

Nepřímé adiabatcké chlazení kanceláře

Ing. Michal DUŠKA,
Ing. Miloš LAIN
ČVUT v Praze, Fakulta strojní,
Ústav techniky prostředí

Indirect adiabatic cooling of an office

Recenzent
prof. ing. Karel Hemzal, CSc.

Nepřímé adiabatcké chlazení patří mezi základní metody nízkoenergetického chlazení budov. Jde o metodu, při které je přivodní vzduch chlazen ve výměníku sekundárním adiabatckým chlazeným vzduchem, nebo vodou adiabatckým chlazenou sekundárním vzduchem. Jako sekundární vzduch může být použit vzduch odváděný z klimatizovaného prostoru nebo venkovní vzduch používaný pouze pro chlazení. Na rozdíl od přímého adiabatckého chlazení nedochází u nepřímého adiabatckého chlazení k nárůstu měrné vlhkosti přiváděného vzduchu.

Stejně jako většina metod nízkoenergetického chlazení budov, je nepřímé adiabatcké chlazení vázáno na dynamické chování budovy a změny klimatu. V důsledku toho, že s navrhováním a provozováním těchto systémů nejsou velké zkušenosti, pro dimenzování nepřímého adiabatckého chlazení chybí dostatečně jednoduché a především ověřené výpočtové postupy.

V rámci diplomové práce, zpracované v Ústavu techniky prostředí na fakultě strojní ČVUT v Praze, byl vytvořen zjednodušený simulační program pro návrh nepřímého adiabatckého chlazení. Součástí práce bylo i srovnání tohoto systému se dvěma základními klimatizačními systémy, využívajícími klasický chladicí okruh.

POPIS SIMULAČNÍHO PROGRAMU PRO NEPŘÍMÉ ADIABATCKÉ CHLAZENÍ

Simulační program byl vytvořen v tabulkovém procesoru Excel. Výpočet probíhá pro každou hodinu referenčního roku. Simulační program je možné rozdělit na dva provázané funkční celky. První počítá energetickou bilanci zóny a stanovuje toky tepla nebo chladu potřebné pro dosažení požadované teploty v prostoru. Druhá část je bilance vlhkosti, stanovující vlhkost v zóně, dosažitelný výkon nepřímého adiabatckého chlazení a vázaný chladicí výkon standardního chladiče.

Výpočet je postaven pro jednozónový simulační model. Hranice zóny se skládají z devíti stěn. Tří stěn sousedících s vnějším prostředím a šesti vnitřních stěn, maximálně sousedících s jiným vnitřním prostorem (je uvažována konstantní teplota sousedních vnitřních prostorů). V zóně je možné určit pět provozních stavů v průběhu dne s odlišným počtem osob, velikostí vnitřních zisků, vodních zisků, průtokem čerstvého vzduchu a celkovým průtokem vzduchu.

Regulace teploty vzduchu v zóně probíhá podle jednoduchého algoritmu. Teplota vzduchu v zóně je udržována na zvolené konstantní hodnotě t_{\min} s adaptivním zvyšováním požadované teploty, pokud je teplota venkovního vzduchu vyšší než stanovená mez.

Tato regulace se běžně využívá pro klimatizační zařízení. Mírně vyšší teploty v letním extrému odpovídají adaptivnímu modelu tepelné pohody a omezují teplotní šoky.

