

Hospodárnost cirkulace vzduchu při klimatizaci



Ústav techniky prostředí

Economy of Air Circulation During Air Conditioning

Recenzent
Ing. Marcel Kadlec

Centrální klimatizační zařízení, která odvádějí tepelné zisky jen vzduchem, se často navrhují s částečnou cirkulací zpětného vzduchu. Příspěvek vyvrací představu, že se tím dosahuje zpětného získávání tepla a na příkladu dokládá, že cirkulace je energeticky náročnější než úprava jen větracího vzduchu. Připomíná, že o velikosti cirkulace za letního extrému rozhoduje maximálně přípustné podchlazení distribuovaného vzduchu, limitované dimenzováním výústek. V druhé části příspěvku jsou porovnány účinnosti způsobů zavedení zpětného vzduchu u rotačních regeneračních výměníků před a za výměník.

Klíčová slova: klimatizace, míšení zpětného vzduchu, účinnost regenerace tepla

Central air conditioning equipments, taking out heat gains merely by the air, are often designed with a partial circulation of reversing (recuperative) air. The conception that the reversal heat gain is achieved by such an action is disproved in the contribution and it is evidenced in the example that circulation is more demanding from the energy point of view than treatment of the ventilating air, only. It is stated therein that volume of circulation during a summer extreme is decided by maximally allowable under-cooling of the distributed air limited with dimensioning of outlets. Efficiencies of methods using the reverse air as concerns rotational recovery heat exchangers installed in front of and behind the exchanger, are compared in the second part of the contribution.

Key words: air conditioning, reverse air mixing, efficiency of heat regeneration

BILANCE TEPELNÁ A ŠKODLIVIN V KLIMATIZOVANÉM PROSTORU

Hlavním úkolem klimatizace je udržování požadované teploty a vlhkosti v klimatizovaných objektech. Zařízení, která tento úkol splňují, jsou různá; zaměříme se na vzduchová, s centrální úpravou vzduchu. U nich je tepelná a vlhlostní bilance klimatizovaného prostoru vyrovnávána jen vzduchem a za letního provozu je schematicky uvedena v obr. 1.

Letní bilance citelného tepla, vlhkosti a celkového tepla (daného součtem tepla citelného a vázaného) v klimatizovaném prostoru jsou dány třemi podmínkami (dvě rovnice jsou vzájemně nezávislé, třetí je závislá). Bilance se vyrovnává přívodem průtoku vzduchu M_L [kg/s] o potřebné teplotě a vlhkosti:

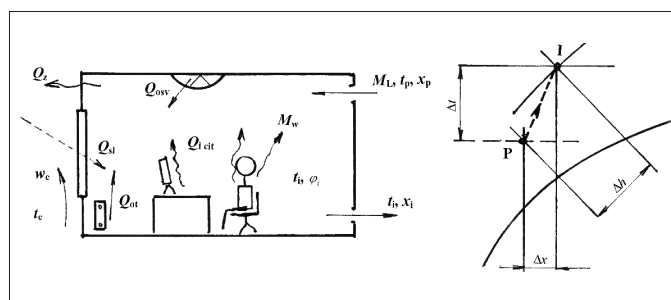
$$M_L = \frac{Q_{\text{citelné}}}{c_p \Delta t} : M_L = \frac{M_w}{\Delta x} : M_L = \frac{Q_{\text{celkové}}}{\Delta h} \quad (1)$$

Zisky citelného $Q_{\text{citelné}}$ resp. celkového $Q_{\text{celkové}}$ tepla (citelného + vázaného) [W] a vodní pára vznikající v prostoru M_w [kg/s] se odvádějí přívodem vzduchu, který je chladnější o $\Delta t = t_i - t_p$ [K], má menší měrnou vlhkost o $\Delta x = x_i - x_p$ [kg/kg s.v.] a o $\Delta h = h_i - h_p$ [J/kg s.v.] menší entalpii než vzduch vnitřní.

Při stanovení potřebného průtoku vzduchu se musí navrhnout pracovní rozdíl teplot, jehož velikost závisí na způsobu distribuce vzduchu v prostoru a nemůže být libovolně veliký, je ovlivněn nebezpečím průvanu. Největší možný bývá u vířivých výústek, v příznivých případech dosahuje až 12 K.

