Společnost pro techniku prostředí
Odborná sekce Klimatizace a větrání

19. KONFERENCE KLIMATIZACE A VĚTRÁNÍ 2010

**NEJEN KVALITNĚ PROJEKTOVAT A VYRÁBĚT,
ALE TAKÉ SPRÁVNĚ INSTALOVAT A PROVOZOVAT**

3. – 4. února 2010
Praha - Vinohrady

sborník přednášek

© Společnost pro techniku prostředí 2010
ISBN 978-80-02-02202-2

Konference Klimatizace a větrání 2010

Sborník 19. konference Klimatizace a větrání
Praha, 3. – 4. února 2010
Vydavatel: Společnost pro techniku prostředí, Novotného lávka 5, 116 68 Praha 1
Odborný garant: Miloš Lain
Editor: Jan Schwarzer, Vladimír Zmrhal
© 2010 Společnost pro techniku prostředí
OS 01 Klimatizace a větrání

ISBN 978-80-02-02202-2

ÚVODNÍ SLOVO

Před sebou máte sborník v pořadí již devatenácté konference Klimatizace a větrání. Přes určité problémy způsobené ekonomickou krizí jsme dodrželi dvouletý cyklus konferencí, na který jsme si v poslední době u konferencí připravovaných odbornou sekcí OS01 Klimatizace a větrání Společnosti pro techniku prostředí již zvykli.

Motto konference „Nejen kvalitně projektovat a vyrábět, ale také správně instalovat a provozovat" jasně a zřetelně charakterizuje obsah letošní konference jejíž těžiště a téma odborné diskuze je kromě tradiční výroby a projektování zaměřeno i na realizace a provoz větracích a klimatizačních zařízení. Na rozdíl od předchozích konferencí byl do programu zařazen i Workshop, který chápeme jako určité diskusní fórum, v rámci nějž bude možné podělit se o zajímavé postřehy z výroby, projektování, ale především z instalace a provozování klimatizačních zařízení. Proto jsme se také při organizaci konference spojili i s odbornou sekcí 11 Facility management.

Ve sborníku letos naleznete 35 zajímavých příspěvků mnoha odborníků z oblasti větrání a klimatizace, avšak řada témat, která zazní v rámci workhopu, není v tištěné formě zahrnuta.

Sborník je rozdělen do tří částí. První část zahrnuje odborné příspěvky, druhou část tvoří příspěvky které zazní v rámci již zmiňovaného workshopu a ve třetí firemní články sponzorů konference. Téma úspor a vyhodnocování spotřeby energie je zastoupeno na letošní konferenci velmi významně, další příspěvky se věnují posuzování vnitřního prostředí klimatizovaných prostor, měření, regulaci a proudění vzduchu.

Věřím, že témata prezentovaná na této konferenci budou přínosem nejen pro jednotlivé účastníky a jejich odborný růst, ale i pro samotnou problematiku větrání a klimatizace.

Na závěr úvodního slova bych chtěl poděkovat organizačnímu a vědeckému výboru konference a organizačnímu garantovi za jejich práci na přípravě konference. Dále děkuji všem autorům, kteří reagovali na výzvu, připravili své příspěvky. Můj dík patří též sponzorům a inzerentům, kteří přispívají ke zdárnému průběhu konference nejen finančně, ale i odbornými příspěvky a informacemi.

V neposlední řadě děkuji Vám, účastníkům této konference, za to, že svou účastí dáváte naší konferenci význam největšího setkání odborníků a zájemců o obor Klimatizace a větrání v České republice.

Ing. Miloš Lain, Ph.D.

odborný garant konference

Organizační výbor konference

Ing. Jaroslav Bambous
Ing. Radka Čapková
Ing. Radim Čermák, Ph.D.
Ing. Jiří Frýba
prof. Ing. Karel Hemzal, CSc.
Ing. Jindřich Hvížďala
Ing. Marcel Kadlec
Ing. Miloš Lain, Ph.D.
Ing. Petr Mádr
Ing. Zuzana Mathauserová
Ing. Jan Matějka
Ing. Jiří Petlach
Ing. Jan Schwarzer, Ph.D.
Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.

Vědecký výbor konference

Ing. Radim Čermák, Ph.D.
prof. Ing. František Drkal, CSc.
Ing. Jiří Frýba
prof. Ing. Karel Hemzal, CSc.
Ing. Marcel Kadlec
Ing. Miloš Lain, Ph.D.
Ing. Zuzana Mathauserová
Ing. Miroslav Petrák, Ph.D.
Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.

OBSAH

Úspora energie a hygiena vzduchotechnických systémů 11
Bruckner Petr

Energetická úspora, optimalizace a snižování provozních nákladů vzduchové filtrace..... 17
Černohlávek Jan

Provozně úsporná vzduchotechnická zařízení..... 25
Hemzal Karel

Nové poznatky z oblasti tepelné pohody 33
Hensen Lada, Boerstra Atze

Metodika výpočtu potreby energie na chladenie, vetranie a klimatizáciu budov..... 39
Honner Karol

Použití vizualizačních metod pro sledování proudění vzduchu ve větraných a vytápěných prostorech..... 47
Janotková Eva, Pavelek Milan, Pavelek Tomáš

Vliv zemního výměníku tepla na provoz rekuperační jednotky teplovzdušného vytápění 55
Jaroš Michal, Kolbábek Antonín

Analýza provozu moderních obytných budov s přirozeným a hybridním větráním s prvky inteligentního řízení 63
Kabele Karel, Doležílková Hana, Maierová Lenka

Větrání haly pro výkrm kuřat..... 71
Kic Pavel, Zajíček Milan

Zjednodušené měření parametrů chladicích zařízení a tepelných čerpadel 79
Klazar Luděk

Celkové chladicí faktory klimatizačních systémů a jejich zlepšování..... 87
Lain Miloš

Limity použití rotujících větracích hlavic pro centrální větrání obytných domů..... 95
Mareš Luděk

Hygienické aspekty nedostatečně větraných školských budov 105
Mathauserová Zuzana

Předpokládané trendy vzduchotechniky..... 109
Petlach Jiří

Distribuce vzduchu v televizním studiu 115
Příhoda Zdeněk, Bureš Michal

Stanovení součinitelů místních ztrát s využitím CFD..... 121
Schwarzer Jan, Zmrhal Vladimír

Návrh zariadenia pre chladenie extrémne zaťažených výkonových jednotiek 129
Straka Ľuboslav

Metody detekce poruch klimatizačních jednotek 137
Široký Jan, Lain Miloš

Sledování kvality vnitřního prostředí v historické aule 143
Špačková Lenka, Hirš Jiří

