

České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní

**Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical
Engineering**

Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.

Sálavé chladič systémy ve vztahu k tvorbě vnitřního prostředí

Radiant Cooling Systems in Relation to Indoor Environment

Summary

Environmental conditioning based on radiant cooling is a viable option of maintaining optimum thermal comfort of occupants in office buildings, public spaces etc., without great demands on air distribution in the space. Radiant cooling system is a large water system that can be placed directly in the ceiling, floor or wall construction. In view of the thermal comfort, a radiant system is relatively efficient system working mostly with radiant heat flux. The system operates with a relatively high temperature of cooling water due to the risk of condensation. Radiant cooling systems belong to a group of low-energy cooling techniques. In terms of energy consumption, radiant systems save the energy for air-conditioning, which is considered to be their biggest advantage.

The habilitation lecture is focused on radiant cooling systems in relation to the indoor microclimate. Particular attention is paid to the operative temperature, which respects indoor air temperature, mean radiant temperature and air flow velocity. Self-made computer programs simulating the distribution of mean radiant temperature or operative temperature and evaluating the thermal comfort in air-conditioned space are presented. Another aspect of the internal environment assessing is a local discomfort. This can be caused by radiant temperature asymmetry, draft sensation, vertical air temperature difference and floor surface temperature. In view of the fact that radiant cooling systems belong to a group of low-energy cooling techniques, the lecture presents an optional application of adaptive thermal comfort under the conditions different from optimal thermal comfort.

A separate part of the lecture is devoted to the indoor air humidity in connection with the risk of condensation on the cooling surface. An integral part of any air conditioning system is the supply of outdoor air, which also serves to remove the water vapour.

Souhrn

Možnou alternativou úpravy stavu prostředí pro vytvoření optimálního tepelného komfortu osob v administrativních budovách, společenských prostorech aj., bez vysokých nároků na distribuci vzduchu, je klimatizace prostorů sálavými chladicími systémy. Jedná se o velkoplošné vodní systémy, které mohou být umístěny přímo ve stropní, podlahové, nebo stěnové konstrukci. Z hlediska vytvoření tepelného komfortu se jedná o poměrně účinné systémy pracující převážně se sálavou složkou tepelného toku. Systémy pracují s relativně vysokou teplotou chladicí vody z důvodu rizika kondenzace. Sálavé chladicí systémy patří do skupiny nízkoenergetického chlazení. Z hlediska spotřeby energie se tak jedná o úsporný klimatizační systém, což je považováno za jednu z největších výhod systému.

Habilitační přednáška se zaměřuje na sálavé chladicí systémy ve vztahu k tvorbě vnitřního prostředí. Zvláštní pozornost je věnována operativní teplotě, která respektuje kromě teploty vzduchu a rychlosti proudění i střední radiační teplotu. Pro sledování rozložení střední radiační teploty resp. operativní teploty v prostoru a pro hodnocení tepelného komfortu v klimatizovaném prostoru jsou prezentovány vlastní výpočetní programy. Dalším z aspektů posouzení vnitřního prostředí je lokální diskomfort. Ten může být způsoben asymetrií radiační teploty, pocitem průvanu, vertikálním rozdílem teplot vzduchu a povrchovou teplotou podlahy. Vzhledem k tomu, že sálavé chladicí systémy patří do skupiny nízkoenergetického chlazení, je v přednášce prezentována možnost uplatnění adaptivního chování osob při podmínkách odlišných od optimálního komfortu.

Samostatná část přednášky je věnována vlhkosti vnitřního vzduchu v souvislosti s rizikem kondenzace vodních par na chladicím povrchu. Nedílnou součástí každého klimatizačního systému je přívod venkovního vzduchu, který zároveň slouží k odvodu tepla vázaného ve vodní páře.

Klíčová slova:

klimatizace, tepelná pohoda, operativní teplota, střední radiační teplota, průvan, asymetrie radiační teploty, riziko kondenzace, adaptivní chování

Keywords:

Air-conditioning, thermal comfort, operative temperature, mean radiant temperature, draft rate, radiant temperature asymmetry, condensation risk, adaptive behaviour

Obsah

1.	Úvod	6
1.1.	Historie systému	6
1.2.	Typy sálavých chladicích systémů.....	6
2.	Tepelná pohoda v prostoru se sálavým chlazením.....	8
2.1.	Operativní teplota	9
	Střední radiační teplota.....	10
3.	Lokální tepelný diskomfort	11
3.1.	Nebezpečí vzniku průvanu.....	12
	Riziko vzniku průvanu v prostoru s chladicím stropem	12
3.2.	Sálavá asymetrie	13
	Asymetrie radiační teploty a sálavé systémy	14
	Přípustné povrchové teploty podlahy.....	15
	Vertikální rozdíl teploty vzduchu	16
4.	Vlhkost vzduchu.....	16
4.1.	Riziko kondenzace.....	16
4.2.	Odvod vodních par z klimatizovaného prostoru.....	17
4.3.	Ochrana proti kondenzaci.....	20
5.	Nízkoenergetické systémy a adaptivní tepelný komfort.....	20
6.	Závěr.....	21
7.	Literatura.....	23

1. Úvod

Se zvyšujícími se nároky na tepelný komfort osob a zároveň snahou o snížení spotřeby energie je nutné klást si otázku, jak takových, zdánlivě protichůdných požadavků dosáhnout.

Sálavé chladicí systémy slouží k úpravě tepelného prostředí a kromě teploty vzduchu upravují i teplotu okolních stěn resp. střední radiální teplotu. Jedná se o vodní, velkoplošné systémy tvořené potrubím umístěným v některé ze stěn, nebo konstrukci místnosti, do něhož je vháněna chladicí voda. Teplota chladicí vody by měla být udržována nad teplotou rosného bodu, tak aby nedocházelo ke kondenzaci vodních par na povrchu systému, a je tedy poměrně vysoká. Z tohoto důvodu o systému hovoříme jako o vysokoteplotním chlazení.

Hodnocením tepelného stavu prostředí se zabýval prof. Fanger [2] jehož model tepelného komfortu je celosvětově uznávanou metodikou (EN 7730). Tepelného komfortu lze však dosáhnout různými způsoby - klimatizačními systémy, z nichž každý má svá specifika. Uchazeč využívá zmíněnou metodiku pro posuzování tepelného stavu prostředí v prostoru se sálavým chlazením podobně jako většina autorů ([5], [6], [4] aj.) zabývajících se obdobnou tematikou.

Uchazeč se ve své výzkumné práci dlouhodobě zabývá sálavými chladicími systémy, zejména s ohledem na tvorbu optimálního tepelného stavu prostředí a potřebu energie na chlazení. Sleduje při tom hlavní cíl, kterým je snižování spotřeby energie pro klimatizaci budov.

1.1. Historie systému

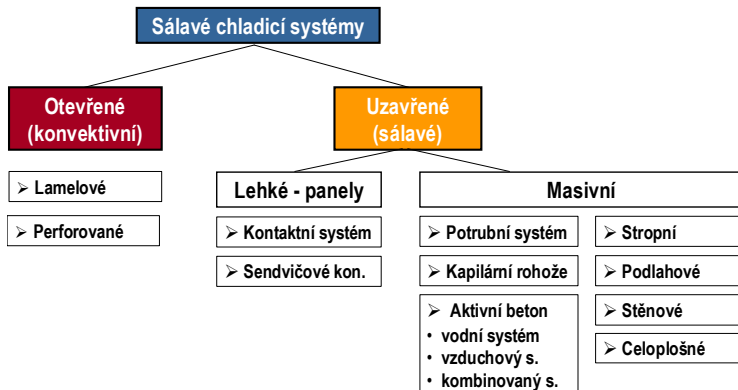
Systém sálavého chlazení není systémem novým. Původní systém, který se objevil poprvé v Anglii již v dvacátých letech minulého století, byl dokonce navržen jak pro účely vytápění, tak i chlazení. Průkopníky novodobého sálavého vytápění a chlazení byli bezesporu Richard Godfrey Crittall a Joseph Leslie Musgrave, kteří společně podali několik patentů v oblasti vytápění a chlazení budov. Po jednom z vynálezců byl systém dokonce nazván a označení „Crittall“ se pro systémy obdobného typu používá dodnes.

