

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

---

**RIZIKO KONDENZACE U VYSOKOTEPLTNÍCH  
KLIMATIZAČNÍCH SYSTÉMŮ**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Vladimíru Zmrhalovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a připomínky při vypracovávání. A také bych chtěl poděkovat Ing. Janu Širokému, Ph.D. z firmy ENERGOCENTRUM PLUS, s.r.o. za pomoc při vytváření regulačního obvodu.

**ANOTACE**

Diplomová práce analyzuje riziko kondenzace u vysokoteplotních klimatizačních systémů v různých částí Evropy. V analýzách jsou použita klimatická data v podobě referenčního klimatického roku. V programu IDA ICE je vymodelována zóna v podobě kanceláře s chladicím stropním panelem a přívodem větracího vzduchu. Přívod čerstvého vzduchu je omezen pouze na hygienickou dávku. V úvahách jsou zahrnuty průtoky čerstvého vzduchu 25, 35 a 50 m<sup>3</sup>/h.os. Chladicí panel je ve funkci koncového klimatizačního prvku a je regulován tak, aby nedocházelo ke kondenzaci vodní páry na úkor zvýšení teploty vzduchu v místnosti. Výsledkem je zhodnocení možnosti použití vysokoteplotních klimatizačních systémů v městech Evropy.

**SUMMARY**

This thesis analyzes the condensation risk concerning high-temperature air-conditioning systems in different parts of Europe. Climate data in form a test reference year are used in analysis. Zone is created with a cooling ceiling panel and supply air in simulation software IDA ICE. The supply of fresh air is limited to the ventilation rate for a person. Considerations are included ventilation rate for a person 25, 35 and 50 m<sup>3</sup>/h. The cooling panel has a function of end air conditioner and is regulated so, as to prevent condensation of water vapour at the expense of an increase air temperature in zone. In conclusion, the possibilities of using high-temperature air-conditioning systems in different cities of Europe are evaluated.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Riziko kondenzace u vysokoteplotních klimatizačních systémů“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Vladimíra Zmrhala, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 30. června 2017

Bc. Dan Puhl

**OBSAH**

<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ</b> .....	10
<b>1. ÚVOD</b> .....	13
<b>2. TEORIE</b> .....	14
2.1 Venkovní prostředí.....	14
2.1.1 Venkovní klimatické podmínky.....	14
2.1.2 Klimatická data .....	17
2.2 Vlhký vzduch .....	18
2.2.1 Základní vlastnosti vlhkého vzduchu.....	18
2.2.2 Vlhkost vzduchu .....	19
2.2.3 Hustota vlhkého vzduchu $\rho$ .....	21
2.2.4 Měrná entalpie $h$ .....	21
2.2.5 Mollierův $h$ - $x$ diagram vlhkého vzduchu.....	22
2.2.6 Teplota rosného bodu $t_{rb}$ .....	24
2.3 Vysokoteplotní klimatizační systémy .....	25
2.3.1 Chladicí stropy .....	25
2.3.2 Chladicí trámy.....	30
2.4 Možnosti odvodu vázaného tepla.....	31
2.4.1 Nucené větrání .....	31
2.4.2 Přirozené větrání .....	33
2.5 Chlazení venkovního vzduchu .....	33
2.6 Regulace vysokoteplotních klimatizačních systémů.....	36
2.6.1 Ochrana proti kondenzaci vodních par .....	36
2.6.2 Kvantitativní způsob regulace.....	37
2.6.3 Kvalitativní způsob regulace.....	38
2.6.4 Kombinovaný způsob regulace .....	38
<b>3. ANALYTICKÁ ČÁST</b> .....	40
3.1 Vybraná města v Evropě .....	40
3.2 Výpočet rizika kondenzace .....	42
3.2.1 Popis vyhodnocení rizika kondenzace .....	42

3.2.2	Vyhodnocení rizika kondenzace v jednotlivých městech .....	44
3.2.3	Porovnání $t_{rb}$ ve všech městech.....	49
3.3	Simulační výpočet.....	52
3.3.1	Popis modelu.....	52
3.3.2	Regulace chladicího panelu .....	54
3.3.3	Porovnání psychrometrických a simulačních výpočtů.....	56
3.3.4	Popis výsledků simulace na jednom kritickém dni.....	57
3.3.5	Celoroční průběh $t_{rb}$ , $t_{w1}$ a $t_i$ .....	59
3.3.6	Vyhodnocení průběhu simulace pro průtok čerstvého vzduchu 35 $m^3/h.os.$ .....	60
3.3.7	Vyhodnocení průběhu města s největším rizikem kondenzace .....	63
<b>4.</b>	<b>ZÁVĚR</b> .....	<b>66</b>
	<b>POUŽITÁ LITERATURA</b> .....	<b>68</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ A TABULEK</b> .....	<b>70</b>
	DVD disk	

## SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

$H$	[m]	výška
$K$	[-]	konstanta zesilovače
$\dot{M}$	[kg/s]	hmotnostní průtok vzduchu
$M_a$	[kg]	hmotnost suchého vzduchu
$M_v$	[kg]	hmotnost vodní páry
$\dot{M}_w$	[kg/s]	množství zkondenzované vody
$\dot{M}_{wp}$	[kg/s]	produkce vlhkosti vzduchu (od lidí)
$Q$	[W]	celkové teplo
$Q_c$	[W]	citelné teplo
$Q_{ch}$	[W]	celkový výkon chladiče
$Q_{ch,celk,cit}$	[W]	celkový citelný chladičivý výkon v prostoru
$Q_{ch,p}$	[W]	chladičivý výkon chladičivého panelu
$Q_{ch,vět,cit}$	[W]	citelný chladičivý výkon větracího vzduchu
$Q_v$	[W]	vázané teplo
$Q_{z,aku}$	[W]	tepelná zátěž – akumulace
$Q_{z,cit}$	[W]	citelná tepelná zátěž prostoru
$Q_{z,eq}$	[W]	tepelná zátěž – citelné zisky od vybavení a lidí
$Q_{z,sol}$	[W]	tepelná zátěž – solární zisky
$Q_{z,tm}$	[W]	tepelná zátěž – zisky obálkou budovy a tepelnými mosty
$R$	[J/kmol.K]	univerzální plynová konstanta
$T$	[K]	termodynamická teplota
$U$	[W/m <sup>2</sup> .K]	součinitel prostupu tepla
$V$	[m <sup>3</sup> ]	objem
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový průtok
$\dot{V}_e$	[m <sup>3</sup> /s.os.]	objemový průtok čerstvého vzduchu na osobu
$c_a$	[J/kg.K]	měrná tepelná kapacita suchého vzduchu
$c_v$	[J/kg.K]	měrná tepelná kapacita vodních par
$c_w$	[J/kg.K]	měrná tepelná kapacita vody
$h$	[J/kg.s.v.]	měrná entalpie



$h_a$	[J/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná entalpie suchého vzduchu
$h_v$	[J/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná entalpie vodních par
$l_v$	[J/kg]	výparné teplo vody při 0 °C
$m_{ma}$	[kg/kmol]	střední molekulová hmotnost suchého vzduchu
$m_{mv}$	[kg/kmol]	střední molekulová hmotnost vodních par
$p$	[Pa]	tlak
$p_0$	[Pa]	atmosférický tlak ve výšce $H_0$
$p_a$	[Pa]	parciální tlak suchého vzduchu
$p_b$	[Pa]	barometrický tlak
$p_v$	[Pa]	parciální tlak vodních par
$p_v''$	[Pa]	parciální tlak sytých vodních par
$q$	[W/m <sup>2</sup> ]	měrný výkon chladičího stropu
$r_a$	[J/kg.K]	měrná plynová konstanta suchého vzduchu
$r_v$	[J/kg.K]	měrná plynová konstanta vodní páry
$t$	[°C]	teplota
$t_e$	[°C]	teplota venkovního vzduchu
$t_{e,max}$	[°C]	nejvyšší denní teplota suchého teploměru venkovního vz.
$t_{e,min}$	[°C]	nejnižší denní teplota suchého teploměru venkovního vz.
$t_{ch}$	[°C]	střední povrchová teplota chladiče
$t_i$	[°C]	teplota vnitřního vzduchu
$t_m$	[°C]	teplota mokrého teploměru
$t_{me,max}$	[°C]	nejvyšší denní teplota mokrého teploměru venkovního vz.
$t_o$	[°C]	operativní teplota
$t_p$	[°C]	teplota přiváděného vzduchu
$t_r$	[°C]	střední radiační teplota
$t_{rb}$	[°C]	teplota rosného bodu
$t_s$	[°C]	střední povrchová teplota chladičího panelu
$t_{ws}$	[°C]	střední teplota vody (střední povrchová teplota potrubí)
$t_{w1}$	[°C]	teplota vstupní vody do chladičího panelu
$t_{w2}$	[°C]	teplota výstupní vody z chladičího panelu

$w$	[m/s]	rychlost proudění vzduchu
$x$	[g/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost
$x_e$	[g/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost venkovního vzduchu
$x_{ch}$	[g/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost chladiče
$x_i$	[g/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost vnitřního vzduchu
$x_p$	[g/kg <sub>s.v.</sub> ]	měrná vlhkost přiváděného vzduchu
$\Delta t$	[K]	rozdíl teplot
$\Delta t_p$	[K]	pracovní rozdíl teplot
$\Delta x$	[g/kg <sub>s.v.</sub> ]	rozdíl měrných vlhkostí vzd. přiváděného a v místnosti
$\delta$	[kJ/g]	směr
$\vartheta$	[-]	faktor citelného tepla
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota vlhkého vzduchu
$\rho_a$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota suchého vzduchu
$\rho_v$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota vodních par (absolutní vlhkost vzduchu)
$\varphi$	[%]	relativní vlhkost
$\varphi_e$	[%]	relativní vlhkost venkovního vzduchu

“ – uvozovky nahoře označují veličinu sytých vodních par

## 1. ÚVOD

Cílem práce je analýza a porovnání rizika kondenzace u vysokoteplotních klimatizačních systémů v různých klimatických oblastech Evropy.

Mezi vysokoteplotní chladicí systémy patří chladicí stropy, indukční jednotky, chladicí trámce, aktivace betonu atd. Tyto systémy patří mezi nízkoenergetické způsoby distribuce chladu a splňují nejvyšší požadavky na tepelnou pohodu. Nejsou hlučné a ani jimi nevzniká riziko průvanu. Dokáží odvádět pouze teplo citelné, tudíž musí být vždy v doprovodu s větracím zařízením, které má za úkol odvádět teplo vázané ve vodní páře. Obvykle je výměna vzduchu redukována pouze na potřebné hygienické množství větracího vzduchu na osobu.

U vysokoteplotních klimatizačních systémů může dojít k nežádoucímu orosování povrchu. U některých zařízení je riziko větší, u jiných menší. K tomuto jevu dochází, když je teplota povrchu systému nižší než teplota rosného bodu vzduchu v klimatizovaném prostoru. Systémy musí mít vyřešenou regulaci tak, aby k tomu nedocházelo.

Analytická část práce vyhodnocuje riziko kondenzace v podobě kumulativní četnosti teplot rosného bodu vnitřního stavu vzduchu v klimatizovaném prostoru. V úvahách jsou zahrnuty průtoky čerstvého vzduchu 25, 35 a 50 m<sup>3</sup>/h.os. V softwaru IDA ICE je vytvořen model kanceláře s přívodem vzduchu a regulovaným chladicím stropním panelem. Regulace má za úkol kvalitativně regulovat chladicí výkon podle tepelné zátěže a také zamezit kondenzaci vodní páry na úkor zvýšení teploty vzduchu v místnosti. Pro vybraná města je nasimulován průběh teplot, tepelné zátěže a chladicích výkonů v modelové kanceláři. Výsledkem je zhodnocení možnosti použití vysokoteplotních klimatizačních systémů ve vybraných částech Evropy.

## 2. TEORIE

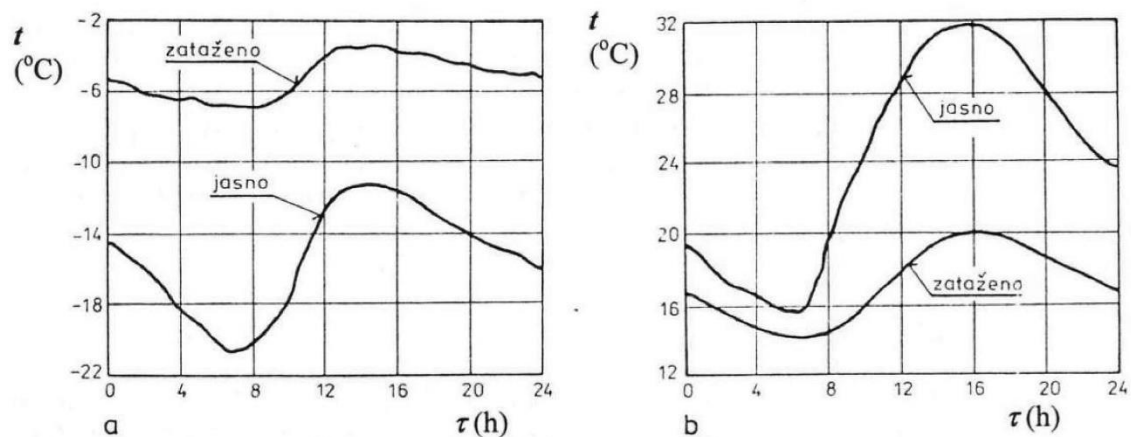
Kapitola shrnuje poznatky o venkovním prostředí a venkovních klimatických podmínkách. Podrobně pojednává o vlhkém vzduchu, analytických změnách a detailně o rosném bodu. Dále je věnována pozornost vysokoteplotním klimatizačním systémům, konkrétně chladicím stropům, jejich rozdělení, výhodám a nevýhodám atd. S tím neodmyslitelně souvisí odvod vázaného tepla. V neposlední řadě jsou shrnuty možnosti regulace těchto systémů a způsoby, jak zabránit nežádoucí kondenzaci vodních par.

### 2.1 Venkovní prostředí

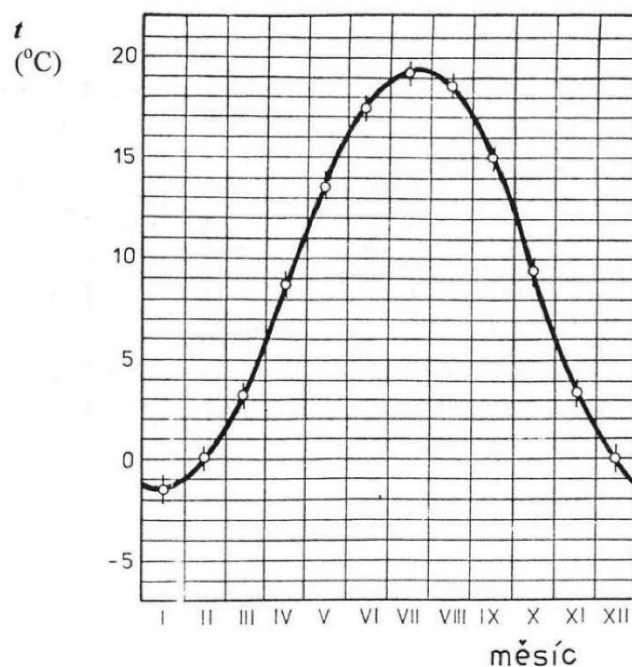
Veličiny, které určují venkovní prostředí jsou závislé na mnoha faktorech a říká se jim venkovní klimatické činitele. Ty, které jsou rozhodující pro návrh klimatizačních zařízení, jsou: *intenzita sluneční radiace, teplota a relativní vlhkost vzduchu, rychlost a směr větru, tlak vzduchu*. Dané veličiny se svými hodnotami velmi liší jak na různých místech světa, tak Evropy, která je druhým nejmenším světadílem rozloženém jen na severní polokouli. I v různých částech České republiky jsou odchylky. Atmosférickým působením tak může např. na různých místech obálka budovy navlhát a vysychat různě. Faktory ovlivňující venkovní stav vzduchu jsou zejména: zeměpisná poloha, podnebí, roční a denní doba, počasí, produkce znečišťujících látek a energií atd. Působí jednak na člověka, zemědělskou produkci, životnost staveb a technických zařízení, ale také na vnitřní prostředí [9] [4].

#### 2.1.1 Venkovní klimatické podmínky

*Teplota vzduchu* na povrchu země je ovlivňována intenzitou sluneční radiace, absorpcí této radiace povrchem a prouděním vzduchu. Je závislá na roční i denní době, zeměpisné poloze a nadmořské výšce. S rostoucí nadmořskou výškou teplota vzduchu klesá. Na *Obr. 2-1* je naznačen typický průběh teploty vzduchu  $t$  v zimním a letním měsíci v Praze. Kolísání teploty je v průběhu dne sinusové. V zimním období vlivem sálání oproti obloze dosahují teploty vzduchu nižších hodnot. Na *Obr. 2-2* je z dlouhodobého pozorování vyobrazen průběh průměrných měsíčních teplot po celý rok [9].

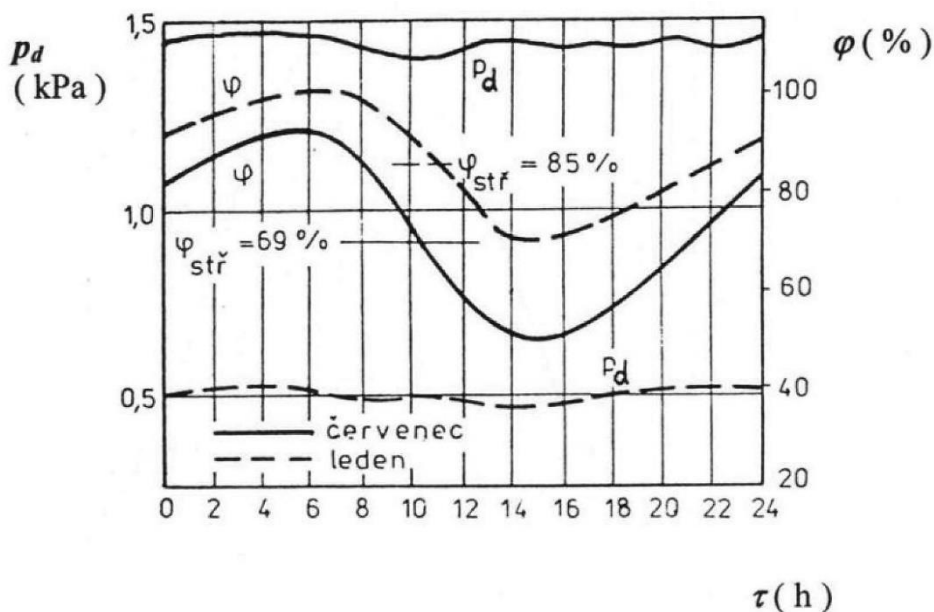


Obr. 2-1 Teplota vzduchu v průběhu dne v Praze (a – leden, b – červenec) [9]

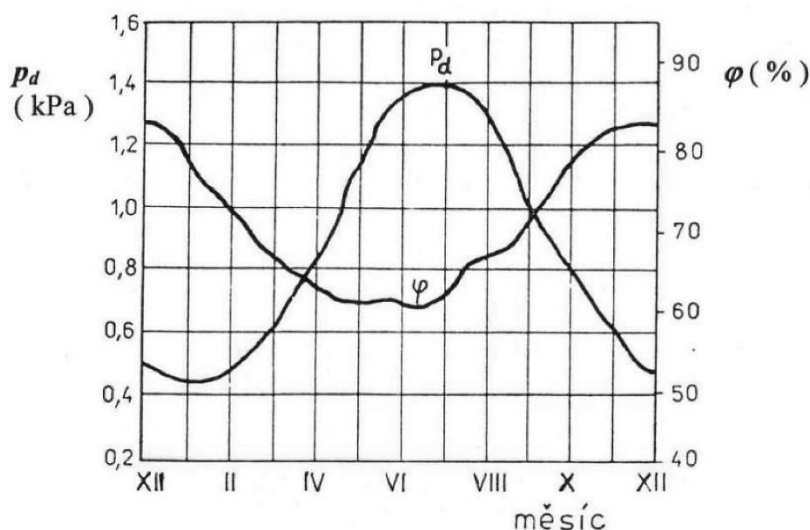


Obr. 2-2 Průměrné měsíční teploty vzduchu v Praze [9]

Vlhkost vzduchu je závislá na roční a denní době, zeměpisné poloze, intenzitě vodních srážek a na blízkosti vodních ploch. Na následujících obrázcích je znázorněn průběh relativní vlhkosti  $\varphi$  a parciálního tlaku vodní páry  $p_v$  pro Prahu obdobně jako na předchozích obrázcích pro teplotu. Pro dimenzování zařízení je relativní vlhkost vzduchu obvykle zadána výpočtovými hodnotami měrné entalpie  $h$  a teploty venkovního vzduchu  $t$ . V zimním období dosahuje relativní vlhkost 95 až 100 % [9].



Obr. 2-3 Relativní vlhkost vzduchu a parciální tlak vodních par v Praze v průběhu dne [9]



Obr. 2-4 Průměrná měsíční relativní vlhkost vzduchu a parciální tlak vodních par v Praze [9]

Tlak vzduchu je, v souvislosti s povětrnostními podmínkami, v daném místě kolísavý. Při dimenzování lze tyto časové změny zanedbat. Průměrný tlak v ČR pro průměrnou nadmořskou výšku je 98 kPa. Tlak se s rostoucí nadmořskou výškou snižuje. To lze vyjádřit empirickým vztahem [9]

$$p = p_0 [1 - 2,256 \cdot 10^{-2} (H - H_0)]^{5,256} \quad (2.1)$$

kde  $p_0$  [kPa] je tlak ve výšce  $H_0$  [km] a  $p$  [kPa] je hledaný tlak ve výšce  $H$  [km].

*Sluneční radiace* je v technice prostředí jedním z významných činitelů. V letním období jsou tepelné zisky sluneční radiací nežádoucí, ale v zimním období mohou přispívat ke snižování tepelných ztrát budovy [9].

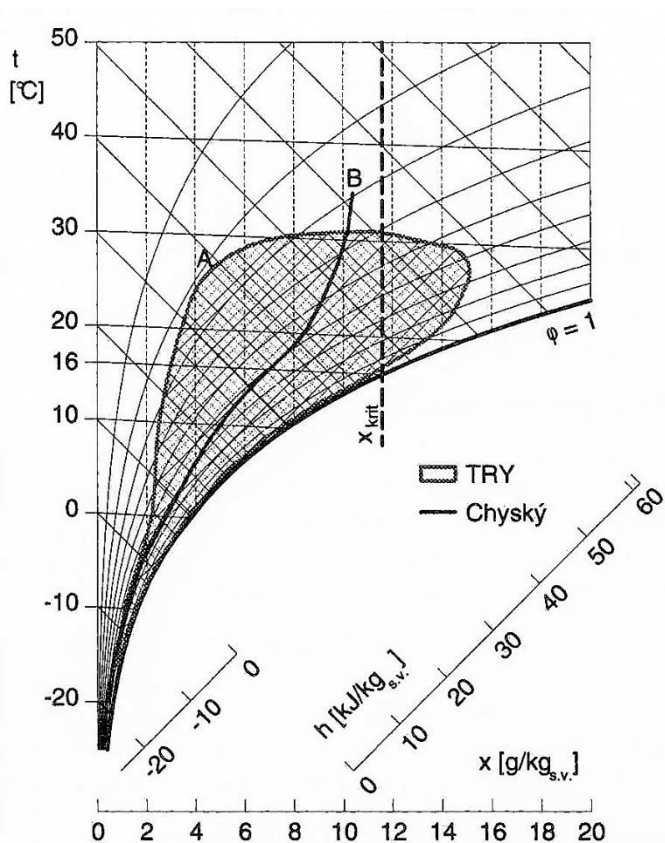
*Proudění vzduchu* je zapříčiněno tlakovými rozdíly v troposféře, které určují i směr proudění vzduchu. V ČR převládají větry západní, částečně severozápadní a jihovýchodní. S rostoucí nadmořskou výškou rychlost větru vzrůstá [9].

### 2.1.2 Klimatická data

Je obvyklé vytvářet databáze geografických lokalit, ve kterých byla naměřena klimatická data, resp. jsou průběžně dlouhodobě sbírána a ukládána, aby mohly být poskytovány uživatelům v numerické nebo grafické podobě. Data se u nás i ve světě uchovávají zhruba od šedesátých až sedmdesátých let 20. století [4].

Znalost vnějšího prostředí je nutné pro dostatečně věrohodné numerické simulace. Data v databázi bývají dostupné v různých frekvencích – minutové, hodinové, denní a často i pouze měsíční nebo roční průměry naměřených hodnot. Dnes už je, ve většině případů, vše automatizované, dřív se ale data zaznamenávala ručně. Je žádoucí, aby data byla co nejpodrobnější, ovšem pro výběr frekvence jsou směrodatné požadavky simulačního programu. Pro dimenzování výkonu klimatizačních zařízení je nutno znát jejich extrémní hodnoty (zimní i letní). Pro stanovení energetické spotřeby a hodnocení dynamických změn tepelného prostředí v budovách (při zahrnutí zařízení techniky prostředí a respektování tepelné kapacity konstrukcí budovy) jsou data zpracována formou referenčního klimatického roku (RKR, angl. zkratka TRY). Jedná se o statistickou metodu zpracování vyjadřující dlouhodobý trend. Pro ČR je výhradní certifikovaný distributor klimatických dat Český hydrometeorologický ústav [4] [9].

Na *Obr. 2-5* je ilustračně znázorněna oblast stavů venkovního vzduchu pro Prahu v  $h-x$  diagramu. Data jsou vyhodnocena z referenčního klimatického roku (TRY). Rovněž je v grafu vyobrazena křivka průměrného průběhu stavu vzduchu v Praze podle [6], a také kritická měrná vlhkost vzduchu  $x_{krit} = 11,4 \text{ g/kg}_{s.v.}$ , která odpovídá projektované teplotě vstupní vody do chladicího stropu  $t_{wl} = 16 \text{ °C}$  (povrchová teplota bude o něco vyšší než  $16 \text{ °C}$ , v závislosti na typu konstrukce). Pro venkovní vzduch o parametrech vpravo od kritické hodnoty měrné vlhkosti bude docházet ke kondenzaci vlhkosti a systém bude muset být odstaven [14].



Obr. 2-5 Grafické zobrazení stavů venkovního vzduchu v  $h$ - $x$  diagramu; A – oblast stavů vzduchu pro Prahu (TRY); B – křivka průměrných stavů [2]

## 2.2 Vlhký vzduch

### 2.2.1 Základní vlastnosti vlhkého vzduchu

Pokud budeme předpokládat přibližně konstantní barometrický tlak  $p_b$ , pak veličiny, které určují vlastnosti vlhkého vzduchu jsou: teplota  $t$ , relativní vlhkost  $\varphi$ , měrná vlhkost  $x$  a měrná entalpie  $h$ . Pro vyjádření vlhkosti vzduchu se používají další veličiny: parciální tlak vodních par  $p_v$ , teplota rosného bodu  $t_{rb}$ , teplota mokrého teploměru  $t_m$  a absolutní vlhkost vzduchu  $\rho_v$  [3].