Kromě tepelné a vlhlostní bilance musí VZT zařízení také udržovat větráním čistotu vnitřního vzduchu z hlediska škodlivin M_s [kg/s], které v prostoru vznikají. Hygienicky potřebné větrání se stanovuje z bilance škodlivin a zajišťuje přívodem venkovního vzduchu M_L [kg/s]

$$M_L = \frac{M_s}{\Delta C} \quad (2)$$



Obr. 1 Bilance klimatizovaného prostoru, zobrazené v h-x diagramu vlhkého vzduchu. Úkolem dimenzování je zajistit, aby zařízení upravilo stav přiváděného vzduchu do stavu P za letního extrému venkovního vzduchu a zisků z oslunění a z vnitřních zdrojů. Úkolem regulace je řídit úpravu vzduchu na stav (na t_p a x_p) podle aktuální bilance prostoru tak, aby stav, daný teplotou a vlhkostí vnitřního vzduchu se neměnil, $I = \text{konst.}$ [5]

kde $\Delta C = C_i - C_p$ [kg/kg] je rozdíl koncentrací rozhodující škodliviny uvnitř a v přiváděném větracím vzduchu (za předpokladu trvalého větrání a časově stálé produkce škodlivin a při rovnoměrném provětrání prostoru). U komfortních zařízení jsou škodlivinami produkty dýchání přítomných osob (oxid uhličitý a vodní pára) a také látky, které se uvolňují z vybavení a zařízení místností a stěn budovy. Přiváděný venkovní vzduch je také znečišťován produkty rozkladu prachu usazeného ve vzduchovodech. Intenzitu větrání – zejména v prostorách s velmi proměnlivou produkcí škodlivin (obsazení místností) je vhodné řídit podle potřeby (DCV Demand Controlled Ventilation). Dosáhne se značných energetických úspor. Průtok vzduchu z hlediska větrání je většinou menší než vyžaduje tepelná bilance. V těchto případech se musí přistoupit ke zvětšení průtoku větracího vzduchu přimícháváním vzduchu zpětného ke vzduchu větracímu – k tzv. cirkulaci. Některá zařízení upravují jen venkovní vzduch – bez částečné cirkulace odpadního vzduchu a tepelnou bilanci vyrovnávají vodním nebo chladivovým systémem (chladicí trávce, indukční jednotky, cirkulační ventilátorové konvektory – resp. split systémy). Naopak se 100% cirkulací vzduchu se někdy pracuje po dobu zátoku před zahájením provozu, kdy se nemusí intenzivně větrat (teplovzdušné vytápění). Velikost rozdílu mezi průtokem M_L potřebným k odvodu tepelných zisků a M_L k odvodu škodlivin (k větrání) závisí na velikosti položek tepelné bilan-

ce klimatizovaného prostoru. Pokud je dominantní položkou tepelné bilance produkce tepla osobami které jsou současně hlavním zdrojem CO_2 a vodní páry, pak je vhodné provozovat zařízení podle potřeby s proměnnou dávkou větracího vzduchu (řízenou čidlem kvality) i s proměnným průtokem přiváděného vzduchu (řízeným čidlem teploty). Těmito složitějšími systémy se nebudeme v tomto příspěvku zabývat.

Na první pohled se zdá, že cirkulací se dosahuje menší spotřeby energie na úpravu vzduchu v porovnání s úpravou 100 % venkovního vzduchu použitého pro vyrovnání tepelné bilance. V létě je cirkulační vzduch chladnější než venkovní a v zimě je teplejší. V žádném případě však nejde o zpětné získávání tepla – rekuperaci, jak se někdy uvádí. Jestliže porovnáme zařízení s cirkulací se zařízením, které by upravovalo jen venkovní vzduch, ukážeme, že nejen investiční ale také provozní náklady se cirkulací zvyšují.

Význam Δh při chlazení vzduchu

Porovnáme dva případy úpravy vzduchu, vzduchu venkovního M_e a smíšeného venkovního se zpětným $M_m = M_e + M_i$. Rozdíly měrných entalpií h jsou vztaženy na 1 kg s.v. Tepelné toky $Q = \Delta h \cdot M$ [(J/kg) · (kg/s) = W], jsou dány příslušnými průtoky vzduchu M [kg/s]. K porovnání použijeme rozbor dvou bilancí tepelných toků za letního extrému – v klimatizovaném prostoru a bilanci chladiče.

V bilanci klimatizovaného prostoru – obr. 2 – je význam rozdílů entalpií následující:

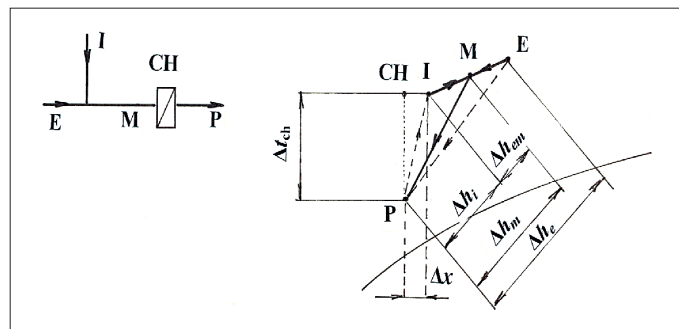
- $h_i - h_p$ – k odvodu **celkových tepelných zisků** (vnějších – osluněním, prostupem a vnitřních – osvětlení, lidé, stroje a zařízení) $h_{ch} - h_p$ – tepelné **zisky citelným teplem** (které zvyšují teplotu vzduchu $\approx \Delta t_{ch}$)
- $h_i - h_{ch}$ – tepelné **zisky vázaným teplem**, které odpovídají zvýšení měrné vlhkosti o $\Delta x = x_i - x_p$ – produkce vlhkosti v prostoru (lidé, ...), (teplota se nezvyšuje, $t_{ch} = t_i$),
- $h_m - h_i$ – **tepelná zátěž větráním** (závislá na podílu venkovního vzduchu v upravovaném)

$$Q_{v\dot{e}t} = M_p (h_m - h_i) = M_e (h_e - h_i) \quad (3)$$

V bilanci chladiče – obr. 2 – jsou tepelné výkony chladiče různé:

Ke chlazení směsi $M_m = M_e + M_i$ při rozdílu entalpií $\Delta h_m = h_m - h_p$ je třeba chladičový výkon $Q_m = \Delta h_m \cdot M_m$

Při chlazení jen venkovního vzduchu M_e o $\Delta h_e = h_e - h_p$ je chladičový výkon $Q_e = \Delta h_e \cdot M_e$.



Obr. 2 Zobrazení chlazení venkovního vzduchu a chlazení směsi vzduchu venkovního a zpětného. Vzduch: E – venkovní, I – vnitřní (cirkulační), M – smíšený, P – přiváděný [5]

VÝZNAM CIRKULACE

Maximální pracovní rozdíl teplot v létě Δt_{ch} je omezen způsobem distribuce vzduchu v prostoru (ohledem na nejvýše přípustné ochlazování osob v pracovní oblasti). Proto se při návrhu maximální přípustné hodnoty Δt_{ch} vychází z obrazů proudění a z dimenzování výustek. Zmenšení Δt_{ch} se dosáhne tím, že hygienicky potřebný průtok větracího vzduchu V_e se zvět-

ší přimíšením zpětného vzduchu V_i a to tak, aby byly přiváděným vzduchem V_p odváděny zisky citelného tepla v prostoru

$$V_p = V_m = V_e + V_i = \frac{Q_{cit}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta t_{ch}} \quad (4)$$

Úplná cirkulace (100 % zpětného vzduchu, $V_e = 0$), kdy $V_p = V_i$, se použije při teplovzdušném vytápění objektu **k zátoku** (pokud lidé ještě nepracují, může být větrání přerušeno).

Přináší použití částečné cirkulace úspory energie?

Z h - x diagramu v letním extrému (obr. 2) je zřejmé, že zavedením cirkulace se zmenší rozdíl entalpie, o který musí být upravovaný vzduch odvlhčen a ochlazen $\Delta h_m < \Delta h_e$. Do výpočtu tepelné bilance chladiče je však třeba zahrnout zvětšení průtoku upravovaného vzduchu – směsi venkovního a zpětného vzduchu $M_m = M_e + M_i$ [kg/s] (hmotnostní průtoky $M = V \cdot \rho$ jsou dány objemovými průtoky V [m³/s] a hustotou ρ [kg/m³]). Průtok venkovního vzduchu je dán požadavkem na větrání a musí být stejný i při zavedení cirkulace. Potřebný výkon chladiče je při úpravě jen venkovního vzduchu

$$Q_e = M_e \cdot \Delta h_e \text{ a při úpravě směsi } Q_m = M_m \cdot \Delta h_m$$

kde $M_m = M_e + M_i$ takže

$$\frac{Q_m}{Q_e} = \left(1 + \frac{M_i}{M_e}\right) \frac{\Delta h_m}{\Delta h_e} \quad (5)$$

Jak ukáže následující příklad je poměr potřebných výkonů chladiče $Q_m / Q_e > 1$, takže se cirkulací nedosáhne úspory energie potřebné ke chlazení.