Proudění vzduchu v blízkosti vířivého anemostatu - výsledky experimentu a zjednodušujícího modelu v CFD 151
Tóth Luděk, Schwarzer Jan

Sběr dat pro vyhodnocování spotřeb energie klimatizačních jednotek 159
Vidim Jan

Systém řízení Lonworks v laboratoři IB 163
Zálešák Martin, Habrovanský Tomáš

Porovnání vodních klimatizačních systémů z hlediska spotřeby energie 171
Zmrhal Vladimír

Workshop:

Realita ve výstavbě 181
Bambous Jaroslav

Náklady na nízkoenergetický projekt 185
Mažerik Radoslav

Firemní články:

Srovnávací analýza dezinfekčních metod s použitím UV zářičů v klimatizačních zařízeních 189
Andres Petr

Zatepleno, nová okna... A co dál? 195
Bohuslav Petr

Energetické úspory s výrobky GEA 199
Cimbál Bohumil

Janka – léty prověřená kvalita 205
Čapková Radka

Úspora energetických nákladů - porovnání energetické náročnosti kompaktního filtru KS FP, F7 a kapsového filtru KS PAK, F7 211
Čechová Yveta

Systém VRF – CITY MULTI 217
Hanyk Kamil

Vzduchotechnické jednotky Lossnay s deskovým entalpickým rekuperátorem 227
Hvížďala Jiří

Tepelná čerpadla typu vzduch-voda s názvem Zubadan 235
Hvížďala Jindřich

Nová technologie pro vysokoteplotní tepelná čerpadla 243
Macháček Vladimír

Problematika řízení VZT jednotek a její perspektivy – řídicí systém Webclima 251
Pastorek Radek

Rekonstrukce větracích systémů bytových domů 259
Elektrodesign ventilátory s. r.o.

ÚSPORA ENERGIE A HYGIENA VZDUCHOTECHNICKÝCH SYSTÉMŮ

Petr Bruckner

Lindab s.r.o.
petr.bruckner@lindab.com

ANOTACE

Přednáška se zabývá úsporným zrealizováním vzduchotechnických systémů včetně trvalého zajištění jejich hygieny a jejich vlivy na kvalitu vnitřního klimatu v budovách. Dále se zabývá aktuálními platnými normami.

SMĚRODATNÉ NORMY PRO NAVRHOVÁNÍ VZT

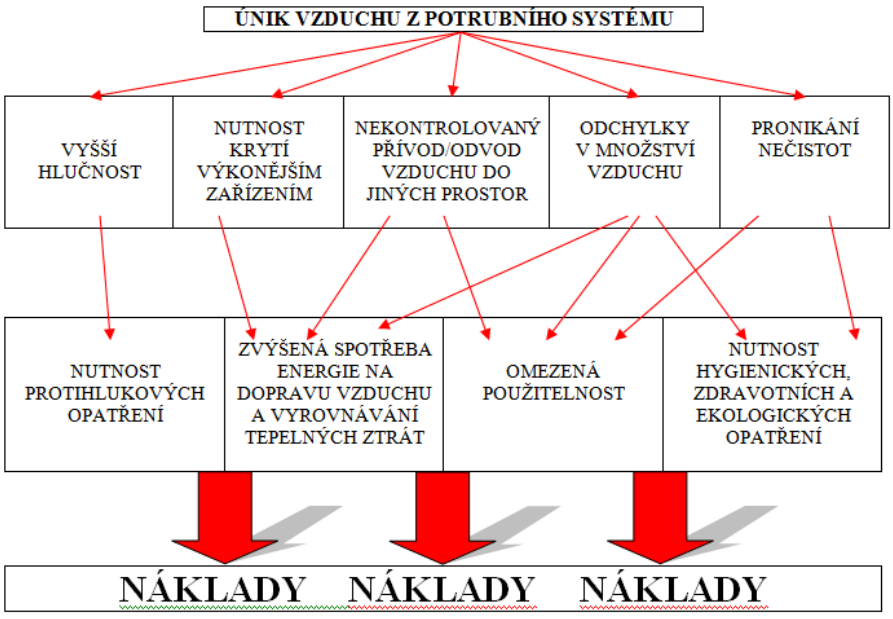
- ČSN EN 13779 – Větrání nebytových prostor – Základní požadavky na větrací a klimatizační zařízení) [4]
- ČSN EN 15251 – Vstupní parametry vnitřního prostředí pro návrh a posouzení energetické náročnosti budov s ohledem na kvalitu vnitřního vzduchu, teplotu prostředí, osvětlení a akustiky

Netěsnost a úniky

K rozvodu vzduchu do jednotlivých prostorů se používají dle [1] potrubí – vzduchovody. Jsou nezbytné pro přepravení požadovaného množství vzduchu (přes zařízení nutné k jeho úpravě) do požadovaných prostorů, či k odvodu zpětného vzduchu.

Aby byl požadovaný objem vzduchu skutečně dopraven do koncových zařízení, je nutné mimo přesného výpočtu a zvolení potrubního systému pečlivě zvážit i problematiku vzduchotěsnosti a to jak z hygienických důvodů, tak zejména kvůli úsporám energie. (nařízení o úsporách energie).

Netěsný systém způsobuje úniky, jež mohou mít různé následky, všechny však mají společného jmenovatele: zvýšené náklady.



Obr. 1 *Různé následky způsobené netěsností VZT systému*

Třídy těsnosti, aneb v technice nic nejde beze ztrát

Jak veliké jsou ve skutečnosti úniky z potrubí pro různé třídy těsnosti? A co vlastně jednotlivé třídy těsnosti znamenají?

Snaze o úsporu energie vycházejí vstříc mezinárodní normy v oblasti VZT potrubí tak, že se škála tříd těsnosti EUROVENT rozšířila o „třídu vzduchotěsnosti D“ v normě ČSN EN 13779, a to na základě normy ČSN EN 12237.

S dnes ještě běžnými standardními vzduchovými kanály se v praxi často nedosahuje ani třídy vzduchotěsnosti A.