Atmosférický vzduch je směs několika plynů, největší podíl koncentrace v této směsi zaujímá dusík a kyslík. Pro naše termodynamické výpočty je vlhký vzduch rozdělen na suchý vzduch a vodní páru. Voda se na suchý vzduch váže obvykle ve formě páry přehřáté, případně syté. V určitých případech se ve vzduchu ještě objevuje samostatně vyloučená vlhkost v podobě vodních kapek nebo sněhu. Přehřátá vodní pára i suchý vzduch se z termodynamického hlediska svými vlastnostmi blíží ideálnímu plynu, a tak je lze celkem přesně popsat stavovou rovnicí ideálních plynů. Obě tyto složky se řídí Daltonovým zákonem: „každá z obou složek se chová samostatně, nezávisle na druhé



*tak, jako by byla v daném prostoru sama.*“ [3]. V podstatě se dá říct, že celkový tlak směsi  $p$  se dá rozložit na parciální tlaky suchého vzduchu  $p_a$  a vodních pár  $p_v$ . Matematická formulace pak zní [3]

$$p = p_a + p_v \quad (2.2)$$

Obdobně platí Daltonův zákon i pro složky suchého vzduchu [9]

$$p_a = p_{N_2} + p_{O_2} + p_{CO_2} + \dots \quad (2.3)$$

kde na pravé straně rovnice jsou parciální tlaky všech složek suchého vzduchu.

Dále platí stavové rovnice v jednoduchém tvaru [3]

a) pro suchý vzduch [3]

$$p_a V = M_a r_a T \quad (2.4)$$

$$r_a = \frac{R}{m_{ma}} = 287,1 \text{ J/kg.K} \quad (2.5)$$

b) pro vodní páru [3]

$$p_v V = M_v r_v T \quad (2.6)$$

$$r_v = \frac{R}{m_{mv}} = 461,4 \text{ J/kg.K} \quad (2.7)$$

kde  $V$  je objem dané složky;  $M_a$ ,  $M_v$  jsou hmotnosti složek;  $T$  je termodynamická teplota;  $r_a$ ,  $r_v$  jsou měrné plynové konstanty,  $R = 8314 \text{ J/kmol.K}$  je univerzální plynová konstanta;  $m_{ma} = 28,96 \text{ kg/kmol}$  a  $m_{mv} = 18,02 \text{ kg/kmol}$  jsou střední molekulové hmotnosti složek vzduchu [3].

### 2.2.2 Vlhkost vzduchu

Parciální tlak vodních par  $p_v$  je úměrný množství vody, která je ve vlhkém vzduchu obsažena. Maximální hodnota, které může tento tlak dosáhnout, je závislá na dané teplotě a odpovídá parciálnímu tlaku sytých vodních par  $p_v^*$  [9].

Rozlišujeme různé případy stavu vzduchu:

- **vzduch nenasyčený** odpovídá směsi při dané teplotě, kdy parciální tlak vodních par je menší než parciální tlak sytých vodních par [9]

$$p_v < p_v^* \quad (2.8)$$

- **vzduch nasycený** odpovídá směsi při dané teplotě, kdy se parciální tlak vodních pár a parciální tlak sytých vodních par sobě rovnají. Tento stav vzduchu je hraniční mezi vzduchem nenasyčeným a přesyceným, a v  $h-x$  diagramu vlhkého vzduchu je tento stav na křivce nasycení [9]

$$p_v = p_v'' \quad (2.9)$$

- **vzduch přesycený** odpovídá směsi při dané teplotě, kdy je plně nasycen vodními parami, a navíc obsahuje vodu v kapalném nebo tuhém skupenství.

Na *Obr. 2-7* jsou v  $h-x$  diagramu vyobrazeny jednotlivé oblasti, vyznačená křivka nasycení a také schematicky zakótované  $p_v$  a  $p_v''$ .

Vlhkost obsažená ve vzduchu se dá vyjádřit několika způsoby:

- absolutní vlhkost** vzduchu vyjadřuje jaké hmotnostní množství vodní páry je obsaženo v 1 m<sup>3</sup> vzduchu a je totožná s hustotou vodních par  $\rho_v$ .
- relativní vlhkost** vzduchu  $\varphi$ , která udává, do jaké míry je vlhký vzduch nasycen vodními parami. Je definována jako poměr hmotnostních koncentrací  $\rho_v$  a  $\rho_v''$ . Po dosazení stavové rovnice a úpravě dostaneme používanější vyjádření relativní vlhkosti pomocí parciálních tlaků [3]

$$\varphi = \frac{\rho_v}{\rho_v''} = \frac{p_v}{r_v T p_v''} = \frac{p_v}{p_v''} \quad (2.10)$$

Z rovnice vyplývá, že relativní vlhkost se výrazně mění s teplotou. S rostoucí teplotou roste i  $p_v''$ , zatímco  $p_v$  zůstává nezměněné viz *Obr. 2-7*.

- měrnou vlhkost** vzduchu, která vyjadřuje poměr hmotnosti vodních par  $M_v$  ku hmotnosti suchého vzduchu  $M_a$ . Při vlhčení nebo odvlhčování se nemění hmotnost suchého vzduchu, ale pouze hmotnost vodních par, a proto se veličiny vztahují na 1 kg suchého vzduchu. Matematická formulace opět s upravením a dosazením stavové rovnice [3]

$$x = \frac{M_v}{M_a} = \frac{p_v V r_a T}{r_v T p_a V} = 0,622 \frac{p_v}{p_a} = 0,622 \frac{\varphi p_v''}{p - \varphi p_v''} \quad (2.11)$$

Konstanta 0,622 vyplývá z poměru měrných plynových konstant  $r_a/r_v$ . Z této rovnice lze dostat alternativní vztahy, které jsou důležité pro analytické výpočty v kapitole 3.2. Jeden pro relativní vlhkost  $\varphi$  [3]

$$\varphi = \frac{\rho_v}{\rho_v''} = \frac{p_v}{r_v T p_v''} = \frac{p_v}{p_v''} \quad (2.12)$$

a druhý pro parciální tlak vodních par  $p_v$  [9]

$$p_v = \varphi p_v'' = p \frac{x}{0,622 - x} \quad (2.13)$$

Tlak syté vodní páry  $p_v''$  je funkcí pouze teploty a dá se vyjádřit empiricky pro teploty vzduchu v rozmezí od 0 °C do 80 °C s chybou menší než 0,1 % [9]

$$p_v'' = \exp \left[ 23,58 - \frac{4044,2}{(235,6 + t)} \right] \quad (2.14)$$

### 2.2.3 Hustota vlhkého vzduchu $\rho$

Celková hustota směsi vlhkého vzduchu je dána součtem hustot jednotlivých složek suchého vzduchu  $\rho_a$  a vodních par  $\rho_v$  [3]

$$\rho = \rho_a + \rho_v = \frac{M_a}{V} + \frac{M_v}{V} = \frac{p_a}{r_a T} + \frac{p_v}{r_v T} = \frac{p - \varphi p_v''}{r_a T} + \frac{\varphi p_v''}{r_v T} \quad (2.15)$$

a po dosazení konstant a upravení [3]

$$\rho = \frac{p}{r_a T} - \frac{0,378 \varphi p_v''}{r_a T} = \frac{p - 0,378 \varphi p_v''}{r_a T} \quad (2.16)$$

Ze vztahu (2.16) je zřejmé, že hustota vlhkého vzduchu musí být při stejném barometrickém tlaku vždy menší, než hustota suchého vzduchu ( $\varphi = 0$ ).

### 2.2.4 Měrná entalpie $h$

Při všech úpravách vlhkého vzduchu zůstává hmotnost suchého vzduchu vždy konstantní, mění se pouze hmotnost vodní páry, která je na suchý vzduch vázaná. Proto je vhodné vztahovat hlavní parametry  $x$  a  $h$  na 1 kg suchého vzduchu. Měrná entalpie vlhkého vzduchu  $h$  je vyjádřena součtem dílčích složek vlhkého vzduchu [3]

$$h = h_a + h_v \quad (2.17)$$

kde entalpie 1 kg suchého vzduchu je [3]

$$h_a = I c_a t = 1010t \quad (2.18)$$

a entalpie  $x$  kg vodních par [3]

$$h_v = x(l_v + c_v t) = x(2500 + 1,84t)10^3 \quad (2.19)$$

kde  $x$  je měrná vlhkost;  $l_v$  je výparné teplo vody při  $0\text{ °C}$  a  $c_a$ ,  $c_v$  jsou měrné tepelné kapacity suchého vzduchu a vodních par. Vzorec obsahuje i výparné teplo vody, protože se entalpie vztahuje k  $0\text{ °C}$ .

Pro vzduch nenasyčený ( $p_v < p_v''$ ) je entalpie vlhkého vzduchu po dosažení [3]

$$h = [1,01t + x(2500 + 1,84t)]10^3 \quad (2.20)$$

Pro vzduch přesycený, oblast vodní mlhy je vzorec [9]

$$h = h'' + (x - x'')c_w t \quad (2.21)$$

kde  $c_w$  je měrná tepelná kapacita vody;  $h''$  je měrná entalpie nasyceného vzduchu a  $x''$  je měrná vlhkost nasyceného vzduchu. Pokud by vzduch obsahoval jinovatku ( $t < 0\text{ °C}$ ), tak se ve vzorci (2.21) musí zaměnit měrná tepelná kapacita vody za měrnou tepelnou kapacitu ledu a přičíst skupenské teplo tání ledu.

### 2.2.5 Mollierův $h$ - $x$ diagram vlhkého vzduchu

V dnešní době se většina výpočtů úprav vlhkého vzduchu provádí na počítači analyticky. Ale pro získání představy je vhodné použít grafické řešení v  $h$ - $x$  diagramu vlhkého vzduchu. Při navrhování klimatizačního zařízení je nutnost doložit zakreslený průběh úpravy vzduchu právě v tomto diagramu. Mollierův diagram je charakteristický tím, že hlavní veličiny  $h$  a  $x$  jsou znázorněny v kosoúhlých souřadnicích se sklonem os  $135^\circ$ . Ostatní veličiny, které určují stav vzduchu ( $t$ ,  $\varphi$  atd.), jsou těmto osám přizpůsobeny. Diagram je sestaven pro konstantní barometrický (celkový) tlak. V ČR se používá diagram s  $p_b = 98$  nebo  $100\text{ kPa}$ . Rozdíl výsledků pro tyto dva tlaky je zanedbatelný [9] [3] [6].

Do kosoúhlých souřadnic uvedených veličin  $h$  a  $x$  jsou v diagramu zakresleny **izotermy** udávající konstantní teplotu vzduchu. Teplota se odečítá na svislé ose. Průběh izoterem je v oblasti nenasyčeného vzduchu téměř vodorovný (mírně klesá) a na křivce nasycení se láme ve směru téměř rovnoběžným s měrnou entalpií. Dále jsou v diagramu **křivky konstantních relativních vlhkostí**, udávající  $\varphi$  od 10 do 100 %, přičemž křivce  $\varphi = 100\%$  se říká křivka nasycení. Na vodorovné ose je také vidět závislost parciálního tlaku vodních par  $p_v$  na měrné vlhkosti  $x$ . Další veličina podstatná pro vyjádření úpravy vzduchu je **směr**, nebo také směrové měřítko  $\delta$ . Směr umožňuje vyjádřit změnu stavu vzduchu z bodu 1 do bodu 2 pomocí vzorce [3]

$$\delta = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} \quad (2.22)$$

Všechny přímký určující směr vycházejí z bodu určený veličinami  $t = 20\text{ °C}$  a  $x = 5\text{ g/kg}_{\text{s.v.}}$ . Poslední veličina je **faktor citelného tepla**  $g$  vyjadřující poměr změny citelného tepla ku celkovému teplu [3]

$$g = \frac{Q_c}{Q} = \frac{Q_c}{Q_c + Q_v} = \frac{Mc_a\Delta t}{M\Delta h} = \frac{c_a\Delta t}{\Delta h} \quad (2.23)$$

kde  $Q$  je celkové teplo;  $Q_c$  je citelné teplo a  $Q_v$  je vázané teplo.

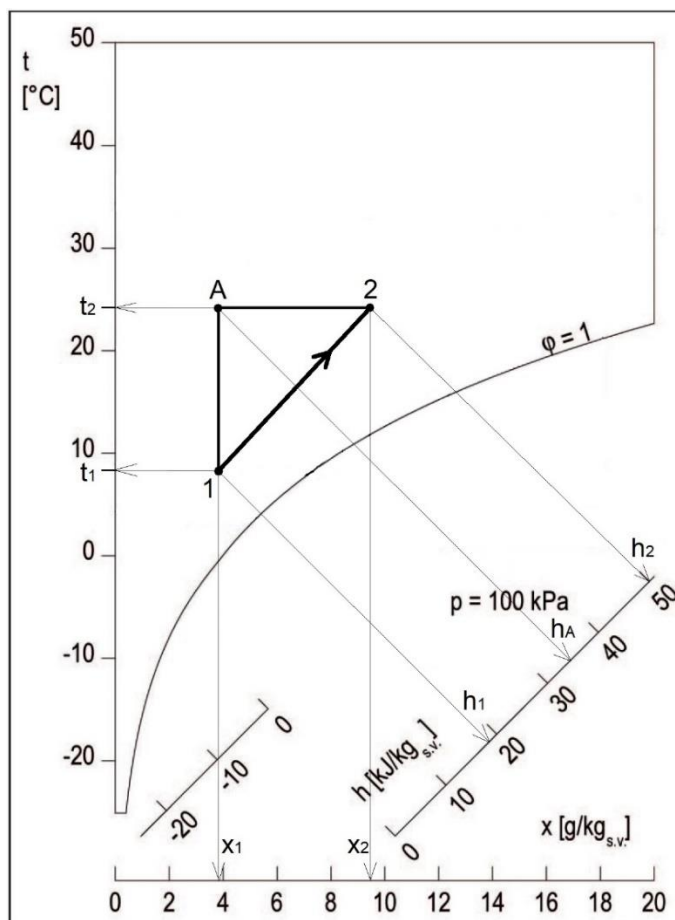
Teplo citelné souvisí se zvýšením teploty o  $\Delta t$  [9]

$$Q_c = \dot{V}\rho_a c_a(t_2 - t_1) = \dot{V}\rho_a(h_A - h_1) \quad (2.24)$$

a teplo vázané souvisí se zvýšením měrné vlhkosti o  $\Delta x$  [9]

$$Q_v = \dot{V}\rho_a l_v(x_2 - x_1) = \dot{V}\rho_a(h_2 - h_A) \quad (2.25)$$

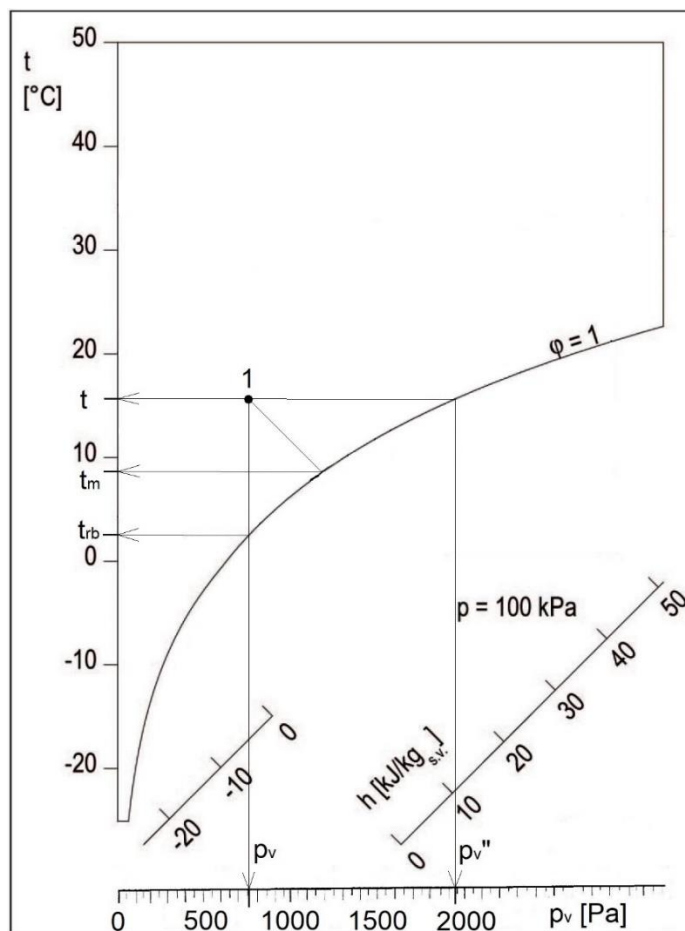
kde  $\dot{V}$  je objemový průtok vzduchu. Grafické vyjádření je uvedeno na *Obr. 2-6*.



Obr. 2-6 Citelné a vázané teplo v  $h$ - $x$  diagramu

**Teplota mokrého teploměru**  $t_m$  je rovnovážná teplota, při níž je teplo, potřebné k vypařování vody do ovzduší, dodáváno konvekcí z okolního vzduchu. Tato teplota se fyzikálně blíží k teplotě mezního adiabatického chlazení. Princip odečítání teploty

mokrého teploměru pro bod v  $h$ - $x$  je zobrazen na *Obr. 2-7*. K měření  $t_m$  se využívá psychrometr [3].



*Obr. 2-7*  $h$ - $x$  diagram vlhkého vzduchu

### 2.2.6 Teplota rosného bodu $t_{rb}$

Teplota rosného bodu je teplota hladkého a čistého povrchu, při níž začne kondenzovat vlhkost obsažená ve vzduchu, jinými slovy: začnou se tvořit kapičky. Rosný bod v  $h$ - $x$  diagramu je vždy na křivce sytosti  $\varphi = 1$  a dosáhne se ho suchým chlazením vzduchu z počátečního stavu viz *Obr. 2-7*. Teplotu rosného bodu lze získat i početně z teploty vzduchu a relativní vlhkosti. Ze vzorce (2.14) lze vyjádřit parciální tlak sytých vodních par  $p_v''$ , následně ze vzorce (2.10) dopočítat parciální tlak vodních par  $p_v$  a pak protože platí  $p_{v,i} = p_{v,rb}$  můžeme vyjádřením teploty ze vzorce (2.14) stanovit teplotu rosného bodu [3]

$$t_{rb} = \frac{-4044,2}{(\ln p_{v,i} - 23,58)} - 235,6 \quad (2.26)$$

Zvláště v letním období, kdy má vzduch vyšší relativní vlhkost a teplotu, tudíž obsahuje velké množství vodních par, je problém s kondenzací při kontaktu toho vzduchu s chladnějším povrchem [3].

Vznik kapiček na povrchu je komplikovaný děj. Podle [6] se provedlo měření elektrického odporu izolačního materiálu (skla), při jeho orosování. Bylo zjištěno, že probíhá ve třech etapách:

- a) při vyšší teplotě povrchu o více než 9 K, než je teplota rosného bodu vzduchu je zvýšení elektrické vodivosti v důsledku kondenzace těžko měřitelné. V této etapě je povrchová blána velmi tenká a molekuly vody jsou v oblasti přitažlivosti k molekulám tvrdého kovu;
- b) pokud teplota bude klesat pod mez rozdílu 9 K, bude také klesat elektrický odpor (logaritmus odporu je úměrný odchylce teplot od teploty rosného bodu). Klesání odporu probíhá až do teploty, dokud nebude orosování viditelné. V této etapě se tloušťka povrchové blány zvětšuje tak, že je v rozsahu přitažlivých sil na povrchu. Zde se projevuje povrchové napětí kapaliny;
- c) při dosažení této teploty, kdy je orosení viditelné, se odpor začne opět zvyšovat. Tuto teplotu lze považovat za teplotu rosného bodu. V této etapě už povrchové napětí kapaliny přesáhne síly přitažlivosti povrchu a dojde k vytvoření jednotlivých kapiček [6].

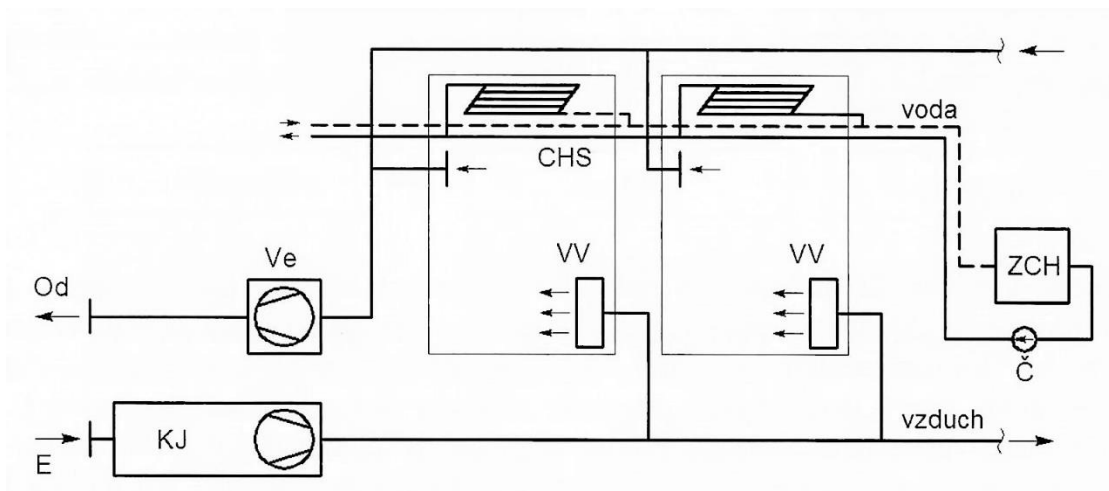
### 2.3 Vysokoteplotní klimatizační systémy

Vysokoteplotní proto, protože pracují s poměrně vysokou teplotou chladicí vody. V našich podmínkách se volí  $t_{wl} \geq 16 \text{ }^\circ\text{C}$ , maximálně  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Díky využívání chladicího účinku radiace je možné udržovat vyšší teplotu vzduchu, a to vede k nesporným úsporám energie. Mezi tyto systémy patří chladicí stropy, indukční jednotky, chladicí trámce atd. [1].

#### 2.3.1 Chladicí stropy

Chladicí stropy jsou schopny odvádět pouze citelnou tepelnou zátěž. Konstrukce těchto stropů může být provedena různými způsoby. Vodou chlazené panely mohou být instalovány do podhledů nebo zabudované přímo ve stropní konstrukci. Paralelně pracující vzduchotechnické zařízení slouží zejména k odvodu vázaného tepla, a průtok může být redukován pouze na potřebnou minimální dávku čerstvého vzduchu pro osobu.

Pokud chladicí výkon stropu není dostačující, je možné doplnit chladič i do přívodu vzduchu [1].



Obr. 2-8 Schéma systému s chladicími stropy; CHS – chladicí strop; ZCH – zdroj chladu; Ve – ventilátor; Od – odpadní vzduch; E – venkovní vzduch; KJ – klimatizační jednotka; VV – vzduchová výust'; Č – čerpadlo [2]

Systém má své výhody i nevýhody. Mezi výhody patří [2]:

- kvalita tepelného komfortu
- nízká spotřeba energie
- přívod minimálního množství čerstvého vzduchu
- menší nároky na rozvody vzduchu
- nízký hluk
- bez nebezpečí vzniku průvanu
- samoregulační schopnost systému
- možné použití i pro vytápění

Mezi nevýhody spadá [2]:

- vyšší investiční náklady
- riziko kondenzace
- nelze odvádět teplo vázané ve vodní páře
- omezený výkon

Sálavý přenos tepla je z hlediska vytvoření tepelného komfortu a spotřeby energie podstatně výhodnější než přenos konvekční. Hodnotící parametr pro tepelnou pohodu je operativní teplota  $t_o$ . Pro nízké rychlosti prodění ( $w \leq 0,2$  m/s) platí vztah [2]

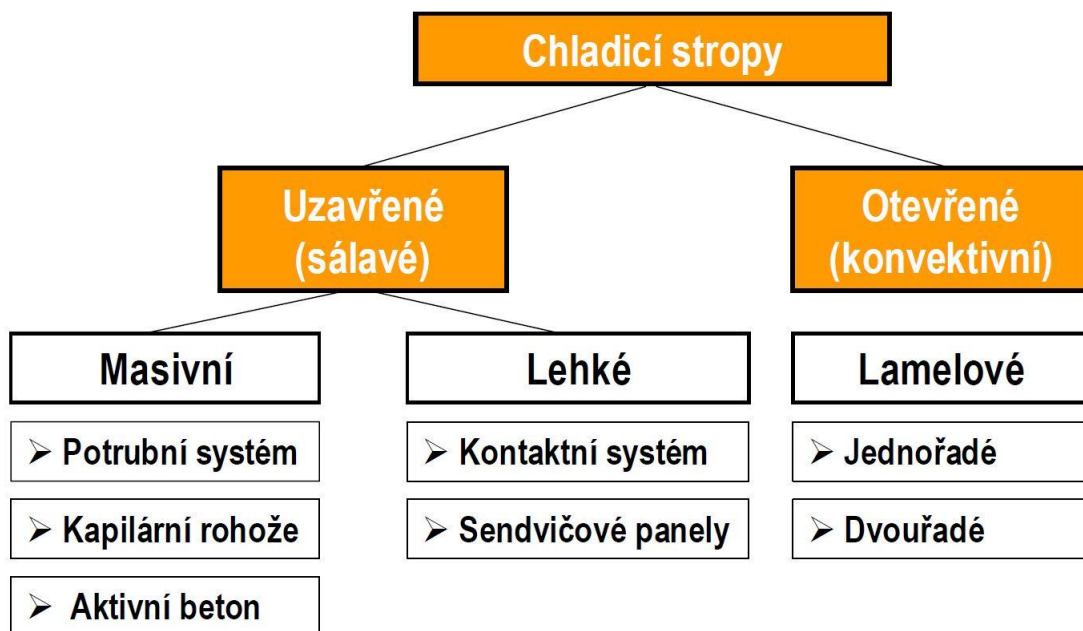


$$t_o = \frac{t + t_r}{2} \quad (2.27)$$

Operativní teplota respektuje teplotu vzduchu  $t$ , střední radiační teplotu  $t_r$  a rychlost proudění vzduchu  $w$ . Na tepelnou pohodu má výrazný vliv povrchová teplota okolních stěn. Teoreticky lze v prostoru s chladicím stropem udržovat vyšší teplotu vzduchu než v prostoru s konvekčním přenosem tepla. Systém chladicích stropů je výhodný i z dalších hygienických hledisek – není hlučný a nevzniká riziko průvanu [2] [14].

