

Ing. Jiří PETLACH
Petlach TZB s.r.o., Praha

Ventilátorové konvektory – pád nebo renesance při jejich použití v moderních a nízkoenergetických budovách

Fan Coil Units – Fall or Rebirth of Their Use in Modern and Low Energy Consumption Buildings

Recenzent
Ing. Marcel Kadlec
Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.

Autor svým článkem otevírá další diskusi o vhodnosti používání ventilátorových konvektorů (fan-coil) nebo podstropních indukčních jednotek (chladicích trámců) pro klimatizaci kancelářských prostor administrativních budov. Podrobně rozebírá přednosti i nedostatky obou systémů. Popisuje renesanci indukčních jednotek, jejich vývoj, rozšíření a úspěch při používání v posledních letech a možnosti, zda mohou ventilátorové konvektory odstranit problémy indukčních jednotek. Využívá přitom svých vlastních zkušeností s návrhem a provozem těchto systémů. Popisuje jejich přednosti z hlediska funkce, možnosti umístění v podhledu, náročnosti navazujících profesí i dopadů do interiérových řešení. Závěrem pokládá otázku, zda ventilátorové konvektory jsou již za zenitem svého používání nebo zda znovu najdou uplatnění na trhu i v budoucích letech.

Klíčová slova: klimatizace, ventilátorové konvektory, indukční jednotky

The author opens further discussion concerning the suitability of use fan-coil units or ceiling induction (air and water) units (cooling beams) serving for the office premises air conditioning in administrative buildings, in his article. He analyses merits and imperfections of both systems in detail. He describes the rebirth of induction units, their development, the distribution and the success with their use during recent years, and possibilities whether fan-coil units can remove problems of induction units. He utilizes his own experience as concerns designing and the operation of said systems. He describes their preferences from the viewpoint of the function, possibility to install them in the soffit, costiness of consequential professions as well as impacts in the interior design. As the conclusion, he suggests a question whether fan-coil units have already reached the peak of their use or they shall again find their application in the market in future years.

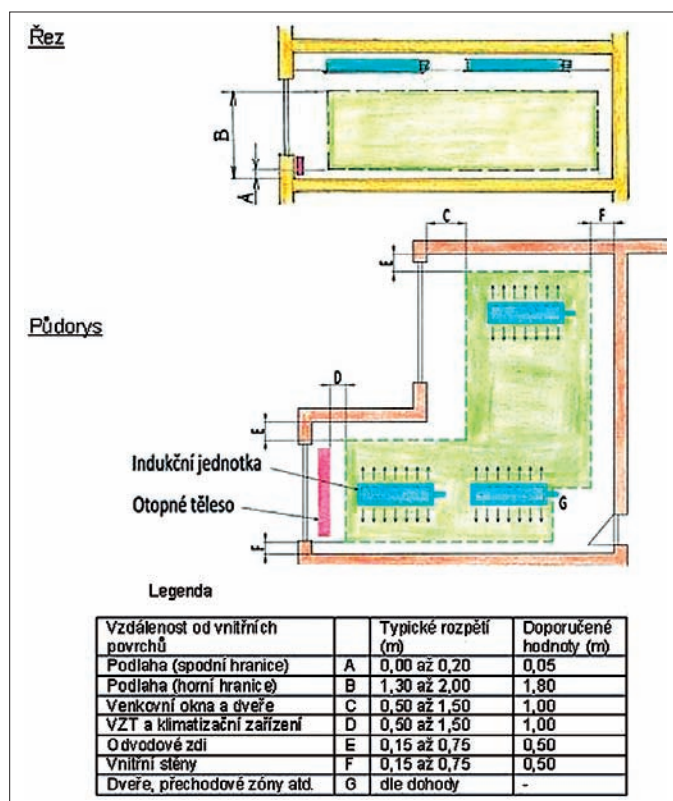
Key words: air-conditioning, fan-coil unit, chilled beams

VENTILÁTOROVÝ KONVEKTOR NEBO INDUKČNÍ JEDNOTKA

V současné době probíhá široká diskuze o výhodnosti použití indukčních jednotek ve formě chladicích trámců oproti ventilátorovým konvektorům (dále FCU z anglického fan-coil unit).

Ventilátorové konvektory zaujímaly na evropském trhu poměrně dlouho dominantní postavení. Z hlediska historického vývoje je zajímavé, že právě FCU nahrazovaly indukční jednotky, které byly většinou vyráběny v parapetním provedení. Tím, že dokázaly odstranit nedostatky, které původní indukční jednotky měly (vyšší hlučnost, závislost na přívodu primárního vzduchu, koordinační problémy s rozvodem primárního vzduchu do prostoru k fasádě, případně vyšší průtoky primárního vzduchu, než je hygienicky nutné z důvodu navýšení chladicího výkonu apod.), se FCU dokázaly na trhu prosadit. Indukční jednotky však prodělaly určitou myšlenkovou renesanci, konstrukční a technologický vývoj. Dostaly také poměrně značnou marketingovou podporu, což mělo za následek přízeň projektantů i investorů a opětovné získávání ztracených pozic na trhu.

Indukční jednotky, jak je známe v současné době, využívají obecný trend komfortní klimatizace z hlediska funkce, kterým je oddělení systému vytápění a chlazení. Jedná se o celkem logickou skutečnost, neboť teplo je nutno přivádět především tam, kde se ztrácí, tj. u fasády a zde vytvořit určitou mikrozónu, zatímco chlazení je nutno zajistit celoplošně. Proto je vhodné, aby chlad přicházel shora po celé ploše kanceláří. Indukční jednotky se proto zaměřily především na funkci chlazení zajišťující přívod chladu po většině plochy kanceláří s tím, že vytápění byla ponechána zóna cca 70 cm od oken, kterou indukční jednotky neřeší. Tato filozofie se promítla i do evropských norem např.: ČSN EN 15779 – obr. 1, kde v nej-



Obr. 1 Vymezení pobytové zóny podle ČSN EN 13779 a její aplikace pro indukční jednotky

blíží ploše u oken není garantována požadovaná teplota. Proto nová konstrukce indukčních jednotek byla především koncipována tak, aby jejich poloha byla kolmo k oknu. Společně s indukčními stropními jednotkami byl vyvíjen i jejich interiérový vzhled, který vizuálně připomínal trám, a proto pro nové výrobky se vžil název chladicí trámce.

Při renesanci indukčních jednotek byly především stanoveny určité priority, které spočívaly ve vyřešení problému původních parapetních indukčních jednotek. Mezi hlavními problémy, kromě dříve uvedených prostorových a interiérových problémů, bylo i přivedení primárního vzduchu k oknům. Závažnějším problémem byl však dosah chlazeného proudu vzduchu od parapetu dovnitř dispozice místnosti, protože proud chlazeného vzduchu vystupující z jednotky měl omezený dosah cca 3 až 5 m. Při velkém ochlazení vzduch padal rychle k podlaze a způsoboval v tomto prostoru tepelnou nepohodu. Zvyšování teploty chladicí vody mělo, kromě odstranění kondenzace a zanášení výměníku, za následek i zlepšení proudění vzduchu v místnosti a dosahu proudu vzduchu. Zvýšila se tím potřeba primárního vzduchu, ale zlepšila se tepelná pohoda. Problémy s přívodem primárního vzduchu zůstaly a naopak se zvětšil prostor, který zabírala indukční jednotka na podlaze. Zmenšila se i pronajimatelná plocha, protože bylo nutno zvětšit teplosměnnou plochu výměníku.