Příklad použití cirkulace

Zadáno: $Q_{cit} = 11,5$ kW, větrání pro 60 osob po 30 m³/h = 1800 m³/h ($M_e = 0,6$ kg/s)

Řešení: Bez cirkulace (přiváděn jen venkovní vzduch) je potřebný pracovní rozdíl teplot z bilance citelného tepla v prostoru

$$\Delta t_{ch} = \frac{Q_{cit}}{M_e \cdot c_p} = \frac{11,5}{0,6 \cdot 1,01} = 19 \text{ K} \quad \text{tak velký rozdíl teplot nelze zpracovat běžnými výustkami, proto je zvolen rozdíl 9 K (stropní anemostaty).}$$

$$\text{Potřebný průtok } M_m = \frac{Q_{cit}}{c_p \cdot \Delta t_{ch}} = \frac{11,5}{1,01 \cdot 9} = 1,27 \text{ kg/s se získá míšením}$$

$$\text{vnitřního vzduchu s venkovním } M_i = M_m - M_e = 1,27 - 0,6 = 0,67 \text{ kg/s.}$$

Výkon chladiče stanovíme ze znázornění úpravy v h - x diagramu, podle obr. 2 až 9 avšak s $x_p = x_i = 9,1$ g/kg s.v.

Stav vzduchu	Průtok M (kg/s)	t (°C)	h (kJ/kg s.v.)
vnitřního I	0,67	25	48
venkovního E	0,6	30	56
přiváděného P	1,27 (= 25–9)	16	39
smíšeného M	1,27	–	51,8

Entalpii smíšeného vzduchu určíme z bilance směřování

$$h_m = \frac{h_e \cdot M_e + h_i \cdot M_i}{M_e + M_i} = \frac{56 \cdot 0,6 + 48 \cdot 0,67}{1,27} = 51,8 \text{ kJ/kg s.v.}$$

Rozdíly entalpií

$$\Delta h_m = h_m - h_p = 51,8 - 39 = 12,8 \text{ kJ/kg s.v.}$$

$$\Delta h_e = h_e - h_p = 56 - 39 = 17 \text{ kJ/kg s.v.}$$

Podíl potřebných výkonů chladiče při úpravě smíšeného a jen venkovního vzduchu

$$\frac{Q_m}{Q_e} = \frac{M_m \cdot \Delta h_m}{M_e \cdot \Delta h_e} = \frac{1,27}{0,6} \cdot \frac{12,8}{17} = 1,59 \quad (\text{zvýšení o } + 59 \%)$$

Rozdíl entalpií **při chlazení smíšeného vzduchu** je sice menší, než při chlazení jen venkovního vzduchu, $\Delta h_m < \Delta h_e$, ale vlivem zvětšení průtoku vzduchu chladičem, $M_m / M_e = 1,27/0,6 = 2,1$ násobek, je potřebný chladič výkon o 59 % větší. Potřebný výkon chladiče je 16,3 kW oproti $Q_e = 10,2$ kW při chlazení jen venkovního vzduchu.

Pro větší průtok musí být použit větší chladič, větší ventilátor, větší filtr a rozměrnější vzduchovody (větší investice – pořizovací náklady) a také spotřeba energie na dopravu vzduchu bude větší (větší provozní náklady na překonání tlakových ztrát).

Takže, čím větší je cirkulace, tím dražší je zařízení investičně a tím větší jsou náklady na dopravu vzduchu. Hospodárné je proto zařízení s nejmenším průtokem, tedy s rozvodem vzduchu takovými výstky, které zajistí bezproblémový přívod vzduchu při co největším pracovním rozdílu teplot Δt_{ch} . Nejehospodárnější je když cirkulace nemusí být použita a klimatizačním zařízením se může upravovat jen venkovní vzduch.

Bilance klimatizovaného prostoru v daném příkladu:

K zadaným ziskům citelným teplem $Q_{cit} = 11,5$ kW se přidává zátěž větráním $Q_{v\dot{e}t} = M_e (h_e - h_i) = 0,6 (56 - 48) = 4,8$ kW.

Zátěž latentním teplem je nulová, neboť se předpokládá $x_p = x_i$.

Bude docházet ke kondenzaci vodní páry z větracího vzduchu na chladič $M_w = M_e (x_e - x_i) = 0,6 (10,1 - 9,1) = 0,66 \text{ g/s} = 2,38 \text{ kg/h}$.

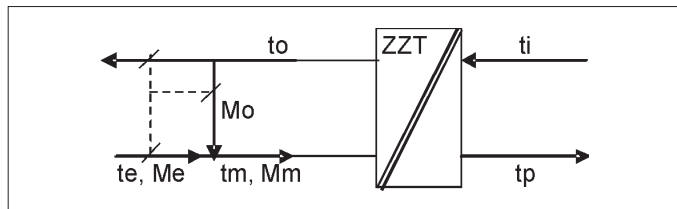
Praktické řešení klimatizace by vyžadovalo použít kombinaci vzduchového systému s vodním (chladič strop nebo pasivní chladič trámce, příp. cirkulační fan-coil jednotky) nebo chladivovým.