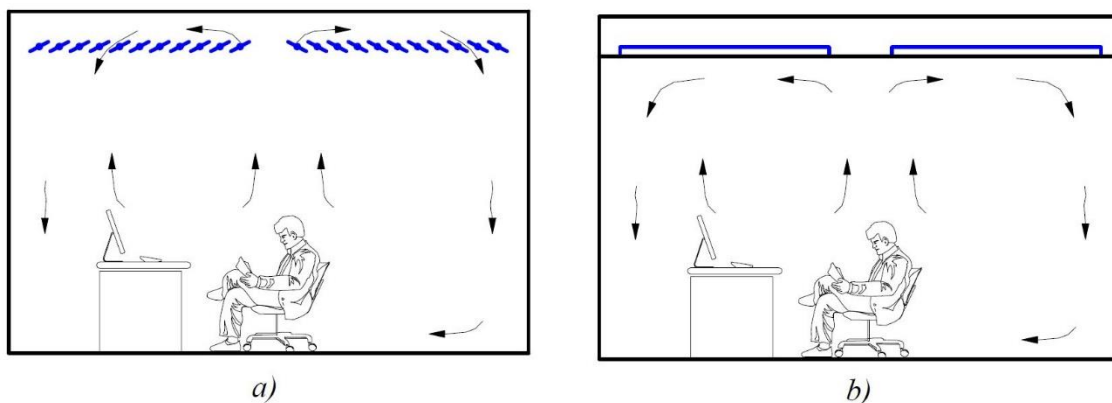
Jednou z největších výhod systému je relativně nízká spotřeba energie. Chladicí stropy se řadí do skupiny nízkoenergetického chlazení. Spousta autorů se zabývá úsporou energie sálavých systémů a jejich studie poukazují na nižší spotřebu v rozsahu 15 až 30 % oproti převážně konvektivním systémům. Relativně vysoká teplota chladicí vody 16 °C je vhodná k využívání alternativních zdrojů chladu. Mezi takové zdroje patří chlad ze zemského polomasivu (zemní výměníky, podzemní voda). Nízkopotenciální teplo lze získat i z vodních toků. Na povrchu systému nedochází (a nesmí docházet) ke kondenzaci vodních par obsažených ve vzduchu, to má za následek nižší spotřebu energie. Na rozdíl od ventilátorového konvektoru (fan coil), kde vlivem nízké povrchové teploty chladiče ke kondenzaci běžně dochází. Nedílným důkazem, že sálavé systémy jsou celkově energeticky úsporné, je i fakt, že jsou prosazovány v tzv. „zelených budovách“ (green buildings) [14] [1].

V prostoru s chladicím stropem dochází k přenosu tepla sáláním i konvekcí. Vzduch, který je ohřátý od vnitřních zdrojů tepla (osoby, PC, atd.), se v prostoru pohybuje vlivem tepelné konvekce směrem vzhůru. Pod stropem vlivem konvekce, která vzniká podél chladného stropu, proudění změní směr a vzduch se vrací zpátky dolů do pásma pobytu osob. Tento mechanismus zajišťuje přirozenou konvekci v prostoru, ovšem za předpokladu že v místnosti nejsou další prvky, které by ovlivňovaly proudové pole. Mezi prvky přívodu vzduchu, které téměř neovlivňují proudové pole patří zaplavovací způsob větrání, ten však neumožňuje přivádět vzduch o nízké teplotě (odvlhčený). Z tohoto důvodu se jeví výhodnější používat přívodní prvky s intenzivním směřováním. Sdílení tepla sáláním je děj složitější. Přesný přenos tepla radiací a vzájemné osálení ploch v místnosti může být poměrně odlišný, než popisují zjednodušené teoretické rovnice. V reálném prostoru se projeví nerovnoměrnost rozložení povrchových teplot, různorodost sálavostí jednotlivých materiálů, nepravidelnost povrchu atd. [2].



Obr. 2-9 Obecné rozdělení chladicích stropů [1]

Na Obr. 2-9 je vyobrazeno rozdělení chladicích stropů. Otevřené chladicí stropy jsou charakteristické svými mezerami, mezi kterými proudí vzduch až k nosnému stropu. U tohoto typu převažuje konvektivní složka přenosu tepla (50 až 60 %). Naopak uzavřené stropy jsou převážně sálavé (cca 60 %). Z horní strany by měly být izolované, aby se co nejvíce zabránilo ztrátám. Izolace lze částečně nahradit také vzduchovou mezerou mezi chladicím stropem a betonovou deskou [1].



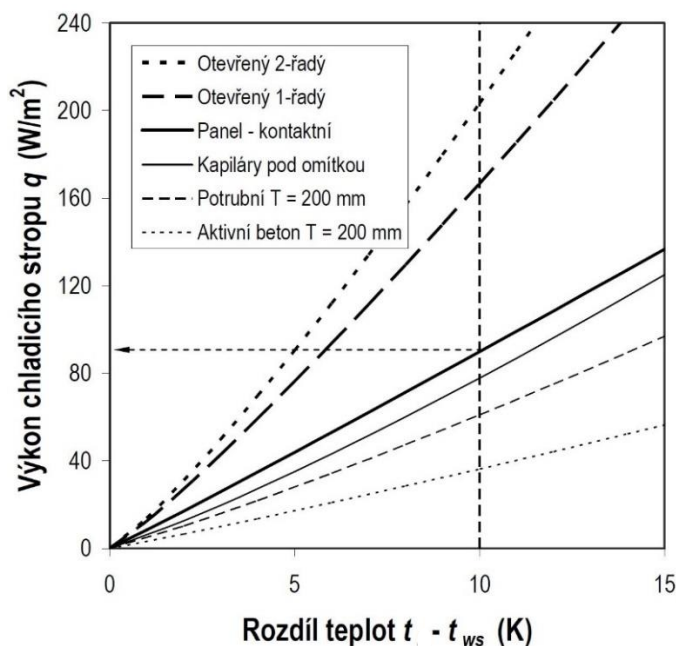
Obr. 2-10 Znárodnění chladicích stropů v místnosti; a) otevřený; b) uzavřený [1]

Uzavřené stropy se dále dělí na masivní a lehké. Masivní chladicí stropy bývají tvořeny systémem potrubí zabudovaným v betonové konstrukci, nebo pod omítkou. Lehké stropy jsou zpravidla zavěšeny pod konstrukcí v podhledu nebo jsou připevněny k hliníkovému rastru pro sádkokarton. Masivní stropy se vyznačují vysokou akumulací

schopností. Naopak lehké stropy mají minimální akumulční schopnost a na tepelnou zátěž dokáží rychle reagovat [1].

Výkon chladicích stropů může být jeden z omezujících faktorů, pokud nemáme dostatečně velkou plochu stropu, pro systém, který by odvedl tepelnou zátěž. Výkony závisí na konstrukci, orientačně lze počítat pro uzavřená provedení s měrným výkonem  $q = 80 \text{ W/m}^2$ , ve výjimečných případech až  $100 \text{ W/m}^2$  (vztaženo na  $\text{m}^2$  půdorysné plochy stropu). U masivních stropů s akumulční hmotou se jako teplonosná látka využívá voda o teplotě kolem  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Takové konstrukce disponují chladicím výkonem od 30 do  $40 \text{ W/m}^2$ .

Otevřená provedení dosahují výrazně vyšších chladicích výkonů oproti uzavřeným provedením. To je dáno především větší teplosměnnou plochou a zvýšeným přestupem tepla konvekcí vlivem intenzivnějšího proudění kolem lamel. Lamelové chladicí stropy dosahují až o 100 % (některé i 120 %) většího výkonu než stropy uzavřené. Na *Obr. 2-11* je orientační porovnání výkonů různých konstrukcí chladicích stropů. Výkony jsou vztaženy na teplotní rozdíl  $(t - t_{ws})$ , kde  $t$  značí vnitřní teplotu vzduchu a  $t_{ws}$  střední teplotu chladicí vody [2].



*Obr. 2-11* Orientační porovnání výkonových charakteristik různých konstrukcí chladicích stropů [14]

Použití sálavých systémů je určitým způsobem omezené. To vyplývá převážně z jejich nevýhod, výhodou může být jejich použití v zimním období pro vytápění. Většinou u chladicích stropů nelze počítat s použitím celé plochy stropu (většinou pouze

50 až 70 %), což je také jeden z omezujících faktorů. Prakticky je vyloučené aplikovat chladicí stropy do prostoru s vysokou vlhkostí (riziko kondenzace). Další nepříjemná místa použití jsou shromažďovací prostory (kina, sály atd.). Jednak lidé produkují teplo vázané ve vodní páře a pro větší množství lidí musí být přiváděno větší množství čerstvého vzduchu nuceným větráním. Z tohoto hlediska je nejvýhodnější tyto systémy používat pro administrativní budovy. Kanceláře s lehkou obvodovou konstrukcí, většinou prosklenou se stínícími prvky, které snižují tepelné zisky od sluneční radiace, a s větším podílem vnitřních zisků od počítačů, tiskáren a el. vybavení, se jeví jako ideální. Další možnosti použití nachází tyto systémy v nemocnicích, občas i v průmyslu, vestibulech nebo muzeích [14].

Chladicí stropy jsou moderním klimatizačním systémem. Prozatím se uplatňuje zejména v západní části Evropy. Díky vyšším pořizovacím nákladům nejsou v ČR příliš rozšířené [1].



*Obr. 2-12 Realizace stropního chlazení s potrubním systémem [14]*

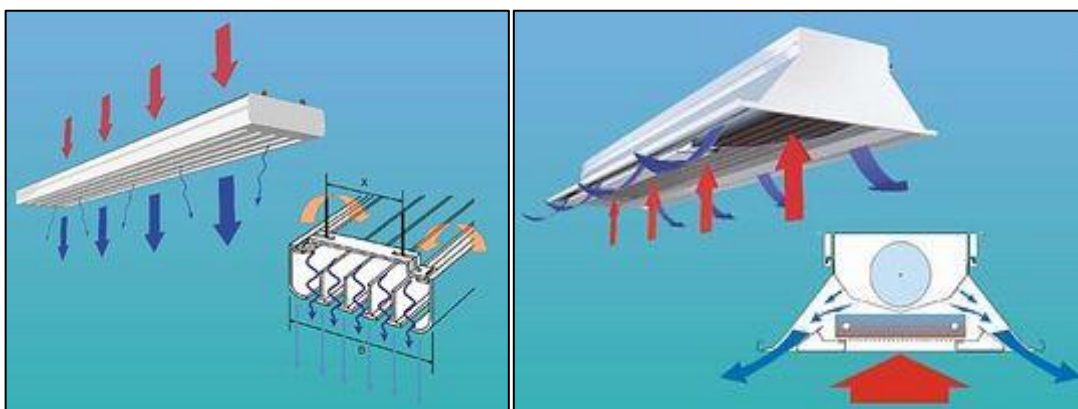
### 2.3.2 Chladicí trámy

Dalším druhem vysokoteplotního klimatizačního chlazení jsou chladicí trámy (chilled beam). Jedná se o lamelový výměník tepla, který se umísťuje do podhledu nebo pod strop, kde se udržuje nejteplejší vzduch v místnosti. Teplota vstupní vody do systému se volí obdobně jako u chladicích stropů s ohledem na riziko kondenzace vodních par na povrchu výměníku [10].

Chladicí trámy se rozdělují na aktivní a pasivní. Pasivní chladicí trámy chladí vzduch pouze volným prouděním. Teplý vzduch stoupá vzhůru, kde se ochladí mezi lamelami výměníku a poté přirozenou konvekcí klesá do pracovní oblasti. Pasivní trámy neumožňují přivádět větrací vzduchu, ten musí být zajištěn jiným způsobem, např. směšovací způsobem větrání. Tento problém odpadá u aktivních chladicích trámů,

protože ty zajišťují přívod čerstvého upraveného, tzv. primárního vzduchu. Konstrukce trámu obsahuje většinou dvě podélné štěrby, kterými je vzduch přiváděn do prostoru. Uvnitř trámu vzniká podtlak a vlivem indukce je přisáván sekundární vzduch z místnosti, který je ochlazován v lamelovém výměníku. Aktivní chladicí trámečky disponují větším výkonem než pasivní a lze je dále rozdělit na uzavřené a otevřené. U uzavřeného trámu, který je zobrazen na *Obr. 2-13*, je sekundární vzduch nasáván přímo z místnosti. U otevřeného trámu je vzduch nasáván buď pod stropem nebo z prostoru nad podhledem. Otevřený typ trámu má vyšší chladicí výkon, ale nevýhodou je, že v prostoru nad podhledem se hromadí prach a nečistoty, které by byly přiváděny do prostoru [10] [11] [5].

Chladicí trámy jsou primárně určené pro chlazení, mohou ale sloužit i pro vytápění [11].



*Obr. 2-13 Aktivní (vpravo) a pasivní (vlevo) chladicí trámy [11]*

#### 2.4 Možnosti odvodu vázaného tepla

Jak již dříve bylo zmíněno, sálavé chladicí systémy na rozdíl od indukčních jednotek, které přivádí větrací vzduch, slouží pouze k odvodu citelného tepla. Proto je nutné zajistit průtok vzduchu, které odvede teplo vázané ve vodní páře, ale také zajistí přívod čerstvého vzduchu pro osoby. Průtok vzduchu lze zajistit nuceným nebo přirozeným větráním [14].

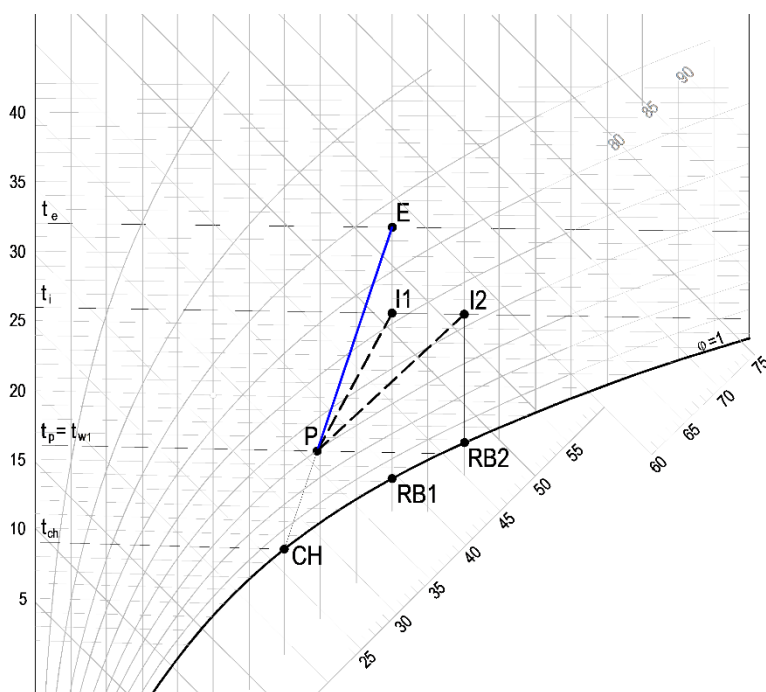
##### 2.4.1 Nucené větrání

U nuceného větrání je možné použít dva základní principy distribuce vzduchu [2]:

- zdrojové větrání,
- směšovací větrání.

Z hlediska odvodu vodní páry se jeví jako výhodnější použít směšovací větrání, které však podstatně ovlivňuje proudění vzduchu v místnosti. Výhodou zdrojového větrání je rozložení koncentrací v prostoru a přívod vzduchu s nízkou rychlostí (bez průvanu). Nucené větrání může posloužit k částečnému odvodu citelné tepelné zátěže. Při použití zdrojového (zaplavovacího) větrání by neměl být pracovní rozdíl teplot  $\Delta t_p = t_i - t_p$  větší než 3 K. V případě směšovacího větrání může být pracovní rozdíl teplot  $\Delta t_p$  větší, obvykle 6 až 10 (12) K v závislosti na použité distribuci vzduchu [14].

Z důvodu rizika kondenzace je vhodné přiváděný vzduch co nejvíce odvlhčit, to v zásadě znamená chladit na relativně nízkou teplotu, obvykle 16 °C. Riziko kondenzace také snižuje vyšší množství přiváděného venkovního vzduchu. Ovšem vyšší přívod vzduchu je energeticky náročnější. Podle nařízení vlády č. 93/2012 Sb. by měl být přívod čerstvého vzduchu  $\dot{V}_e$  pro práci převážně v sedě v rozsahu 25 až 50 m<sup>3</sup>/h.os.. Pro osoby pracující v kanceláři se minimální hodnoty pohybují reálně kolem 35 m<sup>3</sup>/h.os., což odpovídá doporučeným hodnotám v normě ČSN EN 13779 [17]. Pro konstantní produkci vodní páry v prostoru se při zvyšujícím průtoku vzduchu snižuje  $\Delta x = x_i - x_p$ . Na obrázku *Obr. 2-14* je vyznačen ideální přímkový průběh chlazení venkovního vzduchu a jeho úprava pro průtok  $\dot{V}_e = 25$  m<sup>3</sup>/h.os. (P-I2) a 50 m<sup>3</sup>/h.os. (P-I1) [2] [13].



*Obr. 2-14* Změna stavu vzduchu a znázornění rosného bodu pro konstantní citelný tepelný tok odvedený větracím vzduchem při zdvojnásobení průtoku [2]

### 2.4.2 Přirozené větrání

Obecně se přirozené větrání v kombinaci se sálavými chladicími systémy nedoporučuje. Větrání otevřenými okny je krajně nevhodné. Neupravený venkovní vzduch může být příliš vlhký a vzduch by mohl na chladném povrchu začít kondenzovat, navíc takové řešení nesplňuje podmínku komfortní klimatizace. Nevýhody přirozeného větrání [14]:

- v letním období může dojít k navýšení tepelné zátěže místnosti,
- v zimním období není možné využít ZZT,
- vzduch není filtrován,
- zvýšené riziko kondenzace.

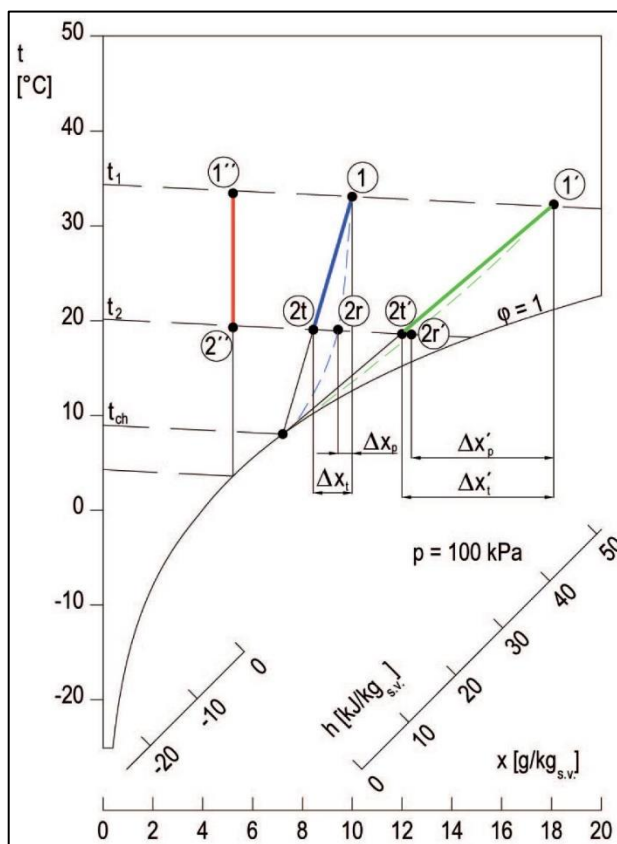
### 2.5 Chlazení venkovního vzduchu

Chlazení přiváděného vzduchu ve spojení s chladicími stropy je velmi důležité. Kdybychom vzduch nechladili, tak by v horkých letních dnech větrání přispívalo k navýšení tepelné zátěže. Vzduch je potřeba také co nejvíce odvlhčit, čehož můžeme docílit chlazením s nízkou povrchovou teplotou chladiče [2].

Chladiče se podle teplotnosné látky dělí na vodní a chladivové (přímé výparníky). Stejně jako ohříváče jsou chladiče rekuperační výměníky tepla. Oproti ohříváčům je u chladičů nižší teplotní rozdíl mezi vzduchem a teplotnosnou látkou, a také u nich ve většině případů dochází ke kondenzaci vodních par ze vzduchu. Mírně se od sebe liší i konstrukcí, chladiče potřebují větší teplosměnnou plochu, tudíž mají více řad a musí být zajištěno zachytávání vodních kapek a odvod kondenzátu [2].

Na *Obr. 2-15* jsou znázorněny možné průběhy chlazení, teoretické i reálné. V zásadě máme dva způsoby chlazení – „suché“ a „mokrě“. Pokud je teplota rosného bodu ochlazovaného vzduchu  $t_{rb}$  nižší než střední povrchová teplota chladiče  $t_{ch}$ , ke kondenzaci nedochází a chlazení probíhá podle červeného průběhu ze stavu 1“ do stavu 2“. V ostatních případech se jedná o chlazení mokré. Teoretický průběh chlazení probíhá po přímce ze stavu 1 do stavu 2t. U lamelových výměníků, které mají úzkou mezeru mezi lamelami (< 3 mm) může docházet k nedokonalému odvedení kondenzátu a reálný proces chlazení probíhá po čárkované čáře ze stavu 1 do stavu 2r. Přesný průběh je dán podmínkami, které se ustaví na povrchu žebér výměníku. Teoretický a reálný stav vzduchu za chladičem se podle modrého průběhu na obrázku může velmi lišit. Můžeme ale konstatovat, že rozdíl mezi teoretickou a reálnou hodnotou je dán velikostí

teplosměnné plochy výměníku, rychlosti proudění apod. [13]. V další části práce je uvažováno s teoretickým (přímkovým) průběhem změny stavu vzduchu při chlazení.



Obr. 2-15 Teoretické a reálné průběhy při chlazení venkovního vzduchu znázorněné [13]

Tepelný tok sdílený ve výměníku  $Q_{ch}$  se spočítá ze vztahu [2]

$$Q_{ch} = \dot{M}(h_1 - h_2) \quad (2.28)$$

a množství zkondenzované vody  $\dot{M}_w$  [2]

$$\dot{M}_w = \dot{M}(x_1 - x_2) \quad (2.29)$$

Pro chlazení přírodního vzduchu v kombinaci s chladicím stropem se jeví jako vhodné zvolit přímý výparník. Ty pracují s nízkou povrchovou teplotou chladiče a vyšším chladicím faktorem než běžně používaná kompresorová chladicí zařízení pro výrobu chlazené vody, lze ale použít i vodní chladič. Vstupní teplota vody do chladiče bývá v rozmezí 3 až 8 °C a výstupní teplota bývá o 5 až 8 K vyšší. Obecně se doporučuje volit víceřadé výměníky s nižšími rychlostmi vzduchu, aby bylo zaručeno odvlhčení vzduchu (v rozmezí od 1,6 do 3,2 m/s v souladu s ČSN EN 13058) [13] [2].



Důležité je sledovat výsledný stav vzduchu za chladičem, zejména jeho vlhkost. Zdrojem vlhkosti v komfortních prostorech bývá především člověk. Produkce vodní páry člověka je uvedena v normě ČSN 73 0548 [18].

Tab. 2-1 Produkce tepla a vodní páry od lidí [18]

Činnost člověka	Místo činnosti	Metabolické teplo	Teplota vzduchu [°C]					
			24		26		28	
			teplo citelné	vodní pára	teplo citelné	vodní pára	teplo citelné	vodní pára
			W	g/h	W	g/h	W	g/h
Sedící, odpočívající	Divadlo, kino	115	74	60	62	79	50	97
Sedící, mírně aktivní	Kanceláře, byt	140	74	98	62	116	50	135
Stojící, lehká práce	Obchody, sklady	150	72	116	60	134	48	152
Chodící, přecházející	Obchodní domy, banky	160	77	124	64	143	51	162
Lehká práce u stolu	Dílny	230	79	225	66	244	53	264
Mírný tanec		260	92	250	77	273	62	296

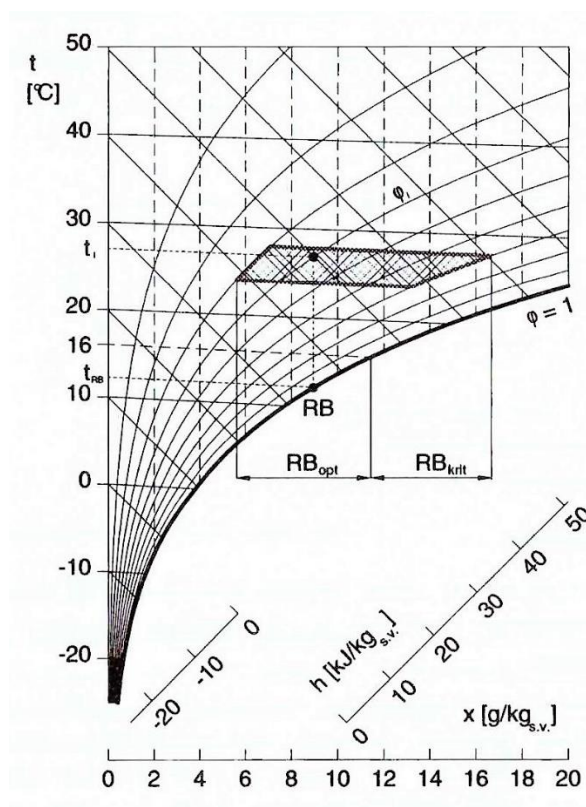
Podle Obr. 2-14 se vzduch z bodu P do bodu I dostane ohřátím a navlhčením vzduchu o  $\Delta x$ , které reprezentuje vyprodukované množství vlhkosti v prostoru  $\dot{M}_{wp}$ , k měrné vlhkosti přiváděného vzduchu  $x_p$ . Vzhledem k tomu, že vodní pára je odváděna pouze větracím vzduchem, lze vypočítat stav vnitřního vzduchu bez ohledu na proces který v místnosti probíhá (odvod citelné tepelné zátěže koncovým prvkem klimatizace). Měrnou vlhkost stavu vnitřního vzduchu  $x_i$  tak lze stanovit podle [3]

$$x_i = x_p + \frac{\dot{M}_{wp}}{\dot{M}} = x_p + \frac{\dot{M}_{wp}}{\rho \dot{V}_p} \quad (2.30)$$

## 2.6 Regulace vysokoteplotních klimatizačních systémů

### 2.6.1 Ochrana proti kondenzaci vodních par

Úkolem regulace je, kromě regulace chladicího výkonu, také zamezit kondenzaci vodních par na chladném povrchu systému (většinou potrubí přiváděné vody, výměníku nebo samotné ploše stropu/panelu). Povrchová teplota panelu musí být vždy vyšší než teplota rosného bodu vzduchu v místnosti, alespoň o 1 K. Při volbě teploty vstupní vody do systému se na tento problém musí brát ohled. Vstupní teplota udává nejnižší teoretickou teplotu, které může povrch systému dosahovat. U lehkých chladicích stropů je poměrně lehké regulovat povrchovou teplotu, díky nízké akumulaci schopnosti a rychlé odezvě systému. U masivních chladicích stropů je to obtížné, díky dlouhé době zpoždění [14].



Obr. 2-16 Znárodnění pásma tepelného komfortu v  $h$ - $x$  diagramu [14]

V případě použití přirozeného větrání, i když se to nedoporučuje, je nutné provést určitá opatření, aby nedocházelo ke kondenzaci. Aplikace je možná pouze pokud systém pracuje s vyšší teplotou chladicí vody, alespoň  $t_{wl} \geq 20$  °C. To mohou být systémy s akumulací hmotou (TABS), u kterých je navíc odvod tepelné zátěže uskutečňován většinou přes noc. V případě, že je systém vybaven nuceným větráním a zároveň

otevratelnými okny, musí se okna vybavit okenním kontaktem, který v případě, že je okno otevřené vyše signál a zvýší teplotu přívodní vody nad teplotu rosného bodu venkovního vzduchu, a nebo zavře přívod vody do systému (bezpečnější řešení). V tomto případě navíc, kromě ochrany proti kondenzaci, šetří energii pro chlazení, takže se většinou volí uzavírání přívodu chladicí vody [14] [7].

