

# Možnosti úspor energie při chlazení venkovního vzduchu



## Outside Air Cooling and Energy Saving Possibilities

Recenzent  
 Ing. Václav Šimánek

V klimatizačních zařízeních dochází při chlazení venkovního vzduchu často ke kondenzaci, která ovlivňuje výslednou potřebu energie. Odvlhčování vzduchu je žádoucí zejména při vysoké měrné vlhkosti venkovního vzduchu. V případě, že vlhkost venkovního vzduchu nepředstavuje nebezpečí zvýšení relativní vlhkosti vzduchu ve vnitřním prostoru nad požadovanou mez, je možné chladič vzduchu provozovat s vyšší povrchovou teplotou, čímž lze dosáhnout energetických úspor. Článek analyzuje možné způsoby úspory energie související s chlazením venkovního vzduchu při variantním provozu chladicího zařízení.

**Klíčová slova:** úprava vzduchu, chlazení, odvlhčování, energetické úspory, povrchová teplota chladiče

The condensation that significantly affects the total energy consumption occurs very often during the outside air cooling in air-conditioning equipments. The air dehumidification is needed in particular at the outside air high specific humidity. The air cooler can be operated with the higher surface temperature thus achieving the energy saving in the event that the outside air humidity shall not mean the danger of the air relative humidity increase in the inside area exceeding over the required limit. The author analyzes possible methods of the energy saving related to the outside air cooling at the cooling equipment variable operation, in his article.

**Key words:** air-conditioning, cooling, dehumidifying, energy savings, cooling coil temperature

## ÚVOD

Běžnou praxí při projektování vodního chlazení pro klimatizaci budov je používání tzv. „ostré vody“ to je vody o konstantní teplotě, regulace chladicího výkonu je pak kvantitativní ( $M_w = \text{var.}$ ). Pro chlazení venkovního vzduchu se používá voda o nízké teplotě (např. 6/12 °C) tak, aby bylo možné vzduch odvlhčovat. Požadavek na odvlhčení vzduchu však nemusí být trvalý a v průběhu léta se mění. Při provozování chladicího zařízení v závislosti na klimatických podmínkách je možné vhodně regulovat teplotu vstupní chladicí vody (směšováním, nebo na zdroji chladu) a tím dosáhnout úspor energie.

### Venkovní klimatické údaje

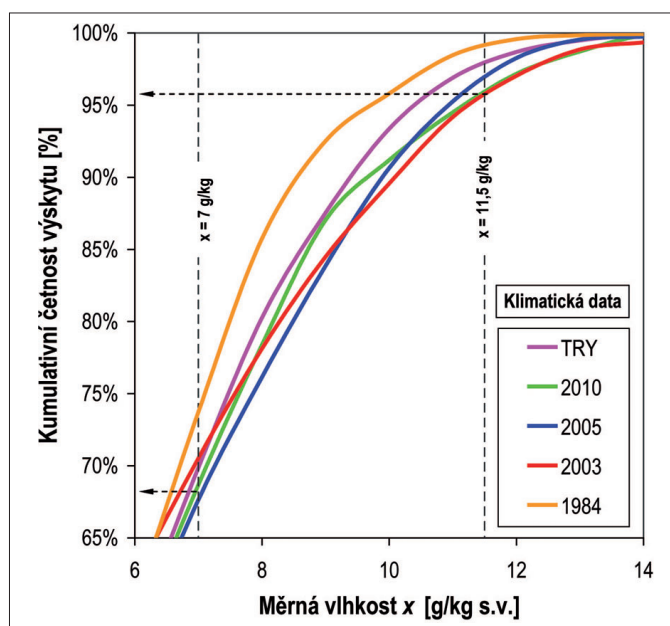
Pro hodnocení potřeby energie na chlazení byl použit referenční klimatický rok zpracovaný pro Prahu (TRY – test reference year). Referenční rok prezentuje reálná charakteristická klimatická data pro účely výpočtu energetické potřeby budov. Tyto údaje lze považovat v letním období za reprezentativní pro ČR. Dále byly výpočty realizovány pro léto roku 2003, které je považováno za období s dlouhodobým klimatickým extrémem.