Tab. 1 *Klasifikace dle normy ČSN EN 12237 pro kulaté a čtyřhranné potrubí*

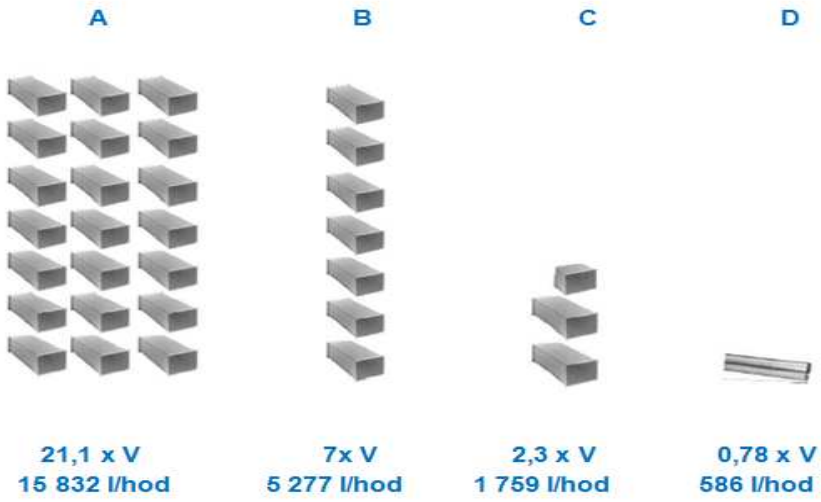
Třída vzduchotěsnosti dle ČSN EN 12237, popř. ČSN EN 13779	**Třída vzduchotěsnosti dle EUROVENT**	**Mezní hodnota míry úniku vzduchu (f_{max}) [$m^3\ s^{-1}\ m^{-2}$]**
A	A	$0{,}0027 \times p_t^{0{,}65} \times 10^{-3}$
B	B	$0{,}009 \times p_t^{0{,}65} \times 10^{-3}$
C	C	$0{,}003 \times p_t^{0{,}65} \times 10^{-3}$
D		$0{,}001 \times p_t^{0{,}65} \times 10^{-3}$

Ve shodě s [3] musí dojít ke korekci při odchylkách teploty a atmosférického tlaku

U VZT potrubí podléhajícího řízení jakosti však současnému stavu techniky odpovídá nejméně třída vzduchotěsnosti C.

Dle [4] ČSN EN 13779

- se třída A již vůbec nezmiňuje
- třída B je ve všeobecnosti minimální požadavek (u čtyřhranného potrubí těžko splnitelný)
- třída C je v mnoha případech doporučená jako třída minimální
- D je k využití ve zvláštních situacích



Obr. 2 *Úniky vzduchu způsobené netěsnostmi*

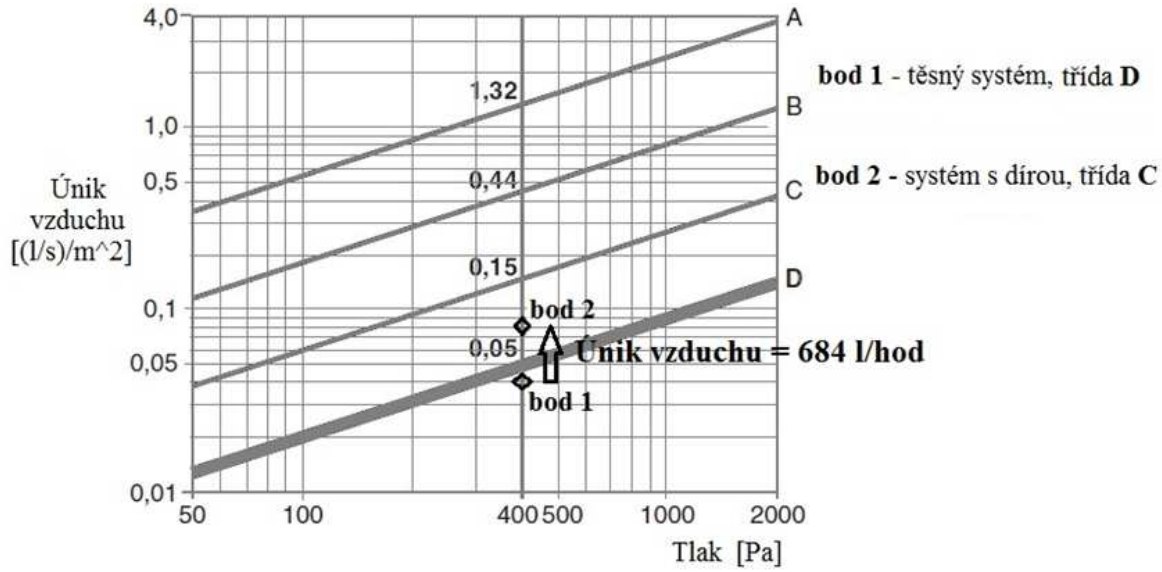
Na obr. 2 je dle [2] zobrazen hodinový objem unikajícího vzduchu při různých třídách vzduchotěsnosti dle ČSN EN 12237 [6]. Příklad je proveden pro modelový příklad trouby (1000x500x1500)mm = 750 l/s s povrchem 4,5m^2 při tlaku 250 Pa.

Těsnější vzduchotechnický systém, který lze prakticky implementovat bez drastického zvýšení nákladů, může rozhodujícím způsobem přispět ke snížení provozních nákladů.

Výše uvedená klasifikace vzduchotěsnosti s třídami A až D dle ČSN EN 12237 se vyjadřuje objemovým proudem unikajícího vzduchu, jenž se vztahuje na celý povrch VZT potrubí a závisí na tlaku, který panuje v daném systému. Odstupňování mezi jednotlivými třídami těsnosti odpovídá dle [3] vždy faktoru 3. To znamená, že třída těsnosti D je 3x těsnější než třída těsnosti C a dále obdobně třída těsnosti C je 3x těsnější než třída těsnosti B a třída těsnosti B je 3x těsnější než třída těsnosti A.

Účinky úniku mohou být ukázány na velice jednoduchém příkladu:

Velice často je možné se setkat s nezatěsněnými dírami pro samořezných šroubech. Jeden otvor o průměru 3mm (běžně používané samořezné šrouby), který není utěsněn způsobuje zhoršení minimálně o jednu třídu těsnosti, jak je vidět na následujícím grafu.



Obr. 3 *Vliv nezatěsněného otvoru po šroubu na těsnost systému (plocha potrubí S = 4,4m^2, testovaný tlak p = 400 Pa)*