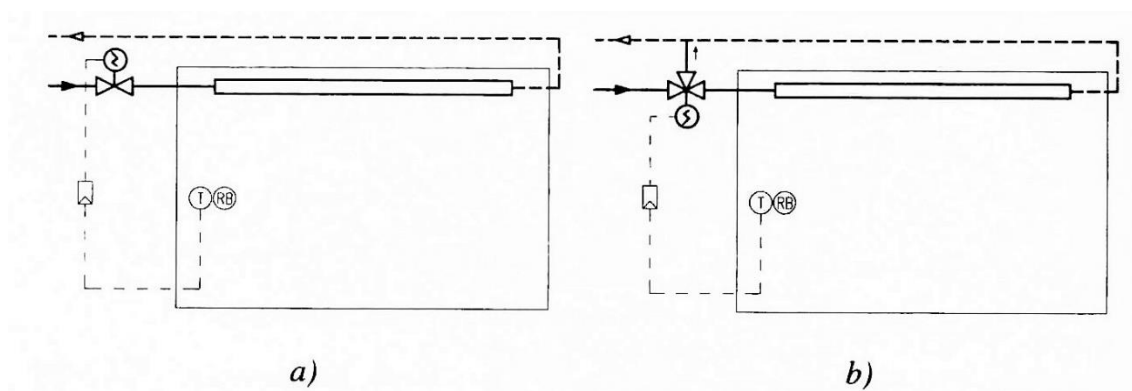
Na *Obr. 2-16* je znázorněno komfortní pásmo vnitřních stavů vzduchu  $t_i = 24$  až  $28$  °C a relativních vlhkostí  $\varphi = 30$  až  $70$  % podle nařízení vlády č. 361/2007 Sb. [15]. Dále je vyznačená teplota  $16$  °C (uvažovaná teplota vstupní vody) a rosný bod RB pro  $t_i = 27$  °C a  $\varphi = 40$  %. Tento stav vzduchu se nachází v zakótované části  $RB_{opt}$ , kde nedochází ke kondenzaci na povrchu o teplotě  $16$  °C. Pokud by stav vzduchu byl v oblasti  $RB_{krit}$ , byla by teplota rosného bodu vyšší než povrchová teplota a docházelo by k nežádoucí kondenzaci. Z tohoto důvodu je nutné, aby byl systém vybaven patřičným regulačním zařízením, které by provedlo regulační zásah v případě potřeby [14].

Existují v zásadě dva způsoby regulace a nebo jejich kombinace [14]:

- kvantitativní
- kvalitativní
- kombinovaný způsob regulace

### 2.6.2 Kvantitativní způsob regulace

Nejběžnějším způsobem regulace vysokoteplotních klimatizačních systémů je kvantitativní regulace. Při konstantní teplotě dochází ke změně průtoku vody buď škrcením nebo rozdělením proudu vody v trojcestné rozdělovací armatuře. Na následujícím obrázku jsou jednotlivé způsoby kvantitativní regulace znázorněny [14].

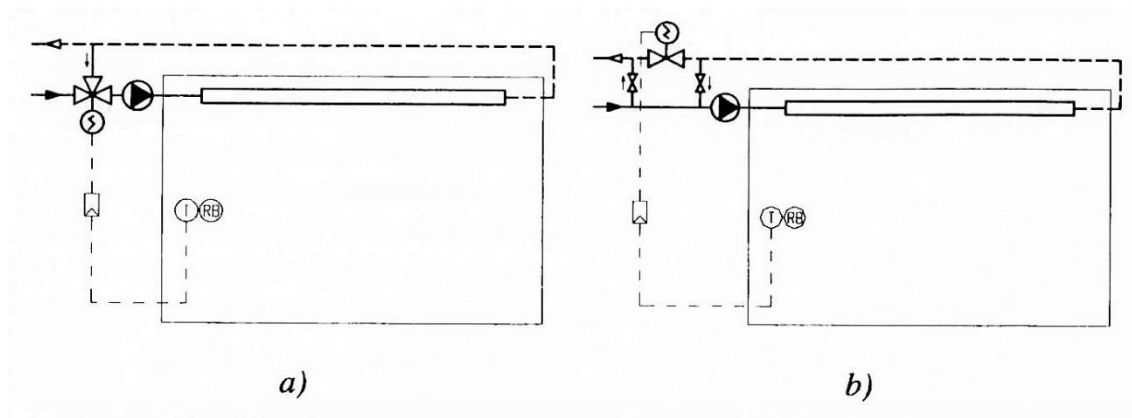


*Obr. 2-17 Schéma kvantitativní regulace; a) s uzavírací armaturou; b) s rozdělovací armaturou [14]*

Na *Obr. 2-17a)* je systém s uzavírací armaturou. Chladicí výkon je regulován na základě signálu od čidla vnitřní teploty vzduchu, v případě potřeby je ventil uzavírán nebo otevírán. V případě zvýšené relativní vlhkosti vyšle prostorový regulátor signál, který uzavře přívod vody. Systém může využít i čidla rosného bodu (u sálavých systémů je to nutnost). To se umísťuje na nejchladnější místo systému, zpravidla to bývá v blízkosti přívodního potrubí do systému. Obdobná je funkce i podle *Obr. 2-17b)*, kde je průtok regulován rozdělovací armaturou. V případě rizika kondenzace dojde k uzavření vstupu do systému a chladicí voda se vrací zpátky ke zdroji chladu [14] [13].

### 2.6.3 Kvalitativní způsob regulace

Při kvalitativní regulaci se při konstantním průtoku mění teplota chladicí vody. U chladicích systému se zpravidla využívá směšování. Teplota přívodní vody je regulována na základě chladicího výkonu. Teoreticky se může pohybovat v rozsahu 16 až 26 °C. Nejnižší teplota 16 °C by do systému proudila v případě maximální tepelné zátěže. Ovšem musí být přednostně zajištěno, aby tato teplota po smíšení byla vyšší než teplota rosného bodu v místnosti. K této regulaci se využívá směšovací ventil, nebo směšování v pevném bodě prostřednictvím regulační armatury viz *Obr. 2-18* [13] [14].

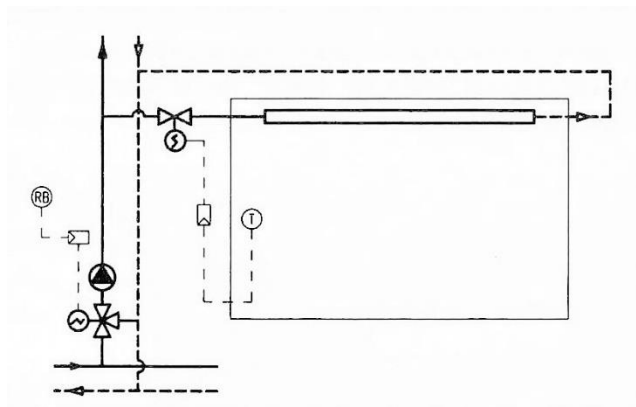


*Obr. 2-18 Schéma kvalitativní regulace; a) se směšovacím ventilem; b) se směšováním prostřednictvím regulačního ventilu [14]*

### 2.6.4 Kombinovaný způsob regulace

Při kombinované regulaci se využívá obou předešlých způsobů. Teplota přívodní vody může být regulována centrálně ve strojovně pomocí směšovacích ventilů kvalitativně na základě teploty rosného bodu v referenční místnosti, nebo

v potrubí odváděného vzduchu. Chladicí výkon pak může být regulován samostatně před každou zónou zvlášť prostřednictvím dvoucestné armatury (kvantitativně) [14].



Obr. 2-19 Kombinovaný způsob regulace [14]

### 3. ANALYTICKÁ ČÁST

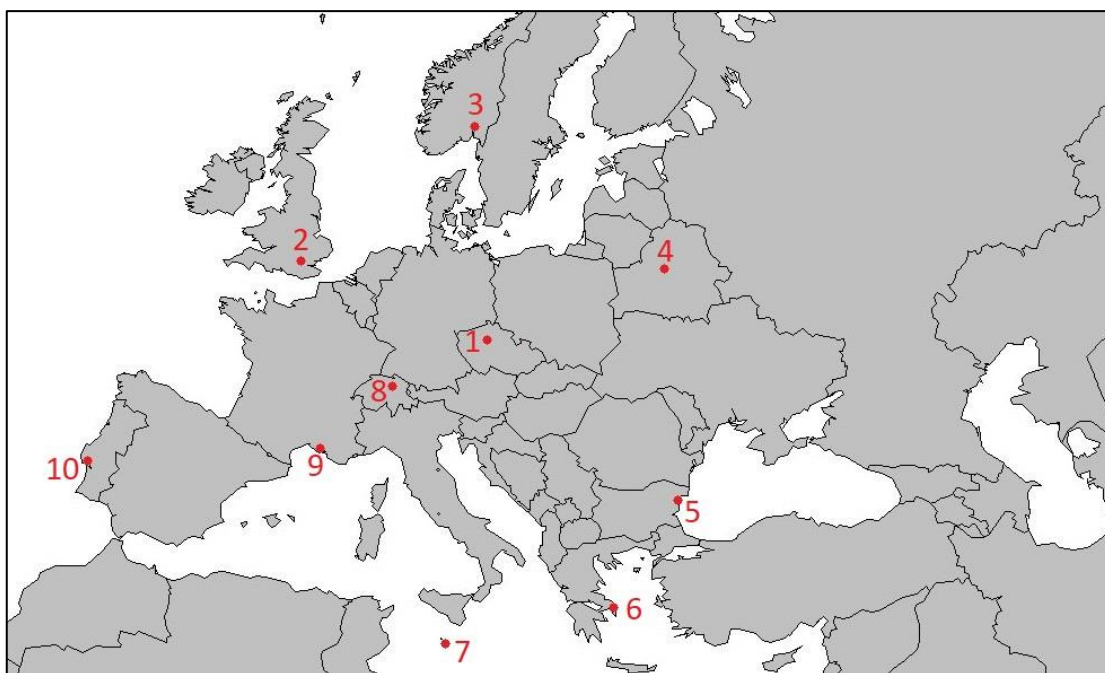
Analytická část diplomové práce má dvě partie.

- První partie se zabývá rizikem kondenzace vyhodnoceným na základě kumulativní četnosti výskytu teploty rosného bodu v modelové klimatizované kanceláři ve vybraných městech Evropy. To zahrnuje psychrometrické manuální výpočty úpravy vzduchu v softwaru Microsoft Excel a výstupem z toho jsou grafická zobrazení.
- Druhá partie se zabývá simulací modelu kanceláře v softwaru IDA ICE. V modelu jsou použita stejná vstupní data jako ve výpočtové části, takže se dá porovnat manuální a simulační výpočet. V modelu je použit chladicí panel jako stropní vysokoteplotní chlazení, ke kterému je přiřazen regulační obvod, který reguluje teplotu vstupní vody tak, aby bylo zabráněno kondenzaci na chladných plochách systému. Výstupem jsou grafické průběhy teplot, tepelné zátěže a chladicích výkonů v kritických dnech ve vybraných městech Evropy.

Analýzy slouží k posouzení rizika kondenzace u vysokoteplotních klimatizačních systémů a zhodnocení možnosti použití.

#### 3.1 Vybraná města v Evropě

Zkoumaná města byla vybrána z různých částí Evropy, tak aby reprezentovala přímořské i vnitrozemské klima. Klimatická data jsou v podobě referenčního klimatického roku stažena z programu IDA ICE. Údaje o venkovních klimatických podmínkách tedy vyjadřují statisticky průměrné jednotlivé měsíce poskládané za sebou. Taková klimatická data se používají pro stanovení tepelných ztrát nebo zátěží. Data jsou převzata z databáze ASHRAE, která byla zdokumentována v ASHRAE Fundamentals 2013 [20]. Na následujícím obrázku jsou vyznačena vybraná města.



Obr. 3-1 Mapa Evropy s vyznačenými vybranými místy

Tab. 3-1 Základní parametry vybraných měst [20]

ozn.	město, země	souřadnice	nadmořská výška	$t_{e,min}$ v létě	$t_{e,max}$ v létě	$t_{me,max}$ v létě
		[°]	[m]	[°C]	[°C]	[°C]
1	Praha,	50,01 N	304	16,2	30,7	19,2
	ČR	14,45 E				
2	Londýn,	51,52 N	43	17,8	28,0	18,0
	Anglie	0,1 W				
3	Oslo,	60,2 N	204	13,3	26,2	16,8
	Norsko	11,08 E				
4	Minsk,	53,93 N	228	16,3	29,1	19,6
	Bělorusko	27,63 E				
5	Varna,	42,3 N	70	<b>18,5</b>	<b>31,3</b>	<b>22,3</b>
	Bulharsko	27,92 E				
6	Atény,	37,9 N	15	<b>25,6</b>	<b>35,8</b>	<b>21,1</b>
	Řecko	23,73 E				
7	Luqa,	35,85 N	91	24,2	34,0	21,9
	Malta	14,48 E				
8	Curych,	47,38 N	569	16,8	28,6	19,2
	Švýcarsko	8,57 E				
9	Marseille,	43,45 N	32	21,1	32,7	21,1
	Francie	5,23 E				
10	Lisabon,	38,77 N	105	20,1	33,5	20,5
	Portugalsko	9,13 W				

V *Tab. 3-1* jsou vypsána vybraná města s číslem označení, které je zobrazeno na mapě v předchozím obrázku. Ke každému městu jsou, kromě souřadnic a nadmořské výšky, vypsány  $t_{e,min}$  – nejnižší teplota suchého teploměru venkovního vzduchu přes den,  $t_{e,max}$  – nejvyšší teplota suchého teploměru venkovního vzduchu přes den,  $t_{me,max}$  – nejvyšší teplota mokrého teploměru venkovního vzduchu přes den.

Za povšimnutí stojí porovnání Atén v Řecku a Varny v Bulharsku. Obě města jsou přímořská, Atény jsou více jižněji. Teploty suchého teploměru jsou výrazně vyšší v Aténách, ale teplota mokrého teploměru je vyšší ve Varně. Tyto rozdíly mohou být ovlivněné polohou hydrometeorologické stanice, kde se data sbírají.

### 3.2 Výpočet rizika kondenzace

Teplotu rosného bodu v místnosti  $t_{rb}$  lze dopočítat ze známých parametrů větrací jednotky, protože chladicí strop je schopen odvádět pouze citelnou tepelnou zátěž, proces chlazení tak probíhá při konstantní měrné vlhkosti  $x$ .

#### 3.2.1 Popis vyhodnocení rizika kondenzace

V *Tab. 3-2* jsou uvedeny vstupní parametry, která jsou pro všechna města konstantní. Výpočty byly realizovány s různými variantami průtoku vzduchu  $\dot{V} = 25, 35$  a  $50 \text{ m}^3/\text{h.os}$ . Provozní doba chlazení, pokud je potřeba chladit, je od 6.00 do 18.00 hodin.

*Tab. 3-2 Vstupní parametry výpočtů*

$p_b$	97420	Pa
$t_i$	26	°C
$\Delta t_p$	10	K
$t_p$	16	°C
$t_{ch}$	5	°C
$M_{wp}$	116	g/h
$t_{wl}$	16	°C

Z klimatických dat jsou použity teploty venkovního vzduchu  $t_e$  a relativní vlhkosti  $\varphi_e$  během celého roku po hodině (celkem 8760 hodin). Tyto dva parametry udávají stav venkovního vzduchu E. Vyhodnocován je celý rok, takže pokud je  $t_e < t_p$  není potřeba přiváděný vzduch chladit, ale ohřívat. Pokud je potřeba chladit, tak venkovní vzduch o stavu E je chlazen v chladiči s povrchovou teplotou  $t_{ch} = 5 \text{ °C}$  na teplotu přiváděného vzduchu  $t_p = 16 \text{ °C}$ . Podle stavu venkovního vzduchu může docházet

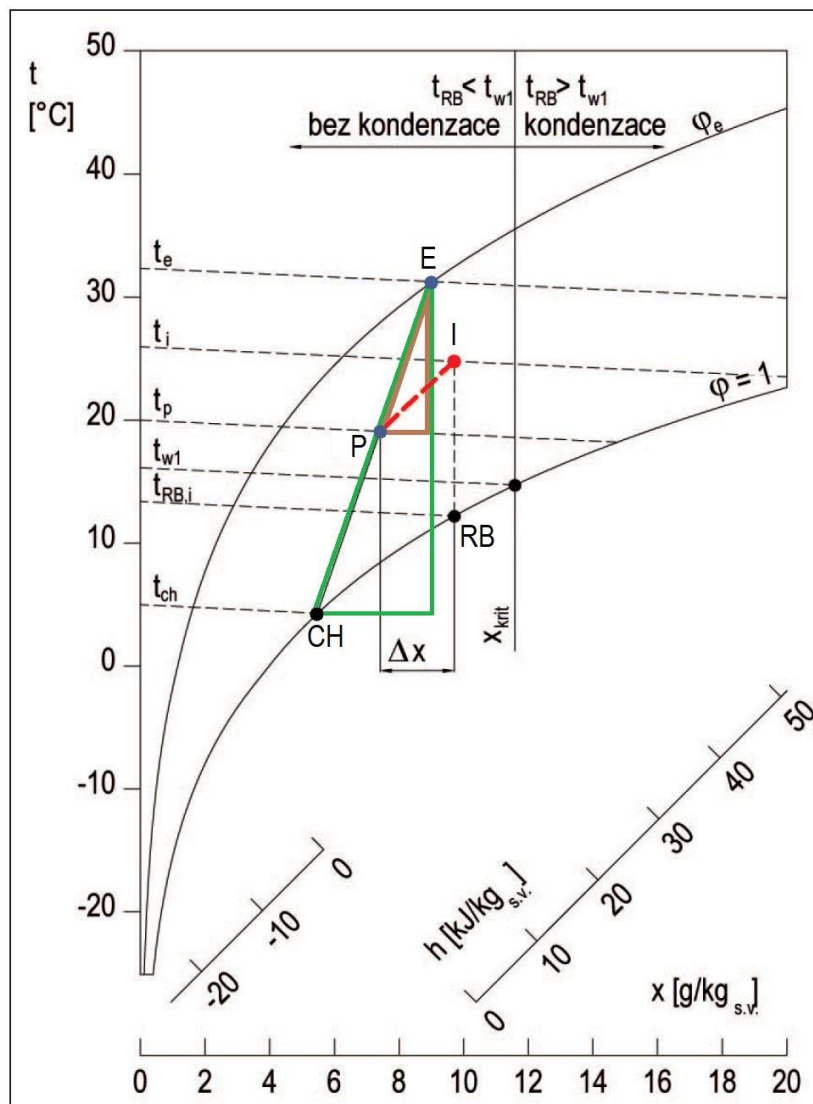


k tzv. suchému nebo mokrému chlazení. Pokud je  $x_e > x_{ch}$  dochází k mokrému chlazení, při němž vodní pára v ochlazovaném vzduchu kondenzuje na chladném povrchu chladiče a vzduch je odvlhčován. Měrná vlhkost přiváděného vzduchu se stanoví ze vztahů, které vyplývají z porovnání trojúhelníků vyznačených v  $h$ - $x$  diagramu na Obr. 3-2 [3]

$$g = \frac{c_a(t_e - t_{ch})}{(x_e - x_{ch})} = \frac{c_a(t_e - t_p)}{(x_e - x_p)} \quad (3.1)$$

Z toho lze vyjádřit  $x_p$  [3]

$$x_p = x_e - \frac{(t_e - t_p)(x_e - x_{ch})}{(t_e - t_{ch})} \quad (3.2)$$



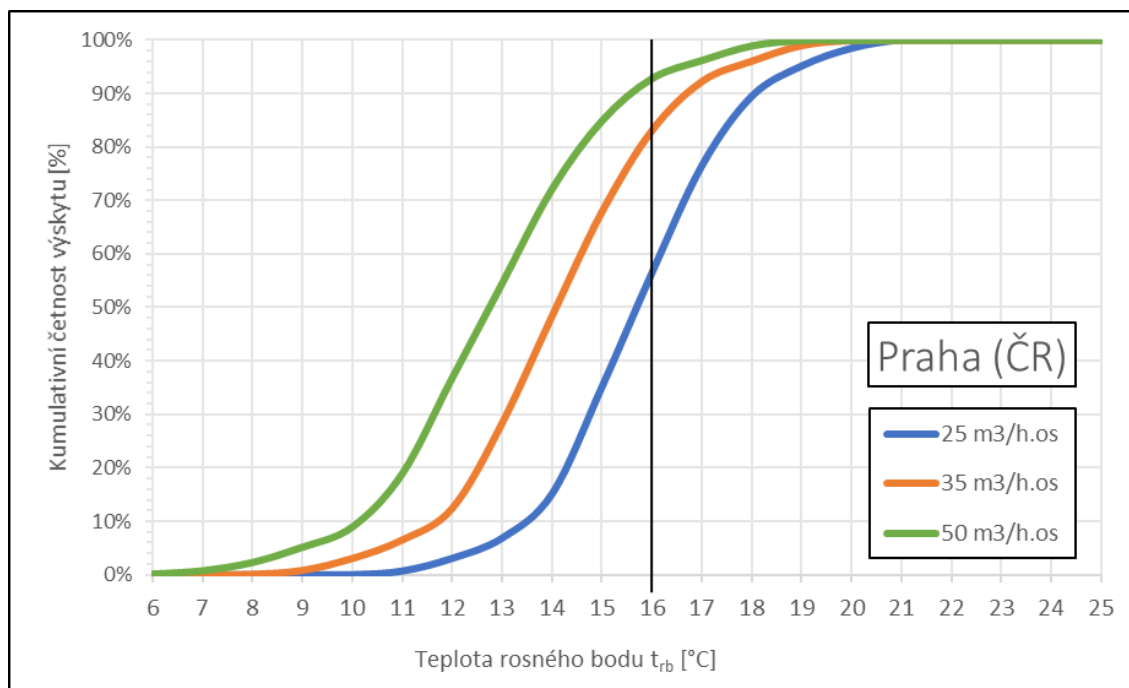
Obr. 3-2 Znárodněná chlazení vzduchu a vyhodnocení rizika kondenzace [13]

Pokud je  $x_e < x_{ch}$  dochází k suchému chlazení, které probíhá při konstantní měrné vlhkosti  $x_e$  a lze tedy psát  $x_e = x_p$ . Ve vnitřním prostoru se přiváděný vzduch

o parametrech  $P$ , jak je vyznačeno na *Obr. 3-2*, ohřeje na teplotu  $t_i$  a navlhčí o  $\Delta x$ . Vlhkostní zisky jsou ve vnitřních prostorech pouze od lidí, a výsledná měrná vlhkost vnitřního vzduchu lze dopočítat ze vztahu (2.30). V těchto analýzách je uvažováno s množstvím vyprodukované vodní páry na člověka  $M_{wp} = 116$  g/h. Všechny jednotlivé výpočty parciálních tlaků, relativních a měrných vlhkostí vycházejí ze vztahů uvedené v kapitole 2.2 *Vlhký vzduch*. Teploty rosného bodu  $t_{rb}$  se stanoví ze vztahu (2.26) a následně se porovná s teplotou vstupní vody do chladicího panelu  $t_{w1}$ , protože to je nejnižší teoretická teplota, jakou může chladný povrch mít, na kterém by mohla kondenzovat vodní pára. Vše je graficky znázorněno v  $h-x$  diagramu na *Obr. 3-2* [3].

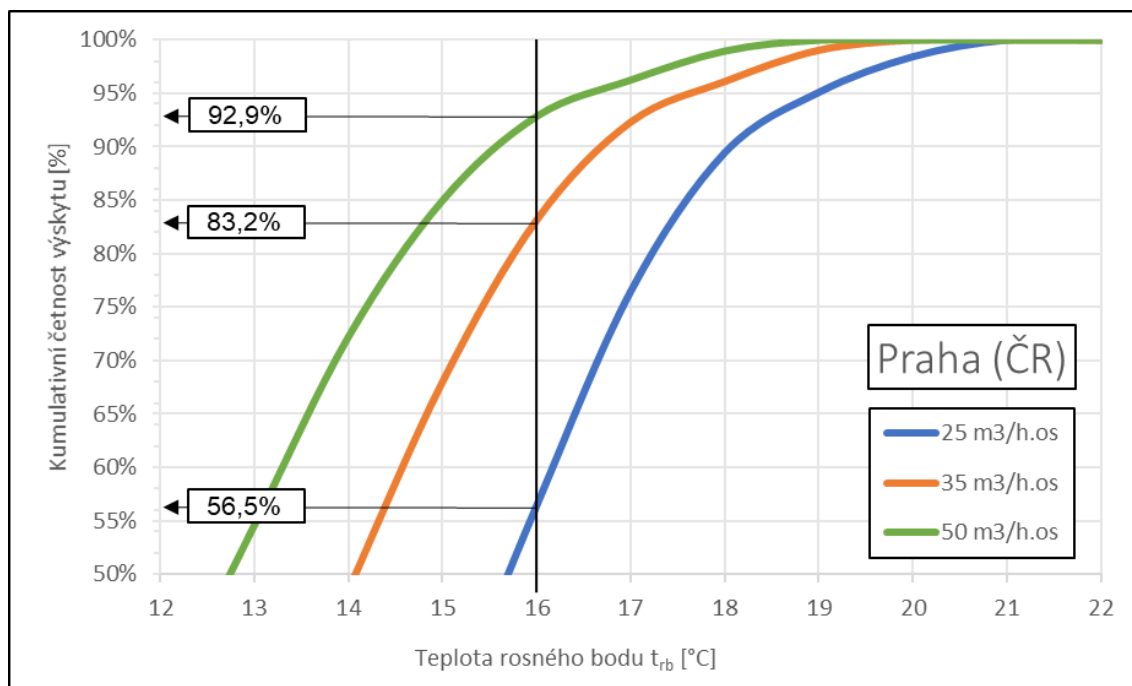
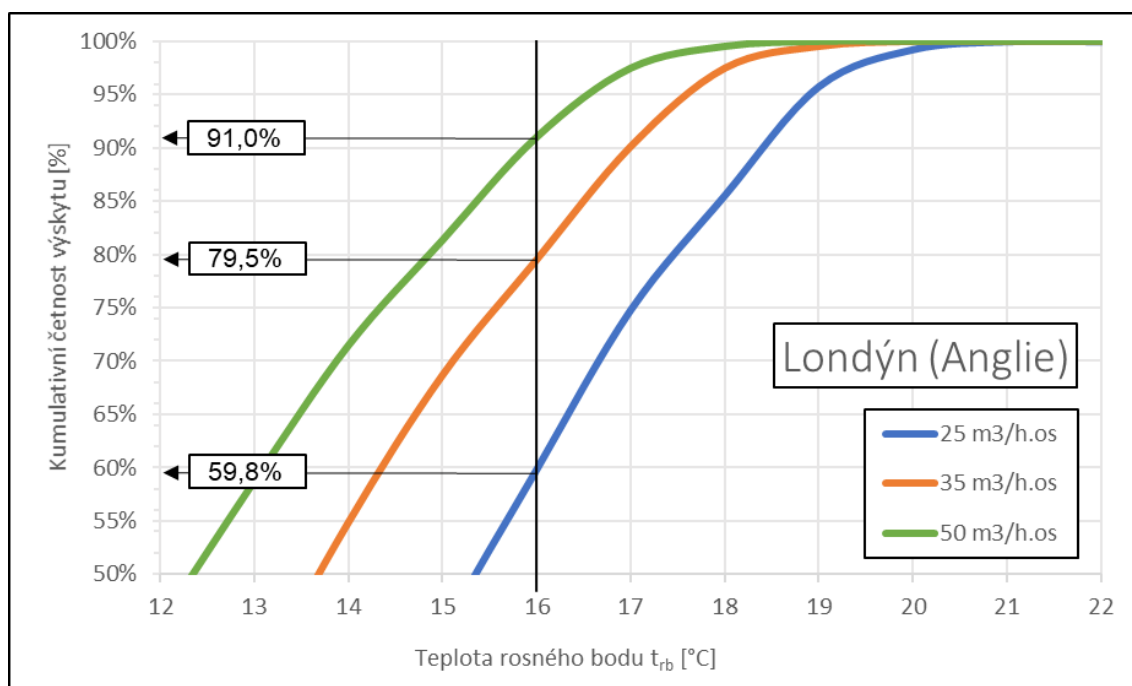
### 3.2.2 Vyhodnocení rizika kondenzace v jednotlivých městech