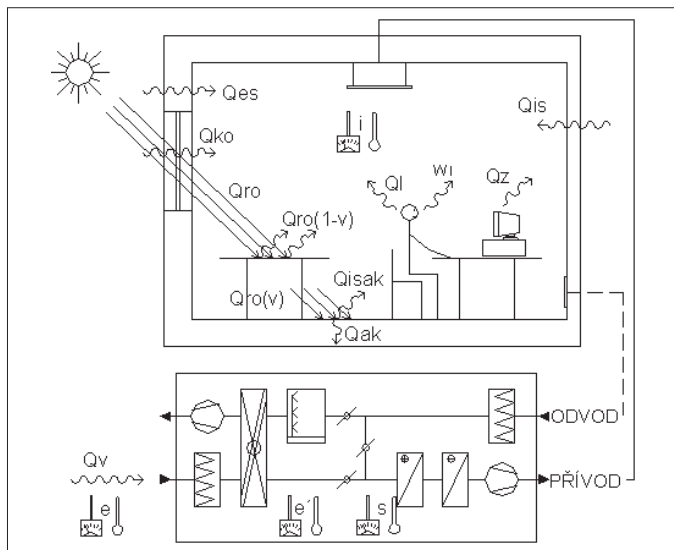
Jako vstupní hodnoty výpočtu byla použita klimatická data TRY-Praha. Ta obsahují šest klimatických dat: intenzitu přímé sluneční radiace, intenzitu difúzní radiace na horizont, venkovní teplotu vzduchu (teplota suchého termoměru), převládající rychlost a směr větru a relativní vlhkost venkovního vzduchu.

ENERGETICKÁ BILANCE ZÓNY

Výsledná tepelná zátěž zóny byla vypočtena z energetické bilance vyjádřené rovnicí (1). Do energetické bilance byly zahrnuty tepelné toky znázorněné na obr. 1.

$$Q = Q_i + Q_v + Q_{is} + Q_{es} + Q_{ko} + (1 - v) Q_{ro} + Q_{isak} \quad (1)$$

Při řešení matematického modelu byl zaveden předpoklad, že všechny tepelné zisky, kromě zisků sluneční radiací, mají ve vztahu k zóně pouze konvekční složku a ovlivňují tedy tepelnou zátěž přímo. Vnitřní tepelné zisky Q_i jsou součtem tepelných zisků od osob a vnitřního vybavení. Tepelné toky větracím vzduchem Q_v vnitřními stěnami Q_{is} , vnějšími stěnami Q_{es} , vstupem tepla okny Q_{ko} a sluneční radiací okny Q_{ro} , byly vypočteny s využitím výpočtetních postupů uvedených v normě ČSN 73 0510.



Obr. 1 – Tepelné toky zahrnuté v počítačovém modelu.

V energetické bilanci zóny byl použit zjednodušený matematický model akumulace tepla do vnitřních stěn. Tento model vychází z energetické bilance akumulace tepla do povrchové vrstvy vnitřních stěn.

VLHKOSTNÍ BILANCE ZÓNY

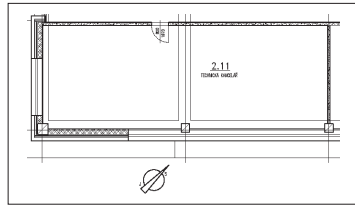
Vlhkost vzduchu v zóně x_i byla vypočtena z bilance vyjádřené rovnicí (2), kde x_s je vlhkost vzduchu po smíšení a x_{stCH} je vlhkost zkondenzovaná na standardním chladiči, x_z představuje zisk vlhkosti v zóně. Akumulace vlhkosti v zóně byla řešena numerickou metodou konečných diferencí.

$$x_{i(n)} = \frac{x_{s(n)} - \Delta x_{stCH(n)} + x_{z(n)} + x_{i(n-1)} \frac{V}{V_{\Delta\tau}}}{1 + \frac{V}{V_{\Delta\tau}}} \quad (2)$$

kde V je objem zóny, \dot{V} průtok vzduchu a $\Delta\tau$ časový krok.

SIMULACE NEPŘÍMÉHO ADIABATICKÉHO CHLazenÍ

Simulace byla vypracována pro jednu standardní kancelář nacházející se v třípodlažní administrativní budově firmy OEZ v Letohradě (obr. 2). Kancelář je umístěna ve druhém patře, podlahová plocha činí 66 m², objem 199 m³ a plocha oken 20 m². Orientace vnějších stěn místnosti je jihozápadní a jihovýchodní. Kancelář byla určena pro pět zaměstnanců, každé pracoviště bylo vybaveno jedním počítačem s monitorem.