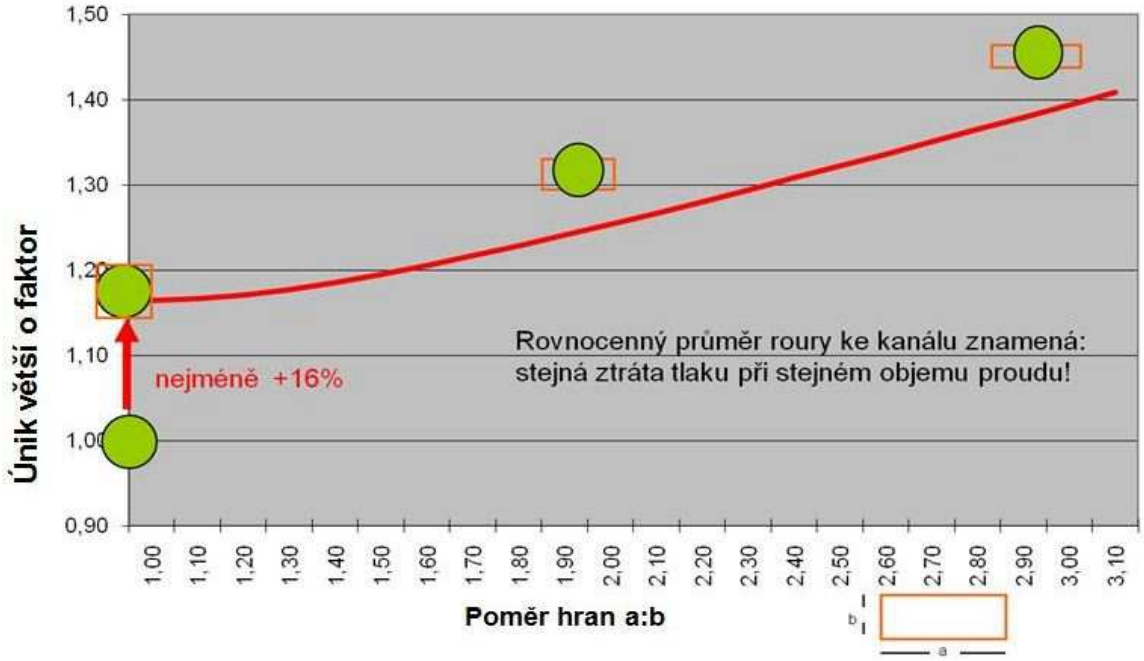
Rozdíly mezi úniky vzduchu z kruhového a čtyřhranného potrubí

Na základě dimenzování čtyřhranného VZT potrubí podle hydraulického průměru je únik potrubí ve srovnání s rovnocenným průměrem kruhového rozvodu již při stejné délce hrany o nejméně 16% vyšší !

Důsledky dodávání většího množství vzduchu z důvodu úniků vzduchu:

- Horší specifický výkon ventilátoru SPF (specific fan power) (více viz níže)
- Vyšší rychlost vzduchu
- Vyšší rozdíly tlaku
- Vyšší energetické nároky pro přípravu vzduchu (ohřev, chlazení, vlhčení, filtrování …)
- Vyšší akustické hodnoty
- Nutnost většího dimenzování zařízení

- Horší hospodárnost budovy
- Celkově vyšší energetické nároky budovy



Obr. 4 *Únik čtyřhranného potrubí v poměru k úniku rovnocenného průměru kruhové trouby, v závislosti na vztahu hran*

SPF – specifický výkon ventilátoru

Cíle v oblasti úspory energií stanovené v evropské směrnici o energetické náročnosti budov 2002/91/ES jsou realizovány prostřednictvím nařízení o úsporách energie a dále prostřednictvím různých norem a směrnic.

Norma ČSN EN 13779 (Větrání nebytových prostor) definuje tzv. SPF – tj. Specifický výkon ventilátoru. Jedná se o celoevropsky platnou veličinu příkonu ventilátoru na $1m^3$ přepravovaného objemu vzduchu [$Wm^{-3}s$]. Je to energetický ukazatel kompletního optimalizovaného větracího a klimatizačního zařízení. Bohužel norma ČSN EN 13779 SPF pouze zmiňuje a udává doporučení. Zatím se nepoužívá jako přímý faktor při výpočtu.

Snížit potřebný výkon ventilátoru a optimalizovat hodnotu SPF lze snížením tlakových ztrát, použitím účinnější větrací techniky a také, jak již bylo zmíněno, snížením množství unikajícího vzduchu.

Je potřeba si uvědomit, že vzduch uniklý netěsnostmi je vzduch již upravený a že ventilátor musí dodat adekvátně větší množství vzduchu. Toto znamená, že musí být dimenzováno větší VZT zařízení a že se tedy kromě výrobních nákladů zvyšují zejména náklady provozní.

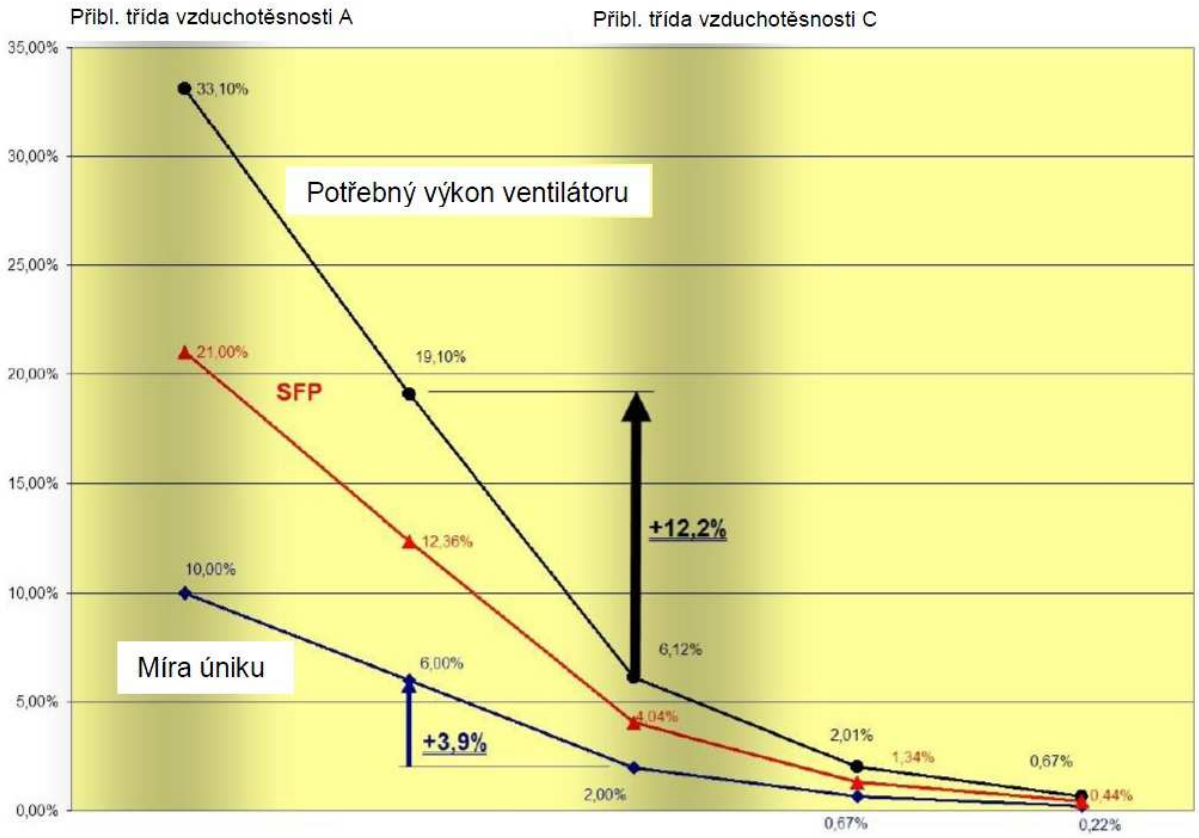
Teoretické souvislosti

- Hnací výkon se mění se třetí mocninou změny dopravovaného objemu
- Hodnota SPF, důležitá pro dodržení požadavků dle normy ČSN EN 13779, se mění s druhou mocninou změny dopravovaného objemu