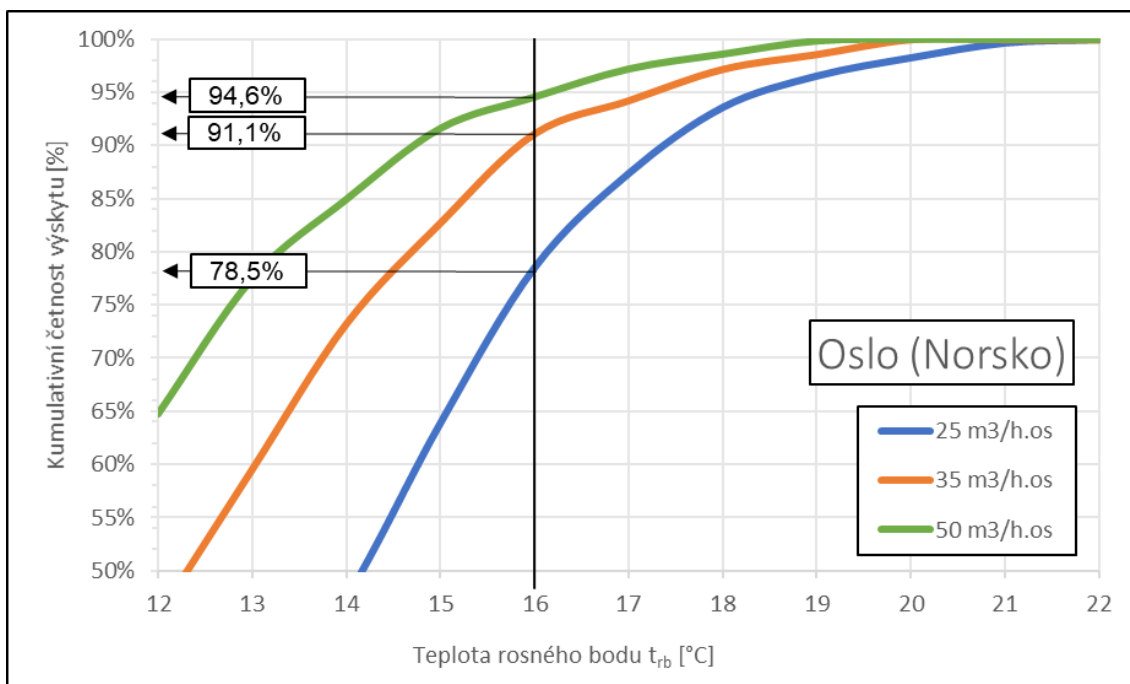
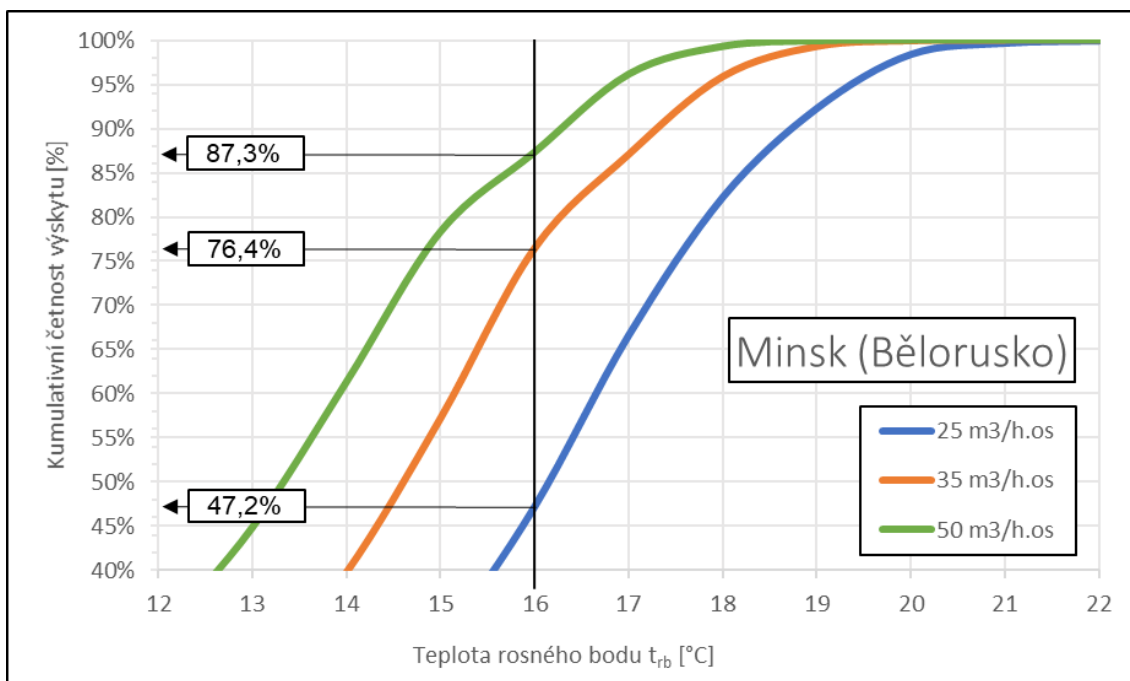
Vyhodnocení rizika kondenzace v podobě kumulativní četnosti teplot rosného bodu je na *Obr. 3-3*. Zde je zobrazen celý průběh kumulativní četnosti výskytu teploty rosného bodu pro teplotu přiváděného vzduchu  $16$  °C a pro průtok větracího vzduchu 25, 35 a 50 m<sup>3</sup>/h.os. Z *Obr. 3-3* je zřejmé, že zvyšování průtoku venkovního vzduchu způsobí menší navlhčení vzduchu v místnosti  $\Delta x$  a riziko kondenzace se tak bude snižovat.

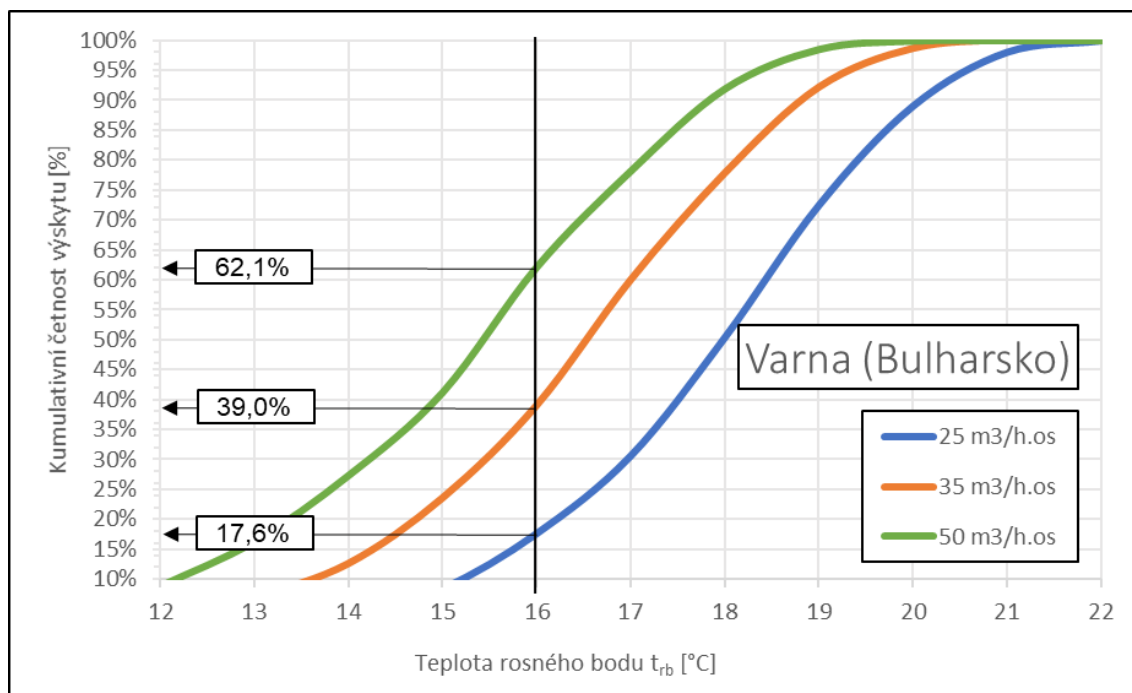
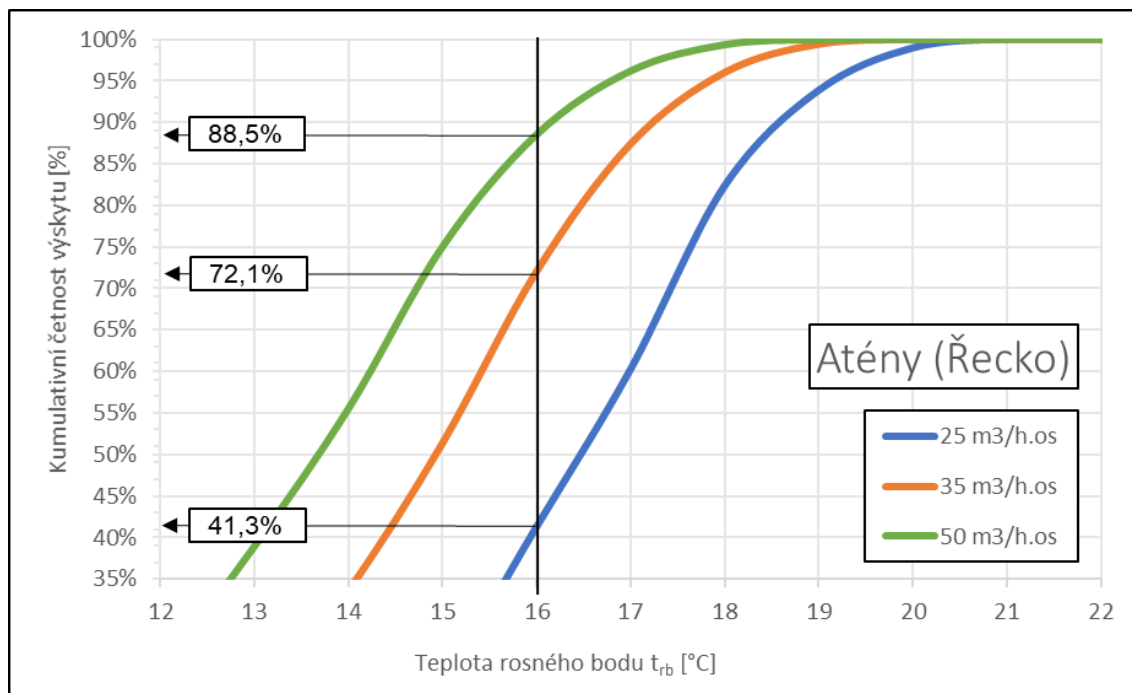


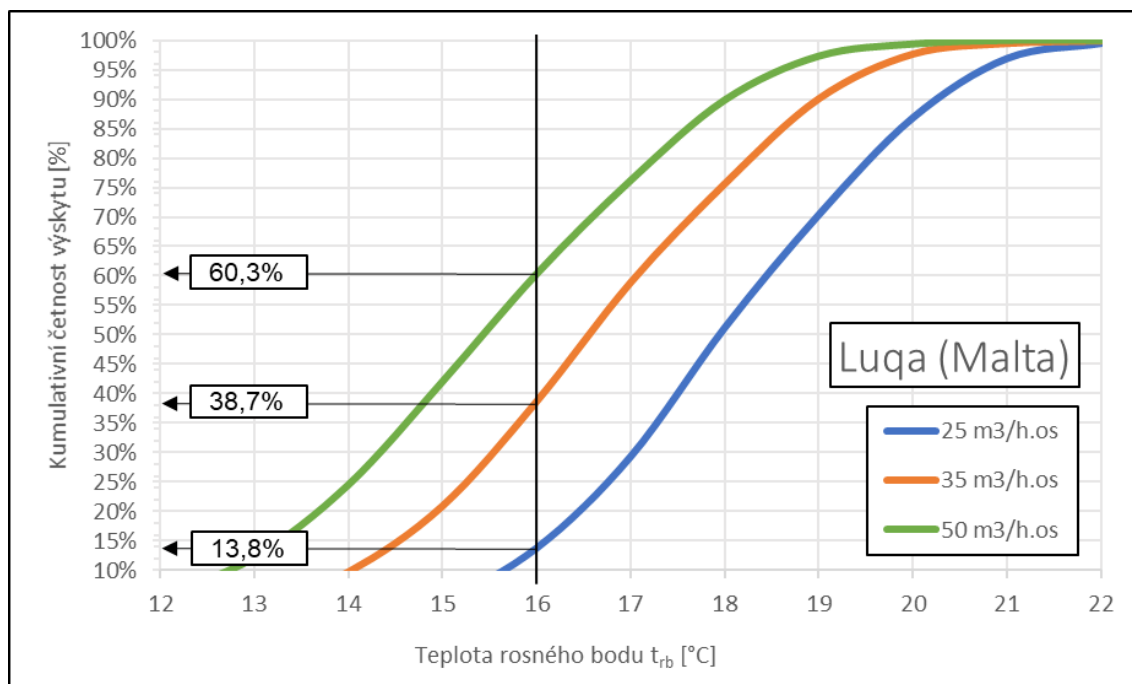
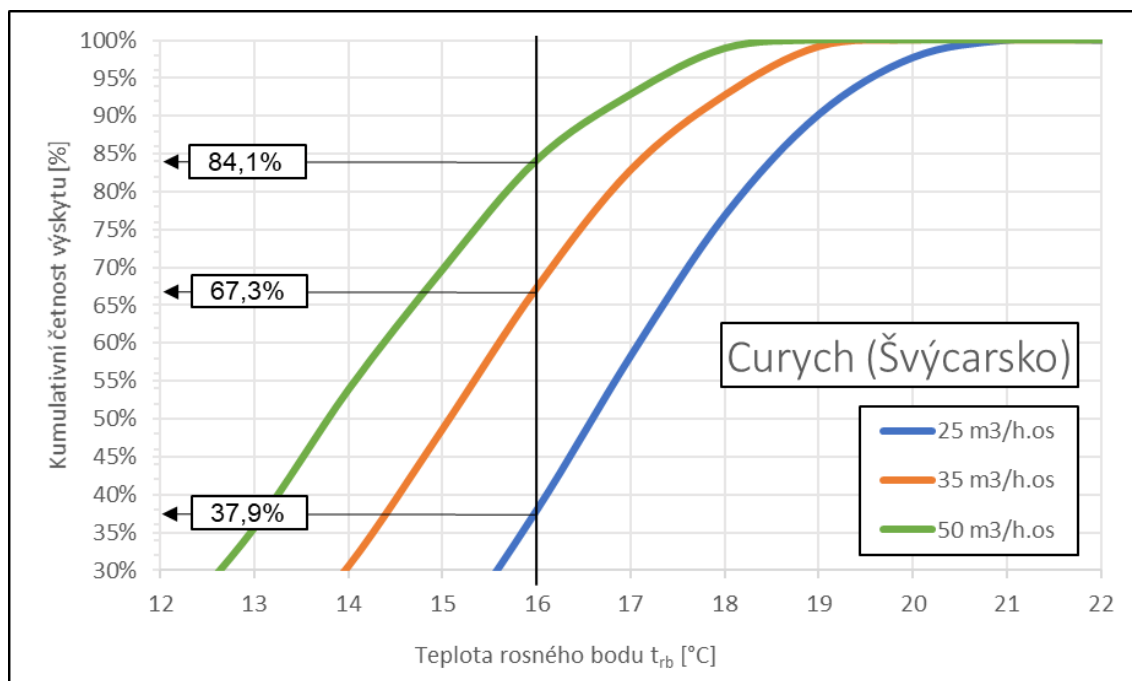
*Obr. 3-3 Celý průběh kumulativní četnost výskytu  $t_{rb}$  v Praze (ČR)*

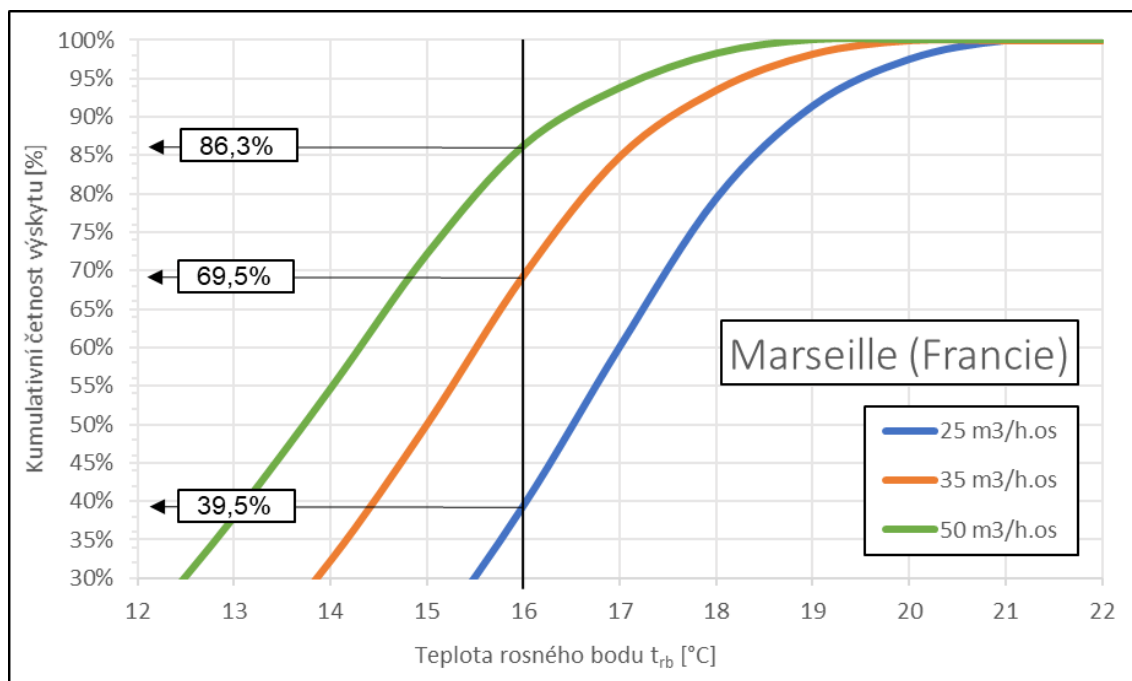
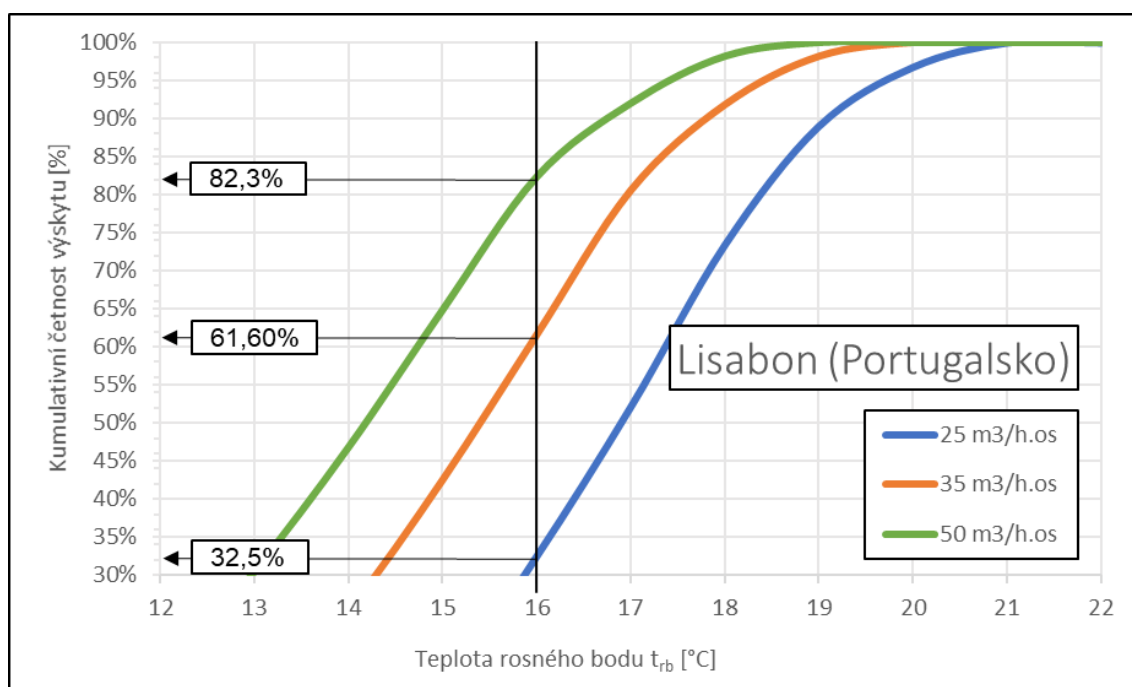
Následující grafy pro všechny vybraná města jsou v detailu s vyznačenými procentuálními výskyty  $t_{rb}$ , které jsou pod teplotou  $t_{w1}$ . Tyto procenta tedy značí počet hodin, kdy nedochází ke kondenzaci z doby, kdy je zapnuté chlazení.

Obr. 3-4 Kumulativní četnost výskytu  $t_{rb}$  v Praze (ČR)Obr. 3-5 Kumulativní četnost výskytu  $t_{rb}$  v Londýně (Anglie)

Obr. 3-6 Kumulativní četnost výskytu  $t_{rb}$  v Oslu (Norsko)Obr. 3-7 Kumulativní četnost výskytu  $t_{rb}$  v Minsku (Bělorusko)

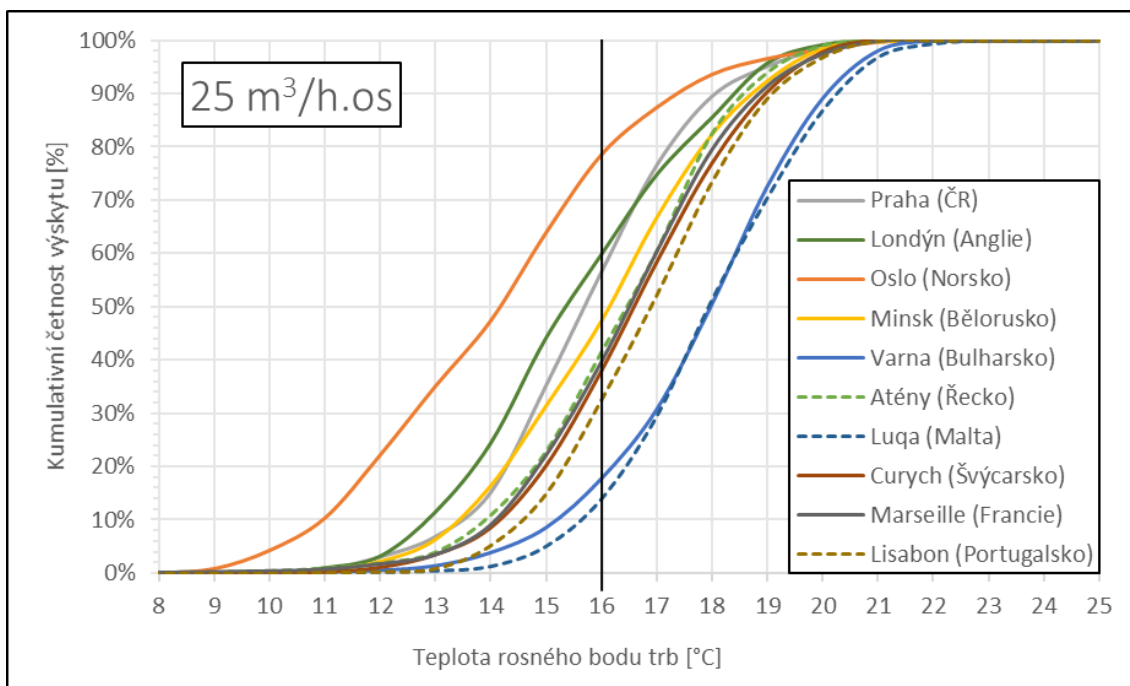
Obr. 3-8 Kumulativní četnost výskytu  $t_{rb}$  ve Varně (Bulharsko)Obr. 3-9 Kumulativní četnost výskytu  $t_{rb}$  v Aténách (Řecko)

Obr. 3-10 Kumulativní četnost výskytu  $t_{rb}$  v Luqě (Malta)Obr. 3-11 Kumulativní četnost výskytu  $t_{rb}$  v Curychu (Švýcarsko)

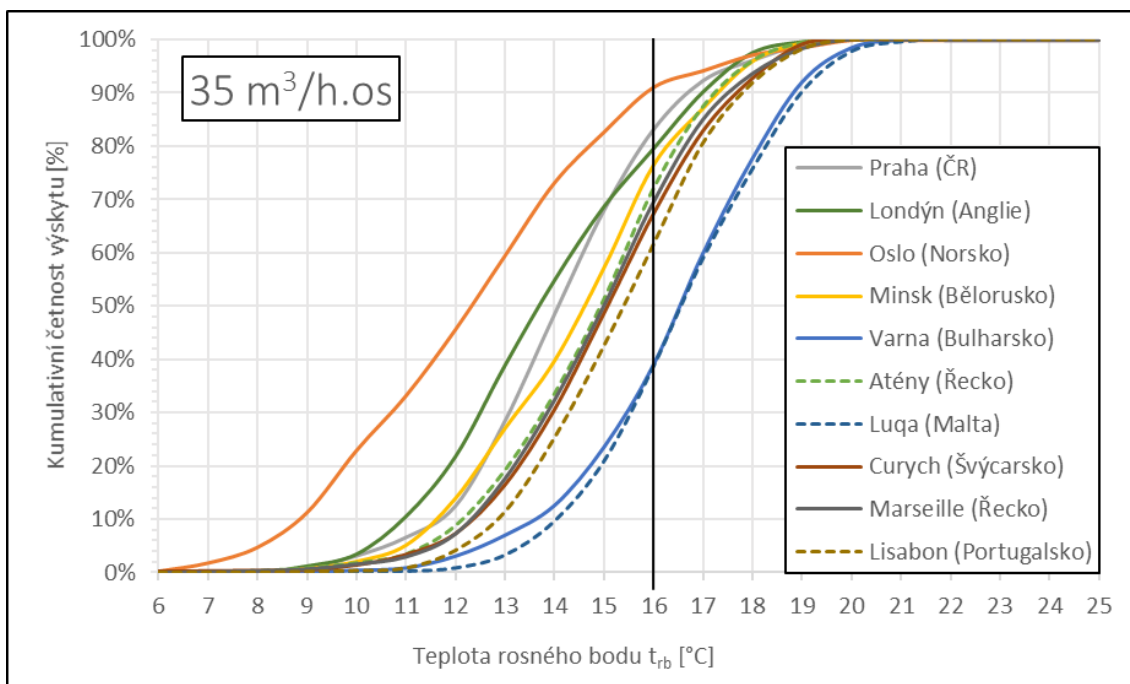
Obr. 3-12 Kumulativní četnost výskytu  $t_{rb}$  v Marseille (Francie)Obr. 3-13 Kumulativní četnost výskytu  $t_{rb}$  v Lisabonu (Portugalsko)

### 3.2.3 Porovnání $t_{rb}$ ve všech městech

Na následujících grafech jsou zvlášť znázorněny všechny křivky kumulativní četnosti výskytu teploty rosného bodu pro jeden průtok.