Prvním patentem, který tyto dva Britové podali, v roce 1923 pod číslem 261219, byl však poněkud odlišný systém. Jednalo se o zabudování vodního potrubí do betonových sloupů budov. V roce 1928 patentovali Musgrave a Herring řešení, které již velmi připomíná dnešní moderní sálavé chladicí a otopné panely. Až do doby hospodářské krize byl systém neustále inovován a zdokonalován. Po pauze způsobené zmíněnými skutečnostmi patentují ještě v roce 1943 další konstrukci sálavého stropu.

1.2. Typy sálavých chladicích systémů

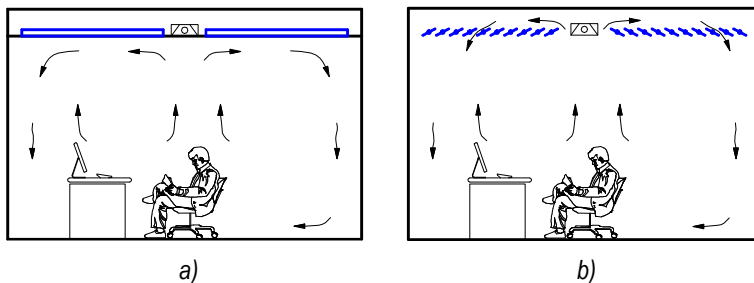
Rozdělení sálavých chladicích systémů je patrné z Obr. 1. Z hlediska provedení, lze sálavé chladicí systémy rozlišit na *otevřené* a *uzavřené* [12]. S otevřenými konstrukcemi sálavých chladicích systémů, které jsou charakteristické svými otvory

či mezerami umožňující proudění vzduchu až ke stropu se lze setkat výhradně v podobě chladicích stropů (Obr. 2b).



Obr. 1 Rozdělení sálavých chladicích systémů

Uzavřené systémy, pracující převážně se sálavou složkou tepelného toku lze dle konstrukce rozdělit na masivní a lehké. Masivní sálavé chladicí systémy jsou zpravidla součástí stavební konstrukce. Bývají tvořeny potrubním systémem vloženým buď do betonové stropní konstrukce, nebo pod omítku některých ze stěn místnosti. Lehké sálavé chladicí systémy (většinou chladicí stropy) bývají zavěšeny pod stropní konstrukcí zpravidla v podhledu, nebo samostatně. Lehké systémy s minimální akumulací reagují na tepelnou zátěž prakticky bezprostředně. Masivní systémy mohou být tvořeny potrubním systémem umístěným těsně pod omítku (např. kapilární rohože), nebo může být systém umístěn uvnitř stavební konstrukce (aktivní beton). Takové konstrukce mají vysokou akumulaci schopnost. Tyto systémy absorbují tepelnou zátěž do akumulacní hmoty a až následně ji odvádějí. Uvedená skutečnost se podstatně podílí na charakteru tepelného stavu prostředí.

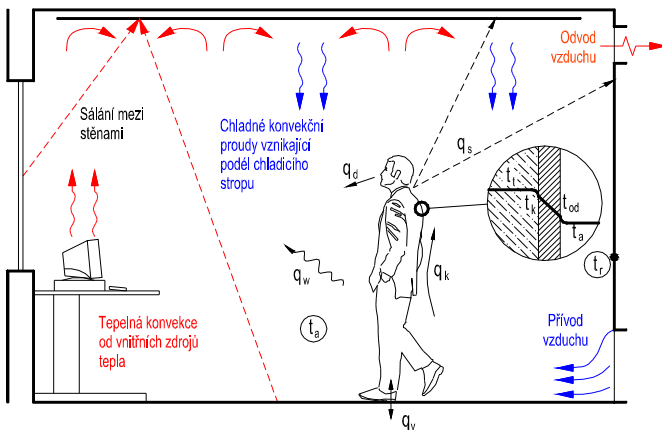


Obr. 2 Schéma základního uspořádání chladicích stropů v místnosti a) uzavřený, b) otevřený

2. Tepelná pohoda v prostoru se sálavým chlazením

Sálavý přenos tepla mezi člověkem a okolními stěnami je výhodný, v porovnání s konvektivním přenosem tepla, jak z hygienického, tak i z fyziologického hlediska. Při sálavém přenosu tepla nedochází k nežádoucím účinkům, jakými jsou hluk, nebo případný průvan. V režimu chlazení je významná část tepelného toku člověka odnímána sáláním (vlivem nižší povrchové teploty stěn). Naopak složka sdílení tepla konvekcí je potlačena, ať už z důvodů nízké rychlosti proudění, nebo vyšší teploty vzduchu v prostoru. Pro hodnocení tepelné pohody (tepelného komfortu) v prostoru se sálavým chlazením je nutná znalost tzv. operativní teploty, která zahrnuje současný vliv teploty vzduchu, střední radiační teploty a rychlosti proudění. Zatímco pro návrh konvektivních systémů klimatizace není význam operativní teploty tak patrný, u sálavých systémů se jedná o nezbytný hodnotící parametr [6].

Na Obr. 3 je znázorněno sdílení tepla v prostoru se sálavým chladičím stropem vč. znázornění tepelných toků sdílených mezi člověkem a okolím. Tepelnou pohodu vyjadřujeme stav člověka resp. jeho myslí vyjadřující uspokojení s daným tepelným prostředím. Tepelná pohoda je tedy subjektivním pocitem každého člověka. Nezbytným předpokladem dosažení tepelné pohody je tepelná rovnováha mezi teplem produkovaným a odnímávaným (konvekcí q_k , sáláním q_s , vypařováním q_w , dýcháním q_d a vedením q_v), při zachování optimálních hodnot fyziologických parametrů těla [2].



Obr. 3 Sdílení tepla v místnosti s chladičím stropem vč. tepelných toků sdílených mezi člověkem a okolím - pro $t_r < t_a$ (t_t – tělesná teplota, t_k – teplota pokožky, t_{od} – povrchová teplota oděvu, t_a – teplota vzduchu, t_r – střední radiační teplota)

Tepelnou pohodu ovlivňuje jednak tepelný stav prostředí, který je charakterizován následujícími veličinami: teplota vzduchu t_a , střední radiační teplota t_r , rychlost proudění vzduchu w , relativní vlhkost vzduchu φ , intenzita turbulence Tu . Kromě

uvedených veličin ovlivňují tepelnou pohodu veličiny vyjadřující stav člověka, mezi něž patří intenzita lidské činnosti (aktivita) a tepelný odpor oděvu a další nezávislé faktory, jako jsou věk, pohlaví apod. [2].