O nutnosti odvlhčování v letním období rozhoduje především měrná vlhkost venkovního vzduchu  $x_e$ . Na obr. 1 je uvedena kumulativní četnost výskytu měrné vlhkosti pro vybrané roky a rovněž pro TRY. Na obr. 1 jsou vyznačeny měrné vlhkosti 7 a 11,5 g/kg, které odpovídají povrchové teplotě chladiče 9 °C resp. 16 °C (při nasycení). Z grafu lze vyčíst, že rok 2003 byl rokem, kdy 30 % času byla měrná vlhkost větší než 7 g/kg a téměř 5 % času větší než 11,5 g/kg.

## METODIKA VÝPOČTU

### Potřeba energie na chlazení

Metodika stanovení potřeby energie na chlazení venkovního vzduchu je založená na psychrometrických výpočtech a byla popsána v článku [1]. Principem metody je stanovení entalpií přiváděného a venkovního vzduchu, na základě nichž se stanoví celkový výkon chladiče v hodinových intervalech v době provozu. Výpočet předpokládá, že směr úpravy vzduchu při chlazení probíhá teoreticky po přímce, což nemusí být pravidlem. Proto je nutné vždy uvažovat konkrétní typ chladiče. Celková potřeba energie na



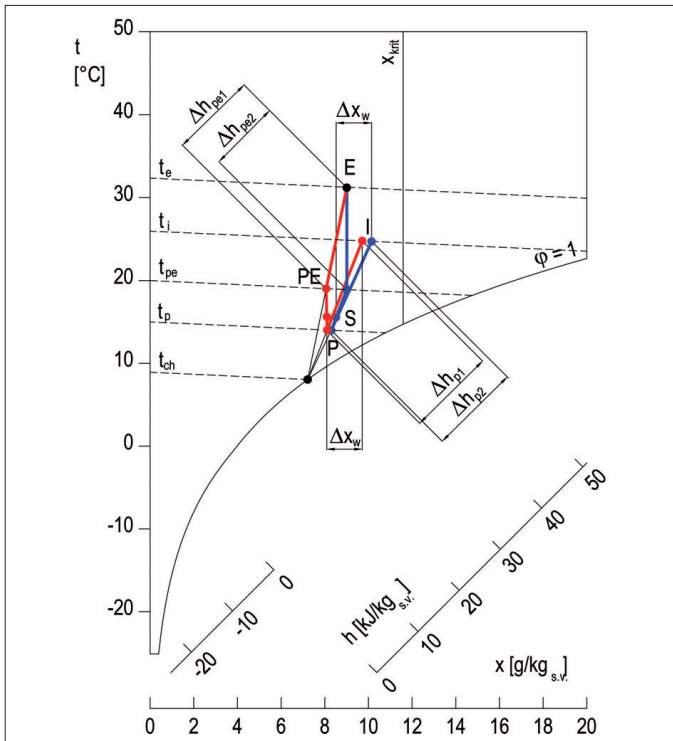
Obr. 1 Kumulativní četnost výskytu měrné vlhkosti venkovního vzduchu během vybraných let

chlazení venkovního vzduchu během časového intervalu  $\tau$  je dána součtem vypočítaných chladicích výkonů v hodinových intervalech

$$Q_{ch,e} = \int_0^{\tau} \dot{Q}_{ch,e} d\tau = \sum \dot{Q}_{ch,e} \quad [\text{kWh}] \quad (1)$$

Vzhledem k tomu, že výkon chladiče je dán citelnou a vázanou složkou má uvedená skutečnost vliv i na celkovou potřebu energie na chlazení. V případě, že je povrchová teplota chladiče  $t_{ch}$  nižší než teplota rosného bodu  $t_{rb}$ , dochází na chladiči ke kondenzaci. Není-li potřeba venkovní vzduch odvlhčovat lze vhodnou volbou teploty vstupní vody  $t_{w1}$  kondenzaci eliminovat a snižovat tak provozní náklady klimatizačního zařízení.