SMĚŠOVÁNÍ V KOMBINACI S ROTAČNÍMI VÝMĚNÍKY ZZT

U VZT zařízení s rotačním regeneračním výměníkem, u nichž dosahuje podíl cirkulačního vzduchu ve vzduchu upravovaném až 50 %, je účelné kombinovat ZZT se směšováním, které zvyšuje účinnost regenerace tepla. U kapalinových okruhů a deskových výměníků je obvykle směšování nežádoucí nebo je nepřipustné protože se žádá dokonalé oddělení venkovního vzduchu od odváděného. Cirkulační vzduch je možné směšovat před nebo za rotorem.

Míšení před výměníkem ZZT

Odvodíme vliv cirkulace na teplotu vzduchu po smíšení a na teplotu přiváděného vzduchu k další úpravě VZT zařízením s přihlédnutím k účinnosti rotačního regenerátoru.



Obr. 3 Míšení cirkulačního vzduchu před rotačním regeneračním výměníkem ZZT

Předpokládáme, že průtoky vzduchu přiváděného $M_p = M_m$ a odváděného M_i přes regenerátor se nemění při změně směšovacího poměru klapkami. Podle schématu v obr. 3 platí následující bilance:

$$\text{Teplotná bilance směšování } M_m \cdot t_m = M_e \cdot t_e + M_o \cdot t_o \quad (6)$$

$$\text{Bilance průtoků } M_m = M_e + M_o; \quad (7)$$

$$\text{označme podíl venkovního vzduchu ve vzduchu smíšeném } M_e / M_m = a. \quad (8)$$

Při $a = 1$ proudí rotorem jen venkovní vzduch, bez míšení s cirkulačním; při $a = 0$ jen vzduch cirkulační.

Účinnosti regenerace vyjadřují stupeň využití potenciálu maximálního rozdílu vstupních teplot do výměníku. Jsou dány poměrem změny teploty vzduchu při průtoku rotorem a rozdílu teplot vstupujícího vzduchu do rotoru z obou stran. Pro přiváděný vzduch (při stejných průtocích přiváděného a odváděného vzduchu výměníkem)

$$\vartheta_p = \frac{t_p - t_e}{t_i - t_e} \quad (9)$$

a pro vzduch odváděný

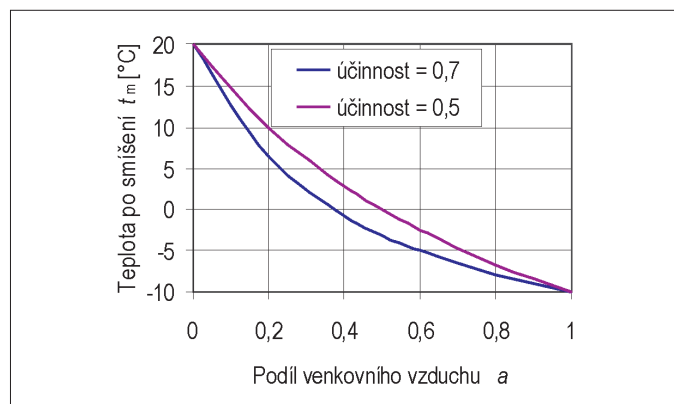
$$\vartheta_o = \frac{t_i - t_o}{t_i - t_m} \quad (10)$$

Z uvedených bilancí dostaneme teplotu vzduchu před regenerátorem

$$t_m = a \cdot t_e + (1 - a) \cdot t_o \quad (11)$$

Teplota odpadního vzduchu za regenerátorem t_o závisí na účinnosti změny teploty na straně odváděného vzduchu ϑ_o , takže po úpravě je teplota smíšeného vzduchu (obr. 4)

$$t_m = \frac{a \cdot t_e + (1 - a) \cdot (1 - \vartheta_o) \cdot t_i}{(1 - \vartheta_o) + a \cdot \vartheta_o} \quad (12)$$



Obr. 4 Teplota vzduchu po smíšení v závislosti na velikosti cirkulace při dvou zvolených účinnostech regenerace (70 a 50 % při průtoku jen venkovního vzduchu tj. při $a = 1$) a při teplotách odváděného vzduchu $t_i = 20$ °C a venkovního vzduchu $t_e = -10$ °C