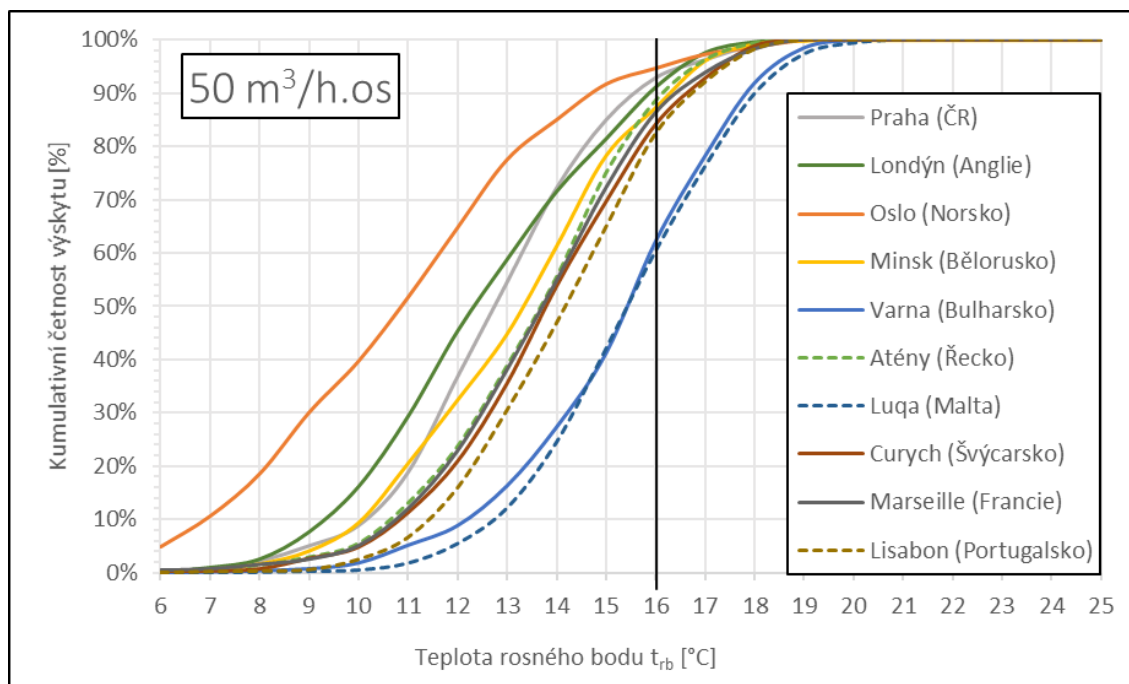


Obr. 3-14 Srovnání kumulativní četnosti výskytu  $t_{rb}$  ve všech městech při průtoku 25 m<sup>3</sup>/h.os.



Obr. 3-15 Srovnání kumulativní četnosti výskytu  $t_{rb}$  ve všech městech při průtoku 35 m<sup>3</sup>/h.os.





Obr. 3-16 Srovnání kumulativní četnosti výskytu  $t_{rb}$  ve všech městech při průtoku  $50 \text{ m}^3/\text{h.os}$ .

Z těchto grafů je patrné, že k riziku kondenzace může dojít ve všech zkontrolovaných městech, pokud bude teplota vstupní vody konstantní  $t_{wl} = 16 \text{ °C}$ . Nejnižší riziko je v Oslu a nejvyšší v Luqě ve Středozezemním moři a Varně na pobřeží Černého moře. Atény se řadí do střední oblasti grafu, spolu se všemi ostatními městy. V následující tabulce jsou shrnuty údaje o tom, kolik hodin z celkových 8760 je chlazení vzduchu zapnuté, a kolik hodin z doby, kdy je zapnuté chlazení, může teoreticky dojít ke kondenzaci. Zeleně je vyznačena nejpriznivější lokace, červeně nejméně příznivé lokace. Analýzy hodnotí pouze stavy vzduchu, kdy dochází k chlazení venkovního vzduchu, tj. kdy je  $t_e < 16 \text{ °C}$ . Ve skutečnosti může nastat stav, např. v přechodovém období, kdy může nastat riziko kondenzace. Další zkruslení může být způsobeno tím, že uvažujeme pro všechny oblasti stejný barometrický tlak.

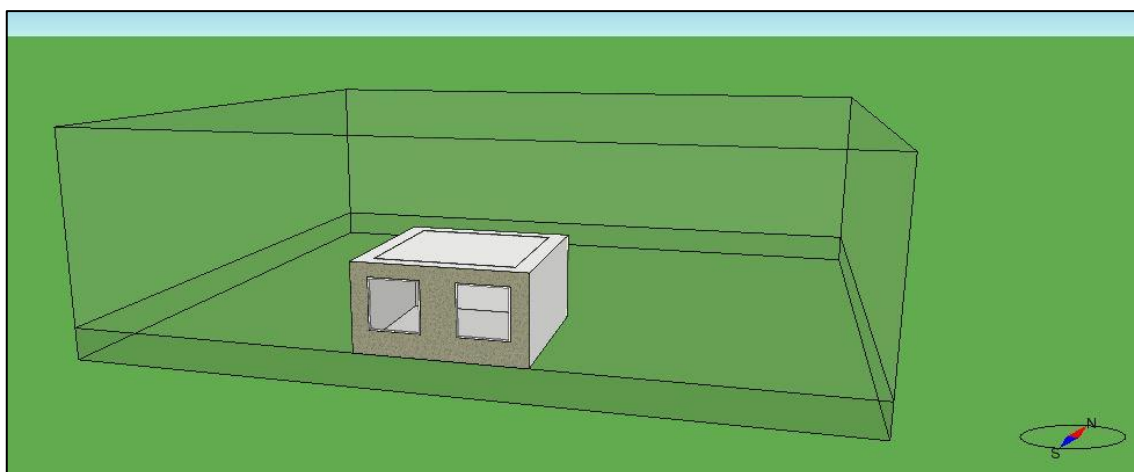
Tab. 3-3 Shrnutí rizika kondenzace v procentech a hodinách pro zkoumaná města

$t_{w1} = 16 \text{ } ^\circ\text{C}$  8760 h v roce	počet hodin, kdy je chlazení vzduchu vypnuté	počet hodin, kdy je chlazení vzduchu zapnuté	počet hodin, kdy je možné riziko kondenzace			počet hodin, kdy ke kondenzaci nedochází		
			Průtok přiváděného vzduchu $V_p$ [ $\text{m}^3/\text{h.os.}$ ]					
			25	35	50	25	35	50
Praha, ČR	7376 h	1384 h	611 h	242 h	109 h	773 h	1142 h	1275 h
	84,2 %	15,8 %	44,1 %	17,5 %	7,9 %	55,9 %	82,5 %	92,1 %
Londýn, Anglie	7291 h	1469 h	590 h	301 h	132 h	879 h	1168 h	1337 h
	83,2 %	16,8 %	40,2 %	20,5 %	9,0 %	59,8 %	79,5 %	91,0 %
Oslo, Norsko	8117 h	643 h	138 h	57 h	35 h	505 h	586 h	608 h
	92,7%	7,3 %	21,5 %	8,9 %	5,4 %	78,5 %	91,1 %	94,6 %
Minsk, Bělorusko	7648 h	1112 h	587 h	262 h	141 h	525 h	850 h	971 h
	87,3 %	12,7 %	52,8 %	23,6 %	12,7 %	47,2 %	76,4 %	87,3 %
Varna, Bulharsko	6779 h	1981 h	1632 h	1208 h	750 h	349 h	773 h	1231 h
	77,4 %	22,6 %	82,4 %	61,0 %	37,9 %	17,6 %	39,0 %	62,1 %
Atény, Řecko	5852 h	2908 h	1707 h	812 h	333 h	1201 h	2096 h	2575 h
	66,8 %	33,2 %	58,7 %	27,9 %	11,5 %	41,3 %	72,1 %	88,5 %
Luqa, Malta	5593 h	3167 h	2731 h	1942 h	1257 h	436 h	1225 h	1910 h
	63,8 %	36,2 %	86,2%	61,3%	39,7%	13,8%	38,7%	60,3%
Curych, Švýcarsko	7494 h	1266 h	786 h	414 h	201 h	480 h	852 h	1065 h
	85,5 %	14,5 %	62,1 %	32,7 %	15,9 %	37,9 %	67,3 %	84,1 %
Marseille, Francie	6286 h	2474 h	1496 h	755 h	340 h	978 h	1719 h	2134 h
	71,8 %	28,2 %	60,5 %	30,5 %	13,7 %	39,5 %	69,5 %	86,3 %
Lisabon, Portugalsko	6104 h	2656 h	1793 h	1020 h	469 h	863 h	1636 h	2187 h
	69,7 %	30,3 %	67,5 %	38,4 %	17,7 %	32,5 %	61,6 %	82,3 %

### 3.3 Simulační výpočet

#### 3.3.1 Popis modelu

Model kanceláře je vytvořen a zasazen do budovy podle 3D náhledu na Obr. 3-17. Tělo budovy není z hlediska simulace důležité, jde pouze o to, aby se rozlišilo, které stěny zóny tvoří obálku budovy. V tomto případě je externí pouze jedna stěna a je orientovaná na jih. Přes vnitřní stěny, strop ani podlahu neprochází teplo. Stěny zóny, kromě externí, se chovají jako by na druhé straně probíhal stejný proces jako uvnitř zóny. To platí i pro podlahu.



Obr. 3-17 3D náhled na zónu (kancelář) a tělo budovy

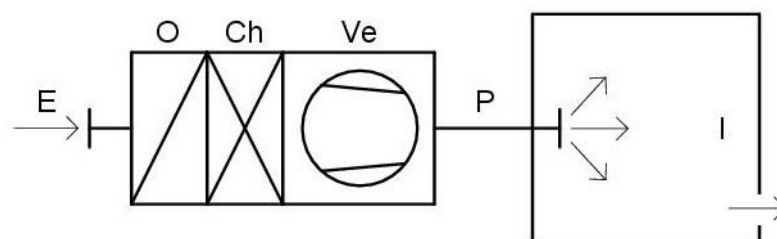
Rozměry místnosti jsou 5x5x2,6 m. Plocha podlahy je 25 m<sup>2</sup> a objem místnosti je 65 m<sup>3</sup>. Ve vnější stěně jsou umístěny 2 totožná okna 1,5x1,5 m. Vlastnosti stěn a prosklení jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 3-4 Vlastnosti stěn a prosklení zóny

	tloušťka	U	Popis
	[m]	[W/m <sup>2</sup> .K]	
vnější stěny	0,38	0,2236	beton 150 mm, lehká izolace 150 mm, beton 80 mm
vnitřní stěny	0,146	0,6187	Dvojitý sádkarton po 26 mm, vzduchové mezery po 32 mm a lehká izolace 30 mm
podlaha a strop	0,303	0,164	Dřevo 10 mm, dřevotříska 22 mm, konstrukce s izolací 245 mm, sádra 26 mm
okna	0,25	1,1	Dvojité zasklení, solární propustnost 0,33, šířka dutiny 15 mm vyplněné argonem

Pro jednoduchost bylo ze zóny odstraněno osvětlení a veškerý nábytek. V zóně jsou uvažovány pouze 2 počítače, které produkují každý 150 W a 2 zaměstnanci, kteří produkují konstantně každý po 62 W a 116 g/h vodní páry po celou dobu pracovní doby. Protože jsou klimatická data v podobě referenčního klimatického roku, je pracovní doba nastavena na každý den od 6.00 do 18.00, aby byly zmapovány i případné víkendové extrémy. V modelu není uvažováno s infiltrací, veškerou výměnu vzduchu zajišťuje větrací jednotka.

**Větrací jednotka** zajišťuje pouze přívod vzduchu. Skládá se z ohřívače, chladiče a ventilátoru. Žádaná hodnota teploty přiváděného vzduchu  $t_p$  je nastavena na 16 °C konstantně po celý rok. Ohřev vzduchu zajišťuje vodní ohřívač s teplotním spádem 20 K. Chlazení zajišťuje vodní chladič s teplotním navýšením 4 K, teplota vstupní vody 3 °C a teplota výstupní vody 7 °C. Povrchová teplota chladiče se dá uvažovat 5 °C. Průtok vzduchu  $\dot{V}$  je nastaven na 35 m<sup>3</sup>/h.os. Provoz ventilátoru je nastaven na pracovní dobu.



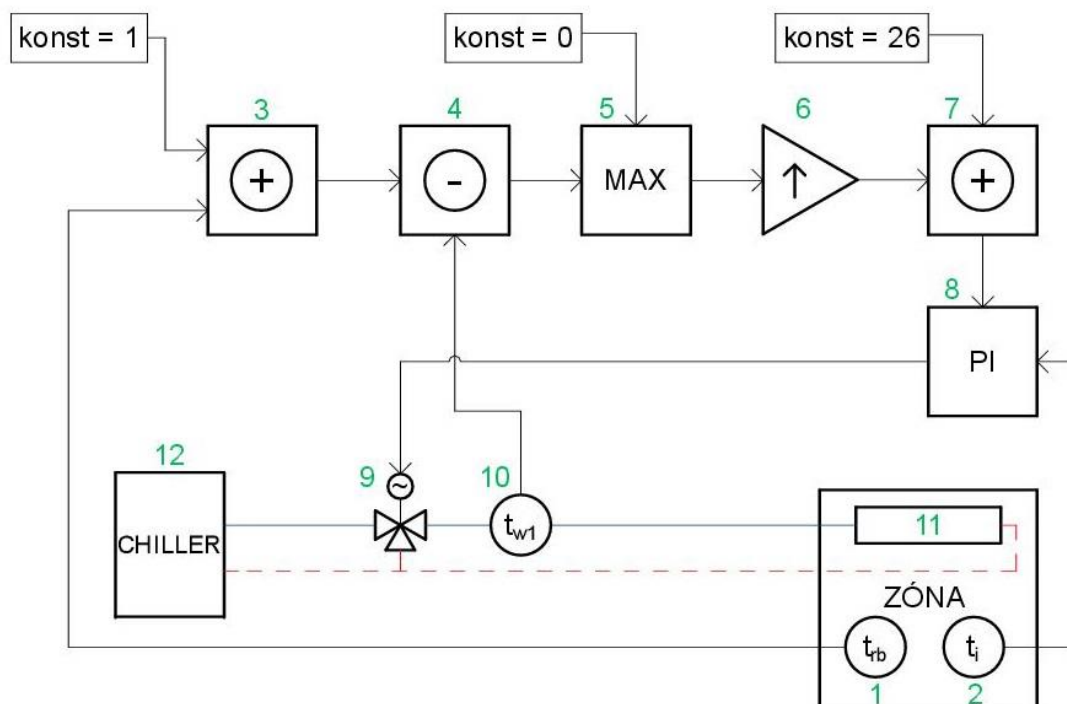
Obr. 3-18 Schéma větrací jednotky

**Strojovna** obsahuje kotel a chladicí jednotku. Kotel zajišťuje teplou vodu pro vodní ohřívač větrací jednotky. Chladicí jednotka zajišťuje vodu o teplotě 3 °C pro vodní chladič větrací jednotky a vodu o teplotě 16 °C pro chladicí panel umístěný v zóně.

**Chladicí panel** je upevněn na strop zóny a je situován doprostřed stropu o rozměrech 4x4 m. Navrhovaný výkon chladicího panelu je 1200 W. Teplotní spád mezi teplotou vstupní vody a výstupní vody při navrhovaném výkonu je nastaven na 2 K a průměrný rozdíl mezi teplotou chladicí vody a teplotou vzduchu v místnosti při navrhovaném výkonu je nastaven na 9 °C. To znamená, že při maximálním výkonu bude teplota vstupní vody  $t_{w1} = 16$  °C, teplota výstupní vody  $t_{w2} = 18$  °C a teplota vzduchu v místnosti  $t_i = 26$  °C. Regulace panelu je kvalitativní, hmotnostní průtok vody panelem  $\dot{m} = 0,1433$  kg/s je konstantní. Detailní popis regulace chladicího panelu je popsán v následující kapitole.

### 3.3.2 Regulace chladicího panelu

Primární požadavek na regulaci je takový, aby v žádném případě nedocházelo ke kondenzaci vodní páry. Výkon chladicího stropu je dán rozdílem mezi teplotou vzduchu v prostoru a povrchovou teplotou chladicího panelu. Požadavek na vnitřní teplotu vzduchu je konstantní  $t_i = 26$  °C, takže jediné, co se může měnit je povrchová teplota chladicího panelu a ta je dána teplotou chladicí vody. Na Obr. 3-19 je schematicky znázorněn a popsán regulační obvod.



Obr. 3-19 Schéma regulačního obvodu; 1 – senzor teploty rosného bodu v místnosti; 2 – senzor teploty vzduchu v místnosti; 3,7 – sčítač; 4 – odčítač; 5 – hledač maxima; 6 – zesilovač; 8 – PI regulátor; 9 – směšovací armatura; 10 – senzor teploty vody; 11 – chladič panel; 12 – chladič jednotka (chiller)

Senzor teploty rosného bodu (1) snímá teplotu rosného bodu  $t_{rb}$  v místnosti. Členy (3) a (4) vyjadřují matematickou operaci  $(t_{rb} + 1 - t_{w1})$ , která zajišťuje, že  $t_{rb}$  bude vždy o 1 °C vyšší než  $t_{w1}$ . Teplota vody  $t_{w1}$  je teplota za směšovací armaturou vstupující do chladič panelu a je snímána senzorem (10). Ve vztahu by mohla figurovat povrchová teplota chladič panelu místo  $t_{w1}$  (která je do jisté míry vyšší než  $t_{w1}$ ), protože právě povrch je ve styku s vnitřním vzduchem. Analýzy ale uvažují  $t_{w1}$ , protože to je nejnižší teplota, jakou by povrch mohl mít. Navíc program umožňuje snímání pouze průměrné teploty povrchu, která je při maximálním výkonu cca o 2,5 °C vyšší než  $t_{w1}$ . „Hledač maxima“ (5) vyhodnocuje maximum z  $(0; t_{rb} + 1 - t_{w1})$ . Pokud  $(t_{rb} + 1 - t_{w1}) > 0$ , hrozí riziko kondenzace. Zesilovač (6) násobí signál konstantou. Hodnota  $K$ , kterou se signál násobí se musela odhadnout podle průběhu teploty  $t_{w1}$ . V Praze, kde k riziku nedochází tak často, funguje regulační obvod s  $K = 1$ . V Lučě na Maltě dochází k riziku častěji, a v některých případech docházelo k překročení teploty vstupní vody  $t_{w1}$  teplotou rosného bodu  $t_{rb}$ . To je nežádoucí, a lze to vyřešit zvolením  $K = 10$ . Poté se průběh  $t_{rb}$  drží po celý rok bezpečně pod  $t_{w1}$ . Do sčítače (7) vstupuje konstanta požadované teploty

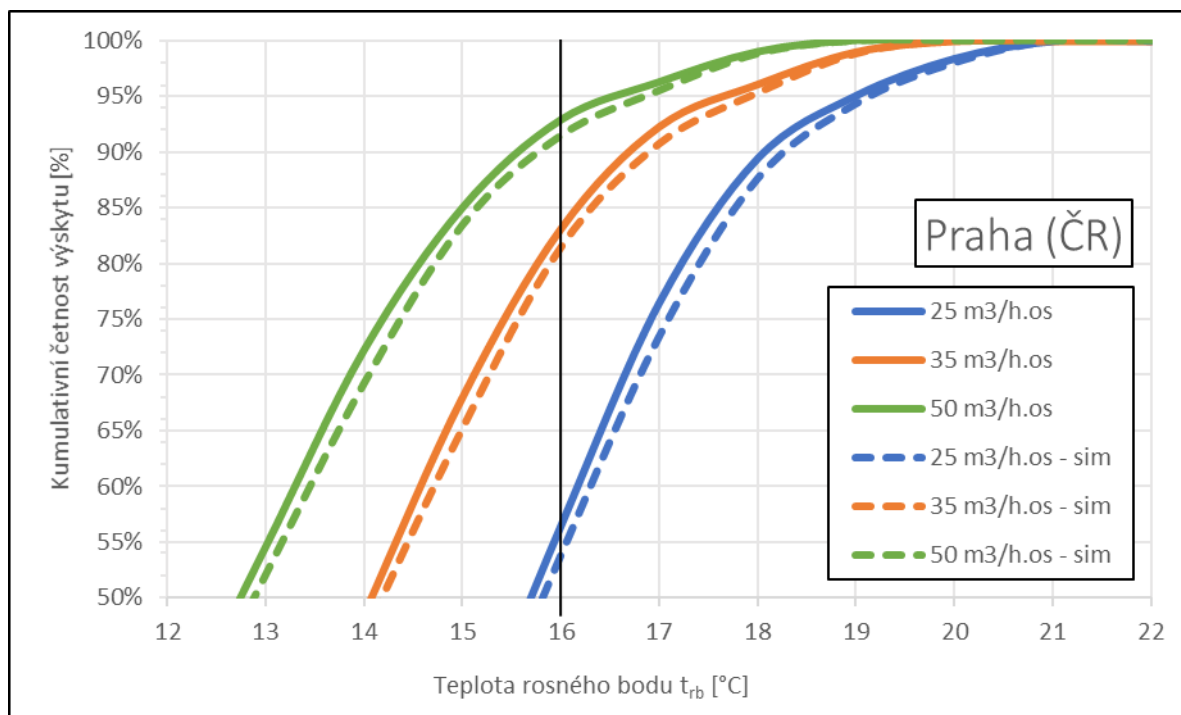
vnitřního vzduchu  $t_i = 26 \text{ }^\circ\text{C}$  a tzv. přírůstek  $\Delta t_i$ , který vyjadřuje ochranu proti kondenzaci v podobě navýšení požadované veličiny pro PI regulátor (8).

$$\Delta t_i = K \cdot \text{MAX}(0; t_{rb} + 1 - t_{w1}) \quad (3.3)$$

Do PI regulátoru vstupuje ze zóny jako měřená veličina teplota vnitřního vzduchu  $t_i$  snímaná senzorem (2) a požadovaná veličina  $(26 + \Delta t_i)$ . Pokud nehrozí kondenzace  $\Delta t_i = 0$ , v opačném případě je  $\Delta t_i$  kladné číslo. V PI regulátoru je nastaven parametr zesílení na 0,3 a časová integrační konstanta na 300 s. Výstup z regulátoru je řídicí signál pro směšovací armaturu (9). Směšovací armatura je zapojena podle *Obr. 2-18 a*). Z chladicí jednotky (12) je připravována voda o teplotě  $16 \text{ }^\circ\text{C}$  a ve směšovací armatuře dochází ke směšování s vratnou vodou o teplotě  $t_{w2}$ .

### 3.3.3 Porovnání psychrometrických a simulačních výpočtů

Vstupy do simulačního programu a psychrometrických manuálních výpočtů v analýze z kapitoly 3.2 jsou téměř totožné. Lze tedy oba způsoby do určité míry porovnat. Ze simulace získáme průběh měrné vlhkosti přiváděného vzduchu  $x_p$ . Průměrný rozdíl měrných vlhkostí simulovaných a vypočítaných se pohybuje v rozmezí  $\pm 0,1 \text{ g/kg}_{s.v.}$ , což je přijatelné. S dopočítáním  $t_{rb}$  pro nasimulované měrné vlhkosti, lze porovnat kumulativní četnosti výskytu teplot rosného bodu.



*Obr. 3-20 Porovnání křivek kumulativní četnosti výskytu  $t_{rb}$  psychrometrickými výpočty a simulačními výpočty*

Simulované průběhy teploty rosného bodu jsou poněkud kritičtější. Způsobené to může být odlišným průběhem úpravy vzduchu na chladiči. Ve výpočtech uvažujeme teoretický průběh chladiče, a v simulaci může chladič pracovat podle reálnějšího průběhu, tudíž je riziko vyšší. V *Tab. 3-5* je uveden procentuální rozdíl křivek nasimulované a manuálně vypočtené při  $t_{rb} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ .

*Tab. 3-5 Procentuální rozdíl křivek při  $t_{rb} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$*

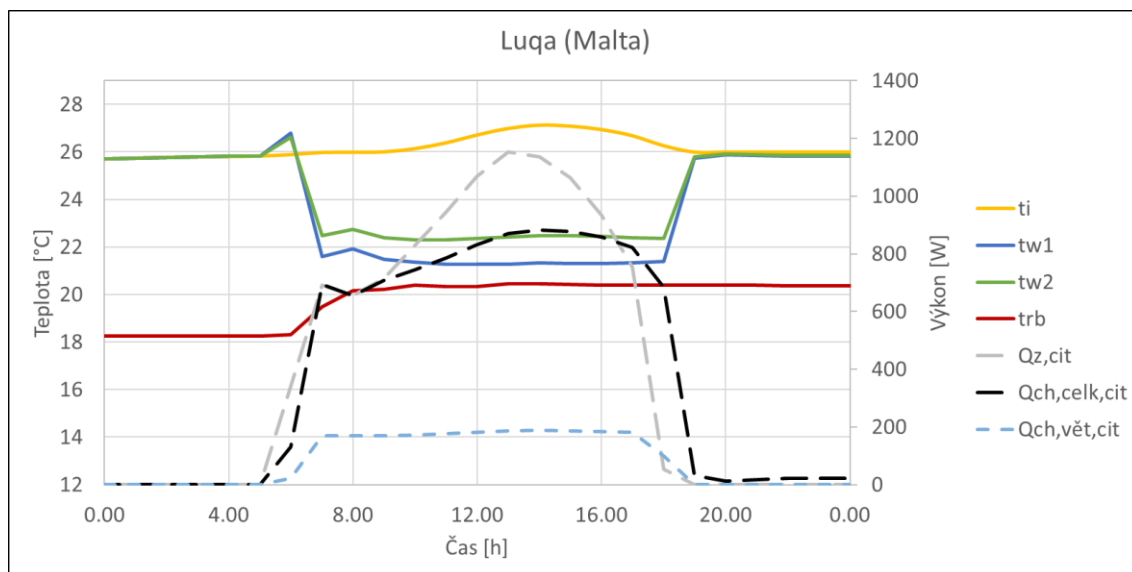
$t_{rb} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$	Průtok vzduchu $V$ [ $\text{m}^3/\text{h.os.}$ ]		
	25	35	50
% rozdíl	2,6 %	1,7 %	1,4 %

### 3.3.4 Popis výsledků simulace na jednom kritickém dni

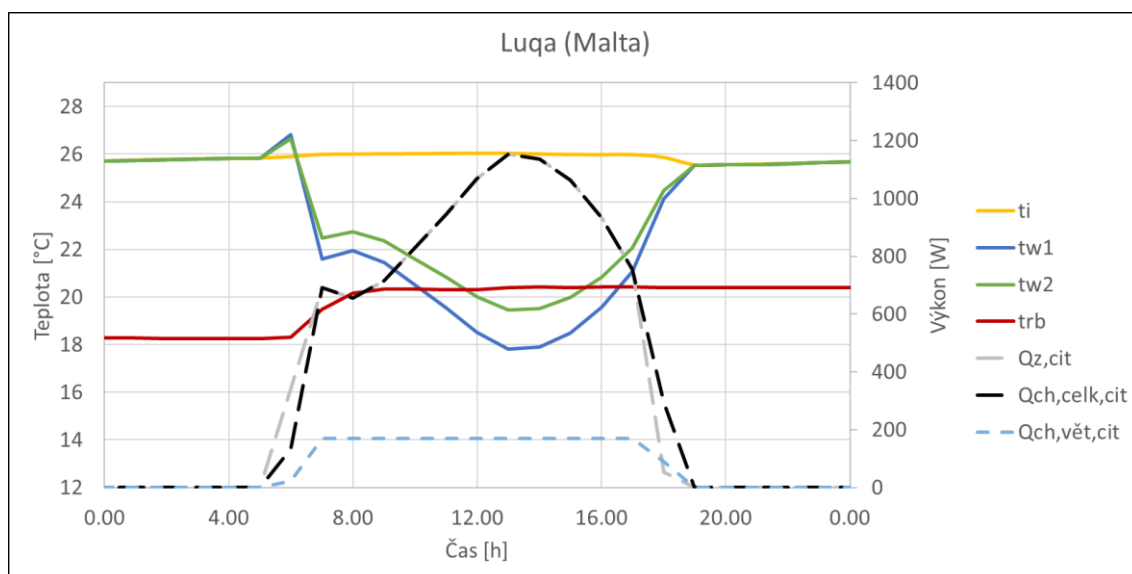
Průběh teplot, výkonů a zátěže jednoho letního dne je zobrazen na *Obr. 3-21*. Teplota rosného bodu v místnosti má během dne prakticky konstantní průběh přibližně  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Teplota vstupní vody do chladičového panelu tak nemůže klesnout pod  $21 \text{ }^\circ\text{C}$ . Tímto je chladičí výkon výrazně omezen a dochází k navýšení teploty vnitřního vzduchu. Citelný chladičí výkon větracího vzduchu je přes den téměř konstantní. Je dán vztahem [5]

$$Q_{ch,vět,cit} = \dot{V}_e \rho c_a (t_i - t_p) \quad (3.4)$$

Ke zvýšení výkonu dochází pouze tehdy, zvyšuje-li se  $t_i$  a tím i pracovní rozdíl teplot  $\Delta t_p$ . Celkový citelný chladičí výkon v zóně  $Q_{ch,celk,cit}$  je dán součtem  $Q_{ch,vět,cit}$  a chladičího výkonu panelu  $Q_{ch,p}$ . Citelná tepelná zátěž prostoru  $Q_{z,cit}$  je v oblasti, kdy stoupá  $t_i$  vyšší než  $Q_{ch,celk,cit}$ . Panel v této době nemůže vydat dostatečný chladičí výkon, protože by hrozilo riziko kondenzace. Na *Obr. 3-22* je průběh stejného dne, ale bez ochrany proti kondenzaci v regulačním obvodu. Je vidět, že k výraznému překročení teploty vstupní vody teplotou rosného bodu dochází povětšinu dne a dozajista by došlo ke kondenzaci vodní páry na povrchu panelu. Mimo pracovní dobu, kdy se nechladí, teploty vody v panelu kopírují teplotu vzduchu v místnosti.



Obr. 3-21 Průběh jednoho letního dne v Luqě s ochranou proti kondenzaci v regulačním obvodu při průtoku  $25 \text{ m}^3/\text{h.os.}$

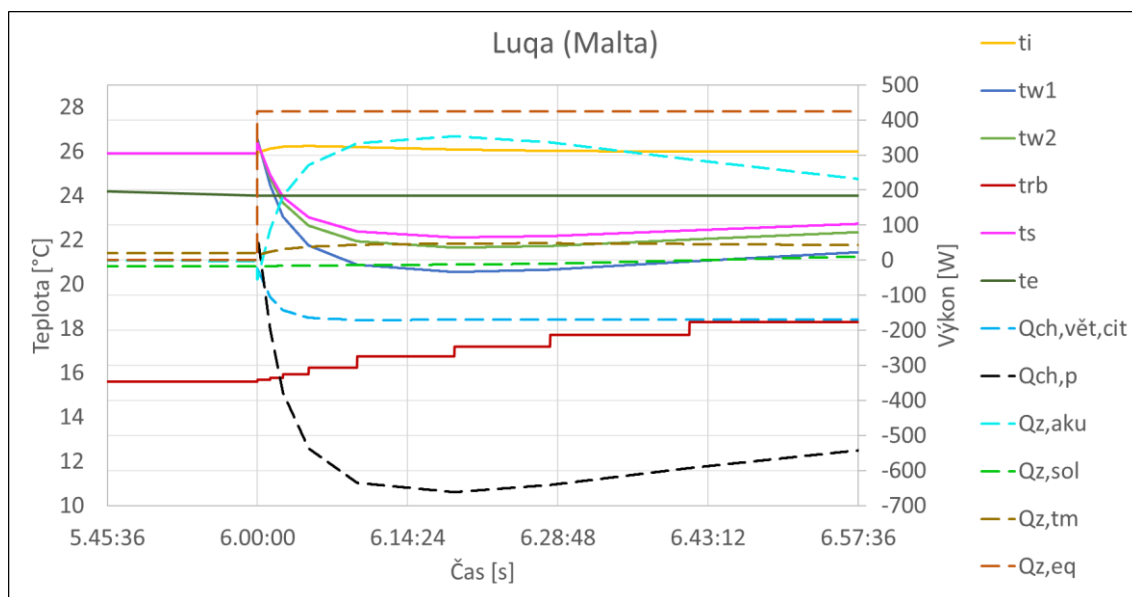


Obr. 3-22 Průběh jednoho letního dne v Luqě bez ochrany proti kondenzaci v regulačním obvodu při průtoku  $25 \text{ m}^3/\text{h.os.}$

Ve všech grafech jsou data vyhodnocována po hodinách. Na následujícím grafu je vyznačen průběh začátku pracovní doby s nastavenou frekvencí výstupu po 2 sekundách. Přesně v 6.00 začíná pracovní doba, tzn. v zóně začnou skokově působit vnitřní zisky  $Q_{z,eq}$ , začne se přivádět vzduch s citelným chladicím výkonem  $Q_{ch,vět,cit}$  a začne chladit chladicí panel. Přesně v této době vykazují křivky teplot vody v panelu zvláštní chování v podobě navýšení o přibližně 1 K. Tyto skoky jsou viditelné i na Obr. 3-26, z čeho je patrné, že toto chování není pravidelné. Panel zjevně nějakým



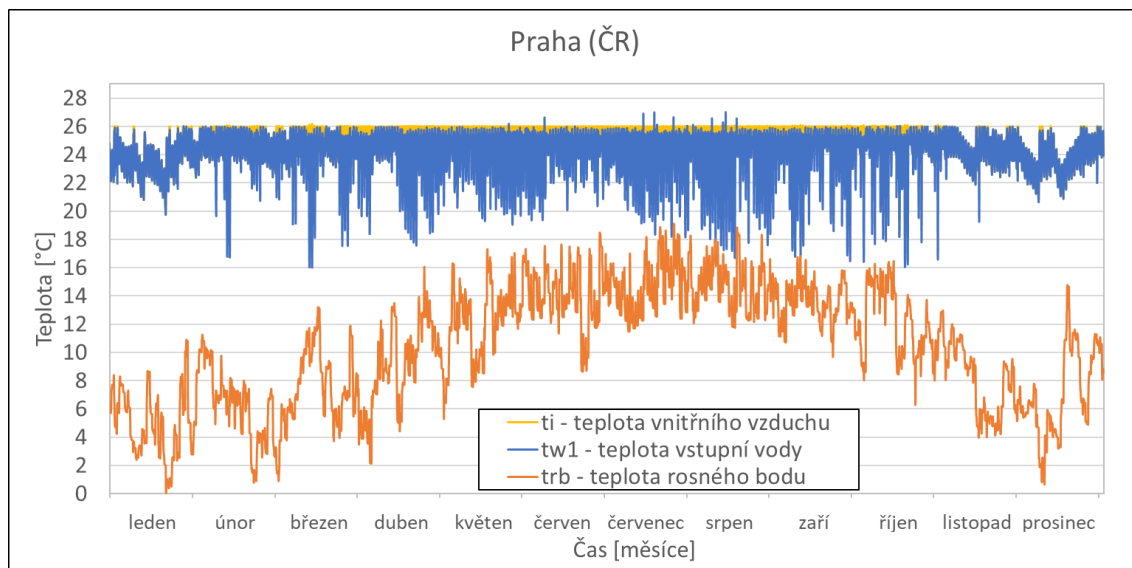
způsobem reaguje na skokovou změnu akumulace v místnosti  $Q_{z,aku}$ , která ze začátku vykazuje záporné hodnoty. Zajímavé také je, že  $t_{rb}$  nemá plynulý průběh, ale skokový.



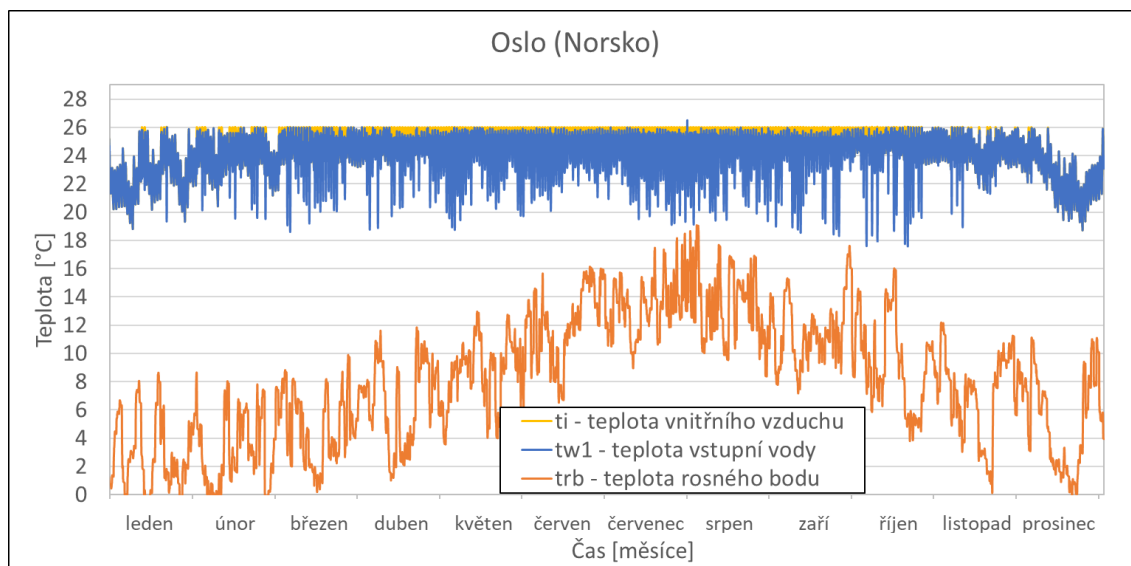
Obr. 3-23 Průběh začátku pracovní doby

### 3.3.5 Celoroční průběh $t_{rb}$ , $t_{w1}$ a $t_i$

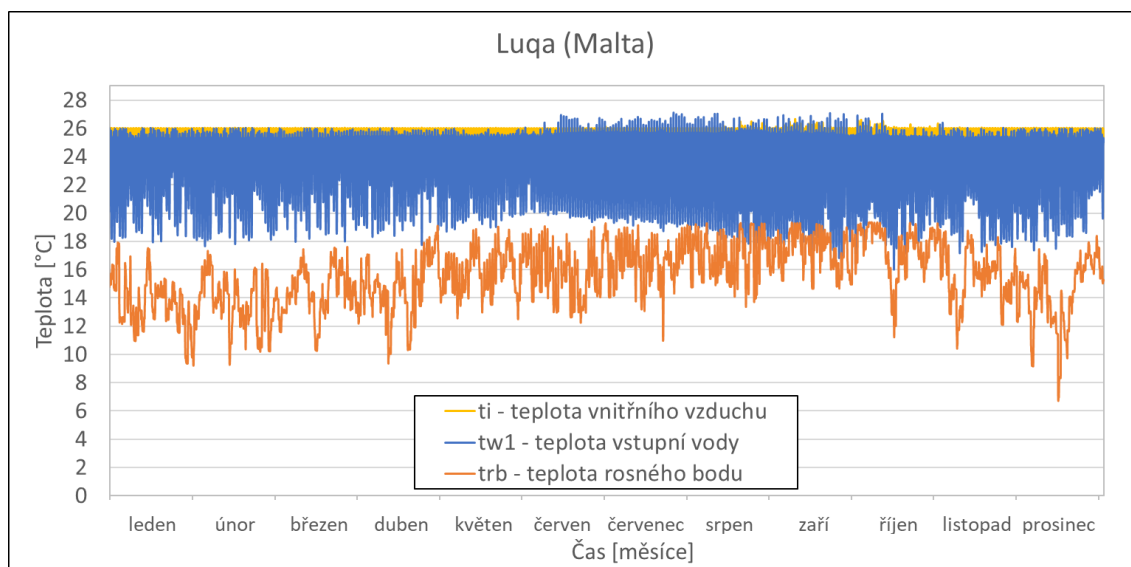
Na následujících grafech je zobrazen celoroční průběh teplot  $t_{rb}$ ,  $t_{w1}$  a  $t_i$  pro průtok přiváděného vzduchu  $35 \text{ m}^3/\text{h.os.}$  v Praze, Oslu a Luqě. Grafy slouží jen pro představu, kde se pohybují dané teploty v severní, střední a jižní Evropě. Na grafu průběhu teplot v Luqě jsou vidět skoky teplot  $t_i$  nad požadovanou hodnotu  $26 \text{ }^\circ\text{C}$ . Naopak na grafu průběhu v Oslu je zřetelné, že k navýšení vnitřní teploty vzduchu prakticky nedochází.



Obr. 3-24 Celoroční průběh teplot  $t_{rb}$ ,  $t_{w1}$  a  $t_i$  v Praze při průtoku vzduchu  $35 \text{ m}^3/\text{h.os.}$



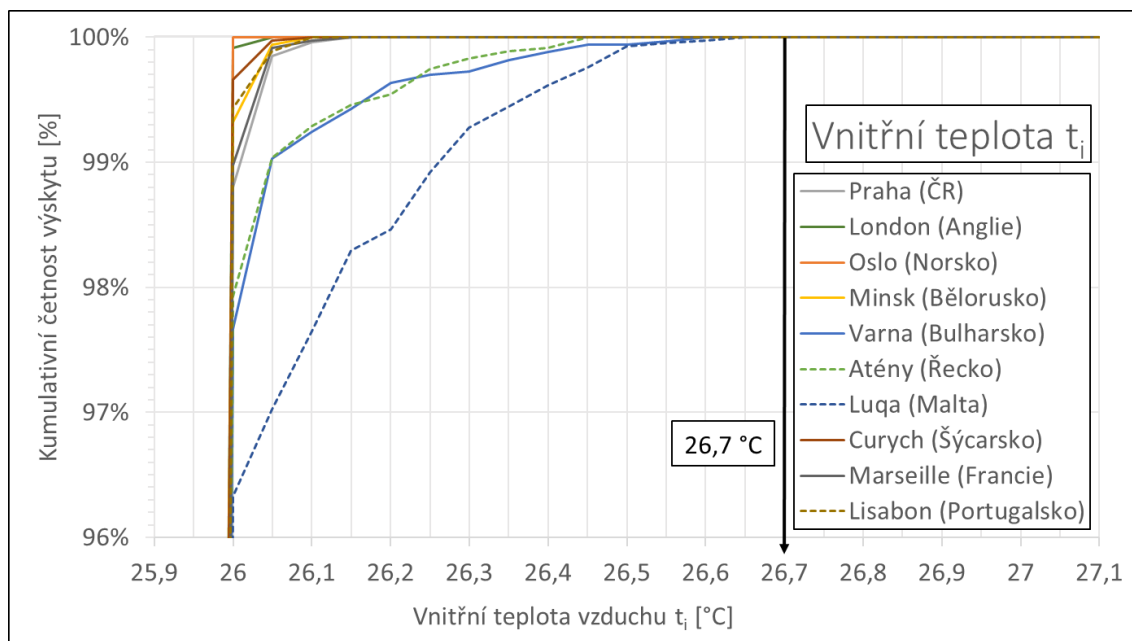
Obr. 3-25 Celoroční průběh teplot  $t_{rb}$ ,  $t_{w1}$  a  $t_i$  v Oslu při průtoku  $35 \text{ m}^3/\text{h.os.}$



Obr. 3-26 Celoroční průběh teplot  $t_{rb}$ ,  $t_{w1}$  a  $t_i$  v Luqě při průtoku  $35 \text{ m}^3/\text{h.os.}$

### 3.3.6 Vyhodnocení průběhu simulace pro průtok čerstvého vzduchu $35 \text{ m}^3/\text{h.os.}$

Na následujících grafech je vyhodnocení kumulativní četnosti výskytu vnitřní teploty vzduchu v jednotlivých městech při průtoku vzduchu  $35 \text{ m}^3/\text{h.os.}$ , který je doporučený pro práci v kanceláři. Je vidět, že pro tento průtok je teplota vnitřního vzduchu ve všech oblastech velmi příznivá. V žádné destinaci nedochází k navýšení teploty o více než 0,7 K.



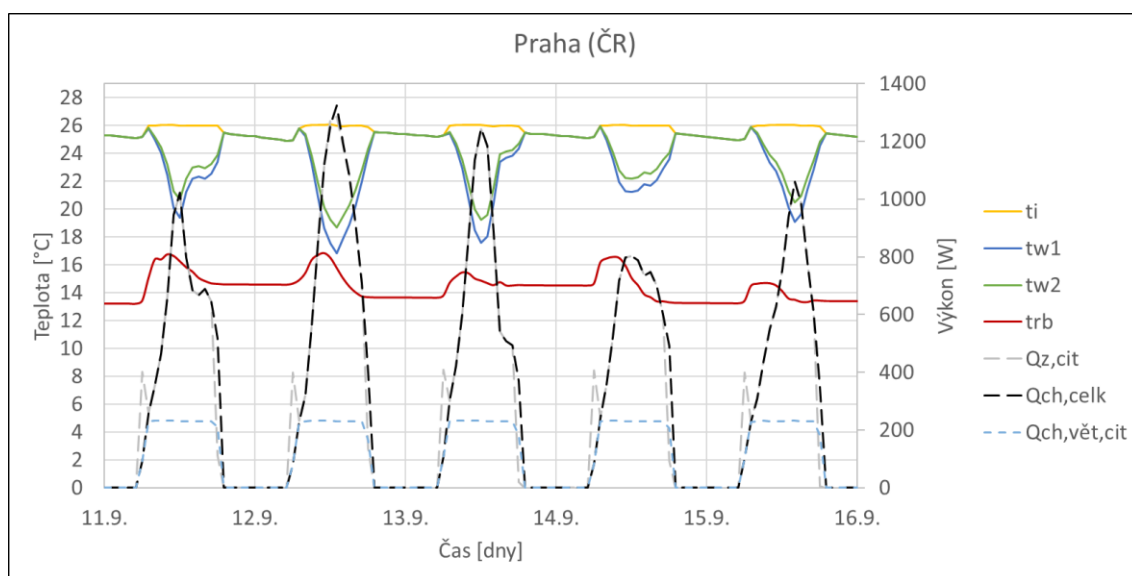
Obr. 3-27 Srovnání křivek kumulativní četnosti výskytu  $t_i$  v jednotlivých městech Evropy při průtoku čerstvého vzduchu  $35 \text{ m}^3/\text{h.os.}$

Tab. 3-6 Maximální teploty vzduchu  $t_i$  při jednotlivých průtocích vzduchu

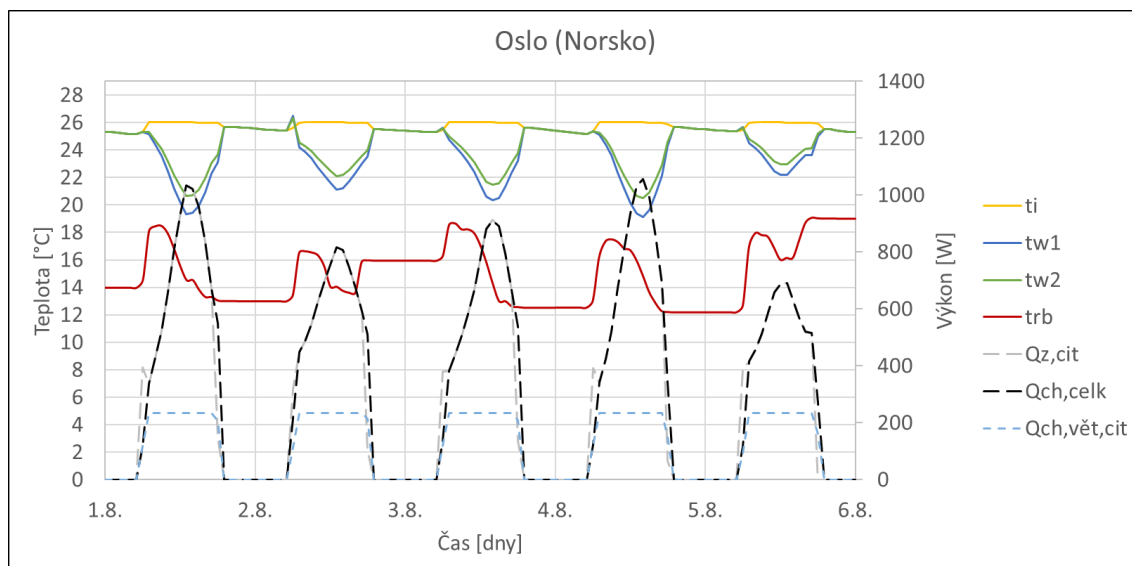
ozn.	město, země	$t_{i,max} [^{\circ}\text{C}]$		
		$V [\text{m}^3/\text{h.os}]$		
		25	35	50
1	Praha, ČR	26,5	26,2	26,1
2	Londýn, Anglie	26,5	26,1	26,1
3	Oslo, Norsko	26,1	26,1	26,0
4	Minsk, Bělorusko	26,4	26,1	26,1
5	Varna, Bulharsko	27,2	26,6	26,2
6	Atény, Řecko	27,2	26,6	26,1
7	Luqa, Malta	27,4	26,7	26,2
8	Curych, Švýcarsko	26,5	26,1	26,1
9	Marseille, Francie	26,7	26,2	26,1
10	Lisabon, Portugalsko	26,7	26,1	26,1

Tab. 3-6 jsou teploty vnitřního vzduchu pro simulované průtoky. Je vidět, že při průtoku  $50 \text{ m}^3/\text{h.os.}$  se teplota přes celý rok nezvýší ani o  $0,2 \text{ K}$  v žádné lokalitě, při průtoku  $25 \text{ m}^3/\text{h.os.}$  je nejvyšší zvýšení teploty o  $1,4 \text{ K}$ . Navržený průtok vzduchu má na nárůst vnitřní teploty velký vliv, stejně jako uvažované vnitřní zisky. Pokud bychom uvažovali v modelu s vnitřní zátěží o  $100 \text{ W}$  vyšší než nyní, navýšení vnitřní teploty by bylo téměř dvojnásobné.

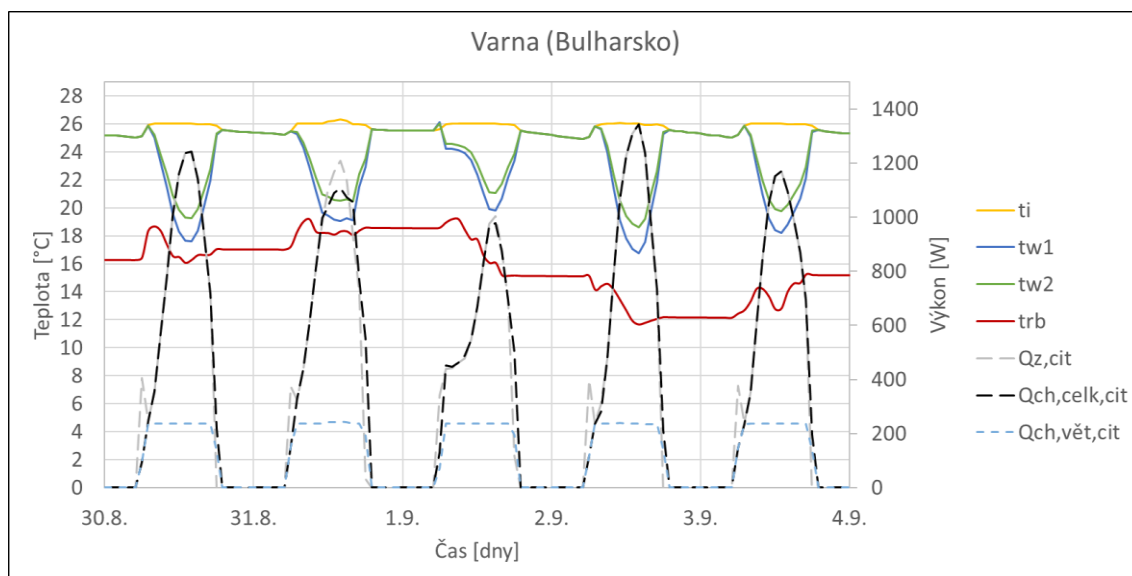
Následující grafy zobrazují průběh pěti po sobě jdoucích letních dnů, které byly vybrány jako nejkritičtější v daných lokalitách. V Praze ani v Oslu podle všeho prakticky k navýšení vnitřní teploty při průtoku vzduchu  $35 \text{ m}^3/\text{h.os.}$  nedochází,  $t_{w1}$  se bezpečně drží nad  $t_{rb}$ . V bulharské Varně občas v letních měsících je nutné dodat větší chladič výkon, aby se udržela teplota vnitřního vzduchu na  $26 \text{ }^\circ\text{C}$ , než dovoluje regulace, a tak dochází k navýšení vnitřní teploty. Teplota rosného bodu v místnosti je zde průměrně vyšší než v Praze nebo Oslu. V ostatních městech je většinou průběh podobný jako v Praze. Na Maltě dochází k navýšení vnitřní teploty nejčastěji. Této lokalitě je věnována kapitola 3.3.7. Je také zřetelný trend průběhu  $t_{rb}$ , kdy ze začátku dne dochází většinou k nárůstu a ke konci pracovní doby k poklesu. Ze začátku téměř každého dne v některých městech dochází ke zvláštnímu skokovému nárůstu citelné tepelné zátěže místnosti, která není pokryta chladičím výkonem. Je to v době kdy dochází k vyrovnání teploty  $t_i$  na  $26 \text{ }^\circ\text{C}$ .