V případě, že nebude venkovní vzduch odvlhčován, posune se stav vnitřního vzduchu do vyšších hodnot měrných vlhkostí (obr. 2). Jak je patrné



Obr. 2 Zházornění úpravy vzduchu v h-x diagramu

(E – venkovní vzduch, I – stav vnitřního vzduchu, PE – přiváděný venkovní vzduch, P – přiváděný vzduch z vnitřní jednotky, S – stav po smísení venkovního a přiváděného vzduchu)

z uvedeného obrázku dojde tím i k mírnému zvětšení nároku na aktuální chladicí výkon vnitřní jednotky (např. ventilátorového konvektoru). Úprava venkovního vzduchu s kondenzací je naznačena v obrázku červeně, bez kondenzace modře.

### Ohřátí vzduchu ve ventilátoru

Ve skutečnosti je teplota přiváděného vzduchu ovlivněna energií, kterou předává proudícímu vzduchu ventilátor. V případě, že je elektromotor ventilátoru umístěn v proudu přiváděného vzduchu (např. v klimatizační jednotce) přemění se veškerý příkon ventilátoru na teplo. Na základě tepelné bilance lze stanovit celkové ohřátí vzduchu

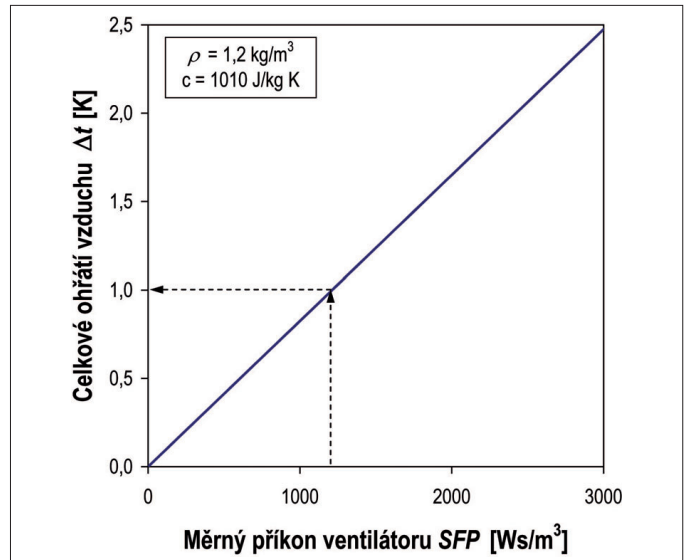
$$\Delta t = \frac{\Delta p}{\rho c \eta_c} = \frac{SFP}{\rho c} \quad [K] \quad (2)$$

Na obrázku 3 je uvedena závislost ohřátí vzduchu ve ventilátoru  $\Delta t$  na měrném příkonu ventilátoru  $SFP$ . Je zřejmé, že ohřátí vzduchu ve ventilátoru je nutné kompenzovat ochlazením vzduchu na nižší teplotu.

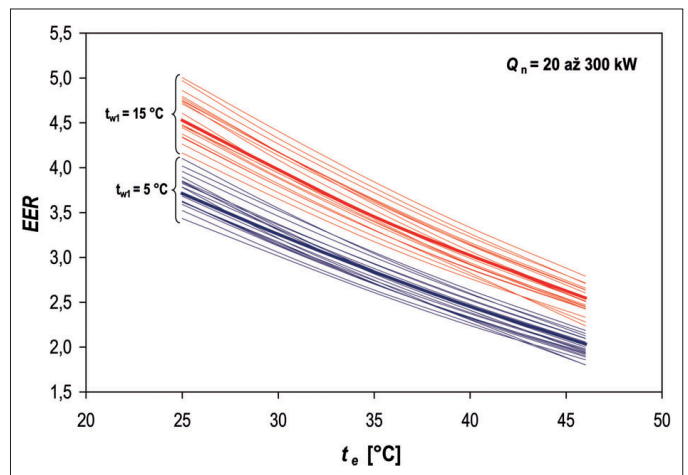
### Potřeba elektrické energie na chlazení