Indukční jednotky v parapetním provedení se přestaly v České republice používat a stropní indukční jednotky, pod názvem aktivní chladicí trámce, se přesunuly pod strop a do podhledů nebo formou multifunkčních trámců pod strop, kde tvoří interiérový prvek. Pokud indukční jednotky měly zcela nahradit FCU bylo nutno, aby zajistily i funkci vytápění. Do původně pouze chladicích indukčních jednotek byly doplňovány výměníky pro vytápění, případně do výměníku pro chlazení byla přiváděna též otopná voda. Tento výměník lze napojit na čtyřtrubkový rozvod otopné a chladicí vody, kdy je připojen přes uzavírací prvky na přívodu i odvodu, které zaručí, že nedojde k vzájemnému promíchání otopné a chladicí vody. Dříve používaný dvoutrubkový přepínací systém je ještě komplikovanější, neboť přepínání otopné a chladicí vody probíhá např. ve strojovně vždy pro jednotlivé fasády. Dosažení ekonomického provozu bez ztráty energií je vyloučené zvláště v přechodných obdobích (jaro – podzim), kdy se během dne často mění oslunění fasád. O dodržování optimálních teplot v kancelářských prostorech ani nemluvě. Přidáním další řady do výměníkové sekce se však zvýšila tlaková ztráta a tím se snížil chladicí výkon.

Doplněním chladicí funkce stropní indukční jednotky o vytápění je většinou nutné změnit i polohu indukční jednotky. Je totiž vhodné, aby se část přiváděného teplotně upraveného vzduchu přímo foukala na obvodové, převážně prosklené stěny v zimních měsících, aby se tak zvýšila jejich povrchová teplota, snížila se tepelná nepohoda a omezilo se na minimum nebezpečí kondenzace. V praxi to znamená, že chladicí trámce je nutno umísťovat souběžně s fasádou. Toto řešení přivítaly ostatní profese, zejména pak projektanti osvětlení. Liniová světla, která se při kombinovaném osvětlení kanceláří umísťovala souběžně s fasádou, při koordinaci s indukčními jednotkami umístěnými kolmo k fasádě, vytvářela velké problémy. Z hlediska proudění vzduchu změna režimu chlazení a vytápění vyvolávala určitý nesoulad proudění vzduchu, protože indukční jednotky většinou přivádějí vzduch rovnoměrně do 2 nebo do 4 stran. Tyto jednotky je možné realizovat jako jednostranné, tj. aby výfuk vzduchu, a tím i proudění vzduchu bylo jasně definované pro určitý režim, buď vytápění, nebo chlazení. Při tomto režimu, kdy se zmenší plocha výdechových otvorů, zvětší se rychlost v jejich průřezu a tím i tlaková ztráta, ztrácejí jednotky tepelný a chladicí výkon, z důvodu menšího průtoku sekundárního vzduchu přes výměníky.

Při dvoustranném proudění, kdy část vzduchu je přiváděna do vnitřní plochy prostoru a část vzduchu k obvodovým stěnám je teplota přiváděného vzduchu stejná pro oba výdechy, protože indukční jednotka má většinou pouze jeden výměník (neboť výměník pro vytápění je osazen sériově s chladicím) a do něho je přiváděna buď otopná, nebo chladicí voda. Proto

teplota vyfukovaného vzduchu v obou výfukových šterbinách je stejná, což je pro zajištění tepelné pohody problém – buď je část plochy vytápěna (např. u kanceláří) nebo naopak jiná u fasády nedotápěná, což je závislé na umístění teplotního čidla. K částečnému potlačení tohoto jevu napomáhá v současné době zaváděná energetická koncepce Evropské unie, která prosazuje lepší tepelnou ochranu obálek budov a nižší tepelné ztráty. Pokud je však fasáda celoprosklená a reálný součinitel prostupu tepla vč. rámu je $U = 1,1 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ a horší, potom se tento problém určitě vyskytne.

Poznámka:

Dalším problémem může být i nižší dynamika přiváděného vzduchu. Při režimu chlazení byl přiváděný proud vzduchu stálý do určité vzdálenosti od výfukového otvoru indukční jednotky a poté vlastní hmotností a ztrátou rychlosti, kdy již podtlak na horní straně proudu vzduchu tento proud neudržel, padal dolů. Při použití chladicí vody o teplotních parametrech $17/19 \text{ }^\circ\text{C}$ ($t_p = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$) není rozdíl teplot a tím i hustot vzduchu tak velký, aby hrozil pád v bezprostřední blízkosti indukční jednotky, je nutno tento jev vzít v úvahu. Jiná situace je v případě eliminace tepelných ztrát prostoru (vytápění), kdy se naopak přiváděný teplý vzduch drží u stropu. Potom se dolů k podlaze dostane jen ta část vzduchu, která je přivedena k obvodovým stěnám, a to buď vlivem dynamiky proudu, nebo jeho teploty. Nicméně i v případě, že teplota přiváděného vzduchu v zimě bude mít cca $25 \text{ }^\circ\text{C}$, nezabrání se tomu, aby neměl u podlahy teplotu cca $16 \text{ }^\circ\text{C}$ (v závislosti na tepelně technických parametrech fasády). To bez instalování dodatečných otopných ploch může vyvolat v pracovních místech blízko fasády značnou nepohodu při zimních extrémních teplotách (viz obr. 1).

Opačná situace nastává u vnitřní zóny kanceláře, kde je přiváděn vzduch o téže teplotě jako k obvodovým stěnám. Tento vzduch se drží u stropu, kde může být znovu odsáván, takže se do pracovní zóny vůbec nedostane. Kvalita vnitřního vzduchu se snižuje, protože nedochází k dostatečné výměně vzduchu a obsah CO_2 v místnosti se zvyšuje. Tento jev v zimních měsících může v kancelářských prostorech vyvolat nepohodu vlivem vysokého rozdílu teplot vzduchu u podlahy a v úrovni hlavy.

Při použití FCU v mezistropním provedení k tomuto jevu nemusí dojít, protože je možno jej napojit na různé distribuční prvky pro přívod vzduchu, které mohou mít termostaticky či motoricky nastavitelné usměrňovací prvky. Tím je možno měnit při neizotermním proudění jak směr, tak průtok, a tím i rychlost přiváděného vzduchu.

MŮŽE VENTILÁTOROVÝ KONVEKTOR ODSTRANIT PROBLÉMY INDUKČNÍCH JEDNOTEK?