Obr. 3-28 Průběh pěti vybraných po sobě jdoucích letních dnů v Praze s kritickým průběhem  $t_{rb}$  a  $t_{w1}$  při průtok vzduchu  $35 \text{ m}^3/\text{h.os.}$



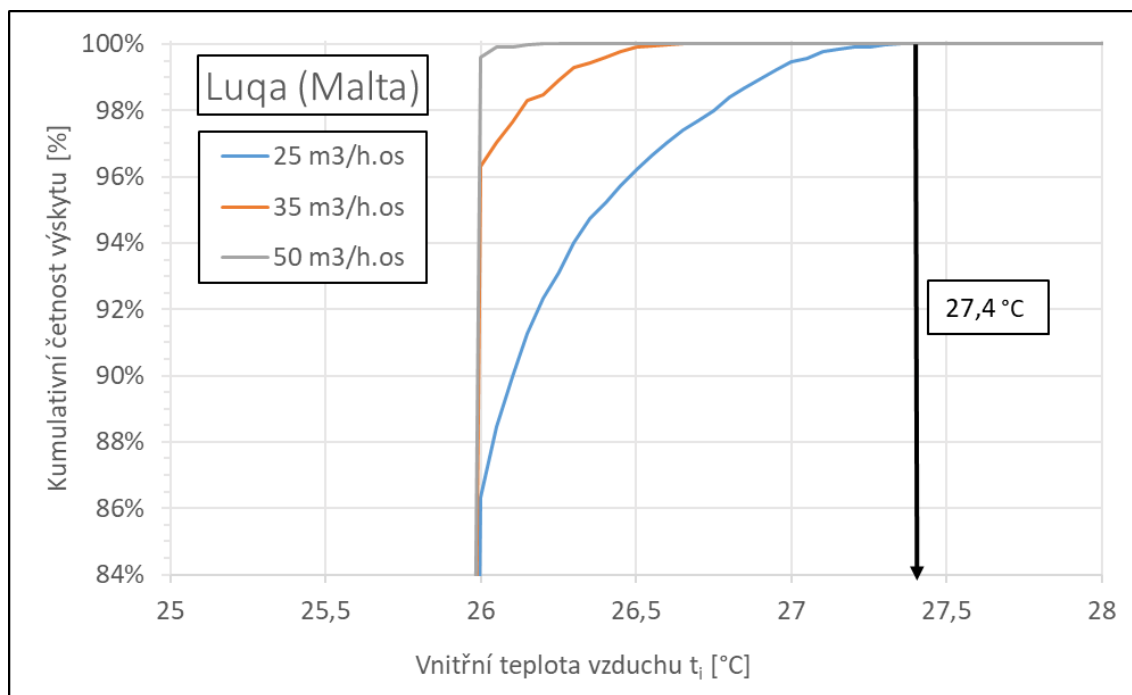
Obr. 3-29 Průběh pěti vybraných po sobě jdoucích letních dnů v Oslu s kritickým průběhem  $t_{rb}$  a  $t_{w1}$  při průtok vzduchu  $35 \text{ m}^3/\text{h.os}$ .



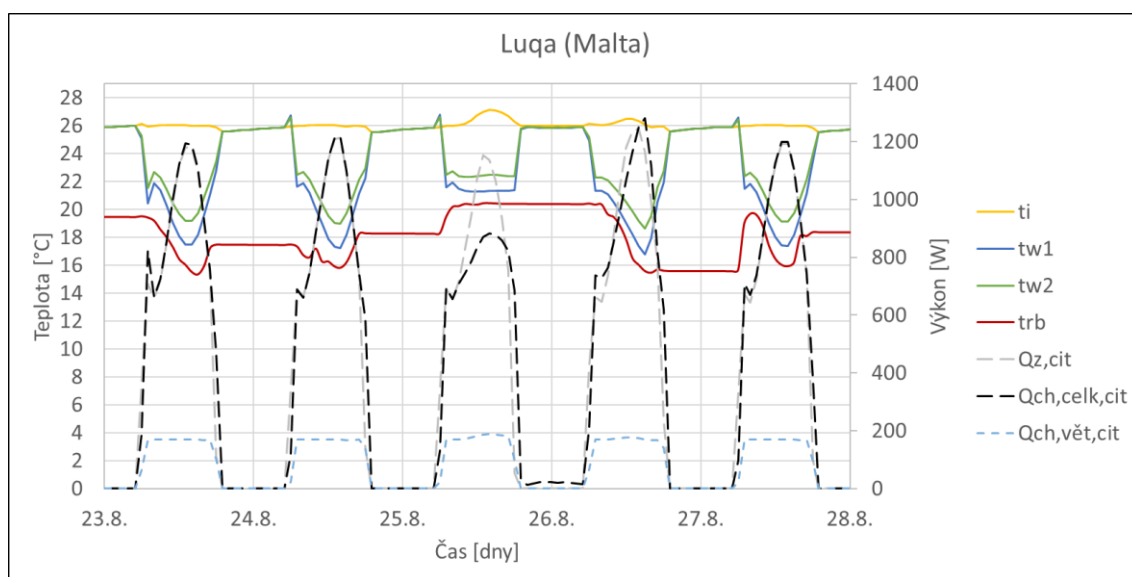
Obr. 3-30 Průběh pěti vybraných po sobě jdoucích letních dnů ve Varně s kritickým průběhem  $t_{rb}$  a  $t_{w1}$  při průtok vzduchu  $35 \text{ m}^3/\text{h.os}$ .

### 3.3.7 Vyhodnocení průběhu města s největším rizikem kondenzace

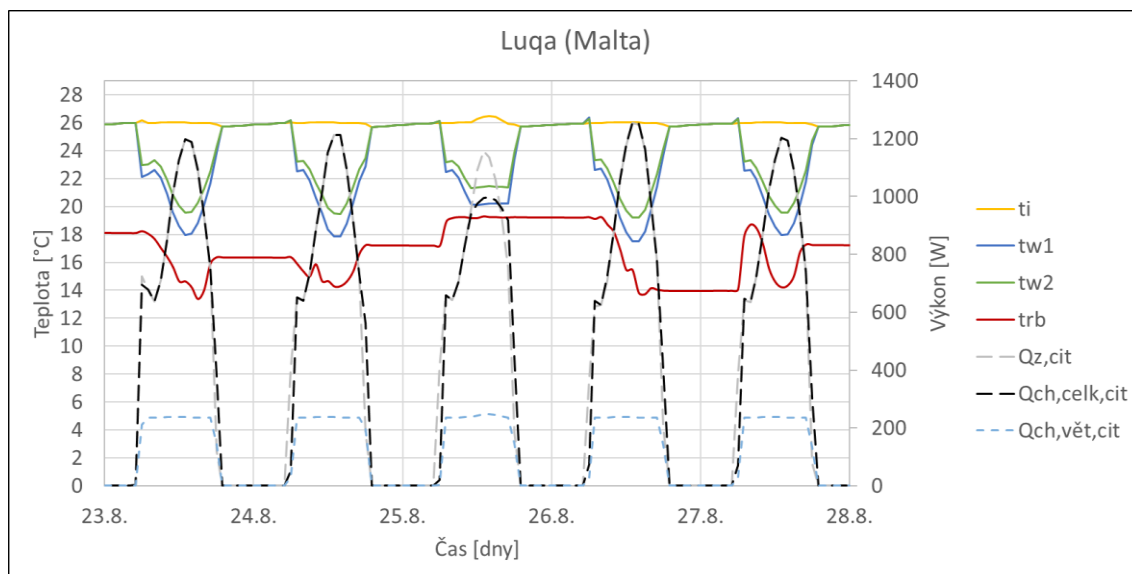
Luqa na Maltě je podle Obr. 3-27 místem s největším nárůstem vnitřní teploty vzduchu. Na ní lze nejlépe demonstrovat rozdíly průběhu vnitřní teploty, kdy se zvyšujícím průtokem dochází ke snížení  $t_{rb}$  a tím se umožní navýšení chladicího výkonu stropního panelu, tudíž dojde k pokrytí větší části tepelné zátěže místnosti.



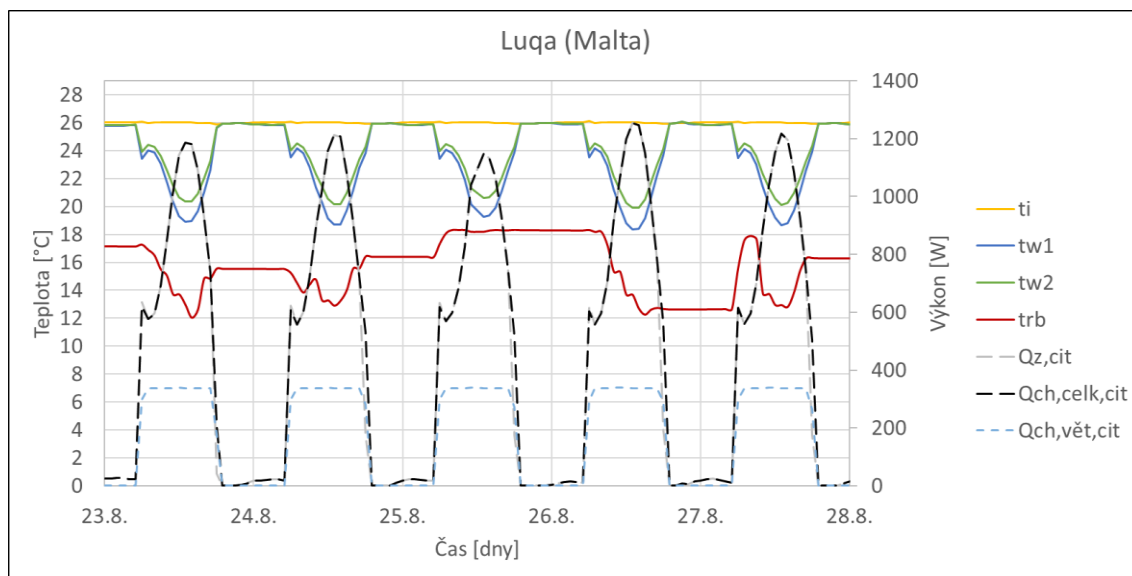
Obr. 3-31 Srovnání křivek kumulativní četnosti výskytu  $t_i$  v Luqě při průtocích čerstvého vzduchu 25, 35 a 50 m<sup>3</sup>/h.os.



Obr. 3-32 Průběh pěti vybraných po sobě jdoucích letních dnů v Luqě s kritickým průběhem  $t_{rb}$  a  $t_{w1}$  při průtok vzduchu 25 m<sup>3</sup>/h.os.



Obr. 3-33 Průběh pěti vybraných po sobě jdoucích letních dnů v Luqě s kritickým průběhem  $t_{rb}$  a  $t_{w1}$  při průtok vzduchu  $35 \text{ m}^3/\text{h.os}$ .



Obr. 3-34 Průběh pěti vybraných po sobě jdoucích letních dnů v Luqě s kritickým průběhem  $t_{rb}$  a  $t_{w1}$  při průtok vzduchu  $50 \text{ m}^3/\text{h.os}$ .

#### 4. ZÁVĚR

Při dodržení doporučených průtoků čerstvého vzduchu na osobu v pracovních prostorech je jednoznačné, že by bez vyřešeného regulačního zásahu docházelo ke kondenzaci vodních par na chladném povrchu vysokoteplotního systému ve všech oblastech Evropy. Pokud se uvažuje teplota vstupní vody do systému (16 °C) jako povrchová teplota chladicích ploch, tak by při průtoku 35 m<sup>3</sup>/h.os. bylo riziko kondenzace v různých oblastech od 10 do 60 %. Podle očekávání je riziko v severní oblasti nižší než v jižní u Středozemního a Černého moře. Nejvyšší riziko je podle analýzy v Luqě na Maltě a ve Varně v Bulharsku.

Zvýšením průtoku vzduchu na 50 m<sup>3</sup>/h.os. lze riziko v kritických oblastech snížit o přibližně 20 %. V mírnějších oblastech, kde se riziko kondenzace pohybuje okolo 10 % má zvýšení průtoku už takřka minimální vliv. Se zvyšováním průtoku souvisí i nežádoucí zvyšování energetických nároků. Jelikož ale ke kondenzaci nesmí dojít v žádném případě, je nutné vybavit systém regulací, která v případě rizika zasáhne. V mírných severních oblastech teplota rosného bodu během celého roku nepřesáhne 19 °C, nastavením teploty vstupní vody do systému nad tuto hodnotu (třeba 20 °C) by se dalo kondenzaci zcela zabránit. I přesto je ale povinnost mít v místnosti senzor teploty rosného bodu a v případě, že i přes toto opatření by mělo dojít ke kondenzaci se musí systém odstavit. V oblastech s vyšším rizikem tato metoda návrhu řešení nepřináší, protože by často nedocházelo k pokrytí tepelné zátěže. Komplexní řešení přináší regulace systému, která řídí teplotu vstupní vody podle potřeby chladicího výkonu. Teplota vstupní vody se může pohybovat v rozmezí 16 až 26 °C s vazbou na teplotu rosného bodu v místnosti, která musí být vždy nižší alespoň o 1 K než teplota povrchu chladicího systému. Poté ke kondenzaci vodních par nemůže nikdy dojít, v důsledku na to ale někdy nemusí být pokryta celá tepelná zátěž a teplota v místnosti roste. Systém s touto regulací byl simulován v programu IDA ICE a výsledky jsou příznivé. Vnitřní teplota vzduchu v místnosti při průtoku 35 m<sup>3</sup>/h.os. nepřekročí z více než 90 % požadovanou teplotu 26 °C. Ve zmíněných kritických oblastech dochází k navýšení teploty pouze o maximálně 1 K.

Pro bezproblémové používání těchto systémů je lepší vyhnout se přirozenému větrání otevíratelnými okny, aby se zamezilo přívodu vlhkého vzduchu. Přiváděný vzduch je výhodné chladit na nízkou teplotu s použitím chladiče o nízké povrchové teplotě, aby se přiváděný vzduch odvlhčil (s dodržением hygienických podmínek).



Důležitým závěrem této práce je skutečnost, že vysokoteplotní klimatizační systémy lze použít v odlišných částech Evropy, za předpokladu odvlhčení venkovního vzduchu, správně nastavené regulace teploty vstupní vody do systému a připuštění zvýšení teploty vzduchu v místnosti při extrémních stavech venkovního vzduchu. Ve zkoumaném případě není toto zvýšení vyšší než 1 K, což představuje přijatelnou hodnotu. V opačném případě je riziko kondenzace vysoké a provoz systému může způsobovat nepříjemné problémy, které ovlivňují hlavně uživatele.

**POUŽITÁ LITERATURA**

- [1] DRKAL, F. a další. *Klimatizace a průmyslová vzduchotechnika*. Praha : Evropský sociální fond, 2009. 139 s.
- [2] DRKAL, F., LAIN, M. a ZMRHAL, V. *Klimatizace*. 1. vyd. Praha : ČVUT, 2015. 133 s. ISBN 978-80-01-05652-3.
- [3] DRKAL, F. a ZMRHAL, V. *Větrání*. 1. vyd. Praha : ČVUT, 2013. 157 s. ISBN 978-80-01-05181-8.
- [4] ĎURANA, K. a MADĚRA, J. Návrh a aplikace online databáze klimatických dat pro ČR. *Stavební obzor*. 2014, č. 7-8, stránky 136-141.
- [5] FARKA, J. Chladicí trám nebo fan-coil?. *TZB-info.cz*. [Online] 6. června 2011. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/7147-chladici-tram-nebo-fan-coil>.
- [6] CHÝSKÝ, J. *Vlhký vzduch*. 2. uprav. vyd. Praha : SNTL, 1977. 156 s.
- [7] JEVOČIN, V. Systém vysokoteplotního chlazení. *ABS-portál.cz*. [Online] 22. srpna 2012. Dostupné z: <https://www.asb-portal.cz/tzb/vetrani-a-klimatizace/system-vysokoteplotniho-chlazení>.
- [8] MUMMA, Stanley A. Chilled ceiling condensation control. *ASHRAE IAQ Applications*. 2003, 4.4, stránky 22-23.
- [9] NOVÝ, R. a kol. *Technika prostředí*. Vyd. 2. přeprac. Praha : Nakladatelství ČVUT, 2006. 267 s. ISBN 80-01-03492-5.
- [10] SVENSSON, Gunnar. Chladicí trámy - komplexní řešení. *ASB-portal.cz*. [Online] 1. ledna 2009. Dostupné z: <https://www.asb-portal.cz/tzb/vetrani-a-klimatizace/chladici-tramy-komplexni-reseni>.

- [11] SYROVÝ, J. Chladicí trámy - alternativní vzduchotechnický systém. *TZB-info.cz*. [Online] 11. prosince 2002. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/1277-chladici-tramy-alternativni-vzduchotechnicky-system>.
- [12] VIDIM, J. Ochrana proti rosení chladicích panelů. *TZB-info.cz*. [Online] 19. října 2016. Dostupné z: <http://elektro.tzb-info.cz/14815-ochrana-proti-rozeni-chladicich-panelu>. ISSN 1801-4399.
- [13] ZMRHAL, V. Riziko kondenzace u vysokoteplotních klimatizačních systémů. *Větrání, vytápění, instalace*. 2014, č. 2, stránky 76-80. ISSN 1210-1389.
- [14] ZMRHAL, V. *Sálavé chladicí systémy*. 1. vyd. Praha : ČVUT, 2009. 217 s. ISBN 978-80-01-04318-9.
- [15] ZMRHAL, V. Zkoušení a dimenzování chladicích stropů. *Vytápění, větrání, instalace*. 2007, č. 2, stránky 75-80. ISSN 1210-1389.
- [16] ČSN EN ISO 7730. Ergonomie tepelného prostředí. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [17] ČSN EN 13779. Větrání nebytových budov – Základní požadavky na větrací a klimatizační systémy. Praha: Český normalizační institut, 2010.
- [18] ČSN 73 0548. Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů. Praha: Český normalizační institut, 1985.
- [19] Nařízení vlády č.93/2012 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví zaměstnanců při práci.
- [20] American Society of Heating, R. a. A. E. 2013. *ASHRAE Handbook: Fundamentals 2013*. Climatic design information. Atlanta. 2013. ISSN 1523-7230

**SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ A TABULEK**

<b>Obr. 2-1</b> Teplota vzduchu v průběhu dne v Praze (a – leden, b – červenec) [9] .....	15
<b>Obr. 2-2</b> Průměrné měsíční teploty vzduchu v Praze [9].....	15
<b>Obr. 2-3</b> Relativní vlhkost vzduchu a parciální tlak vodních par v Praze v průběhu dne [9].....	16
<b>Obr. 2-4</b> Průměrná měsíční relativní vlhkost vzduchu a parciální tlak vodních par v Praze [9].....	16
<b>Obr. 2-5</b> Grafické zobrazení stavů venkovního vzduchu v h-x diagramu; A – oblast stavů vzduchu pro Prahu (TRY); B – křivka průměrných stavů [2] .....	18
<b>Obr. 2-6</b> Citelné a vázané teplo v h-x diagramu .....	23
<b>Obr. 2-7</b> h-x diagram vlhkého vzduchu .....	24
<b>Obr. 2-8</b> Schéma systému s chladicími stropy; CHS – chladicí strop; ZCH – zdroj chladu; Ve – ventilátor; Od – odpadní vzduch; E – venkovní vzduch; KJ – klimatizační jednotka; VV – vzduchová výust'; Č – čerpadlo [2].....	26
<b>Obr. 2-9</b> Obecné rozdělení chladicích stropů [1].....	28
<b>Obr. 2-10</b> Znázornění chladicích stropů v místnosti; a) otevřený; b) uzavřený [1].....	28
<b>Obr. 2-11</b> Orientační porovnání výkonových charakteristik různých konstrukcí chladicích stropů [14] .....	29
<b>Obr. 2-12</b> Realizace stropního chlazení s potrubním systémem [14] .....	30
<b>Obr. 2-13</b> Aktivní (vpravo) a pasivní (vlevo) chladicí trámy [11] .....	31
<b>Obr. 2-14</b> Změna stavu vzduchu a znázornění rosného bodu pro konstantní citelný tepelný tok odvedený větracím vzduchem při zdvojnásobení průtoku [2].....	32
<b>Obr. 2-15</b> Teoretické a reálné průběhy při chlazení venkovního vzduchu znázorněné [13] .....	34
<b>Obr. 2-16</b> Znázornění pásma tepelného komfortu v h-x diagramu [14] .....	36
<b>Obr. 2-17</b> Schéma kvantitativní regulace; a) s uzavírací armaturou; b) s rozdělovací armaturou [14] .....	37
<b>Obr. 2-18</b> Schéma kvalitativní regulace; a) se směšovacím ventilem; b) se směšováním prostřednictvím regulačního ventilu [14] .....	38
<b>Obr. 2-19</b> Kombinovaný způsob regulace [14].....	39
<b>Obr. 3-1</b> Mapa Evropy s vyznačenými vybranými místy .....	41
<b>Obr. 3-2</b> Znázorněná chlazení vzduchu a vyhodnocení rizika kondenzace [13] .....	43

<b>Obr. 3-3</b> Celý průběh kumulativní četnosti výskytu $t_{rb}$ v Praze (ČR).....	44
<b>Obr. 3-4</b> Kumulativní četnost výskytu $t_{rb}$ v Praze (ČR).....	45
<b>Obr. 3-5</b> Kumulativní četnost výskytu $t_{rb}$ v Londýně (Anglie).....	45
<b>Obr. 3-6</b> Kumulativní četnost výskytu $t_{rb}$ v Oslu (Norsko) .....	46
<b>Obr. 3-7</b> Kumulativní četnost výskytu $t_{rb}$ v Minsku (Bělorusko) .....	46
<b>Obr. 3-8</b> Kumulativní četnost výskytu $t_{rb}$ ve Varně (Bulharsko).....	47
<b>Obr. 3-9</b> Kumulativní četnost výskytu $t_{rb}$ v Aténách (Řecko) .....	47
<b>Obr. 3-10</b> Kumulativní četnost výskytu $t_{rb}$ v Luqě (Malta) .....	48
<b>Obr. 3-11</b> Kumulativní četnost výskytu $t_{rb}$ v Curychu (Švýcarsko) .....	48
<b>Obr. 3-12</b> Kumulativní četnost výskytu $t_{rb}$ v Marseille (Francie).....	49
<b>Obr. 3-13</b> Kumulativní četnost výskytu $t_{rb}$ v Lisabonu (Portugalsko).....	49
<b>Obr. 3-14</b> Srovnání kumulativní četnosti výskytu $t_{rb}$ ve všech městech při průtoku 25 m <sup>3</sup> /h.os. ....	50
<b>Obr. 3-15</b> Srovnání kumulativní četnosti výskytu $t_{rb}$ ve všech městech při průtoku 35 m <sup>3</sup> /h.os. ....	50
<b>Obr. 3-16</b> Srovnání kumulativní četnosti výskytu $t_{rb}$ ve všech městech při průtoku 50 m <sup>3</sup> /h.os. ....	51
<b>Obr. 3-17</b> 3D náhled na zónu (kancelář) a tělo budovy .....	53
<b>Obr. 3-18</b> Schéma větrací jednotky .....	54
<b>Obr. 3-19</b> Schéma regulačního obvodu; 1 – senzor teploty rosného bodu v místnosti; 2 – senzor teploty vzduchu v místnosti; 3,7 – sčítač; 4 – odčítač; 5 – hledač maxima; 6 – zesilovač; 8 – PI regulátor; 9 – směšovací armatura; 10 – senzor teploty vody; 11 – chladicí panel; 12 – chladicí jednotka (chiller).....	55
<b>Obr. 3-20</b> Porovnání křivek kumulativní četnosti výskytu $t_{rb}$ psychrometrickými výpočty a simulačními výpočty .....	56
<b>Obr. 3-21</b> Průběh jednoho letního dne v Luqě s ochranou proti kondenzaci v regulačním obvodu při průtoku 25 m <sup>3</sup> /h.os. ....	58
<b>Obr. 3-22</b> Průběh jednoho letního dne v Luqě bez ochrany proti kondenzaci v regulačním obvodu při průtoku 25 m <sup>3</sup> /h.os. ....	58
<b>Obr. 3-23</b> Průběh začátku pracovní doby .....	59
<b>Obr. 3-24</b> Celoroční průběh teplot $t_{rb}$ , $t_{w1}$ a $t_i$ v Praze při průtoku vzduchu 35 m <sup>3</sup> /h.os. ....	59
<b>Obr. 3-25</b> Celoroční průběh teplot $t_{rb}$ , $t_{w1}$ a $t_i$ v Oslu při průtoku 35 m <sup>3</sup> /h.os. ....	60
<b>Obr. 3-26</b> Celoroční průběh teplot $t_{rb}$ , $t_{w1}$ a $t_i$ v Luqě při průtoku 35 m <sup>3</sup> /h.os. ....	60

<b>Obr. 3-27</b> Srovnání křivek kumulativní četnosti výskytu $t_i$ v jednotlivých městech Evropy při průtoku čerstvého vzduchu $35 \text{ m}^3/\text{h.os.}$ .....	61
<b>Obr. 3-28</b> Průběh pěti vybraných po sobě jdoucích letních dnů v Praze s kritickým průběhem $t_{rb}$ a $t_{w1}$ při průtok vzduchu $35 \text{ m}^3/\text{h.os.}$ .....	62
<b>Obr. 3-29</b> Průběh pěti vybraných po sobě jdoucích letních dnů v Oslu s kritickým průběhem $t_{rb}$ a $t_{w1}$ při průtok vzduchu $35 \text{ m}^3/\text{h.os.}$ .....	63
<b>Obr. 3-30</b> Průběh pěti vybraných po sobě jdoucích letních dnů ve Varně s kritickým průběhem $t_{rb}$ a $t_{w1}$ při průtok vzduchu $35 \text{ m}^3/\text{h.os.}$ .....	63
<b>Obr. 3-31</b> Srovnání křivek kumulativní četnosti výskytu $t_i$ v Luqě při průtocích čerstvého vzduchu $25, 35$ a $50 \text{ m}^3/\text{h.os.}$ .....	64
<b>Obr. 3-32</b> Průběh pěti vybraných po sobě jdoucích letních dnů v Luqě s kritickým průběhem $t_{rb}$ a $t_{w1}$ při průtok vzduchu $25 \text{ m}^3/\text{h.os.}$ .....	64
<b>Obr. 3-33</b> Průběh pěti vybraných po sobě jdoucích letních dnů v Luqě s kritickým průběhem $t_{rb}$ a $t_{w1}$ při průtok vzduchu $35 \text{ m}^3/\text{h.os.}$ .....	65
<b>Obr. 3-34</b> Průběh pěti vybraných po sobě jdoucích letních dnů v Luqě s kritickým průběhem $t_{rb}$ a $t_{w1}$ při průtok vzduchu $50 \text{ m}^3/\text{h.os.}$ .....	65
<b>Tab. 2-1</b> Produkce tepla a vodní páry od lidí [18] .....	35
<b>Tab. 3-1</b> Základní parametry vybraných měst [20].....	41
<b>Tab. 3-2</b> Vstupní parametry výpočtů .....	42
<b>Tab. 3-3</b> Shrnutí rizika kondenzace v procentech a hodinách pro zkoumaná města .....	52
<b>Tab. 3-4</b> Vlastnosti stěn a prosklení zóny .....	53
<b>Tab. 3-5</b> Procentuální rozdíl křivek při $t_{rb} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	57
<b>Tab. 3-6</b> Maximální teploty vzduchu $t_i$ při jednotlivých průtocích vzduchu .....	61