Specifický výkon ventilátoru P_{SFP} [$Wm^{-3}s$] se dle [4] vypočítá jako

$$P_{SFP} = \frac{\text{příkon motoru ventilátoru}}{\text{jmenovitý objemový proud vzduchu ventilátoru}} \qquad (1)$$

Nadbytečný výkon ventilátoru, nutný k pokrytí nadměrného objemu (jenž unikne netěsnostmi v systému), činí přibližně 12% (viz obr. 5) a to ještě není zohledněné potřebné zvýšení tlaku, jež je s tím spojeno. Energetickou bilanci ve prospěch vzduchotěsnějšího systému dále zlepšují menší ztráty energie potřebné ke chlazení, resp. topení způsobené objemem unikajícího vzduchu, ke kterým nedochází.

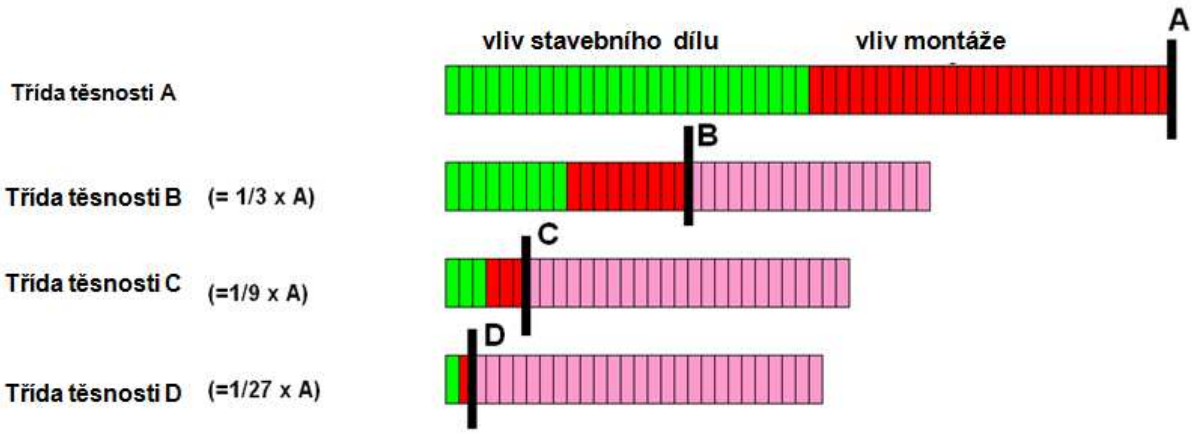


Obr. 5 *Znázornění potenciálu úspory energie*

Jestliže se únik „neprojektuje“, musí se jako standardní hodnota užívat min. 15% únik. O 15 % vyšší množství vzduchu teoreticky znamená o 52 % vyšší výkon ventilátoru a tím pádem i o 52 % vyšší náklady na energii.

Spolehlivý vzduchovod ještě nezaručuje vše

Na základě zkušeností je již po desetiletí všeobecně známo, že zhruba polovina úniků VZT rozvodů je zapříčiněna montáží.



Zde je názorně vidět, že i při použití vynikajících dílů se není možné bez dobré montáže dostat ani o jednu třídu těsnosti výše, neboť vliv montáže je rozhodující.

Kontroly těsnosti jsou výslovně doporučeny v

- ČSN EN 13779 - Větrání nebytových budov - všeobecné základy a požadavky na větrací a klimatizační zařízení
- ČSN EN 12599 – Vzduchotechnika pro budovy (testovací a měřící metody) [5]

ZÁVĚR

Řetěz je pouze tak silný jako jeho nejslabší článek. Proto je níže uvedeno několik tezí:

- Ani nejlepší montáž nezajistí vzduchotěsný systém při použití nevhodných komponentů
- Pouze při profesionální montáži splní kvalitní produkt plánovaná očekávání
- I nejlépe naplánovaný záměr je zbytečný v případě, že komponenty neodpovídají cílům plánování a smluvním dohodám
- Nákup systémových produktů se doporučuje pouze od jednoho dodavatele

a konečně

- Levné opatření ke zlepšení hodnoty SFP představuje zhotovení těsnějšího VZT potrubí. Po dokončení montáže je lze provést pouze ve velmi omezené míře, pokud vůbec. Rozhodnutí o vzduchotěsnějších rozvodech musí proto padnout již ve fázi projektování!!

SEZNAM LITERATURY

[1] FERSTL K., SZÉKYOVÁ M., NOVÝ R. *Větrání a klimatizace*, Bratislava: Jaga 2006.
[2] LUFT J. *Úspora energie ve vzduchotechnických zařízeních*, Lindab s.r.o., 2009.
[3] Air duct systems 2007, Lindab s.r.o., 2007.
[4] ČSN EN 13779 Větrání nebytových prostor - Základní požadavky na větrací a klimatizační zařízení. ÚNMZ 2007.
[5] ČSN EN 12599 Větrání budov - Zkušební postupy a měřící metody pro přejímky instalovaných větracích a klimatizačních systémů, ÚNMZ 2003.
[6] ČSN EN 12237 - Větrání budov - Potrubí - Pevnost a těsnost kovového plechového potrubí kruhového průřezu, ÚNMZ 2003.
[7] ČSN EN 14239 - Větrání budov – vzduchovody - Měření plochy povrchu vzduchovodů, ÚNMZ 2004
[8] ČSN EN 15251 - Vstupní parametry vnitřního prostředí pro návrh a posouzení energetické náročnosti budov s ohledem na kvalitu vnitřního vzduchu, teplotu prostředí, osvětlení a akustiky, ÚNMZ 2007.