Potřeba elektrické energie na chlazení je dána chladicím faktorem  $EER$  (Energy Efficiency Ratio) daného chladicího zařízení. U kompresorových chladicích zařízení se vzduchem chlazeným kondenzátorem (nejrozšířenější) závisí chladicí faktor  $EER$  na teplotě venkovního vzduchu, teplotě vody na straně výparníku. Je obecně známo, že s rostoucí teplotou chlazené vody roste chladicí faktor, naopak s rostoucí teplotou venkovního vzduchu chladicí faktor klesá (obr. 4). Z výše uvedeného vyplývá, že chladicí zařízení pracující s vyšší teplotou chladicí vody jsou energeticky výhodnější.

Na obr. 4 jsou uvedeny chladicí faktory konkrétního typu kompresorového chladicího zařízení se vzduchem chlazeným kondenzátorem. Uvedené zařízení se vyrábí v rozsahu výkonů 20 až 300 kW a bohužel nelze stanovit obecnou závislost chladicího faktoru na jmenovitém výkonu zařízení. Pro přepočítání potřeby chladu na potřebu elektrické energie byla použita zá-



Obr. 3 Závislost ohřátí vzduchu ve ventilátoru na měrném příkonu ventilátoru



Obr. 4 Závislost chladicího faktoru kompresorového chladicího zařízení na teplotě venkovního vzduchu (s použitím firemních materiálů)

vislost  $EER$  pro jmenovitý výkon 30 kW, která reprezentuje střední hodnoty  $EER$  (v obr. 4 tučně zvýrazněné závislosti). Aktuální příkon zařízení je:

$$P = \frac{\dot{Q}_{ch,e}}{EER} \quad [W] \quad (3)$$

Výsledný (sezónní) chladicí faktor během zkoumaného období je dán podílem mezi potřebou energie na chlazení a potřebou elektrické energie

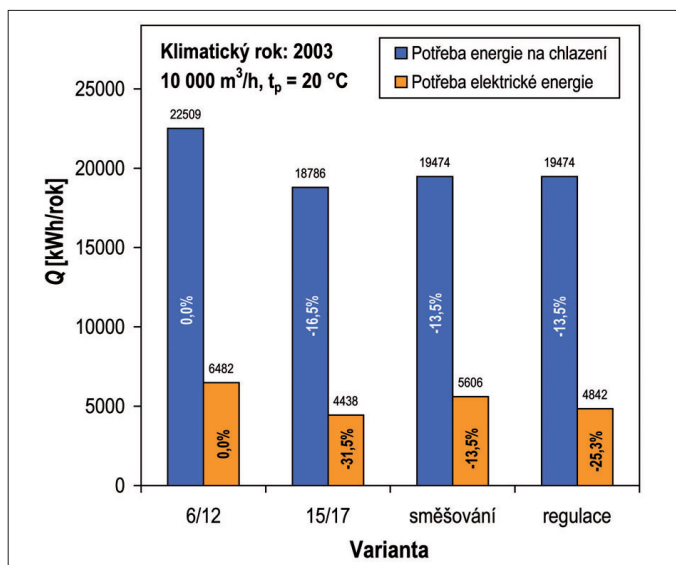
$$EER_v = \frac{\int_0^{\tau} \dot{Q}_{ch,e} d\tau}{\int_0^{\tau} P d\tau} \quad (4)$$