Ventilátorový konvektor byl původně umísťován k parapetům, kde velmi dobře eliminoval tepelné zisky a ztráty obvodových fasád. Při vyšších otáčkách ventilátoru FCU bylo možno chlazený vzduch, při vhodně nastavených výfukových lamelách, přivést i do větší hloubky místností. Nicméně se zvyšující se kvalitou obvodových fasád, tlakem investora na větší využitelnost prostoru u fasád, částečně problematickým přívodem chladicí a otopné vody k fasádě podlahou, byla konstrukce FCU přizpůsobena pro umístění v podhledu. Nešlo však o žádné převratné konstrukční změny jako u indukčních jednotek. Jednalo se pouze o univerzální uchycení ventilátorů ve stávající skříni a umístění kondenzátních van pod chladicími registry a ventily; veškeré konstrukční prvky pro původně vertikálně instalovaný fan-coil zůstaly a dovolovaly využít FCU jako podstropní nebo mezistropní jednotky.

FCU s radiálními ventilátory umožňuje napojení krátkých vzduchodů s relativně architektonickými zajímavými distribučními prvky. FCU oproti indukčním jednotkám už nemusel být umísťován do místa distribuce tepla a chladu a mohl být umísťován i mimo klimatizovanou místnost. Použití ventilátoru, který tento způsob klimatizace činil zcela autonomní bez závislosti na centrálním přívodu vzduchu, měl a má určité nedostatky:

- ❑ ventilátor je dalším točivým prvkem, který se může porouchat a vyvolá tak nutnost oprav a dočasně tím omezí užívání klimatizovaného prostoru,
- ❑ ventilátor částečně zvyšuje hlučnost systému, která se vlivem opotřebení ventilátoru časem dále zvyšuje,
- ❑ výrobci FCU poněkud hřeší na to, že ventilátor je schopen překonat zvýšení tlakové ztráty,
- ❑ nepřístupnost výměňkových ploch z obou stran vyvolává potřebu používání filtrů, jejich čištění a kontrolu stavu výměníků.

Ekonomický tlak na cenu snižoval materiálové náklady tím, že se zmenšovaly náběžné výměňkové plochy. Tím se zvětšily tlakové ztráty vč. spotřeby elektrické energie, ale zároveň hlučnost. Tyto nedostatky však výrobci fan-coilů neřešili a vyvolaná zvýšená investiční náročnost musela být řešena jinými dodatečnými prostředky. Ve finále investor nabyl dojmu, že je ventilátorový konvektor velmi hlučný s vysokou spotřebou energie a je nutné jej nahradit jiným výrobkem (např. chladicím trámecem).

Přes uváděné nedostatky je možnost použití rozmanité škály distribučních prvků, které neruší navržený interiér, pro některé architekty při řešení interiérů velmi lákavá. Možnost použití distribučních prvků s různými charakteristikami proudění při různých provozních režimech interiérů s různými vybavením je pro projektanty klimatizace ještě výhodnější. Totéž platí i pro možnost jednoznačného oddělení prvku pro přívod čerstvého venkovního vzduchu a prvku zajišťujícího tepelnou pohodu. Toto platí zejména pro rekonstrukce stávajících objektů s malou hloubkou kanceláří, kde je výhodné kombinovat umístění FCU k parapetu s přívodem vzduchu nad vstupní sekci kanceláře.

Pro nalezení odpovědi na otázku z nadpisu kapitoly, zda může ventilátorový konvektor odstranit problémy indukčních jednotek ve stropním provedení, se dá konstatovat, že může, ale pouze za následujících předpokladů:

- ❑ bude minimalizována tlaková ztráta vlastního konvektoru FCU,
- ❑ budou minimalizovány tlakové ztráty na vzduchovodech a výustích,
- ❑ budou zvětšeny teplosměnné plochy pro možnost využívat nízkopotenciálního chladu a tepla.

Nicméně ventilátorový konvektor jako výrobek s ventilátorem a výměníkem pro distribuci tepla a chladu, je možné optimálně využívat a má daleko větší potenciál a to z několika důvodů:

- ❑ interní důvody, které spočívají jednak v zastaralé konstrukci původně určené pro vertikální parapetní využití bez napojení koncových prvků (např. s ohledem na charakteristiku ventilátorů),
- ❑ nabídka příslušenství, které degradují účel FCU a které jejich funkci zhoršují. Např. distribuční nástavce pro připojení kruhových potrubí či hadic s velkými tlakovými ztrátami zvyšující příkony ventilátorů a tím i hlučnost,
- ❑ malá informovanost o vhodnosti externích prvků napojených na FCU způsobujících velké tlakové ztráty v rozvodu vedoucí až k nefunkčnosti zařízení (např. používání distribučních prvků původně určených pro rozvod čerstvého vzduchu s úmyslnou tlakovou ztrátou umožňující autoregulaci sítě, což je spíše na škodu. Jedná se např. o připojovací nástavce s malými připojovacími hrdly a regulační klapky v nich, difuzorové plechy). Dále se jedná o velké tlakové ztráty ve vzduchovodech apod.

SROVNÁNÍ PROVOZU STROPNÍCH JEDNOTEK A MEZISTROPNÍCH FAN-COILŮ V LETNÍM OBDOBÍ

Největším argumentem příznivců indukčních jednotek je vyšší energetická potřeba provozu FCU způsobena kondenzací vodních par na povrchu chladiče a vlastní spotřeba elektrické energie. Příznivci FCU operují tím, že indukční jednotky, aby dosáhly zvýšeného výkonu, potřebují pro svou

funkci větší množství primárního vzduchu než je hygienické minimum a tudíž jsou z tohoto důvodu energeticky nevýhodné. Na relativně jednoduchých výpočtech a předpokladech je možné analyzovat obě tvrzení. Pro porovnání se předpokládá klimatizace kancelářského prostoru s následujícími parametry:

- ❑ šířka fasády s částečným prosklením $s = 3$ m, hloubka $l = 6$ m, výška $v = 3$ m,
- ❑ obsazenost 2 osoby,
- ❑ sdružené osvětlení, umělé osvětlení v denním režimu 10 W/m²,
- ❑ kancelářská technologie dohromady 300 W,
- ❑ tepelná zátěž maximální je uvažována v červenci při venkovní teplotě vzduchu 32 °C a vnitřní teplotě vzduchu 24 °C, 730 W. Přibližně stejná tepelná zátěž s ohledem na orientaci objektu vychází i v dubnu při venkovní teplotě 22 °C a to 720 W. Orientace ke světovým stranám na jih, stínění proti sluneční radiaci slunolamy nad oknem, dvojité zasklení s vnitřními žaluziemi, stínící součinitel $s = 0,55$,
- ❑ měrná citelná tepelná zátěž tedy vychází $q_m = 75$ W/m².

Z hlediska vnitřních teplotních parametrů bude uvažováno s teplotou 24 ± 2 °C, relativní vlhkost vzduchu v souladu se stávajícími právními předpisy 30 až 60 %. Pro výpočet a porovnání se bude pracovat s minimálním přívodem venkovního vzduchu 50 m³/h, ačkoli stávající NV č. 361/2007 Sb. umožňuje v extrémech snížit dávku až na 50 % výše uvedené hodnoty.

