coil P

Air inlet temperature °C **25** Relative humidity
 Wet bulb air temperature °C **18.0** % **51**
 Water inlet temperature °C **7** Water flow
 Water outlet temperature °C **12** l/h

Air inlet temperature °C **20**
 Water inlet temperature °C **70** Water flow
 Water outlet temperature °C **60** l/h =Q(W/C)
☐ DF additional heat exchanger

Estro fan coil P

Air inlet temperature °C **25** Relative humidity
 Wet bulb air temperature °C **18.0** % **51**
 Water inlet temperature °C **7** Water flow
 Water outlet temperature °C **12** l/h

Air inlet temperature °C **20**
 Water inlet temperature °C **70** Water flow
 Water outlet temperature °C **60** l/h =Q(W/C)
☐ DF additional heat exchanger

Sound pressure level
 Distance (m) **1**
 Directionality factor **4**

Useful static pressure Pa **42**
 Glycol % **0**

Model **F 7 P**
 Operating speed **All**

Calculate
 Printing
 End

Legenda	Vel	Q(A)	PT	PS	Q(W/C)	DP(W/C)	TA (C)	PH	Q(W/H)	DP(W/H)	TA (H)	Lw	LP	Pm
Model		m ³ /h	W	W	l/h	kPa	°C	W	l/h	kPa	°C	dB(A)	dB(A)	W
F 7 P	2	240	1370	1040	234	2	11.7	3780	331	3	66.6	43	38	50
F 7 P	3	408	1970	1600	339	4	12.9	5870	515	7	62.8	52	47	65
F 7 P	4	533	2440	2020	419	6	13.5	7260	637	10	60.0	56	51	90
F 7 P	5	604	2670	2220	458	8	13.7	7890	692	12	58.8	57	52	95
F 7 P	6	684	2920	2450	502	9	14.0	8600	755	14	57.4	60	55	106

■ Doporučení pro projekční praxi (FCU)



- **volba pracovního rozdílu teplot Δt_p** podle umístění jednotky
- návrh realizovat pro **střední otáčky ventilátoru**
- výkon jednotky kontrolovat pro zadaný teplotní rozdíl t_{w1}/t_{w2}
- v případě napojení distribučních elementů je důležitým údajem pro návrh **dispoziční (externí) tlak ventilátorů Δp_{ext}**
→ **pracovní bod ventilátoru**
- riziko kondenzace není závažným problémem – odvod kondenzátu → **vyšší spotřeba chladu**
- dimenzování na běžné návrhové parametry venkovního vzduchu
- nedílnou součástí komfortní klimatizace je **řízená úprava čerstvého venkovního vzduchu**

41

■ Chladivové klimatizační systémy



- split, multisplit
- chladivový systém – vysoké hodnoty **EER**
- minimální prostorové nároky na rozvody teplotnosné látky (chladiwa)
- přímé výparníky – **$t_{ch} = 4$ až 5 °C** odvod kondenzátu
- riziko vzniku průvanu
- návrh systému je obdobný jako pro ventilátorové konvektory



42

■ Chladivové klimatizační systémy

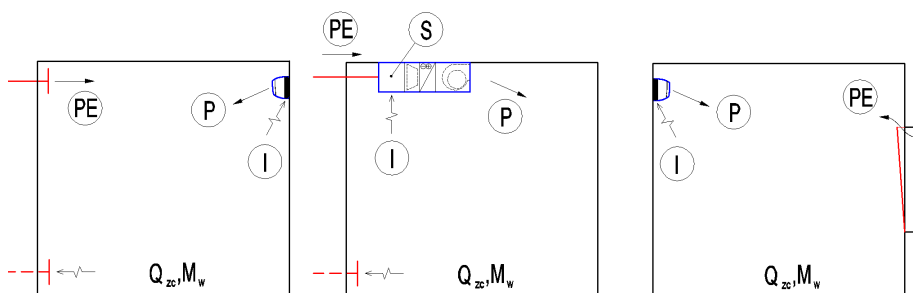


Způsoby přívodu venkovního vzduchu

a) do místnosti

b) do jednotky

c) přirozeně



43

■ Doporučení pro projekční praxi



- nutno zohlednit **riziko vzniku průvanu** – vysoké chladicí výkony vnitřních jednotek → Δt_p
- návrh realizovat pro **střední otáčky ventilátoru**
- riziko kondenzace není závažným problémem – odvod kondenzátu → **vyšší spotřeba chladu**
- dimenzování na běžné návrhové parametry venkovního vzduchu
- výkon zdroje chladu se dimenzuje na **součet výkonu vnitřních jednotek** (současnost) → často výkonově předimenzované
- otevíratelná okna – kontakty → **přerušení dodávky chladu**
- maximální tepelná zátěž / teplota venkovního vzduchu → výkon

44

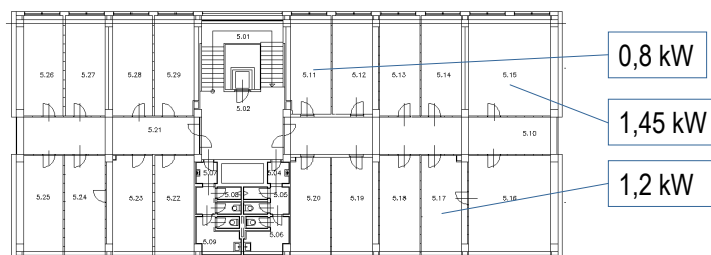
■ Důležitost volby systému



	VRV	FCU	IJ / CHS
Zdroj chladu	5x40 = 200 kW	118,4 kW (řada 500)	95 kW (řada 300)
Pořizovací cena	?	?	?

Příklad administrativní budovy

- 2. – 6.np
- J – vnitřní žal.



45



**Nenavrhujete vnitřní jednotky
(indukční jednotky, konvektory)
navrhujete klimatizační systém.**

46



Děkuji za pozornost

Vladimir.Zmrhal@fs.cvut.cz
<http://users.fs.cvut.cz/~zmrhavla>