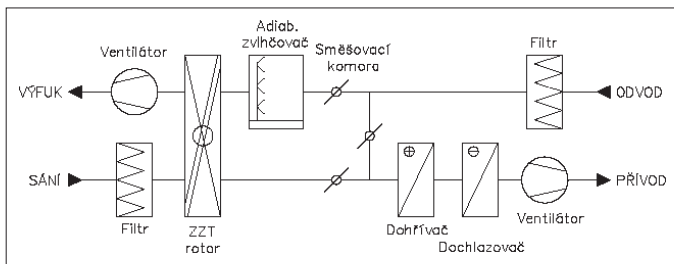


Obr. 2 – Půdorys kanceláře

Pro tuto kancelář byly uvažovány tři následující klimatizační systémy:

1. Centrální vzduchový systém s nepřímým adiabatickým chlazením

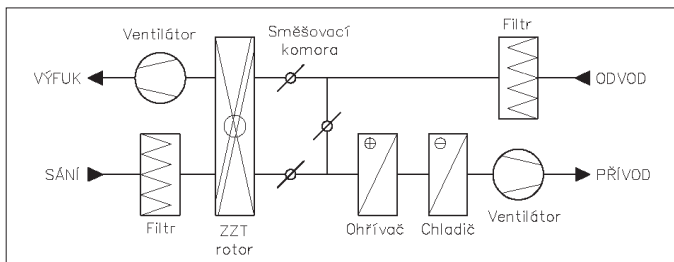
Klimatizaci kanceláře zajišťuje centrální jednotka s výměníkem ZZT, směšovací komorou, ohřivačem a chladičem na přívodu (pro případné dochlazení) a sprchovou pračkou pro nepřímé adiabatické chlazení na odvodu (viz obr. 3). Tento systém bude v dalším textu zkráceně označován jako ADIABATICKÝ. V tomto zjednodušeném případě slouží systém pouze pro jednu kancelář, mohlo by se však jednat i o velkoprošnou kancelář. Při použití centrálního systému pro více kanceláří je třeba zajistit také individuální regulaci chlazení, např. proměnným průtokem vzduchu (VAV).



Obr. 3 – Schéma systému s nepřímým adiabatickým chlazením (Adiabatický).

2. Centrální vzduchový systém

Klimatizační jednotka se skládá z výměníku ZZT, směšovací komory, ohřivače a chladiče na přiváděném vzduchu. Tento systém se od předešlého liší pouze absencí pračky pro nepřímé adiabatické chlazení. Popsané zařízení je znázorněno na obr. 4. Tento systém bude v dalším textu zkráceně označován jako CENTRÁLNÍ. Pro použití centrálního vzduchového systému pro vícezonové objekty je také nutné zajistit individuální regulaci jednotlivých zón stejně jako pro systém předešlý.

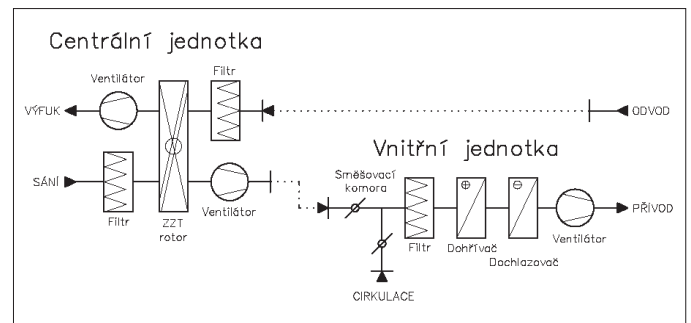


Obr. 4 – Schéma systému s centrální úpravou vzduchu (Centrální).