Aby se daly oba systémy porovnat, bude uvažováno, že přiváděný venkovní (primární) vzduch bude chlazen na 16 °C (viz obr. 2, kde jsou kromě úpravy vzduchu v centrální vzduchotechnické jednotce přivádějící do kancelářského prostoru hygienický venkovní vzduch, i průměrné stavy vzduchu).

Z obrázku 2. je vidět, že měrná vlhkost přiváděného vzduchu z centrální jednotky bude cca $9,5$ g/kg.

Pro další srovnání obou klimatizačních systémů stanovíme celkovou tepelnou zátěž bez zátěže větracím vzduchem

$$Q_z = q_m S = q_m \cdot s l = 75 \cdot 3 \cdot 6 = 1350 \text{ W.}$$

Chladicí výkon přiváděného venkovního vzduchu pak bude

$$Q_{ch1,2} = V_a \rho c \Delta t_{1,2},$$

$$\text{pro } \Delta t_1 = 8 \text{ K } (t_1 = 24 \text{ °C}),$$

$$\Delta t_2 = 10 \text{ K } (t_2 = 26 \text{ °C}),$$

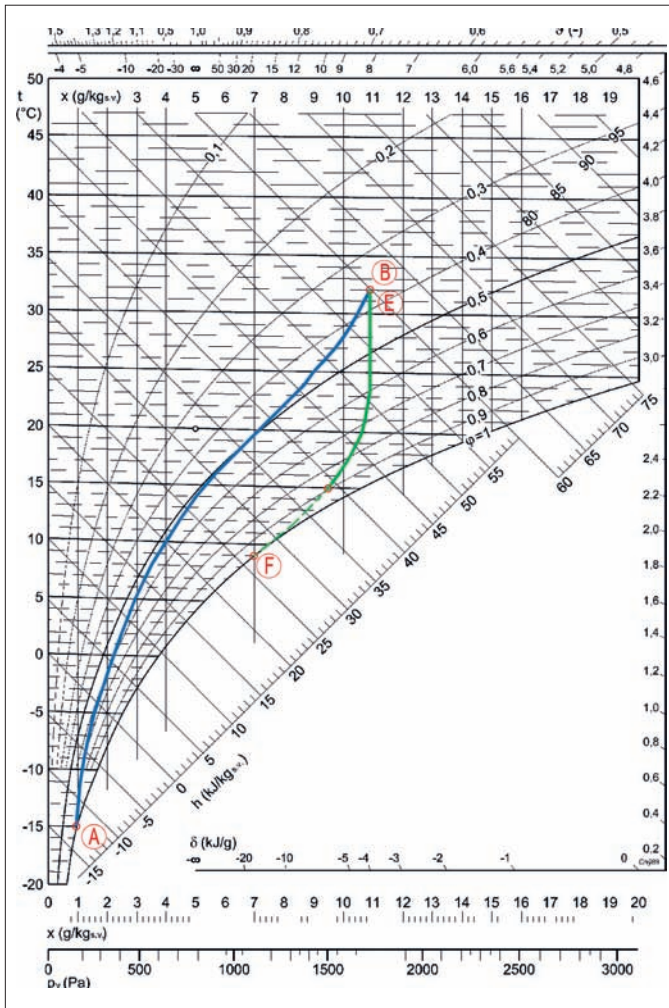
$$Q_{ch1} = \frac{2 \times 50}{3600} \cdot 1,17 \cdot 1010 \cdot 8 = 263 \text{ W,}$$

$$Q_{ch2} = \frac{2 \times 50}{3600} \cdot 1,17 \cdot 1010 \cdot 10 = 328 \text{ W.}$$

Pro zhodnocení stavu, kdy bude v kanceláři garantováno 26 °C, byly použity podklady výrobce stropních indukčních jednotek ve dvourubkovém provedení TROX (typ DID 632) s ležatým výměníkem pracující výhradně s chladicí vodou nad rosným bodem a mezistropních konvektorů FCU ve dvourubkovém provedení s třířadým výměníkem s napojením na distribuční prvek s 20 % indukci (vířivá výusť s tangenciálním připojením s přísáváním vnitřního vzduchu) s tlakovou ztrátou 20 Pa od firmy GEA-LVZ (typ FLEXI GEKO).

Pro ventilátorový konvektor je určen chladicí výkon:

$$Q_{FCU1} = Q_z - Q_{ch2} = 1350 - 328 = 1022 \text{ W.}$$



Obr. 2 Úprava venkovního vzduchu v letním výpočtovém extrému $t_e = 32^\circ\text{C}$, $h = 60\text{ kJ/kg}$

Legenda k obr. 2:

křivka A–B průměrné stavy venkovního vzduchu

E stav venkovního vzduchu v letním extrému

F stav vzduchu za chladičem (ventilátor je umístěn až za chladičem vzduchu)

Při teplotě chladicí vody $9/15^\circ\text{C}$ a teplotě výstupního vzduchu 14°C . Z toho vyplývá, že průtok vzduchu přes FCU bude

$$V_{FCU1} = \frac{1022 \cdot 3600}{1,17 \cdot 1010 \cdot (26 - 14)} = 260\text{ m}^3/\text{h}.$$

Příkon ventilátoru FCU v tomto případě činí cca 60 W, což i přes velmi malou celkovou účinnost ventilátoru a motoru činí měrný příkon ventilátoru $SFP = 0,833\text{ kW.s/m}^3$. To je oproti SFP centrální jednotky pro přívod venkovního vzduchu, který se pohybuje v současné době na hodnotě cca 4 kW.s/m^3 , 5 krát více než u FCU.

Dále pro výpočet a porovnání obou systémů je nutné stanovit i minimální produkce vlhkosti, která v daném kancelářském prostoru vzniká od osob. Za použití údajů uvedených v ČSN 730548 produkuje člověk v kanceláři při běžné činnosti a teplotě vzduchu v místnosti 26°C , $m_{w1} = 116\text{ g/h}$; při teplotě vzduchu v místnosti 24°C , $m_{w2} = 98\text{ g/h}$ vodní páry.

Z těchto hodnot při množství přiváděného vzduchu $V_e = 50\text{ m}^3/\text{h}$ osobu bude tedy rozdíl měrné vlhkosti Δx , mezi přiváděným a odváděným vzduchem při bezkondenzačním systému v kanceláři

$$\Delta x_{26} = \frac{m_{w1}}{V_e \rho} = \frac{116}{50 \cdot 1,17} = 1,98\text{ g/kg},$$

$$\Delta x_{24} = \frac{m_{w2}}{V_e \rho} = \frac{98}{50 \cdot 1,17} = 1,68\text{ g/kg}.$$

Na obr. 3 jsou znázorněny úpravy vnitřního vzduchu v h-x diagramu jak pro FCU, tak i stropní indukční jednotky pracující s minimálním hygienickým průtokem primárního vzduchu.