### ZKOUMANÉ PŘÍPADY

Energetické analýzy byly realizovány pro průtok venkovního vzduchu:

- A)  $V_e = \text{konst.} = 10\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ ,
- B)  $V_e = \text{var.} = 10\,000 \text{ nebo } 5000 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Varianta A) pracuje celoročně s konstantním průtokem venkovního vzduchu. Varianta B) představuje možnost snížení průtoku venkovního vzduchu až na polovinu v případech, kdy je teplota venkovního vzduchu  $> 26 \text{ }^\circ\text{C}$  (v souladu s platným předpisem [2]). Uvedené snížení představuje



Obr. 5 Grafické znázornění výsledků pro chlazení venkovního vzduchu na 20 °C (Případ A –  $V_e = \text{konst.} = 10\,000\text{ m}^3/\text{h}$ )  
a) klimatický rok 2003

možnost snížení dávky venkovního vzduchu z 50 m³/h na 25 m³/h za extrémních klimatických podmínek.

V době, kdy je teplota venkovního vzduchu nižší, než požadovaná teplota přiváděného vzduchu se nechladí. Ve skutečnosti je nutné uvažovat i s ohřevem vzduchu ve ventilátoru, který závisí na dopravním tlaku ventilátoru (2). Směšování venkovního vzduchu s oběhovým nebylo uvažováno. Předpokládá se trvalý provoz větrání od 7.00 do 18.00 hodin v období od 1. 5. do 30. 9. Analyzovány byly následující varianty pro extrémní (2003) a typické (TRY) venkovní klimatické údaje.

#### Varianta 1: 6/12

Návrhový teplotní rozdíl na chladiči vzduchu je 6/12 °C. Povrchová teplota chladiče je konstantní  $t_{ch} = 9\text{ °C}$ .

#### Varianta 2: 15/17

Návrhový teplotní rozdíl na chladiči vzduchu je 15/17 °C. Povrchová teplota chladiče je konstantní  $t_{ch} = 16\text{ °C}$ . Jedná se o teoretický případ, kdy během roku téměř nedochází k odvlhčování venkovního vzduchu. K tomuto meznímu případu v našich podmínkách nikdy nedojde.

#### Varianta 3: směšování vody

Povrchová teplota chladiče  $t_{ch}$  se mění (9 nebo 16 °C) na základě požadavku na odvlhčení venkovního vzduchu. Chladicí zařízení připravuje vodu o konstantní teplotě  $t_{w1} = 5\text{ °C}$  a teplota vstupní vody je regulována směšováním.

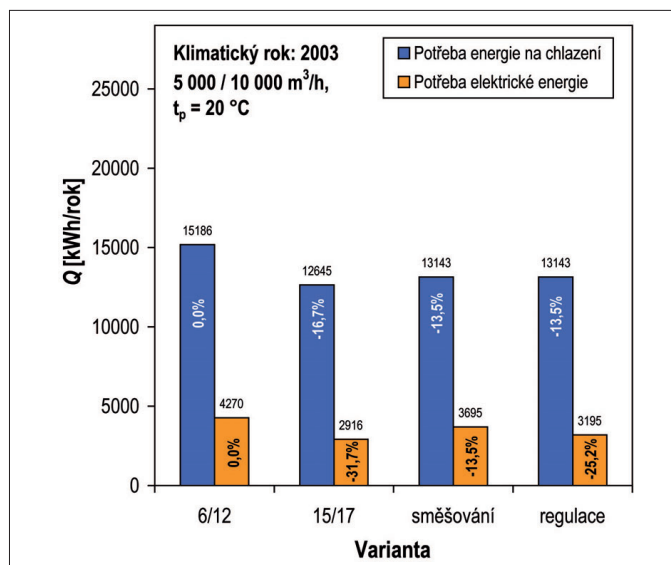
#### Varianta 4: regulace zdroje chladu

Povrchová teplota chladiče  $t_{ch}$  se mění (9 nebo 16 °C) na základě požadavku na odvlhčení venkovního vzduchu. Chladicí zařízení připravuje vodu o požadované teplotě (5 nebo 15 °C).