ENERGETICKÁ ÚSPORA, OPTIMALIZACE A SNIŽOVÁNÍ PROVOZNÍCH NÁKLADŮ VZDUCHOVÉ FILTRACE

Jan Černohlávek

GARIJA TRADE s.r.o.
cernohlavek.j@garija.cz

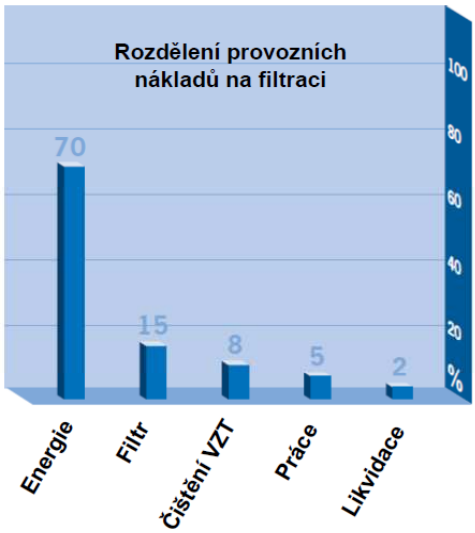
ANOTACE

Cena filtru je dnes v ČR mnoha uživateli a odběrateli vzduchových filtrů skloňována ve všech pádech a stala se rozhodujícím pro výběr dodavatele, potažmo výrobce. Tendence vnímat cenu vzduchového filtru jen jako okamžitý náklad na nákup bez dalších souvislostí je však dnes velmi krátkozraká a neekonomická. Tento článek si klade za cíl seznámit vás s provozně ekonomickými souvislostmi vzduchové filtrace a nabídnout návod, jak se v ní orientovat, jak ji optimalizovat a jak zajistit energetickou úsporu a celkové snížení provozních nákladů. Jinými slovy, jak efektivně vzduchovou filtraci provozovat. Pojďme tedy zahrnout pojem cena filtru do širších souvislostí a hovořme o pojmu cena filtrování.

CENA FILTROVÁNÍ

Celková cena za filtrování je určena následujícími parametry:

- kupní cenou filtru v okamžiku prodeje,
- spotřebou elektrické energie za dobu jeho provozu
- četností výměn za sledované období
- cenou práce nutné k výměně filtru
- cenou za jeho likvidaci
- nucenými náklady na čištění VZT zařízení
- nucenými náklady na pořízení filtrů zařazených v dalších stupních filtrace



Obr. 1 *Rozdělení provozních nákladů na filtrování vzduchu po dobu celé životnosti vzduchového filtru (1)*

Chceme-li efektivně snížit provozní náklady na filtrování, je zapotřebí kvantifikovat jednotlivé výše uvedené parametry ovlivňující cenu filtrování a optimalizovat každý z nich v souvislosti s ostatními při zajištění požadované kvality filtrování.

Kupní cena filtru

Je dána výrobcem a kalkulována tak, aby mu pokryla náklady na jeho vývoj, výrobu, distribuci a samozřejmě vytvořila zisk. Jedná se o parametr určovaný nabídkou a poptávkou, ovlivněný kvalitou použité technologie, provedením a použitými materiály. Kupní cena je parametr, který musí být v celkové kalkulaci nákladů na filtraci opodstatněný, protože vzduchový filtr není a nikdy nebude brán jako módní prvek, u kterého by mohly být upřednostněny jiné, než provozní vlastnosti.

- Snížením kupní ceny filtru na úkor jeho kvality dojde k negativnímu ovlivnění všech ostatních parametrů ovlivňujících celkové náklady na filtrování a i přes nižší pořizovací náklady dojde k razantnímu zvýšení celkového účtu za vzduchovou filtraci.

Spotřeba elektrické energie

Potřeba filtrů ve vzduchotechnických zařízeních a jednotkách vyplývá primárně z technických požadavků kladených na tyto zařízení. Klíčový požadavek je však ve své podstatě jen jeden - distribuce požadovaného množství vzduchu v požadovaném stavu (tedy kvalitě) na požadované místo. Vzduch je tedy čištěný, ohřívaný/chlazený, zvlhčovaný/odvlhčovaný, případně dočišťovaný a následně přepravený pomocí soustrojí ventilátor/elektromotor na místo požadovaného odběru. Spotřeba energie tohoto řetězce je dána potřebným příkonem motoru ventilátoru a účinnostmi jednotlivých prvků v systému. Tyto vlastnosti systému jsou ovlivňovány především:

- tlakovou ztrátou
- kvalitou dopravovaného vzduchu.

Tlaková ztráta

V typickém větrací systému s jedním filtrační stupněm na vstupu a jedním na odtahu je velikost tlakové ztráty dle tabulky 1.

Tab. 1 *Velikost tlakové ztráty v typickém větracím systému s jedním filtračním stupněm na vstupu a jedním na odtahu (2).*

Potrubí (vstup a odtah)	500 Pa	40 %
Filtry (vstup a odtah) - dva filtry, průměrně 175 Pa + 175 Pa	350 Pa	28 %
Výměník tepla (vstup a odtah)	240 Pa	19 %
Chlazení	60 Pa	5 %
Ohřívač	50 Pa	4 %
Tlumič hluku (vstup a odtah)	40 Pa	3 %
Další prvky	10 Pa	1 %
Celkem	1250 Pa	

Filtry jsou jedinými složkami v klimatizačním a větracím systému, které se dají vyměnit za obhajitelné náklady. A jaké vlastně úspory nákladů lze získat?

V průběhu jednoho roku (8760 h) spotřebuje jeden filtr s průtokem vzduchu 1m³ / s (3600 m³ / h) a průměrnou tlakovou ztrátou 100 Pa množství energie rovnající se 1250 kWh, při 70% účinnosti zařízení. Náklady na energii jsou podstatně vyšší než náklady na samotný filtr, a snížení tlakové ztráty bude mít pro úsporu energie stále větší a větší význam. Velká filtrační plocha zpomaluje nárůst tlakové ztráty, což se kladně projevuje na celém zařízení, protože průtok vzduchu je stabilizovaný a spotřeba energie v systému klesá.

Vzduchový filtr je v systému z pohledu tlakové ztráty jedinou částí, která mění svůj stav v poměrně krátkém čase - zanáší se prachem a v důsledku toho stoupá jeho odpor kladený průtoku vzduchu, který tak přímo ovlivňuje spotřebu elektřiny a množství dodávaného vzduchu. Na tlakovou ztrátu filtru má vliv i jeho konstrukce, tedy použité materiály a tvar. Špatnou konstrukci filtru nezachrání ani použití kvalitního filtračního materiálu. V procentuálním vyjádření:

- ze 45% ovlivňuje tlakovou ztrátu filtru jeho konstrukce a provedení
- z 55% samotné filtrační médium.