Poznámka:

Z obr. 3, který platí pro ustálený stav, vyplývá, že rosný bod při chlazení prostoru indukční jednotkou vycházející ze stavu vnitřního vzduchu určitého bodem I je 16°C , což je na samé hraně rizika kondenzace, zvláště v těch částech systému, přes které neproudí vzduch (např. regulační ventily výměníků, „kolínka“ výměníků apod.). Nicméně vlhkostní zisky jsou vypočteny na limitní výpočtové stavy. V případě, že by v prostoru byla dočasně další osoba nebo další zdroj vlhkosti (květiny, kávovar či ohřev vody apod.) bude riziko kondenzace ještě aktuálnější. Teoreticky se to netýká pouze rozvodu chladicí vody, ale i rozvodu primárního vzduchu chlazeného na 16°C .

Obdobně lze vypočítat stav, kdy je v místnosti požadována vnitřní teplota 24°C při venkovní teplotě vzduchu 32°C . Z veřejně dostupných materiálů byla vybrána indukční jednotka, která je schopna při průtoku venkovního vzduchu odpovídajícímu hygienickému minimu, danou tepelnou zátěž odvést.

Pro tento případ byly zvoleny dvě alternativy řešení:

- FCU, který bude pracovat s původní teplotou chladicí vody na výměníku, tj. $9/15^\circ\text{C}$, tj. s vyšším průtokem vzduchu,
- FCU, který bude pracovat s teplotou chladicí vody na výměníku $6/12^\circ\text{C}$, tj. se stejným průtokem vzduchu, ale s vyšší kondenzací na výměňkových plochách.

Ad a)

V tomto případě bude mít přiváděný venkovní vzduch chladicí výkon 263 W (viz předchozí text). Z toho vyplývá, že chladicí výkon FCU bude

$$Q_{FCU2} = Q_z - Q_{ch1} = 1350 - 263 = 1087\text{ W}.$$

Za předpokladu, že teplota přiváděného vzduchu z FCU bude 14°C , bude průtok vzduchu přes FCU

$$V_{FCU2} = \frac{Q_{FCU2}}{\rho c \Delta t} = \frac{1087,4 \cdot 3600}{1,17 \cdot 1010 \cdot (24 - 14)} = 331\text{ m}^3/\text{h}.$$

Toto zvýšení průtoku vzduchu o necelých 30 % bude vyžadovat větší velikost FCU i příkon ventilátoru. Nicméně s ohledem na fakt, že tento ventilátor bude pracovat při optimálních podmínkách lze odhadnout, že elektrický příkon ventilátoru se zvýší na 70 až 75 W.

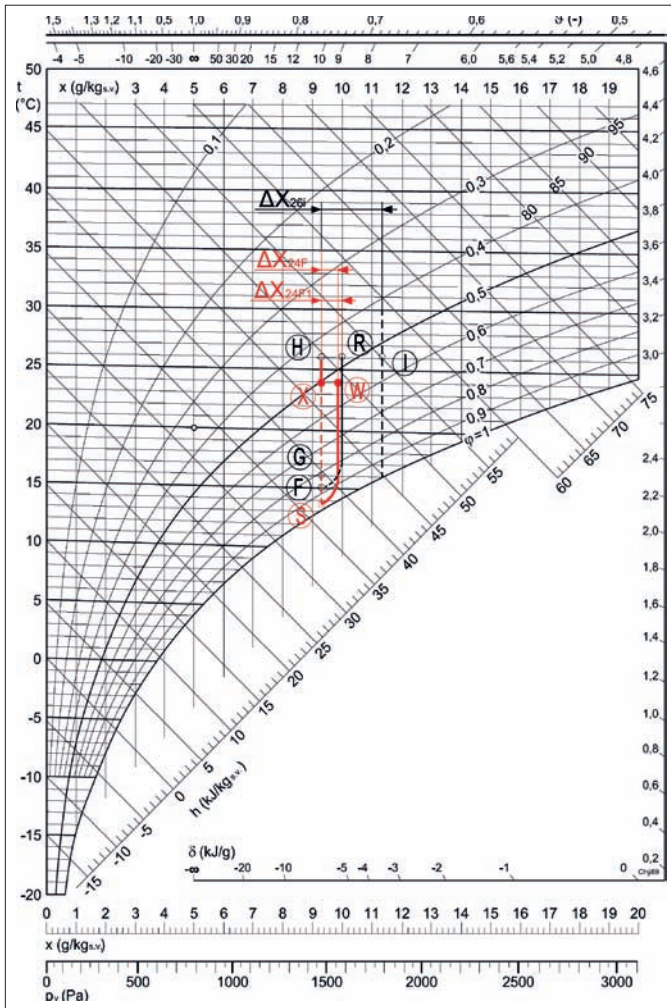
Z hlediska odvlhčování prostoru FCU v tomto případě bude pracovat v následujících podmínkách. Produkce vlhkosti při 24°C je $2 \times 98\text{ g/h}$.

$$\Delta x_{24F} = \Delta x_{24} \frac{V_e}{V_e + V_{FCU2}} = 1,68 \frac{100}{100 + 331} = 0,39\text{ g/kg}.$$

Z toho plyne, že 45 g/h odvede větrací vzduch a 151 g/h bude odvedeno formou kondenzátu na chladiči FCU. Grafické znázornění obou zkoumaných případů v h-x diagramu je uvedeno na obr. 3.

Ad b)

V tomto případě bude FCU odvádět stejné citelné teplo jako v případě a) tj. 1087 W a bude mít při pracovním rozdílu teplot $\Delta t = 12\text{ K}$ stejný průtok jako v případě vnitřní teploty vzduchu v kanceláři $t_i = 26^\circ\text{C}$, tj. $260\text{ m}^3/\text{h}$.



Obr. 3 Úpravy vnitřního vzduchu v h-x diagramu

Legenda k obr. 3

- body F stav vzduchu za chladičem v centrální jednotce,
- G stav primárního vzduchu,
- H stav vzduchu při odvedení tepelné zátěže indukční jednotkou (popř. FCU) $t_i = 26\text{ °C}$,
- I stav vzduchu v místnosti (odváděného vzduchu centrální klimatizace).