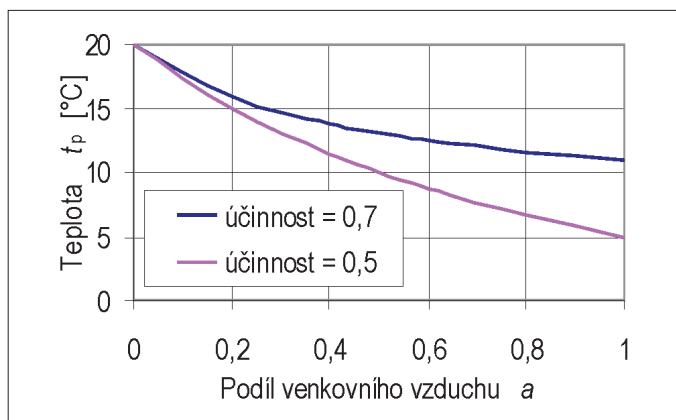
Hledaná teplota přiváděného vzduchu (při $\vartheta_o = \vartheta_p = \vartheta$) v závislosti na podílu venkovního vzduchu a je zobrazena v obr. 5;

$$t_p = \vartheta \cdot t_i + \frac{1 - \vartheta}{1 - \vartheta + a \cdot \vartheta} [a \cdot t_e + (1 - a) \cdot (1 - \vartheta) \cdot t_i] \quad (13)$$

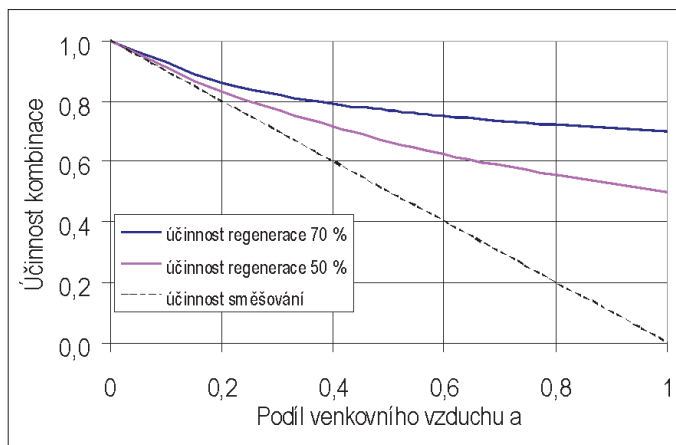
Poměrná změna teploty přiváděného vzduchu při kombinaci ZZT se směšováním před rotorem, s označením teplot podle obr. 3, definovaná vztahem

$$\vartheta_k = \frac{t_p - t_e}{t_i - t_e} \quad (14)$$

je větší než účinnost samotné regenerace. Jak lze odečíst v obr. 6, při $a = 0,5$ tj. 50% cirkulaci je kombinovaná účinnost 0,667 resp. 0,767 pro účinnosti regenerace 50 resp. 70 % při $a = 1$.



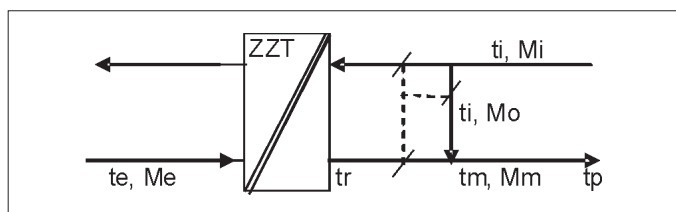
Obr. 5 Teplota přiváděného vzduchu v závislosti na velikosti cirkulace při podmínkách stejných jako v obr. 4



Obr. 6 Kombinované účinnosti regenerace při směřování před rotorem v závislosti na velikosti cirkulace

Míšení za výměníkem ZZT

Průtoky venkovního i odpadního vzduchu regenerátorem se v tomto případě mění podle velikosti cirkulace. Účinnost regenerátoru se mění v závislosti na rychlosti průtoku vzduchu a je tedy na velikosti průtoku závislá. Za předpokladu stejných průtoků oběma polovinami rotoru, je teplotní účinnost výměníku závislá na dvou určujících kritériích – bezrozměrných charakteristikách [3, 1].

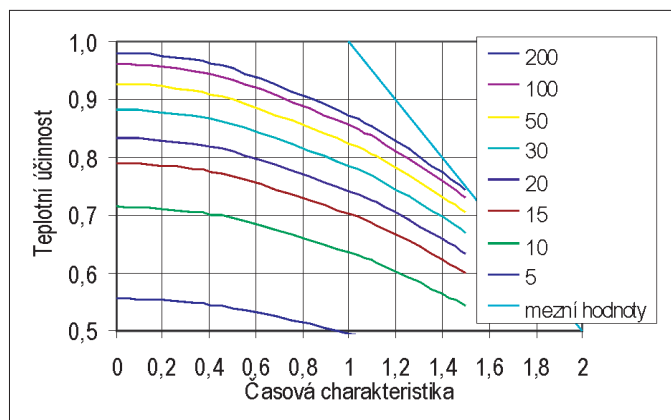


Obr. 7 Míšení cirkulačního vzduchu za rotačním regeneračním výměníkem ZZT

$$\text{Časová charakteristika } \pi_\tau = \frac{\dot{C}_a \cdot \tau_0}{C_M} \quad (15)$$

ve které $C_M = M \cdot c_M$ [J/K] je tepelná kapacita celého rotoru o hmotnosti M [kg] a měrné tepelné kapacitě materiálu náplně c_M [J/(kg.K)], $\dot{C}_a = M_a \cdot c_{pa}$ [W/K] je tepelná kapacita průtoku vzduchu M_a [kg/s] jedním směrem, c_{pa} [J/(kg.K)] je měrná tepelná kapacita vzduchu; τ_0 [s] je doba jedné otáčky.