3. Kombinovaný systém s centrální dopravou větracího vzduchu a konvektorovými cirkulačními jednotkami (fan-coil).

Tento systém lze považovat za obvyklý způsob chlazení nových nebo rekonstruovaných administrativních budov. Proto je také použit jako referenční způsob pro srovnání s centrálním adiabatickým chlazením. Jde o systém s centrální přípravou pouze hygienického minima čerstvého vzduchu (tepelná úprava pouze zpětným získáváním tepla). Chlazení, popřípadě dohřev větracího vzduchu a zároveň chlazení a ohřev větraného prostoru je realizován vnitřními kon-

vektorovými jednotkami. Toto zařízení je znázorněno na obr. 5 (tento systém bude v dalším textu označován jako FAN-COIL). Velkou výhodou tohoto systému je právě snadná regulace jednotlivých konvektorových jednotek.



Obr. 5 – Schéma systému s konvektorovými cirkulačními jednotkami (Fan-Coil).

Regulace jednotlivých systémů byla pro simulaci navržena tak, aby byla minimalizována spotřeba energie standardního chladiče a odpovídá provozu skutečného optimalizovaného zařízení. Regulační systém neobsahuje regulaci vlhkosti.

VÝSLEDKY

Výsledky simulace jsou uvedeny v tab. 1. Zvýšené tepelné zisky pro ADIABATICKÝ systém jsou způsobeny zvoleným režimem, jednotka pracuje i při vyšších teplotách s maximálním průtokem čerstvého vzduchu.

Tab. 1 – Výsledky simulace nepřímého adiabatického chlazení

Systém	Tepelné zisky	Maximální výkon chladičícího okruhu	Maximální vlhkost v zóně		Počet hodin provozu chlazení	Spotřeba chladu	
	W	W	%	%	h	kWh	%
Adiabatický	4 785	5 175	91	85	1 209	967	43
Centrální	3 266	5 678	100	84	1 209	2 241	100
Fan-Coil	3 266	4 419	78	75	1 808	3 096	138

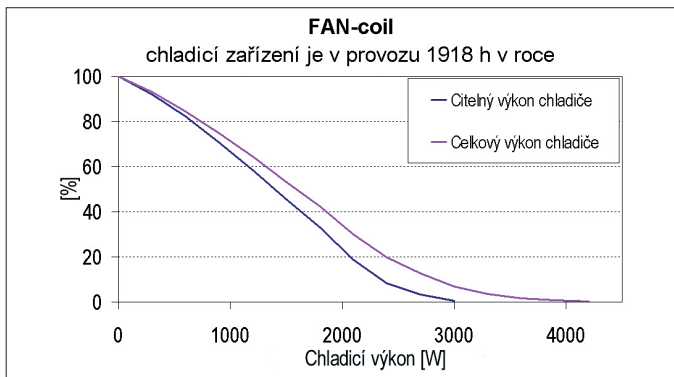
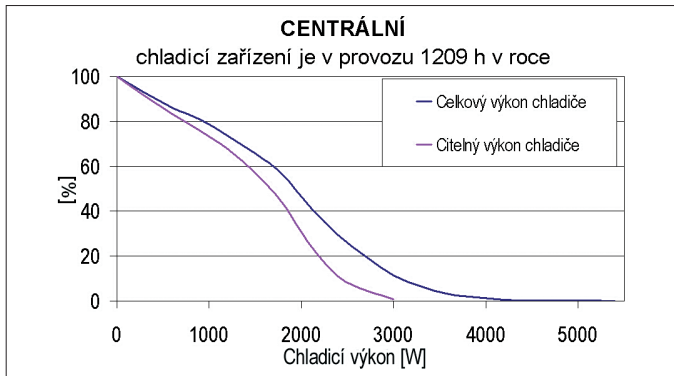
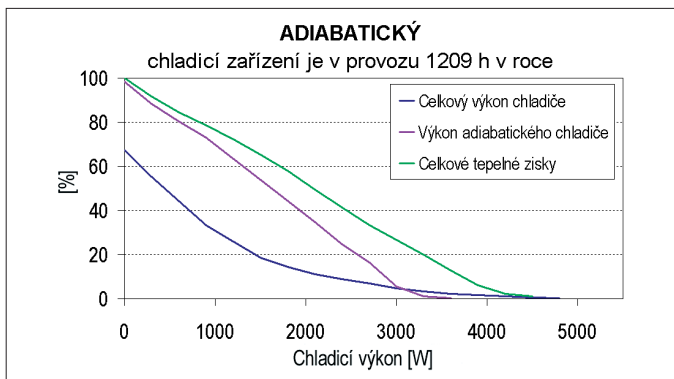
Celkový výkon chladiče