Volba teploty vstupní vody resp. povrchové teploty chladiče u variant 3 až 5 závisí na měrné vlhkosti venkovního vzduchu. Pro realizované analýzy byla jako mezní stanovena měrná vlhkost  $x = 10,8\text{ g/kg}$ . Při vyšších měrných vlhkostech je povrchová teplota chladiče 9 °C, při nižších 16 °C.

## VÝSLEDKY

V tab. 1 jsou uvedeny výsledky jednotlivých variant. Výsledky platí pro chlazení venkovního vzduchu na teplotu 20 °C. Z tab.1 jsou zřejmé úspory tepelné energie (chladu) a elektrické energie pro klimatickou databázi roku



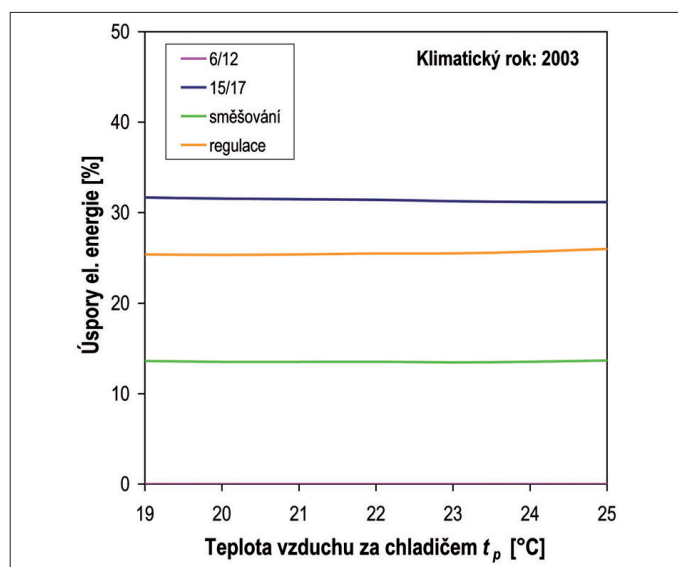
b) klimatický rok TRY

2003. V případě chlazení konstantního průtoku venkovního vzduchu chladicem s vysokou povrchovou teplotou 16 °C (Případ A, varianta 2), jsou úspory v potřebě chladu 16,5 % a díky vyšším chladicím faktorům dochází k úspoře elektrické energie 31,5 %. Uvedená varianta 2 je však pouze teoretická, neboť v průběhu léta je žádoucí při určitých stavech venkovního vzduchu odvlhčovat. Úspory této varianty lze považovat za mezní (maximální). Varianta 3 a 4 prezentuje možné úspory při proměnné teplotě vstupní vody do chladiče. Úspory energie potřebné na chlazení venkovního vzduchu činí 13,5 % a úspory elektrické energie 13,5 % resp. 25,3 %. Zatímco u varianty 3 je teplota vstupní vody regulována směšováním (zdroj chladu připravuje chladicí vodu o teplotě 5 °C), u varianty 4 je zdroj chladu provozován na základě požadavku na teplotu vody a tudíž jeho celoroční (sezónní) chladicí faktor je vyšší. Porovnání výsledků pro klimatická data 2003 a TRY je uvedeno v grafické podobě na obr. 5. Je zřejmé, že úspory energie při uvažování typických klimatických dat jsou ještě cca o 3 až 6 % vyšší.