$$\text{Tepelná charakteristika } \pi_\alpha = \frac{\alpha \cdot S}{\dot{C}_a} \quad (16)$$



Obr. 8 Teplotní účinnost regeneračních výměníků v závislosti na časové charakteristice pro tepelné charakteristiky $\pi_\alpha = 5$ až 200

kde S [m²] je povrch obou stran náplně (všech kanálků v celém rotoru), α [W/(m².K)] je součinitel přestupu tepla konvekcí v mezerách (kanálkách) náplně.

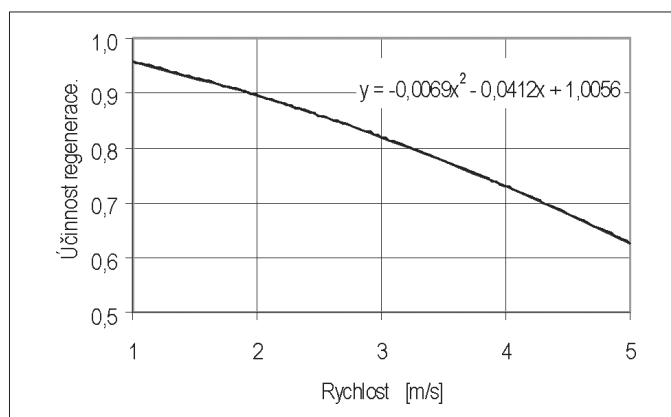
Poměrná změna teplot (teplotní účinnost) venkovního vzduchu ve výměníku vychází z experimentů Kayse – Londona [2, 3]. Pro označení teplot podle obr. 7, je

$$\vartheta_e = \frac{t_r - t_e}{t_i - t_e} = \frac{\pi_\alpha}{4 + \pi_\alpha} (1 - 0,11 \cdot \pi_\tau^{1,93}) \quad (17)$$

platná pro $\pi_\alpha = 2$ až 200 a pro $\pi_\tau = 0$ až 1,5 (až 2). Tato závislost je zobrazena v obr. 8.

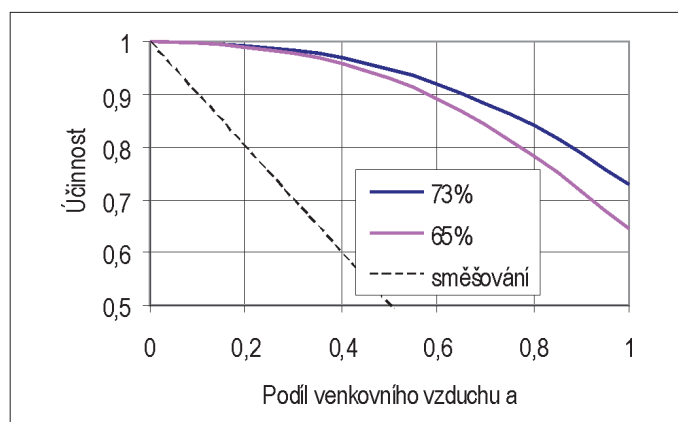
Pro stanovení změny účinnosti se změnou rychlosti průtoku vzduchu rotorem vyjdeme ze startovací hodnoty účinnosti $\vartheta_e = 0,86$, určené charakteristikami $\pi_\alpha = 50$ a $\pi_\tau = 0,8$ při běžné čelní rychlosti vzduchu 2,5 m/s a při otáčkách rotoru 5 1/min (doba jedné otáčky $\tau_0 = 12$ s). Můžeme předpokládat, že součinitel přestupu tepla se s rychlostí nemění, neboť není na Reynoldsovu kritériu závislý, protože proudění v malých kanálkách rotoru je laminární.

Na rychlosti proudění je závislá tepelná kapacita průtoku vzduchu a tedy také obě určující kritéria. S použitím vztahu Kayse-Londona (17) lze hledanou závislost stanovit. Výsledek výpočtu za uvedených předpokladů je v obr. 9. Účinnost příznivě roste se zmenšující se rychlostí vzduchu. V řešeném případě z hodnoty 0,86 při rychlosti 2,5 m/s na 0,95 při 1 m/s.