Důležitým výsledkem simulace je stanovení výkonu chladiče pro ADIABATICKÝ systém. Z výsledků simulace vyplývá, že pro české klima není možné plně nahradit chladičím systémem nepřímým adiabatickým chlazením. Celkový výkon chladiče pro ADIABATICKÝ systém je dokonce větší než pro systémy FAN-COIL. Nejvyšší výkon chladiče je potřebný pro CENTRÁLNÍ systém.

Z obr. 6a je patrné, že četnost výskytu vysokých výkonů chladičícího zařízení je velmi malá. Při detailním rozboru zjistíme, že odpovídají extrémním stavům klimatu, především vysoké entalpii. Tato skutečnost je zřejmá, i když méně výrazně, z kumulativních křivek četnosti pro zbývající systémy, které jsou uvedeny v obr. 6b a 6c.

Z grafu 6a a tab. 1 je patrná výrazná redukce provozních hodin chladičícího zařízení pro ADIABATICKÝ systém o 33 % oproti CENTRÁLNÍMU systému o 59 % oproti systému FAN-COIL. Tato úspora by se měla projevit i zvýšením teoretické životnosti zařízení.

Při návrhu a provozu klimatizace běžných administrativních prostor není většinou požadováno dodržení navrhovaných hodnot teploty a vlhkosti pro extrémní hodnoty klimatu. Jako limitní hodnota entalpie venkovního vzduchu se většinou volí entalpie 58 [kJ/(kg.K)]. Tato hodnota je však při provozu klimatizačního zařízení překročena po dobu 41 hodin (vycházíme z dat TRY Praha). To odpovídá 3,4 % doby provozu ADIABATICKÉHO a CENTRÁLNÍHO systému a 2,1 % doby provozu FAN-COIL systému. Budeme-li předpokládat, že časový úsek, po který je překročena výše uvedená limitní hodnota entalpie, odpovídá i době maximálních výkonů chladičů, pak lze stanovit reálný výkon chladičícího zařízení



Obr. 6 a, b, c – Grafy kumulativních křivek četnosti výskytu chladicích výkonů pro jednotlivé systémy

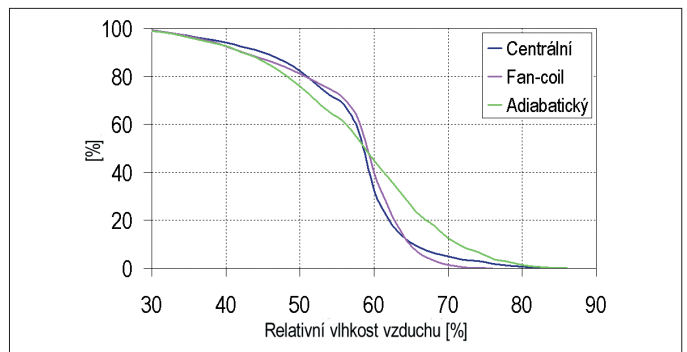
přímo z kumulativních křivek četnosti. Tyto hodnoty výkonů jsou uvedeny v tab. 2. Tab. 2 podává reálnější představu o skutečném požadovaném výkonu chladicího zařízení, ale potvrzuje i výše zmíněnou skutečnost, že pro naše klimatické podmínky není možné plně nahradit chladicí systém nepřímým adiabatickým chlazením.