V případě započítání vlhkostních zisků podle předchozího příkladu

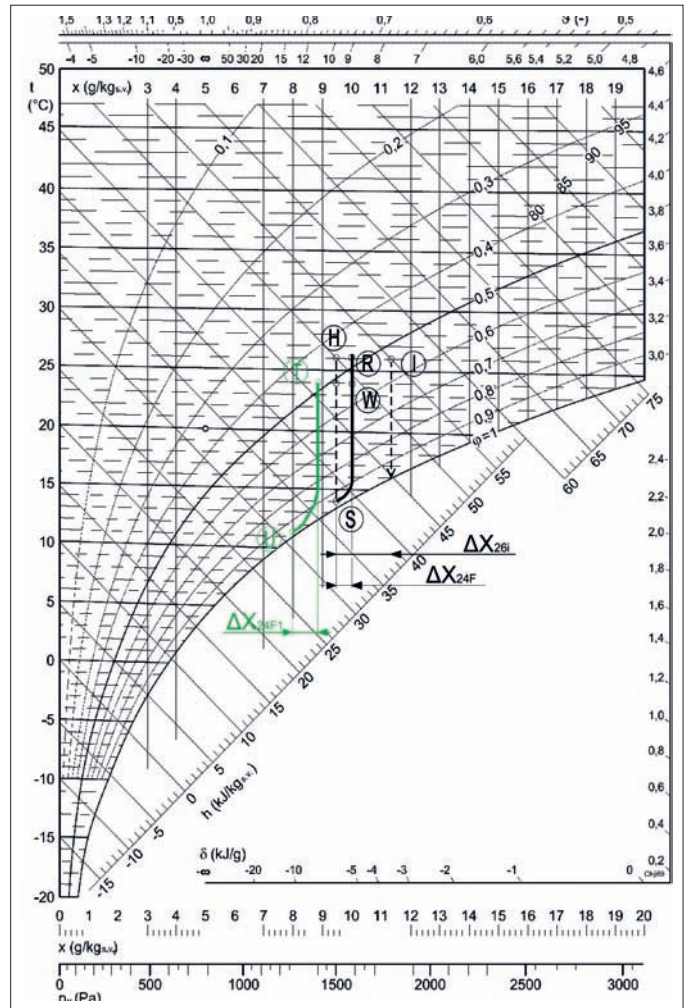
- R stav vzduchu v místnosti při chlazení FCU $t_i = 26\text{ °C}$,
- S stav vzduchu přiváděného do místností z FCU,
- W stav vzduchu v místnosti při chlazení FCU $t_i = 24\text{ °C}$,
- X stav vzduchu v místnosti bez uvažování vlhkostních zisků $t_i = 24\text{ °C}$,
- HI hodnota $\Delta x_{26i} = 1,98\text{ g/kg}$ při průtoku přiváděného primárního vzduchu $100\text{ m}^3/\text{h}$,

Podstatně se však změní množství kondenzátu odváděného FCU, protože kromě produkce vlhkosti od přítomných osob bude nutno odvlhčovat i přiváděný vzduch. Proto při předpokládané měrné vlhkosti vzduchu vystupujícího z FCU 8 g/kg (teplota chladicí vody $6/12\text{ °C}$) bude celkové množství zkondenzované vlhkosti přibližně

$$m_w = m_{w0} + m_{wv} = 196 + 100 \cdot \frac{100}{260} \cdot 1,17 \cdot 1,5 = 263,5\text{ g/h.}$$

Za tohoto předpokladu bude navýšení měrné vlhkosti mezi vzduchem nasávaným FCU a vyfukovaným z FCU

$$\Delta x_{24\text{ FCU}} = \frac{m_w}{(V_{\text{FCU}} + V_e)\rho} = \frac{263,5}{(260 + 100) \cdot 1,17} = 0,626\text{ g/h.}$$



Obr. 4 Úpravy vzduchu v h-x diagramu v případě chlazení vzduchu na 12 °C

Legenda k obr. 4

- body T stav vzduchu při chlazení FCU pracující s teplotou chladicí vody $6/12\text{ °C}$ a teplotě vnitřního vzduchu 24 °C ,
- U stav vzduchu za chladičem FCU.

Úpravy vzduchu zobrazeny v h-x diagramu jsou uvedeny na obr. 4.

Na výše uvedených výpočtech pro FCU zajišťujících v kancelářích vnitřní teplotu vzduchu $t_i = 24\text{ °C}$ je ukázáno, že z energetického hlediska je nutno vzít v úvahu veškeré vlivy. V tomto konkrétním případě je zřejmé, že případ popsaný v odst. a) je energeticky náročnější na dopravu vzduchu přes FCU (větší příkon ventilátoru), nicméně tento nárůst bude kompenzován náklady na výrobu chladu jednak vlivem zvýšené kondenzace, jednak výrobou chladicí vody s teplotním spádem $6/12\text{ °C}$. Přesnější odhad energií na výrobu chladu není předmětem tohoto článku.

Závěrem ještě krátká poznámka k indukčním jednotkám. Někteří developři, kteří ve svých manuálech připouštějí používání indukčních jednotek v jimi stavěných administrativních budovách, požadují, aby minimální dávka primárního vzduchu byla $8\text{ až }10\text{ m}^3/\text{h}$ na m^2 podlahové plochy (asi 3 násobná intenzita větrání). Např. firma IKANO Properties, která se na českém trhu se pohybovala mezi rokem 1995 až 2007.

Tímto množstvím se dosáhne:

- snížení teploty ve vnitřním prostoru na teploty nižší než 26 °C ,
- eliminace vyšších nahodilých vlhkostních zisků v prostorech, aniž by bylo nutno odstavovat chladiče indukčních jednotek na základě impulsu od čidel rosného bodu,
- eliminaci odchylek při reálných podmínkách výstavby a provozu budov, kdy je velmi obtížné absolutně přesného zaregulování průtoku

vzduchu a teploty chladicí vody podle laboratorních podmínek, při kterých byly chladicí trávce zkoušeny. Jedná se např. o nedodržení indukčního poměru, nedodržení vstupní teploty chladicí vody do výměníku, nedodržení střední teploty na chladicí věži, nedodržení teploty primárního vzduchu apod.

Pro obhajobu indukčních jednotek – tento problém se vyskytuje u všech systémů bez kondenzace (i u FCU pracujících s vysokou teplotou chladicí vody, kde absence kondenzátu je nahrazena vysokými průtoky vzduchu přes FCU a spotřebou energie pro pohon ventilátorů).

Pokud by v souladu se stávajícími platnými českými právními předpisy (NV č. 361/2007 Sb.) byla dávka čerstvého vzduchu na osobu při extrémních klimatických podmínkách ($t_e \geq 26 \text{ °C}$) pouze $25 \text{ m}^3/\text{h}$, nárůst měrné vlhkosti v prostoru kanceláře bude

- při $t_{i1} = 26 \text{ °C}$ $\Delta x = 3,97 \text{ g/kg}$
- při $t_{i2} = 24 \text{ °C}$ $\Delta x = 3,35 \text{ g/kg}$

Při přívodu neodvlhčeného větracího vzduchu ($h = 60 \text{ kJ/kg}$, $t_e = 32 \text{ °C}$) bude v obou případech relativní vlhkost v prostoru na hranici 70 % a teplota rosného bodu kolem 20 °C . V tomto případě se i systémy předpokládající téměř nulový vznik kondenzátu stávají nefunkčními. Odvod vodní páry lze řešit v zásadě následujícími možnostmi:

- zvýšeným průtokem větracího vzduchu,
- odvodem kondenzátu buď v centrálních, nebo lokálních klimatizačních jednotkách.

SROVNÁNÍ STROPNÍCH VZDUCHOTECHNICKÝCH JEDNOTEK A MEZISTROPNÍCH FCU Z HLEDISKA ÚDRŽBY A SERVISU

Toto srovnání vychází s ohledem na stávající konstrukci FCU, která není většinou přizpůsobena pro umístění do podhledu, jednoznačně příznivěji pro indukční stropní jednotky, které pro tento účel byly přímo vyvíjeny.