V době, kdy je teplota venkovního vzduchu vyšší než 26 °C, může být průtok venkovního vzduchu snížen až na polovinu (případ B). Takové řešení je možné pouze v ojedinělých případech, kdy to dovoluje distribuce vzduchu v prostoru (přivodní vyústka) a snížení přívodu čerstvého (primárního vzduchu) nemá vliv na výkon systému (chladičí trámce). Úspory energie pro tento zkoumaný případ a klimatický rok 2003 jsou patrné z tab. 1. Je zřejmé, že oproti variantě A1, která představuje běžné řešení, je možné dosáhnout až poloviční úspory elektrické energie. V tab. 1 jsou pro úplnost uvedeny výsledné (sezónní) chladicí faktory  $EER_v$  během daného období zjištěné na základě podkladů výrobce (obr. 4) pro všechny zkoumané varianty.

Tab. 1 Výsledky analýz pro zkoumané varianty (klimatický rok 2003)

Případ	A (10 000 m³/h)				B (10 000/5000 m³/h)			
	1	2	3	4	1	2	3	4
	6/12	15/17	směš.	reg.	6/12	15/17	směš.	reg.
Potřeba chladu	22509	18786	19474	19474	15186	12645	13143	13143
Úspory tepelné energie	0,0 %	-16,5 %	-13,5 %	-13,5 %	0,0 %	-16,7 %	-13,5 %	-13,5 %
Výsledný chladicí faktor $EER_v$	3,47	4,23	3,47	4,02	3,56	4,34	3,56	4,11
Potřeba el. energie	6482	4438	5606	4842	4270	2916	3695	3195
Úspory el. energie	0,0 %	-31,5 %	-13,5 %	-25,3 %	0,0 %	-31,7 %	-13,5 %	-25,2 %



Obr. 6 Úspory elektrické energie v závislosti na teplotě přiváděného vzduchu

Teploty přiváděného vzduchu  $t_p < 20$  °C nebyly při analýzách uvažovány z důvodu vysoké teploty chladicí vody pro úsporné varianty (15/17 °C). Vzhledem k tomu, že uvedený přístup najde uplatnění zejména u přívodu venkovního vzduchu pro systémy kondenzační (ventilátorové konvektory a chladivové systémy), jejichž vnitřní jednotky disponují většinou dostatečným chladicím výkonem, jeví se chlazení venkovního vzduchu na 20 °C jako dostatečné i s ohledem na nízké nároky na distribuci vzduchu. U vzduchových systémů lze rovněž uvedený postup aplikovat, ale regulační algoritmus by zahrnoval i aktuální požadavek na chlazení.

Na obr. 6 jsou znázorněny výsledky úspor energie v závislosti na teplotě přiváděného vzduchu  $t_p$  v porovnání s variantou 1 (6/12). Z prezentovaných výsledků je zřejmé, že procentuální úspory jsou téměř konstantní. Pokud se tedy do výsledných bilancí zahrne i ohřátí vzduchu ve ventilátoru (běžně o 1 až 1,5 K), bude procentuální úspora energie srovnatelná.

## VÝKON CHLADIČE

U řízení regulace teploty chladicí vody vstupující do výměníku (varianty 3 a 4) je třeba dbát zvýšené pozornosti při návrhu chladiče. Jedná se o kontrolu, zda zvolený chladič je schopen dodávat požadovaný výkon při proměnné teplotě vstupní vody.

Tab. 2 Maximální výkony chladiče pro varianty s řízeným směšováním vč. stavu venkovního vzduchu (Varianta 3 a 4)

Případ	A3 a A4 ( $V_e = \text{konst.}$ )		B3 a B4 ( $V_e = \text{var.}$ )	
	6/12	15/17	6/12	15/17
$t_{w1}/t_{w2}$	6/12	15/17	6/12	15/17
2003	76,6 kW 29,9 °C/66,5 % (10 000 m <sup>3</sup> /h)	53,8 kW 35,95 °C/23 % (10 000 m <sup>3</sup> /h)	38,4 kW 29,9 °C/66,5 % (5000 m <sup>3</sup> /h)	26,9 kW 35,95 °C/23 % (5000 m <sup>3</sup> /h)
TRY	63,4 kW 30,8 °C/48 % (10 000 m <sup>3</sup> /h)	40,4 kW 31,2 °C/39 % (10 000 m <sup>3</sup> /h)	41,0 kW 25,9 °C/67 % (10 000 m <sup>3</sup> /h)	21,6 kW 26 °C/52 % (10 000 m <sup>3</sup> /h)