2.1. Operativní teplota

Hodnotícím kritériem pro tepelnou pohodu v prostoru podle platných předpisů je operativní teplota t_o , která respektuje kromě teploty vzduchu t_a i střední radiační teplotu t_r (= účinná teplota okolních ploch, v zahraniční literatuře označovaná jako *MRT* – mean radiant temperature) a rychlost proudění vzduchu w_a [3]

$$t_o = \frac{\alpha_s t_r + \alpha_k t_a}{\alpha_s + \alpha_k} \quad (1)$$

kde α_k, α_s (W/m^2K) je součinitel přestupu tepla konvekcí, sáláním z povrchu těla

Operativní teplota je jednotná teplota uzavřeného černého prostoru, ve kterém by tělo sdílelo radiaci a konvekcí stejné množství tepla, jako ve skutečném nehomogenním prostředí a vypočítá se podle vzorce

$$t_o = A t_a + (1 - A) t_r \quad (2)$$

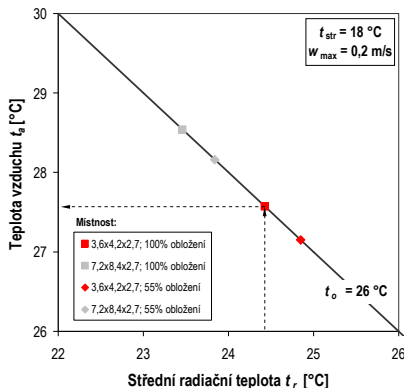
Součinitel A vyplývá z rovnice (1) a je závislý na rychlosti proudění

$$A = \frac{\alpha_k}{\alpha_k + \alpha_s} \quad (3)$$

Při rychlostech proudění vzduchu $w_a \leq 0,2$ m/s je její vliv zanedbatelný a operativní teplota je střední hodnotou mezi teplotou vzduchu t_a a střední radiační teplotou t_r

$$t_o = \frac{t_a + t_r}{2} \quad (4)$$

Z rovnice (4) vyplývá, že pro dodržení operativní teploty t_o lze v prostoru se sálavým chlazením udržovat poněkud vyšší teplotu vzduchu, než je tomu u klimatizačních systémů s konvekcí přenosem tepla (Obr. 4). Projektanti klimatizace, kteří jsou zvyklí pracovat většinou jen s teplotou vzduchu t_a , si tuto skutečnost často vůbec neuvědomují [13]. Pokud totiž chceme zachovat např. v prostoru s chladicím stropem stejný tepelný komfort (operativní teplotu), jako při použití klimatizace s konvekcí přenosem tepla, bude teplota vzduchu ve vnitřním prostoru vyšší, podle provedených analýz o 1 až 2,5 K [12]. To závisí na chladicím výkonu resp. povrchové teplotě stěn a geometrii prostoru. Uvedená skutečnost má za následek i úspory energie. Souvislost mezi střední radiační teplotou a teplotou vzduchu v prostoru naznačuje Obr. 4, kde jsou vyneseny i vybrané příklady místností s chladicím stropem s různým podílem obložení stropu. Střední radiační teplota byla zjišťována výpočtem (viz dále).



Obr. 4 Souvislost mezi střední radiační teplotou t_r a teplotou vzduchu v prostoru t_a (pro $t_o = 26 \text{ °C}$, $w \leq 0,2 \text{ m/s}$)

Střední radiační teplota

Množství tepla sdílené sáláním mezi povrchem těla a jednotlivými obklopujícími plochami v prostoru lze stanovit výpočtem poměrně obtížně. K usnadnění výpočtu a k posouzení sálavého účinku všech okolních ploch jedinou veličinou, byla zavedena střední radiační teplota t_r .

Střední radiační teplota t_r je definována jako společná teplota všech okolních ploch, při které by bylo celkové množství tepla sdílené sáláním mezi povrchem těla a okolními plochami stejné jako ve skutečnosti. Pro obecný případ platí

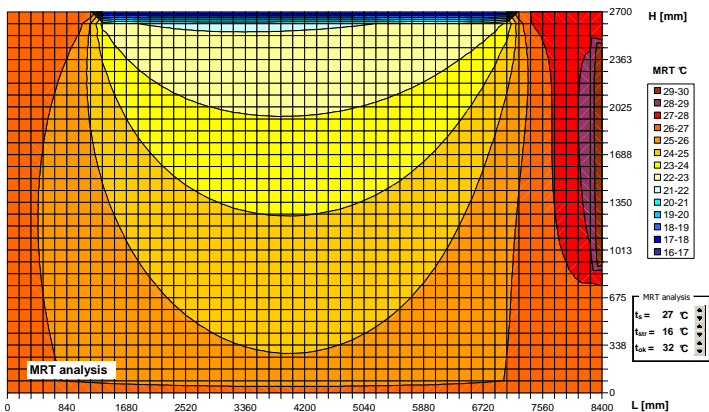
$$T_r = \sqrt[4]{F_{r1}T_1^4 + F_{r2}T_2^4 + \dots + F_mT_n^4} \quad (5)$$

kde T_i (K) jsou absolutní teploty povrchů okolních ploch S_i , F_{ri} (-) - poměry osálení mezi jednotlivými okolními plochami S_i a plochou S_r (povrch lidského těla).

Pro sledování rozložení střední radiační teploty (a z ní vyhodnocené operativní teploty [1], [7]) v prostoru byl vytvořen v tabulkovém procesoru Excel program MRT Analysis [14]. Program pro zadané okrajové podmínky, výpočetním postupem popsaným výše, stanoví střední radiační teplotu t_r ve zvolené rovině prostoru. Na základě výpočetního vztahu (2) je možné v daném místě vyhodnotit i teplotu operativní t_o . Teploty t_o , nebo t_r lze vyhodnotit v libovolné rovině, tedy i v bodech, které pro vertikální rozložení teplot určují hygienické předpisy. Při výpočtu operativní teploty t_o se předpokládá, že teplota vzduchu t_a a rychlost proudění w je v celém prostoru jednotná.

Programem lze střední radiační teplotu t_r vyhodnotit ve formě "izomap" v libovolné zvolené rovině prostoru. Výpočet střední radiační teploty je prováděn na síti 50 x 32 bodů ve svislé rovině. Program umožňuje výpočet v jednoduchém čtyřhranném

prostoru s kolmými stěnami. Do každé stěny místnosti lze navíc vložit povrch (např. zahřátou plochu okna, chladicí strop aj.) s odpovídající povrchovou teplotou.



Obr. 5 Příklad vyhodnocení střední radiační teploty programem MRT analysis

Grafický příklad vyhodnocení je uveden na Obr. 5. Příklad znázorňuje místnost chlazenou sálavým stropem, ve které je situována zahřátá plocha okna (na Obr. 5 vpravo). Řez místností je veden ve svislé rovině kolmo na venkovní stěnu (okno) ve středu místnosti. Z uvedených zobrazení je zřejmé, že střední radiační teplota t_r není v prostoru jednotná, na čemž se výrazně podílí kromě okrajových teplotních podmínek i geometrické uspořádání prostoru [10].

Z hlediska rovnoměrnosti střední radiační teploty v prostoru je výhodné využít jako chladicí plochy co možná největší plochu stropu. V praxi se využívá cca 70% pokrytí stropu. Kapilární rohože lze pak umístit téměř po celé ploše stropu. Umístění sálavých chladicích systémů do stěn místností není příliš obvyklé.

3. Lokální tepelný diskomfort

Nespokojenost s tepelným prostředím může být způsobena i místně, ochlazováním nebo ohříváním jednotlivých částí lidského těla (ČSN EN 7730). Takovému nežádoucímu pocitu se říká lokální diskomfort, který může být způsoben nejčastěji

- průvanem,
- asymetrií radiační teploty,
- vertikálním rozdílem teplot vzduchu mezi hlavou a kotníky,
- povrchovou teplotou podlahy.