Obr. 9 Změna teplotní účinnosti regenerace ϑ_e se změnou čelní rychlosti vzduchu

Použitý algoritmus umožňuje výpočet při libovolných vstupních parametrech – nevybočujících z rozsahu charakteristik, pro které platí vztah podle Kayse – Londona.



Obr. 10 Účinnost využití teplotního potenciálu v závislosti na podílu venkovního vzduchu při kombinaci regenerace a míšením zpětného vzduchu za rotorem (při teplotní účinnosti regenerace v rotoru $\vartheta_e = 73$ resp. 65 % při $a = 1$)

Pro stejné teploty jako v případě směšování před rotorem, je stanoven průběh poměrné změny teplot (účinnosti využití potenciálu maximálního rozdílu teplot) při umístění míšení za rotor (ve smyslu proudění venkovního vzduchu), zobrazený v obr. 10. Schéma postupu výpočtu je následující:

Ze vztahu podle Kayse-Londona se vypočte účinnost regenerace v závislosti na podílu venkovního vzduchu $a = M_e/M_m$, za předpokladu, že průtok přiváděného vzduchu zůstává stálý, $M_m = \text{konst.}$

$$\vartheta_e = \frac{t_r - t_e}{t_i - t_e} = \frac{\pi_\alpha}{4 + \pi_\alpha} (1 - 0,11 \cdot \pi_\tau^{1,93}) = f(a) \Rightarrow t_r = f(a, \vartheta_e) \quad (18)$$

Z bilance směšování se vypočítá teplota po smíšení t_m , s teplotou t_r za regenerátorem určenou z předchozího vztahu;

$$t_m = t_i - a(t_i - t_r) \quad (19)$$

Tato teplota se dosadí do vztahu pro teplotní účinnost kombinace podle obr. 7 při proměnném podílu venkovního vzduchu ve vzduch upravovaném klimatizačním zařízením (Obr. 10).

$$\vartheta_k = \frac{t_m - t_e}{t_i - t_e} = f(a, \vartheta_e) \quad (20)$$

Poměrná změna teploty přiváděného vzduchu, při kombinaci ZZT se směšováním za rotorem ϑ_k , s označením teplot podle obr. 7, daná rovni-

ci (20), je větší než účinnost samotné regenerace ϑ_e . Jak ukazuje obr. 10, při $a = 0,5$ tj. při 50% cirkulaci je kombinovaná účinnost 0,93 resp. 0,95 pro účinnosti regenerace 65 resp. 73 % při $a = 1$.

Při porovnání obrázků 6 a 10 je zřejmé, že míšení za rotorem je příznivější. Při snížení podílu venkovního vzduchu se dosahuje větší účinnosti (s přibližně stejnými rotory).

ZÁVĚRY

Cirkulaci není možné považovat za opatření vedoucí ke snížení spotřeby energie – zpětným získáváním energie. Cirkulace se zavádí v letním období jen proto, aby se zmenšil pracovní rozdíl teplot na hodnotu zpracovatelnou výstřiky bez nebezpečí nadměrného místního ochlazování osob – průvanu.

Do této situace se dostává projektant centrálních VZT zařízení v případech, kdy průtok vzduchu potřebný k větrání nedostačuje k odvodu tepelných zisků z klimatizovaného prostoru v létě jen vzduchem při maximálně možném pracovním rozdílu teplot. Zavedení cirkulace vede k větším provozním i investičním nákladům.

Směšováním – cirkulací zpětného vzduchu – u zařízení s rotačním regeneračním zařízením ke zpětnému získávání tepla ze vzduchu odpadního, se může dosáhnout úspor energie k úpravě vzduchu, pokud se umístí směšování za rotor (ve směru proudění venkovního vzduchu). Cirkulace u těchto zařízení může být řízena za provozu s proměnnou intenzitou větrání podle potřeby (DCV).

Kontakt na autora: Karel.Hemzal@fs.cvut.cz

Použité zdroje:

- [1] Hemzal K.: *Přenosové jevy v technice prostředí*. Vydavatelství ČVUT, Praha, 2007. ISBN 80-01-02924-7
- [2] Kays W. M., London A. L.: *Compact Heat Exchangers*. MacGraw-Hill, New York, 1958
- [3] Chyský J., Hemzal K. a kol.: *Větrání a klimatizace*. Technický průvodce 31, Bolit-B press, Brno, 1993, ISBN 80-901574-0-8
- [4] Siemens Building Technologies: *Regeln und Steuern von Lüftungs-/Klimaanlagen*. 2004
- [5] Hemzal K.: *Regulace klimatizace*. Vydavatelství ČVUT, Praha, 2007. ISBN 978-80-01-03907-6. ■