V tab. 2 jsou uvedeny maximální požadované výkony chladiče vzduchu pro uvažované teplotní rozdíly chladicí vody. Pod údajem maximálního výkonu v tab. 2 jsou pro představu uvedeny parametry venkovního vzduchu, kdy nastává maximální požadavek. K ověření plnění funkce chladiče při

proměnných podmínkách byl použit návrhový program výrobce klimatizačních jednotek [4]. Pro případ A (klimatická data 2003) program navrhl pro provoz při teplotním rozdílu 6/12 °C čtyřřadý výměník. Následně bylo ověřeno, že zvolený výměník je schopen dodávat požadovaný výkon i při zvýšeném teplotním rozdílu 15/17 °C.

## ZÁVĚR

Článek prezentuje možné úspory energie při chlazení venkovního vzduchu vodním chladičem. Analyzované případy předpokládají zařízení, které pracuje pouze s čerstvým vzduchem a to buď s konstantním průtokem vzduchu, nebo se připoustí snížení průtoku vzduchu při letních extrémech na polovinu. Celá řada vzduchotechnických zařízení nepracuje pouze s čerstvým vzduchem a často je používán i vzduch oběhový. Využití oběhového vzduchu v analýzách není uvažováno. Rovněž se neřeší vztah mezi stavem venkovního a vnitřního vzduchu resp. neřeší se odvod vodních par z prostoru.

Výsledky odpovídají systémům, kdy k odvodu vlhkostních zisků dochází převážně na vnitřní klimatizační jednotce (ventilátorové konvektory, chladivové systémy). Takové systémy představují v našich podmínkách převážnou většinu. Výsledky mohou posloužit provozovatelům, kteří jsou často tlačeni k energeticky úsporným opatřením s cílem snížit náklady na provoz klimatizačních zařízení.

Kontakt na autora: Vladimír.Zmrhal@fs.cvut.cz

## Použité zdroje:

- [1] Zmrhal, V., Porovnání spotřeby energie vodních klimatizačních systémů. In: Vytápění, větrání, instalace. roč. 19, č.2, str. 80–83. 2010.
- [2] Nařízení vlády č. 93/2012 Sb. kterým se mění nařízení vlády č. 361/2007 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci, ve znění nařízení vlády č. 68/2010 Sb. Sběrka zákonů ČR. 2012.
- [3] CIAT. Podklady výrobce dostupné z domovské stránky www.ciat.com.
- [4] AeroCAD. Návrhový software firmy Remak. Dostupný na: <http://www.remak.eu/cz/podpora/software/>.
- [5] Zmrhal, V., Úspory energie při chlazení venkovního vzduchu. In: 20. konference Klimatizace a větrání 2012. Sborník přednášek. Praha. Společnost pro techniku prostředí. 2012.
- [6] Referenční klimatický rok TRY zpracovaný pro Prahu (1984–1997).

## Seznam označení

$c$	měrná tepelná kapacita	[J/kgK]
$EER$	chladič faktor	[-]
$h$	entalpie	[J/kg]
$\Delta p$	dopravní tlak ventilátoru	[Pa]
$P$	příkon	[W]
$\dot{Q}$	výkon	[W]
$Q$	potřeba energie	[kWh/rok]
$t$	teplota	[°C]
$SPF$	měrný příkon ventilátoru	[Ws/m <sup>3</sup> ]
$V$	objemový průtok	[m <sup>3</sup> /h]
$x$	měrná vlhkost	[g/kg]
$\eta$	účinnost	[-]
$\rho$	hustota	[kg/m <sup>3</sup> ].