Na lokální diskomfort jsou citliví zvláště lidé při lehké práci převážně vsedě. Při vyšších úrovních aktivity jsou lidé méně tepelně citliví a riziko lokálního

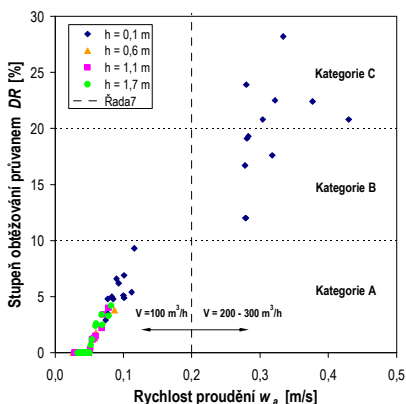
diskomfortu se snižuje. V prostoru se sálavým chlazením (vytápěním) je nutné řešit zejména problém přípustné povrchové teploty tak, aby nedocházelo ke vzniku sálavé asymetrie. Rovněž povrchová teplota podlahy v prostorách s trvalým pracovištěm (např.: kanceláře) by měla být v souladu s hygienickými požadavky.

3.1. Nebezpečí vzniku průvanu

Na základě studií, které porovnávají naměřené parametry prostředí se subjektivními pocity lidí, bylo zjištěno, že nežádoucí místní ochlazování lidského těla pohybem vzduchu (průvanem) závisí, kromě průměrné rychlosti proudění w_a rovněž i na časových změnách této rychlosti. Časovou změnu rychlosti proudění udává intenzita turbulence Tu . Nebezpečí vzniku průvanu se hodnotí na základě stupně obtěžování průvanem DR , který vyjadřuje procentuální podíl lidí, u kterých se předpokládá vznik tohoto nežádoucího pocitu. Lze ho určit na základě rovnice uvedené např. v ČSN EN ISO 7730.

Riziko vzniku průvanu v prostoru s chladicím stropem

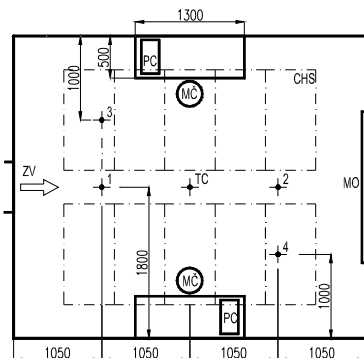
Na Obr. 6 jsou zobrazeny hodnoty stupně obtěžování průvanem DR v závislosti na rychlosti proudění w_a zjištěné na základě experimentálního měření v experimentální komoře s chladicím stropem a zdrojovým větráním - viz Obr. 7. Tepelná zátěž prostoru byla variantní (240, 360 nebo 520 W), teploty přiváděného vzduchu t_p



v rozsahu 21,7 až 27,8 °C a intenzita turbulence Tu se měnila v rozmezí od 12 do 90 %. V rámci prováděných měření byly rovněž analyzovány případy se zvýšeným průtokem přiváděného vzduchu z původních 100 m³/h na 200 resp. 300 m³/h, tj. došlo ke zvýšení rychlosti proudění v přívodním otvoru. Hodnocení rizika vzniku průvanu se realizovalo ve čtyřech výškových úrovních uprostřed místnosti 0,1; 0,6; 1,1 a 1,7 m nad podlahou.

Obr. 6 Naměřené hodnoty stupně obtěžování průvanem DR v prostoru s chladicím stropem a zdrojovým větráním

Z grafu na Obr. 6 je patrné, že ve výškách 0,6; 1,1 a 1,7 m nad podlahou je rychlost proudění vzduchu pro všechny zkoumané případy velmi nízká (0 až 0,1 m/s) a ke vzniku průvanu nedochází – dle ČSN EN 7730 je kategorie tepelného prostředí A. Výjimku tvoří hodnoty naměřené u podlahy ve výšce $h = 0,1$ m pro některé zkoumané případy. Pro zvýšené průtoky přiváděného vzduchu (200 a 300 m³/h) se kategorie tepelného prostředí u podlahy (ve výšce 0,1 m) změnila na B resp. C [12].



Legenda:

- PC - model počítače 120 W
- MČ - model člověka 60 W
- MO - model okna 0 až 500 W
- ZV - zdrojové větrání
- CHS - chladicí strop 7,2 m²
- TC - místo měření tepelného komfortu
- 1,2,3,4 - umístění vertikálních teplotních čidel

Obr. 7 Půdorys experimentální komory a uspořádání měření

Z experimentálně stanovených hodnot zobrazených na Obr. 6 je vidět, že rychlosti proudění v pásmu pobytu osob se pohybují většinou v rozmezí 0 až 0,1 m/s. Při zvýšeném průtoku přiváděného ochlazeného vzduchu zdrojovým větráním u podlahy, může dojít k riziku vzniku průvanu zejména v blízkosti výusti (osa 1), kdy je dosaženo kategorie tepelného komfortu C. V praxi, však průtok přiváděného, venkovního vzduchu odpovídá hygienickému minimu, které činí maximálně 50 m³/h na osobu pracující převážně vsedě. Je zřejmé, že v prostoru s chladicím stropem kombinovaném se zdrojovým větráním s minimální dávkou čerstvého vzduchu vznik průvanu prakticky nehrozí [9], [8]. Ať už je v prostoru distribuován vzduch zdrojovým nebo směšovacím způsobem vznik průvanu podstatně závisí na správném návrhu přírodní výusti, ne však na výkonu chladicího stropu [4].

3.2. Sálavá asymetrie

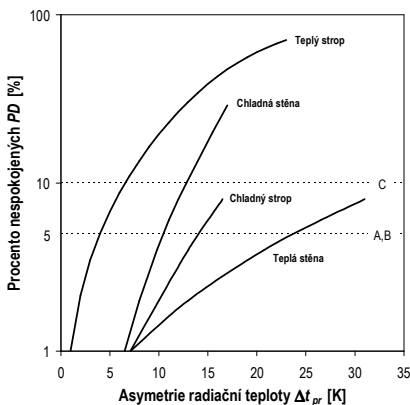
Výměna tepla sáláním mezi člověkem a okolními stěnami by měla být rovnoměrná. Nerovnoměrnost osálení vyjadřuje sálavá asymetrie Δt_{pr} , která je definována jako rozdíl mezi rovinnými radiačními teplotami t_{pr1} , t_{pr2} dvou protilehlých ploch malého rovinného prvku.

$$\Delta t_{pr} = t_{pr1} - t_{pr2} \quad (6)$$

Sálavá asymetrie je jeden z parametrů, který může způsobit lokální tepelný diskomfort. Na Obr. 8 je znázorněna závislost počtu nespokojených osob PD (z angl. „percentage of dissatisfied“) na asymetrii radiační teploty Δt_{pr} (ČSN EN ISO 7730) pro různé druhy sálavých povrchů. Z uvedeného vyplývá, že nejvíce jsou lidé citliví na sálavou asymetrii způsobenou teplým povrchem stropu či chladnými stěnami. Naopak nejméně lidem vadí osálení teplými (otopnými) stěnami.

Rovinná radiční teplota t_{pr} vyjadřuje účinek sálání v jednom, určeném směru.

Lze ji definovat jako jednotnou teplotu uzavřeného prostoru, kde sálání na jedné straně malého rovinného elementu je stejné jako ve skutečném nehomogenním prostředí. Pro porovnání, střední radiční teplota t_r vyjadřuje teplo sdílené sáláním mezi povrchem těla a okolními stěnami, tedy ve všech směrech. Rovinná radiční teplota se tedy stanovuje obdobně jako střední radiční teplota s tím rozdílem, že poměr osálení je vztážen k malému rovinnému prvku (vztahy pro výpočet jsou uvedeny např. v [12]).