Z hlediska ventilátorových konvektorů se jedná především o následující nedostatky:

- velmi diskutabilní způsob uchycení a možnost výměny filtrů na sání FCU, což způsobuje:
 - obtěžování filtrů a dostávání se nečistot do ventilátorů a výměníků, zjednodušení výměny filtrů obsluhou tak, že je vyjmou a zpátky nenasadí.
- přístup k ventilátorům a jejich motorům je bez komplikované demontáže skříňově nemožné. Proto se ventilátory i jejich motory neopravují či nevyměňují a obecně se vyplatí výměna celé FCU.
- přístup k výměňovým plochám, který v podstatě neexistuje. S ohledem na šikmé provedení výměníků a poměrně velkou plochu kondenzátní vany v proudu vzduchu, je možné zpětné odpaření již jednou zkondenzované vodní páry. Také s ohledem na velkou plochu kondenzátní vany je problém na stavbách zajistit její vyspádování k jednomu místu a zajistit odvod kondenzátu mimo FCU.

Výše uvedené nedostatky servisu, údržby a provozu vyplývají z původního umístění a provedení FCU nikoli z vlastní podstaty funkce ventilátorového konvektoru. Nutná minimální údržba FCU spočívající ve výměně filtrů závisí na čistotě prostoru, možnosti otevírání oken, čistotě přiváděného vzduchu. Pro orientační stanovení frekvence výměny filtrů se doporučuje cca 800 až 1000 provozních hodin, minimálně však 1 krát za rok.

Z hlediska předpokládané údržby, servisu nebo případné výměny ventilátorů bývá obvykle stanovena hodnota 40 000 provozních hodin.

V případě indukčních jednotek se často tvrdí, že se jedná o bezúdržbové zařízení. Podle zkušeností z provozu je však nutno po určité době je vyčis-

tit, protože výměňkové plochy bývají zanesené nečistotami díky značnému průtoky cirkulačního vzduchu odpovídající indukčnímu poměru 3,5 až 4. Zanesení není sice takové, aby znemožnilo jejich funkci, ale dostatečné na to, aby se snížil přestup tepla a tím jejich výkon. Toto čištění lze předpokládat řádově po cca 4000 až 8000 hodinách provozu. Ačkoli oproti FCU je frekvence servisu podstatně delší, údržba bývá složitější. Nejedná se o vlastní jednotku, protože ta bývá konstrukčně velmi dobře připravena na její vyčištění z obou stran, ale vyžadují výrazné omezení provozu kanceláří, protože rozměry stropních indukčních jednotek jsou poměrně značné a zasahují plošně do velké části využitelné plochy kanceláře.

Tento fakt může být naopak výhodou FCU, který může být umístěn mimo tuto pracovní plochu a s distribučními prvky v požadovaných místech spojen potrubím.

ENERGETICKÉ POROVNÁNÍ MŮŽE ROZHODNOUT

V předchozích odstavcích bylo uvedeno, že pro zajištění komfortního prostředí s možností nastavení optimálních teplot v průběhu roku při odvádění vnitřních a vnějších zátěží aniž by nastal pocit přehřátí kanceláře, indukční jednotky oproti FCU potřebují větší průtoky primárního vzduchu. V dnešní době podle českých právních předpisů pro pracovní prostředí cca o $50 \text{ m}^3/\text{h}$. Je nutno si uvědomit, že oproti legislativě většiny evropských zemí je tento průtok cca o 80 % větší, protože stejně jako v naší zemi do roku 2001 stačí přivádět $30 \text{ m}^3/\text{h}$.

Při dílčích analýzách energetické náročnosti jednotlivých komponentů systému je možno dojít k následujícím závěrům:

a) příkon ventilátorů zajišťující přívod čerstvého venkovního vzduchu a chladu do bytové zóny

Jak bylo uvedeno v předchozím textu, v současné době, kdy jsou centrální systémy přívodu vzduchu navrhovány s $SFP = 4 \text{ kW.s/m}^3$ a lokální ventilátory Fan-coil s $SFP = 0,83 \text{ kW.s/m}^3$, je srovnání příznivější pro FCU při zohlednění minimálního přívodu větracího vzduchu do indukční jednotky. Pro spolehlivé zajištění garantovaných vnitřních teplotních parametrů v administrativních plochách v ustáleném pracovním režimu i při srovnání obou systémů pracujících pouze pro chlazení kanceláří, což je pro indukční jednotky výhodnější.

Poznámka:

Za předpokladu, že budeme uvažovat stávající měrné příkony ventilátorů v centrálních vzduchotechnických jednotkách $SFP 4 \text{ kW.s/m}^3$, bude v případě navýšení primárního vzduchu v našem konkrétním příkladu ze $100 \text{ m}^3/\text{h}$ na $150 \text{ m}^3/\text{h}$ tj. intenzita větrání ve větraném prostoru bude $2,8 \text{ h}^{-1}$, bude příkon elektrické energie ventilátorů navýšen v daném případě o

$$\Delta P_E = SFP \cdot \Delta V_e = 4 \cdot \frac{50}{3600} = 56 \text{ W.}$$

Tento rozdíl příkonu se prohloubí v případě časově nárazového využívání některých částí budovy mimo oficiální dobu, nebo v případě že indukční jednotky či FCU jsou používány i pro vytápění. V tom případě bude nutno celý systém přívodu primárního vzduchu provozovat i pro prostory, které chlazení či vytápění budou vyžadovat či nikoli. V případě FCU se spustí pouze daný FCU.

Je sice pravda, že uvedený SFP pro centrální jednotky je vysoký, neboť vychází ze současných praktik investorů o maximální úsporu investičních nákladů a že některé společnosti usilující o výstavbu šetrných budov (např. Skanska Development ve svých manuálech požaduje pro centrální systémy SFP max. 2 kW.s/m^3). Nicméně ani FCU patrně neměly ve spotřebě elektrické energie poslední slovo, protože teoreticky (což při experimentálních měření na VUT v Brně se i prakticky potvrdilo) je schopen

efektivně pracovat s celkovým dopravním tlakem 40 Pa při externím dispozičním tlaku 25 Pa, což při vhodně navržené distribuci vzduchu je plně dostačující. Ve spojení s malými ventilátory s EC motory se poté FCU mohou dostat pod hodnotu $SFP = 0,3 \text{ kW.s/m}^3$.