Kvalita vzduchu, účinnost filtru

Účinnost filtru ovlivňuje kvalitu vzduchu za filtrem. Množství nečistot ve vzduchu procházejícího systémem má vliv na:

- účinnost prvků zařazených v systému za filtrem jejich zanesením (teplosměnné plochy výměníků, rekuperátorů či regenerátorů, plochy lopatek ventilátorů a stěn VZT potrubí nevyjímaje)
- životnost dalších filtračních stupňů (2°, 3° HEPA, ULPA)

POSUZOVÁNÍ FILTRŮ (5), (6)

Pro správné posouzení filtru z hlediska kvality filtrování a adekvátnosti jeho ceny je tedy zapotřebí rozlišit celou řadu faktorů, z nichž 5 základních a hlavních je:

- účinnost filtru
- druh a kvalita filtračního média
- filtrační plocha a konstrukce filtru
- životnost filtru
- cena filtru

Obr. 2 *Loga tří nejdůležitějších certifikačních institucí ve vzduchové filtraci přinášející nezávislé posouzení dle předmětných norem, umísťované na certifikované filtry. (3)*

Účinnost filtrů

Filtry jsou zatříděny do příslušných tříd filtrace dle standardu EN779:2002 respektive EN1822. Pokud filtr deklaruje třídu filtrace např. F6, měla by být jeho skutečná účinnost nějakým způsobem doložená. Může se tak samozřejmě stát i obyčejným ujištěním výrobce, že filtr je klasifikován podle této normy. Uživatel má však podle normy EN 779:2002 právo žádat o takové klasifikaci důkaz.

Eurovent Certifikát

Tato certifikace je rozdělena do 17 programů. Každý z nich odráží určité výrobky či okruh výrobků z oborů vzduchotechniky a klimatizace Eurovent certifikát znamená, že společnost Eurovent stvrzuje, že takto certifikované výrobky jsou vyrobeny a dosahují deklarovaných parametrů podle evropských mezinárodních norem. Všichni výrobci, kteří žádají o Eurovent certifikát, musí přesně splnit požadavky společnosti Eurovent a tím umožňují uživateli snadnější porovnání svých produktů s konkurenčními. Cílem certifikace výrobku certifikátem

Eurovent je pak vybudovat jistotu u zákazníků, že všechny výrobky takto certifikované jsou posuzovány podle rovných a pro všechny stejných podmínek.

Certifikát podle normy EN 779:2002

Tato norma předepisuje jak se filtry, respektive jejich účinnost musí testovat a co musí být obsaženo v protokolu s výsledky měření filtrů. Měření by mělo být provedeno v nezávislé laboratoři nebo institutu, který je odbornou veřejností považován za důvěryhodný. Takovým široce akceptovaným institutem je společnost VTT ve Finsku (http://www.vtt.fi/vtt/index.jsp).

P-MARK Certifikace

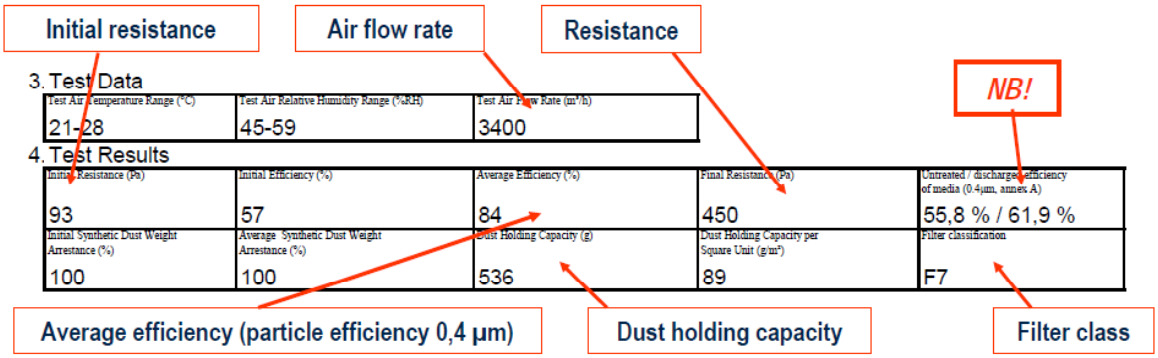
Výrobce, který usiluje o tuto certifikaci, musí splňovat následující požadavky:

- musí být certifikován podle ISO 9000
- roční, nezávislé testování filtrů podle EN 779:2002
- test životnosti, 6 měsíců podle SP metody č.1937
- testování filtrů v reálných podmínkách

Druh a kvalita filtračního média

Při posuzování účinnosti filtrů má velký vliv použité filtrační médium. Právě certifikáty z měření podle uvedené normy EN 779:2002 nám poskytnou dostatečný obraz o metodice testování filtrů, zařazování do příslušných tříd filtrace, ale hlavně o chování filtrů ve skutečném provozu podle druhu filtračního média.

Pro zjednodušení na vysvětlení rozdílu mezi filtračním médiem ze syntetického materiálu a filtračním médiem ze skleněného vlákna budeme porovnávat údaje z protokolů institutu VTT v kolonce "untreated / discharged efficiency of filter material (0,4 µm)“, což znamená porovnání účinnosti nových filtrů s neupraveným filtračním médiem a účinnosti upraveného - elektrostaticky vybitého filtračního média.



Obr. 3 *Nejdůležitější data z testovacího protokolu (Initial resistance – poč. tlaková ztráta, Air flow rate . nominální průtok, Resistance – tlak. ztráta, Average efficiency – průměrná účinnost, dust holding capacity – jímací kapacita, filter class – filtrační třída, NB – účinnost neupraveného filtru / účinnost upraveného, elektrostaticky vybitého filtru) (3)*