Obr. 8 Závislost procenta nespokojených osob PD na asymetrii radiční teploty Δt_{pr} pro různé druhy sálavých povrchů

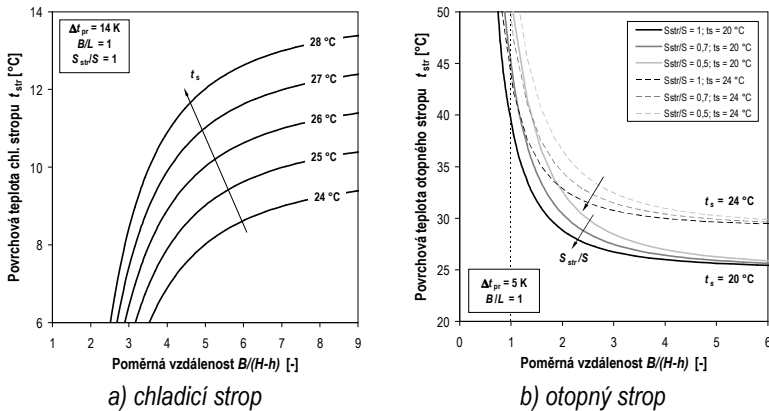
Asymetrie radiční teploty a sálavé systémy

Na základě zmíněných analytických vztahů a podmínek uvedených na Obr. 8 lze analyzovat přípustné povrchové teploty sálavých systémů pro jednoduché geometrické uspořádání místností. Analýzy byly zaměřeny převážně na kancelářské prostory s výškou místnosti $H = 2,7; 3,0$ a $3,4$ m. V běžných kancelářských aplikacích je důležitá zejména poloha vsedě (výška nad podlahou $h = 1,1$ m). Stojící osoba ($h = 1,7$ m) nemá příliš vypovídající charakter, neboť člověk se ve stoje po kanceláři většinou pohybuje a není tak trvale vystaven stejnému osálení. Naopak v lehkém průmyslu je poloha vstoje naprosto běžná, většinou však výška stropu dosahuje vyšších hodnot než u kanceláří. Nejnepříznivějším případem je pozice člověka uprostřed pod chladicím, resp. otopným stropem.

Na základě analýz, jejichž výsledky jsou detailněji popsány v literatuře [11] je zřejmé, že sálavé chladicí systémy prakticky nezpůsobují sálavou asymetrii. Příklad vyhodnocení pro chladicí strop, který pokrývá celou plochu místnosti (nejhorší možný případ) je uveden na Obr. 9a). Je zřejmé, že k lokálnímu diskomfortu může dojít při povrchových teplotách stropu $t_{str} < 14$ °C. Běžně se však sálavé chladicí systémy provozují s vysokou teplotou přívodní vody $t_{w1} \geq 16$ °C a riziko sálavé asymetrie je podstatně eliminováno.

K výraznému omezení výkonu však může dojít v případě využití sálavého stropu i pro vytápění, kdy je riziko diskomfortu největší (viz Obr. 8). Na Obr. 9b) je uveden příklad analýzy pro otopný strop a sálavou asymetrii $\Delta t_{pr} = 5$ K. Výsledky jsou platné

pro různé obložení stropu S_{str}/S a teploty okolních stěn t_s . Je zřejmé, že povrchová teplota otopného stropu je určitým způsobem omezená.



Obř. 9 Přípustné povrchové teploty stropu na základě sálové asymetrie

Pro geometricky malé místnosti jako jsou např. jednotlivé kanceláře¹, pro které je poměr $B/(H-h) = 1$ až 2, se povrchová teplota stropu může pohybovat v rozmezí 30 až 45 °C. U rozlehlých místností, jakými jsou velkoplošné kanceláře, je situace poněkud odlišná a povrchová teplota stropu je z tohoto pohledu výrazně omezená. Nutno připomenout, že většina kancelářských prostor je zatížena vnitřními tepelnými zisky i v zimním období a nároky na otopný výkon se tak snižují.

Obdobným způsobem lze analyzovat i chladicí a otopné stěny. Povrchové teploty otopných stěn mohou být obecně poměrně vysoké. U chladicích stěn (např. kapiální rohože umístěné pod omítkou) je situace obdobná jako u chladicích stropů. Povrchová teplota je omezena rizikem kondenzace a diskomfort vlivem sálové asymetrie nemůže prakticky vznikat. Problémy nastávají převážně v zimním období v administrativních budovách s rozlehlými prosklenými fasádami, kde chladné povrchy oken mohou způsobovat lokální diskomfort. To je ovšem záležitostí konstrukce obálky budovy, nikoliv chladicího systému [12].

Přípustné povrchové teploty podlahy

Povrchová teplota podlahy není omezena z hlediska sálové asymetrie, ale spíše z fyziologických důvodů z hlediska přímého kontaktu chodidla s podlahou. Minimální povrchová teplota podlahy se pohybuje v rozmezí 17 až 19 °C (dle ČSN EN ISO 7730) tak, aby nebyl překročen příslušný počet nespokojených osob. Z uvedených hygienických důvodů lze spodní hranice povrchových teplot u chlazených podlah využít především tam, kde se vyskytují osoby přecházející. Takovými prostory jsou

¹ Kanceláře v moderní administrativní budově jakou je např. nové úřediříd ČSOB v Praze Radlicích mají půdorysný rozměr 2,6 x 4 m a výšku 3 m; tj. $B/(H-h) = 1,36$ a $B/L = 0,65$.

např. galerie, terminály, odbavovací haly, knihovny nebo čekárny. V prostorách s trvalým výskytem pracujících osob především vsedě (kanceláře), je nutné uvažovat s vyššími teplotami povrchu podlahy a sálavé chladicí podlahy nelze prakticky použít.

Vertikální rozdíl teploty vzduchu

Pocit lokálního diskomfortu může způsobit i vertikální rozdíl teplot vzduchu mezi hlavou a kotníky. Na základě doporučených požadavků tepelné pohody (ČSN EN ISO 7730) musí být pro sedící osobu rozdíl teploty vzduchu mezi úrovní hlavy (1,1 m nad podlahou) a kotníků (0,1 m nad podlahou) menší než 3 K. V případech kombinace sálavého chladicího systému se zdrojovým (pracovní rozdíl teplot 3 až 5 K), nebo směšovacím větráním (6 až 12 K) je zmíněný požadavek obecně dodržen [4] při správném návrhu přívodní výusti [12].

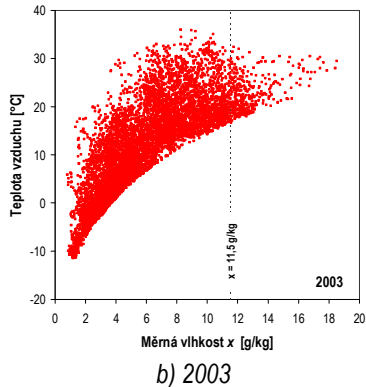
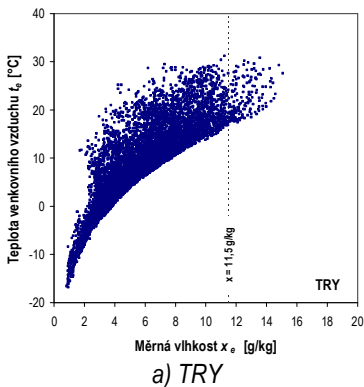
4. Vlhkost vzduchu

4.1. Riziko kondenzace

Riziko kondenzace je u sálavých chladicích systémů hlavním omezujícím faktorem. Teplota přívodní vody do chladicího systému se volí tak, aby nedocházelo k orosování povrchu. Povrchová teplota chladicí plochy musí být vyšší než teplota rosného bodu okolního vzduchu - zpravidla o 1 až 2 K. Sálavý chladicí systém slouží k odvodu citelné tepelné zátěže a nedokáže odvádět teplo vázané ve vodní páře, které je nutno odvádět paralelně pracujícím větracím systémem. Průtok vzduchu může být redukován pouze na potřebnou, minimální dávku čerstvého vzduchu [12].