Ve srovnání potřeb elektrické energie pro vlastní dopravu vzduchu (chladu event. tepla) do pracovního prostoru kanceláře) mezi pracující s FCU a indukčními jednotkami, je proto navýšení energie na centrálních jednotkách pro potřeby funkce indukční jednotky (oproti standardnímu přívodu čerstvého venkovního vzduchu cca o 100 Pa) zcela zanedbatelné.

b) Spotřeba chladu

S ohledem na výpočty uvedené v odst. 3 je nesporné, že při venkovních teplotách nad 20 °C dochází u FCU k vyšší spotřebě chladu, která je daná odvodem kondenzátu od FCU v poměru odpovídající nárůstu absolutní vlhkosti mezi systémem FCU a indukční jednotky pro vnitřní teplotu v prostoru +26 °C. Pro jednoduchý výpočet možno vyjít z obr. 3, kde je možno odečíst pro chladicí vodu o teplotním spádu 9/15 °C potřebné údaje.

citelný chladicí výkon

$$Q_{cit} = V\rho c\Delta t = 1022 \text{ W,}$$

celkový chladicí výkon

$$Q_{CELK} = V\rho\Delta h = \frac{260}{3600} \cdot 1,17 \cdot (52 - 38) \cdot 1000 = 1183 \text{ W,}$$

chladicí výkon nutný pro odvlhčení (vázané teplo)

$$Q_{váz} = Q_{celk} - Q_{cit} = 1183 - 1022 = 161 \text{ W.}$$

Za předpokladu, že průměrný chladicí faktor zdroje chladu v období, kdy venkovní teploty vzduchu budou nad 20 °C, bude $EER = 4$, bude pro daný kancelářský modul zvolený ve výpočtech v odst. 3 příkon elektrické energie o 40 W vyšší.

V případě, že se však zvýší přívod primárního vzduchu pro indukční jednotky cca o 80 % a teplota přívodního vzduchu bude 16 °C a bude pracováno s venkovním vzduchem, bude celková potřeba chladu srovnatelná.

Z předchozích odstavců je zřejmé, že teplota chladicí vody 9/15 °C je výhodná jak z hlediska teploty přiváděného vzduchu z FCU, tak z důvodů omezení kondenzace.

Zastánci bezkondenzačních systémů v administrativních budovách mohou oponovat, že je možno delší dobu využívat free-cooling, tj. získávání chladu z venkovního vzduchu v zimním a přechodovém období, ale:

- je otázkou, zda při menší potřebě chladu v tomto období by teplota chladicí vody o vyšší teplotě přiváděné do výměníků FCU nebyla dostatečná pro odvod vnitřní tepelné zátěže,
- je otázkou, zda při celkové energetické koncepci moderních nízkoe-nergetických budov vybavených většinou tepelnými čerpadly (event. s chladicími stroji v režimu tepelných čerpadel) je výhodné tuto odpadní tepelnou energii „vyhazovat do okolí“ nebo ji prostřednictvím kompresorových strojů pracujících s vysokou účinností převést na vyšší potenciál a toto teplo využívat pro vytápění či ohřev vzduchu v jiných částech budovy.

c) Doprava chladu

Spotřeba energie na dopravu chladu do administrativních prostor bude při stejné potřebě chladu odvislá od pracovního rozdílu teplot na chladicí vodě. FCU pracuje obecně s teplotním rozdílem $\Delta t = 6 \text{ K}$, indukční jednotky od firmy TROX, s jejichž podklady bylo pracováno, pracují s teplotním rozdílem chladicí vody $\Delta t = 4,5 \text{ K}$. FCU však s ohledem na kondenzaci bude potřebovat větší množství chladu (cca o 12 %). Z tohoto hlediska je po energetické stránce potřeba energie téměř identická.

ZÁVĚR

Odpověď na základní otázku v úvodu článku, zda je pro moderní administrativní budovy vhodnější ventilátorový konvektor či indukční stropní jednotky je složitá. Nicméně na základě předložených analýz vychází výhodněji ventilátorový konvektor FCU, protože při garantování vnitřních teplotních parametrů, flexibilitě provozu a spolehlivosti v podmínkách stávající výstavby budov s ohledem na vyšší potřebu primárního vzduchu pro zvýšení chladicího výkonu, je indukční jednotka výkonově náročnější. Obecně nelze indukční jednotky zatracovat, neboť mají své technické kouzlo a každý systém má své výhody i nevýhody. Investoři či architekti, kteří chtějí vytvořit něco jedinečného a preferují např. nízké koncentrace CO_2 v prostoru (což vyžaduje vysoké dávky čerstvého vzduchu), velmi nízkou hladinu hluku v interiéru, ustálený obraz proudění vzduchu, budou indukční jednotky přitahovat.

Uvedené myšlenky jistě vyvolají širokou diskusi odborné veřejnosti vč. prokazování energetické náročnosti jednotlivých systémů, zvláště pak po vydání aktualizované vyhlášky č. 148/2007 Sb. o energetické náročnosti budov, kde budou uvedeny i provozní doby budov.

Seznam označení

<i>c</i>	měrná tepelná kapacita vzduchu	[J/(kg K)]
<i>h</i>	entalpie	[J/kg]
<i>m</i>	hmotnostní tok	[g/s]
<i>P</i>	příkon	[W]
<i>q</i>	měrný výkon	[W/m ²]
<i>Q</i>	výkon	[W]
<i>t</i>	teplota	[°C]
<i>V</i>	objemový průtok vzduchu	[m ³ /s]
<i>x</i>	měrná vlhkost	[g/kg]
<i>ρ</i>	hustota vzduchu	[kg/m ³]
<i>SFP</i>	měrný příkon ventilátoru	[Ws/m ³]

Poznámka recenzenta: Pro relevantní porovnání systémů z hlediska energetické náročnosti by bylo účelné provést detailní energetické analýzy. ■

* Manažer roku 2011

Nejvýznamnějšího ocenění za manažerské dovednosti dosáhl jednatel společnosti Domat Control System v letošní soutěži Manažer roku 2011. Pan Karel Vytřísal se stal vítězem v kategoriích Vynikající manažer malé firmy a manažer odvětví. Komise vybrala vítěze ankety 19. ročníku soutěže, kterou pořádá Česká manažerská asociace, ze 72 finalistů. Cílem soutěže Manažer roku je objektivně a nezávisle vybrat a zviditelnit nejlepší lidi českého managementu, špičky ve svém oboru, významné osobnosti, jejichž metody jsou přínosem nejen pro rozvoj firem a ekonomiky, ale i společnosti. „Jsem samozřejmě velmi potěšen tímto oceněním, ale spíše než úspěch jednotlivce ho vnímám jako uznání práce celého týmu naší společnosti Domat Control System. Ukazuje se, že naše inovativní řešení i proaktivní přístup při jejich prosazování do praxe nacházejí odezvu nejen u našich klientů, ale i v soutěžích jako je tato,“ komentuje výsledek soutěže Manažer roku 2011 Karel Vytřísal.

Vyhlašovatelé této prestižní soutěže jsou Svaz průmyslu a dopravy ČR, Česká manažerská asociace a Konfederace zaměstnavatelských a podnikatelských svazů ČR. Do soutěže se není možné přihlásit, ale účastník musí být nominován třetí osobou. Nominaci provádí zejména oborové svazy, specialisté a manažeři vybraných společností. Z přibližně 180 nominovaných účastníků Karel Vytřísal zvítězil hned ve dvou z pěti soutěžních kategorií: „manažer odvětví“ a v kategorii „manažer malých a středních podniků“. Karla Vytřísala do soutěže nominovala Česká průmyslová fotovoltaická asociace, která tak ocenila jeho nezpochybnitelný přínos pro obor.

Domat Control System je špičkový evropský dodavatel řídicích systémů a technologií měření a regulace pro budovy, průmysl a energetiku, držitel certifikátu ISO 9001. Více na www.domat.cz ■