Tab. 2 – Maximální relativní výkon chladíče bez extrémních vlivů klimatu

Systém	Maximální výkon chladicího okruhu	
	W	%
Adiabatický	3 600	94
Centrální	3 850	100
Fan-Coil	3 831	99,5

Vlhkost

Kromě teploty která byla v tomto simulačním modelu zvolena jako prioritní, je významným parametrem mikroklimatu vlhkost. Přestože při nepřímém adiabatickém chlazení nedochází k nárůstu měrné vlhkosti přiváděného vzduchu (dokonce při extrémních vlhkostech venkovního vzduchu dochází ke kondenzaci vodních par na výměníku adiabatického chlazení), je výsledná vlhkost v zóně při využití ADIABATICKÉho systému vyšší u ostatních systémů. To je způsobeno nižší kondenzací vodních par na povrchu chladíče než u systémů bez adia-



Obr. 7 – Kumulativní křivky četnosti výskytu relativní vlhkosti v testované zóně

batického chlazení. Určitý náhled pro srovnání maximálních relativních vlhkostí představuje v tab.1. Pro přesnější porovnání systémů je vhodnější použít graf četnosti výskytu vlhkostí na obr. 7.

Z výsledků simulace je zřejmé, že žádný ze sledovaných systémů nesplňuje zcela požadavky na vlhkost v pracovním prostředí podle Nařízení vlády č. 178/2001 ve znění pozdějších předpisů. Zde je jako mezní hodnota vlhkosti uvedena hodnota 70 %. Neobsahuje-li klimatizační systém režim odvlhčování, pak tuto podmínku nelze splnit. Provedeme-li pro vlhkost korekci pro extrémní výkyvy klimatu, zjistíme, že vyhovuje pouze systém FAN-COIL (tab. 3).

Spotřeba chladu

Roční spotřeba energie pro chlazení (lépe řečeno spotřeba energie na výrobu chladu) představuje významnou položku provozních nákladů klimatizačních zařízení. ADIABATICKÝ systém přináší významné úspory představující až 57 % ve srovnání se systémem CENTRÁLNÍM a 69 % ve srovnání se systémem FAN-COIL. Tyto úspory nejsou zanedbatelné a mohou být významným argumentem při hledání způsobů uplatnění nepřímého chlazení.

Tab. 3 – Maximální vlhkost v zóně bez extrémních vlivů klimatu

Systém	%
Adiabatický	79
Centrální	76
Fan-Coil	70

Rozdíl spotřeby chladu mezi systémy CENTRÁLNÍM a FAN-COIL je způsoben omezenou možností využití čerstvého vzduchu pro chlazení u systému FAN-COIL.

ZÁVĚR

Z výsledků simulace je zřejmé, že pro naše klimatické podmínky není možné plně nahradit standardní chladicí systém nepřímým adiabatickým chlazením složeným z běžných prvků. Jednotka musí být osazena standardním chladicím, jehož potřebný výkon je v extrémních podmínkách téměř shodný jako pro zařízení bez adiabatického chlazení. Úspory provozních hodin a spotřeby chladu jsou však pro systém s nepřímým adiabatickým chlazením značné. Na trhu jsou k dispozici i speciální konstrukce jednotek pro nepřímé adiabatické chlazení, které se od simulovaného případu výrazně liší jak větší teplosměnnou plochou ZZT, tak i využitím sprchovaných výměníků. Taková zařízení výrazně posouvají možnosti nepřímého adiabatického chlazení. Závěry naší simulace, vycházející z využití běžných komponent sestavných jednotek, na ně nelze plně uplatňovat.

Základním nedostatkem nepřímého adiabatického chlazení je potřeba instalace centrální vzduchotechniky a údržba pračky. Používání centrálních vzduchových systémů je pro administrativní budovy velmi omezené. To je způsobeno jak prostorovými požadavky, tak potřebou individuální regulace jednotlivých zón. Je však otázkou, zda by možné úspory chladicí energie neměly být výraznějším stimulem pro širší používání vzduchových systémů v dalších vybraných objektech.

S instalací centrálních zařízení je spojena i možnost využití jiných alternativních způsobů chlazení, jako například nočního vychlazování. ■