U lehkých konstrukcí chladicích systémů, nebo u systémů umístěných těsně pod omítkou lze kontrolovat povrchovou teplotu poměrně snadno. Rychlá odezva systému nedovolí, aby minimální povrchová teplota klesla pod teplotu rosného bodu. To u masivních chladicích stropů není prakticky možné vzhledem k dlouhé době zpoždění. Často se tento problém řeší omezením teploty přívodní vody. V našich podmínkách (v místnostech bez dalších zdrojů vlhkosti) se teplota přívodní vody t_{w1} volí ≥ 16 °C (pro lehké systémy), maximálně 20 °C (pro těžké systémy s akumulací hmotou). Teplotní rozdíl odváděné a přiváděné chladicí vody Δt_w bývá v rozmezí 2 až 4 K. Důsledkem vysoké teploty přívodní vody resp. povrchové teploty je omezení chladicího výkonu.

Na Obr. 10 jsou znázorněny teploty a měrné vlhkosti venkovního vzduchu pro vybrané klimatické databáze: TRY (test reference year) - referenční rok zpracovaný pro Prahu, který představuje reálná charakteristická klimatická data pro účely výpočtu energetické potřeby budov, se zahrnutím dynamických změn, trendů a extrémních hodnot a rok 2003, který je považován za období s dlouhodobým teplotním extrémem. Na Obr. 10 je znázorněna i kritická měrná vlhkost 11,5 g/kg, která odpovídá teplotě rosného bodu 16 °C.

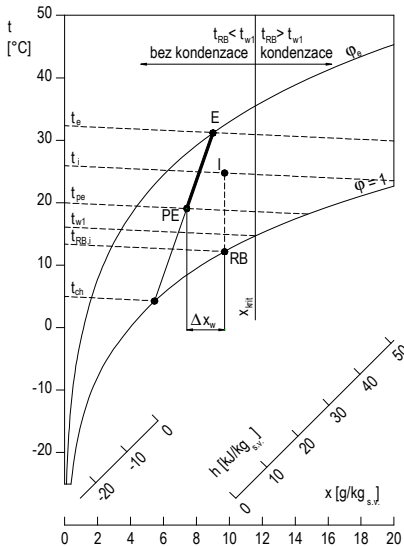


Obr. 10 Teplota a měrná vlhkost venkovního vzduchu pro vybraná klimatická data

4.2. Odvod vodních par z klimatizovaného prostoru

V klimatizovaných místnostech dochází vlivem přítomnosti člověka a jeho činnosti k produkci vodní páry, kterou je nutné odvádět. Vzhledem k tomu, že na povrchu sálavých klimatizačních systémů nesmí docházet ke kondenzaci vodních par, je nutné použít pro odvod vlhkosti z prostoru větrací vzduch.

Na Obr. 11 je znázorněn princip hodnocení rizika kondenzace pro konkrétní případ v h-x diagramu. Venkovní vzduch o stavu E je chlazen na teplotu přiváděného



vzduchu t_{pe} v chladiči s povrchovou teplotou t_{ch} . Vlivem vlhkostních zisků dojde v místnosti k navlhčení vzduchu o hodnotu Δx_w . Vzhledem k tomu, že vodní pára je odváděna pouze větracím vzduchem (sálavé chladičí systémy jsou bezkondenzační) je možné takto určit stav vnitřního vzduchu. Teplota rosného bodu pro stav I by pak měla nižší, než je teplota povrchu chladičí plochy resp. teplota vstupní vody t_{w1} . S využitím psychrometrických výpočtů je možné analyzovat riziko kondenzace pro různé případy úpravy venkovního vzduchu během celého roku resp. během chodu klimatizačního zařízení.

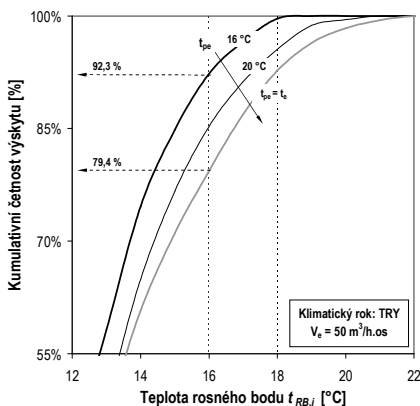
Obr. 11 Chlazení venkovního vzduchu znázorněné v h-x diagramu

Přirozené větrání

V některých případech se pro přívod hygienické dávky čerstvého vzduchu pro osoby používá přirozené větrání oknem [12]. Takové řešení však nesplňuje základní podmínku komfortní klimatizace, jejíž nedílnou součástí je řízená úprava čerstvého venkovního vzduchu. V případě sálavého chlazení je více než žádoucí venkovní vzduch odvlhčovat (chladit). Přirozené větrání oknem v kombinaci se sálavým chladicím systémem se většinou nedoporučuje, nebo jen výjimečně. Nevýhody při použití přirozeného větrání lze shrnout do následujících bodů:

- přirozený přívod vzduchu oknem navyšuje tepelnou zátěž místnosti v létě,
- v zimě není možné využít zpětné získávání tepla,
- vzduch není filtrován,
- zvýšené riziko orosování chladicího povrchu v horkých a vlhkých letních dnech.

Jak bylo vidět na Obr. 10 jsou některé stavy venkovního vzduchu v letním období v oblasti nad kritickou měrou vlhkosti, která odpovídá povrchové teplotě 16 °C. Na Obr. 12 je v grafické formě znázorněno riziko kondenzace při větrání venkovním vzduchem bez úpravy (případ kdy $t_{pe} = t_e$) a s úpravou (chlazením na 16 a 20 °C). Zdrojem vlhkosti v komfortních prostorách je především člověk, který produkuje cca 116 g/h vodní páry (při $t_a = 26$ °C). Vyhodnocení je realizováno pro letní období od 1.5. do 30.9. od 7.00 do 19.00 hodin (celkem 1414 hodin provozu klimatizačního



zařízení). Z Obr. 12 je zřejmé, že použití venkovního větracího vzduchu bez úpravy (např. přirozené větrání) povede k výraznému riziku kondenzace na povrchu chladných ploch. Při povrchové teplotě 16 °C nastane riziko kondenzace ve 20,6 % času (TRY). Z obrázku je rovněž vidět, jakým způsobem se změní riziko kondenzace při chlazení venkovního vzduchu na teplotu $t_{pe} = 16$ a 20 °C a při zvýšení teploty chladicí vody t_{w1} resp. t_{RB} .

Obr. 12 Riziko kondenzace při větrání upraveným a neupraveným venkovním vzduchem

V případě, že přes všechny nedostatky bude použito přirozené větrání otevíratelnými okny, je nutné k zabránění kondenzace na povrchu sálavých chladicích ploch, přistoupit k některému z následujících řešení:

- okna vybavit koncovým kontaktem se signálem, na jehož základě dojde k uzavření přívodu vody, nebo zvýšení teploty přívodní chladicí vody je-li okno otevřeno,

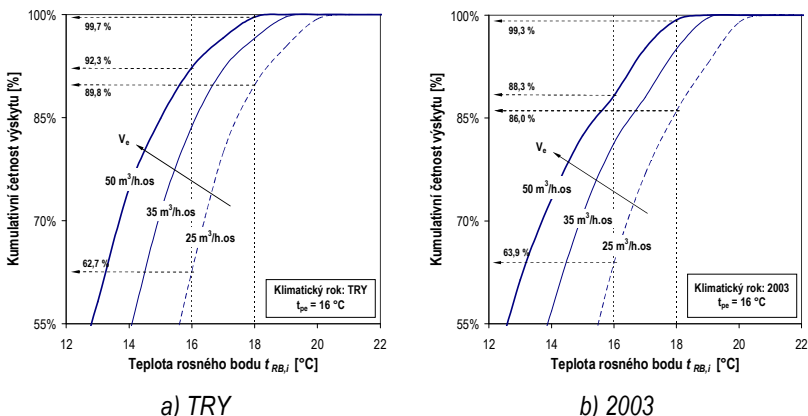
- vybavit systém ochranou proti kondenzaci v podobě čidla relativní vlhkosti. To bývá umístěno zpravidla v nejchladnějším bodě systému (na vstupu chladicí vody do místnosti, nebo v nejchladnějším místě sálavé plochy v blízkosti okna; v případě zvýšení relativní vlhkosti vzduchu nad povolenou mez dojde ke zvýšení teploty chladicí vody, nebo k úplnému uzavření přívodu vody.

Z uvedených poznatků je zřejmé, že v prostoru se sálavým chlazením je vhodné venkovní vzduch upravovat tj. chladit a zároveň odvlhčovat, což vede k použití nuceného větrání.

Nucené větrání

Z předchozího odstavce je zřejmé, že odvod vodní páry z prostoru se sálavým chlazením je vhodné realizovat nuceným větráním s tepelně upraveným větracím vzduchem. Takto upravený vzduch pak kromě funkce větrání zajišťuje odvod části citelné tepelné zátěže [12].

Pokud se použije zdrojové větrání, pracovní rozdíl teplot $t_a - t_p$ (rozdíl mezi teplotou vzduchu v místnosti a teplotou přiváděného vzduchu) by neměl být větší než 3 až 5 K. V případě směšovacího způsobu větrání mohou být pracovní rozdíly pro chlazení vyšší, v závislosti na použité distribuci vzduchu v rozmezí 6 (při běžné distribuci) až 12 K (při intenzivním směšování). Z předložených analýz vyplývá, že ideální je chladit přiváděný venkovní vzduch na nízké teploty ($t_{pe} = 14$ až 16 °C). K chlazení se doporučuje použít přímé výparníky jako chladiče vzduchu, neboť pracují s nízkou povrchovou teplotou (4 až 5 °C) a vyšším chladicím faktorem než vodní systémy.



Obr. 13 Kumulativní četnost výskytu teploty rosného bodu pro teplotu přiváděného venkovního vzduchu $t_{pe} = 16$ °C

Na Obr. 13 je znázorněna kumulativní četnost teploty rosného bodu pro stav vnitřního vzduchu při dávkě vzduchu 50 a 25 m³/h na osobu při teplotě přiváděného

vzduchu 16 °C (povrchová teplota chladiče je 5 °C). Údaje jsou uvedeny pro obě klimatické databáze a) referenční rok TRY zpracovaný pro Prahu, b) rok 2003 pro Prahu. Z výsledků uvedených na Obr. 13 je zřejmé, že pro sálavé chladicí systémy je výhodnější přivádět vyšší průtoky čerstvého vzduchu (v souladu s hygienickými předpisy) o teplotě cca 16 °C, což vede na směšovací způsob větrání s vířivými anemostaty. V případě, že nastane riziko kondenzace je nutný regulační zásah.

4.3. Ochrana proti kondenzaci

Sálavé velkoplošné chladicí systémy sice disponují samoregulační schopností, neboť chladicí výkon závisí na rozdílu mezi teplotou vzduchu v prostotu a povrchovou teplotou chladicí plochy. Čím větší je tento rozdíl teplot, tím větší je chladicí výkon. Uvedená schopnost však nezabrání kondenzaci vodních par na povrchu chladicí plochy.

Nezastupitelnou úlohu při provozu sálavých chladicích systémů má tedy systém měření a regulace. Úkolem regulace sálavých chladicích systémů je kromě regulace výkonu, zejména zabránění kondenzace vodních par na povrchu chladicí plochy příp. na příslušných armaturách. Povrchová teplota panelu musí být vždy vyšší než teplota rosného bodu vzduchu proudícího kolem panelu.

Součástí prostorového regulátoru je rovněž čidlo relativní vlhkosti. V případě, že dojde ke zvýšení relativní vlhkosti nad stanovenou mez (zpravidla nad 80 až 85 %) vyšle regulátor signál k akčnímu členu a dojde ke změně regulované veličiny. Čidlo se zpravidla umísťuje v blízkosti přívodního potrubí na vstupu do místnosti (nejchladnější místo systému), nebo v blízkosti otevíratelného okna tak, aby rychle zaznamenalo změnu relativní vlhkosti způsobenou větráním. Čidlo snímá relativní vlhkost vzduchu v místnosti a je nutno jej instalovat tak, aby k němu byl umožněn přístup vzduchu.

V zásadě existují dva základní způsoby regulace sálavých chladicích systémů kvantitativní a kvalitativní. Kvantitativní regulace představuje změnu výkonu průtokem chladicí vody, kvalitativní pak změnu teploty přívodní vody. Z technického hlediska je vhodné vybavit systém kombinací obou způsobů regulace. Chladicí voda je upravována centrálně ve strojovně chlazení na určitou teplotu (kvalitativně) a na odbočkách do jednotlivých místností se instalují uzavírací armatury (kvantitativní regulace). Regulační systém vyhodnotí riziko kondenzace a v případě nutnosti zvýší teplotu chladicí vody, nebo uzavře přívod vody do příslušné místnosti.

5. Nízkoenergetické systémy a adaptivní tepelný komfort

Bylo prokázáno, že lidé v obytných a kancelářských prostorech jsou schopni akceptovat (adaptací, s vědomím sníženého stupně komfortu) teploty vnitřního vzduchu v rozmezí 17 až 31 °C. Adaptací se rozumí přizpůsobení člověka danému stavu prostředí např.: úpravou oděvu, změnou postavení těla, změnou programu práce, chování apod. Podmínky vnitřního prostředí člověk často upravuje např.

otevíráním oken, stíněním, využitím lokálního pohybu vzduchu i lokálními změnami teploty vzduchu.

Adaptivní model tepelného komfortu se uplatňuje především při řešení pasivních a nízkoenergetických staveb. Rozsáhlé analýzy měření a testů ukazují, že lidé se mnohem více adaptují venkovním podmínkám v budovách bez klimatizace než v budovách klimatizovaných. Adaptivní tepelný komfort je tedy možné vztahovat i na systémy nízkoenergetického chlazení, které jsou většinou výkonově omezené a při extrémních stavech venkovního prostředí (např. zvýšené měrné vlhkosti vzduchu), nedisponují potřebným chladicím výkonem [5].

Uživatelé by tedy měli mít možnost adaptovat zejména své oblečení. Požadavek řady společností na standardní oblečení je v přímém protikladu s principem adaptivní tepelné pohody. V některých případech je velmi obtížné zasahovat do těchto konzervativních požadavků. V podmínkách české republiky se situace spíše zhoršuje. V řadě firem je těžký tmavý oblek s košilí a kravatou považován celoročně za standard. Zajímavý je například přístup Japonské vlády, která ve snaze o snížení spotřeby energie pro klimatizaci vyzvala v roce 2005 k uvolnění oblečení pro letní podmínky.

6. Závěr

Sálavé chladicí systémy představují klimatizační systém, kterým lze dosáhnout tepelné pohody bez vysokých nároků na potřebu energie. Jako každý systém, mají i sálavé chladicí systémy své výhody a nevýhody. Díky specifickým vlastnostem systému, kdy dochází ke sdílení tepla konvekcí a sáláním lze vytvořit optimální tepelný komfort přítomných osob. Výsledky analýz publikovaných v přednášce ukazují, že sálavé chladicí systémy nevykazují výrazné odchylky od optimálních podmínek tepelného komfortu. Nejvýznamnějším problémem z hlediska vnitřního prostředí je riziko kondenzace, kterému musí být zabráněno systémovým řešením.

Uchazeč se ve své výzkumné práci dlouhodobě zabývá sálavými chladicími systémy s ohledem na minimální potřebu energie na chlazení při zachování úrovně tepelného komfortu. I když výsledky práce hovoří ve prospěch sálavých chladicích systémů, jejich prosazování v praxi je poměrně obtížné. Je jisté, že nízkoenergetické systémy bývají navrženy na hranici svých výkonových možností a neumožňují náhlé zvýšení chladicího výkonu dle požadavku uživatelů jako např. konvektivní systémy (chladičové, nebo vodní s ventilátorovými konvektory) s možností zvýšení průtoku vzduchu. Avšak vzhledem k tomu, že je v současnosti kladen celospolečenský tlak na úspory energií, je použití sálavých chladicích systémů pro zachování tepelné pohody bez vysokých nároků na potřebu energie možným řešením.

V rámci výzkumné práce bylo dosaženo pokroku v nalezení souvislostí mezi potřebou energie na chlazení budov a tepelným komfortem přítomných osob. Bylo prokázáno, že při zachování úrovně tepelného komfortu lze potřebu energie

snížit díky specifickým vlastnostem velkoplošných, sálavých, chladicích systémů. Byly navrženy návrhové diagramy pro volbu povrchové teploty otopných a chladicích ploch z hlediska asymetrie radiační teploty. Rovněž bylo ověřeno, že riziko kondenzace na povrch systému není zásadní překážkou při provozování systému a bylo naznačeno možné řešení jakým způsobem předejít takovým problémům.

Důkazem, že sálavé chladicí a vytápěcí systémy jsou progresivním systémem, je jejich prosazování v tzv. „zelených budovách“ (green buildings). Hlavním cílem takového programu je ekonomické a ekologické provozování budov s cílem dosažení optimálních mikroklimatických podmínek. Výsledným efektem aplikace programu by mělo být výrazné snížení spotřeby energií oproti stávajícím, obvyklým systémům (cca o 30 %) a zařazení budovy dle mezinárodních standardů mezi tzv. šetrné budovy [12].

7. Literatura

- [1] CANNISTRARO, G., FRANZITTA, G., GIACONIA, C., RIZZO G. Algorithms for the calculation of the view factors between human body and rectangular surfaces in parallelepiped environments. *Energy and Buildings*, 1992, č.19, s.51 – 60.
- [2] FANGER, P.O. *Thermal comfort – Analysis and applications in environmental engineering*. 1972, Kingsport Press, Inc. ISBN 07-019915-9
- [3] GAGGE, A.P. Standard operative Temperature, Generalized Temperature Scale Applicable to Direct and Partitional Calorimetry. *American Journal of Physiology*. č. 131, s. 93-103, 1940.
- [4] KULPMANN, R.W. Thermal Comfort and Air Quality in Rooms with Cooled Ceilings – Results of Scientific Investigations. In *ASHRAE Transactions*, 1993, vol. 99(2) pp. 488 – 502.
- [5] LOVEDAY, D.L., PARSONS, K.C., TAKI, A.H., HODDER, S.G., JEAL, L.D. Displacement ventilation environments with chilled ceilings: thermal comfort design within the context of the BS EN ISO7730 versus adaptive debate. *Energy and Buildings*, 2002, č.34, s. 573 – 579.
- [6] MIYANAGA, T., NAKANO, Y. Analysis of thermal sensation in a radiant cooled room by modified PMV index. In *Proceedings of Roomvent '98, Stockholm 1998*, s. 125-131.
- [7] SARS, G., PERNOT, C., DE WIT, M. ESPmrt, a new module for the ESP-r system. University of Technology Eindhoven. Institute of Applied Physics TNO-TH, April 1988
- [8] SKISTAD, H. Displacement ventilation in non-industrial premises. 1994, *Rehva guidebook*.
- [9] TAN, H., MURATA, T., AOKI, K., KURABUCHI, T. Cooled ceilings/ Displacement ventilation hybrid air-conditioning system – design criteria. In *Proceedings of Roomvent 98, Stockholm 1998*, s. 77-84.
- [10] ZMRHAL, V., HENSEN, J., DRKAL, F. Modelling and Simulation of a Room with a Radiant Coolong Ceiling. In: *Proc. of Building Simulation 2003 Vol. III*. Eindhoven: IBPSA, 2003, p. 1491-1496. ISBN 90-386-1566-3.
- [11] ZMRHAL, V. Přípustné povrchové teploty sálavých ploch na základě asymetrie radiační teploty. In *Vytápění, větrání, instalace*, 2007, roč. 16, č.4, s.209-213.
- [12] ZMRHAL, V. *Sálavé chladicí systémy*. Monografie. Česká technika - nakladatelství ČVUT. 2009.
- [13] ZMRHAL, V., Drkal, F., Mathauserová, Z. *Operativní teplota v praxi*. Směrnice STP - OS 01 / č.3/2010. 2010.
- [14] ZMRHAL, V. Program MRT Analysis. Dostupný z <http://www.fsid.cvut.cz/~zmrhavl/Programy/Programy.htm>. 2006.

Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.

Narozen 2. března 1976 v Praze

2000 Ing. (Technika životního prostředí), Ústav techniky prostředí, FS ČVUT v Praze

2005 Ph.D. (Technika prostředí), Ústav techniky prostředí, FS ČVUT v Praze

2003 – vědecký pracovník, od r. 2005 odborný asistent, Ústav techniky prostředí, Fakulta strojní, ČVUT v Praze

Aktivita v oboru

- člen výboru odborné sekce 01 Klimatizace a větrání Společnosti pro techniku prostředí
- člen Technických normalizačních komisí ÚNMZ TNK 75 „Vzduchotechnická zařízení“ a TNK 93 „Vytápění a ohřívání užitkové vody“
- autorizovaný inženýr ČKAIT pro techniku prostředí staveb, specializace technická zařízení
- člen IBPSA a IBPSA-CZ (International Building Performance Simulation Association)
- držitel oprávnění MPO v oblasti energetické účinnosti
- asociovaný člen ASHRAE
- vedoucí redaktor časopisu Vytápění, větrání, instalace

Pedagogická praxe v předmětech:

- přednášky a cvičení: Základy větrání, Větrání, cvičení: Technika prostředí, Regulace v technice prostředí
- zavedení předmětu: Fundamentals of Ventilation pro obor Technika prostředí a Vzduchotechnika pro studijní program Inteligentní budovy
- spoluautor elektronických skript pro IB: Vzduchotechnika a Klimatizace a průmyslová vzduchotechnika
- odborný garant a vedoucí pedagog kurzů CŽV Klimatizace a větrání

Profesní zaměření a výzkum:

- větrání a klimatizace, sálavé chladicí systémy
- energetická náročnost klimatických systémů
- výzkum vnitřního klimatu
- řešitel tématu „Výzkum vnitřního klimatu“ a spoluřešitel tématu „Výzkum proudění ve větraných a klimatizovaných místnostech“ v rámci Výzkumného záměru MSM 6840770011 Technika prostředí 2005-2011.

Významné výsledky:

- autorizovaný software MRT Analysis (2006), Tepelný komfort (2009)
- 2 záznamy v databázi Web of Science, 1 záznam ve Scopus
- 5 citací v databázi Web of Science, 8 citací v databázi Scopus
- Směrnice STP č.1/2010. Operativní teplota v praxi
- Národní příloha k ČSN EN 15665/Z1 (2011) Požadavky na větrání obytných budov v ČR.