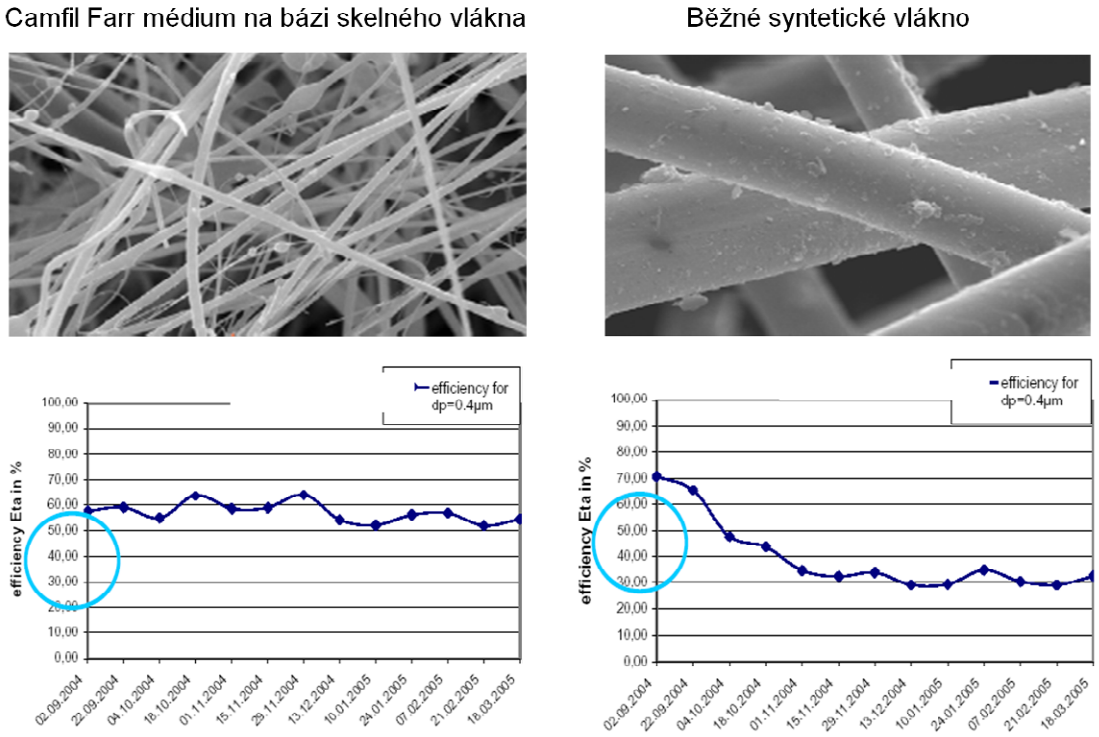
Pro filtry ze skelného média je tento rozdíl malý (např. pro filtr Camfil Farr HI-FLO P7 je to 68/63%). Pro filtry ze syntetického materiálu je tento rozdíl velký (např. pro syntetický fitlr třídy F7 je to 70/19%). Toto srovnání ukazuje to, že při filtračním materiálu ze syntetického materiálu zajišťuje filtrační efekt hlavně elektrostatický náboj, po jeho vybití však účinnost výrazně klesá. Tyto údaje jsou naměřené v laboratorních podmínkách podle metodiky uvedené normy. V praxi se stav vybití filtračního média dosahuje po cca 6-8 týdnech provozu. Filtrační médium ze skleněných vláken tuto vlastnost nemá a účinnost po vybití klesá jen

minimálně. Snížení účinnosti filtrů ze syntetického materiálu může být po vybití až takové, že dochází k opětnému uvolňování již zachycených částic.

Initial pressure drop	Initial arrestance	Initial efficiency (0,4 µm)	Dust holding capacity	Untreated / discharged efficiency of filter
81 Pa	>99 %	64 %	511 / 605 / 673 g	
Final pressure drop	Average arrestance	Average efficiency (0,4 µm)	Filter class (450 Pa)	material (0,4 µm)
250 / 350 / 450 Pa	>99 / >99 / >99 %	87±1 / 89±1 / 90±1 %	F7 / F8	63 / 61 %

Initial pressure drop :	Initial arrestance :	Initial efficieny (0,4µm) :	Dust holding capacity :	Unstreated/discharged efficiency of media (0,4 µm, annex A) :
98 Pa	>98%	71%	259 g	
Final pressure drop :	Average arrestance :	Average efficiency (0,4µm) :	Filter class (450 Pa)	
450 Pa	>98%	86%	F7	66%/21%

Obr. 4 *Příklady výsledků testování filtrů filtrační třídy F7: Zakroužkované hodnoty ukazují změny účinnosti filtrů po vybití elektrostatického náboje u filtru ze skelného vlákna (nahoře) a u filtru se syntetickým vláknem. (3)*



Obr.5 ***1000 x zvětšené*** *laboratorní snímky médií ze skelného vlákna (vlevo) a syntetického vlákna a příslušné grafy změny účinnosti v čase při reálném provozu s jasně patrným poklesem u syntetického média (2)*

Další obraz o skutečné účinnosti filtrů a zařazení testovaného filtru do filtrační třídy nám poskytnou následující údaje z protokolů o měření:

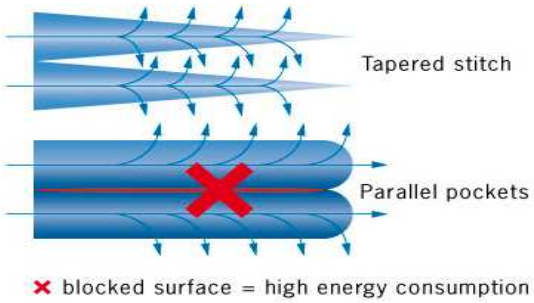
- Initial pressure drop (počáteční tlaková ztráta)
- Initial efficiency (počáteční účinnost pro částice 0,4 µm)
- Final pressure drop 250/350/450 Pa (tlakové ztráty, při kterých se měří účinnost filtru)
- Average efficiency (0,4 µm) - 3 hodnoty pr.účinnosti. při tlak. ztrátách 250/350/450 Pa.

Uvedené tlakové ztráty se v testovacích podmínkách dosahují postupným zanášením přesně definovaným umělým prachem. Při jednotlivých tlakových ztrátách se měří účinnost filtru a podle její hodnoty při tlakové ztrátě 450 Pa se filtr zařazuje do příslušné třídy filtrace.

Zařazení filtru do příslušné třídy však vždy neposkytne obraz o tom, jak se filtr z hlediska účinnosti chová v reálných podmínkách filtrace vzduchu, kdy musíme brát v úvahu vzájemnou souvislost mezi účinností filtru a postupným vybíjením elektrostatického náboje filtračního média, dále souvislost mezi účinností filtru a postupným zanášením filtru, kdy z důvodu výrazného poklesu účinnosti vlivem vybíjení elektrostatického náboje je filtrační médium již málo účinné, prachem z atmosférického vzduchu je jen pomalu zanášené a tlakové ztráty 250 Pa a více se dosahují velmi pomalu, resp. vůbec.

Filtrační plocha a konstrukce filtru

Tento technický údaj je obvykle při posuzování filtrů neprávem opomíjen. Přitom má zcela zásadní vliv na tlakovou ztrátu filtru jak v čistém, tak v použitém stavu. Je v přímé souvislosti s životností filtru. Vztah mezi filtrační plochou a životností je překvapivě jednoduchý. V praxi můžeme říci, že použití 12 kapsového filtru namísto 6 kapsového (zvýšení filtrační plochy na dvojnásobek) bude znamenat prodloužení jeho životnosti 4x.



Obr. 6 *Provedení kónických a paralelních kapes. (4)*

Obr. 7 *Filtry s paralelně šitými kapsami v praxi. V pravo - dotýkající se kapsy v provozu. (1)*

Na obrázcích č.6 a 7 je vidět, co se stane, pokud jsou kapsy filtru šité paralelně a ne kónicky. Při filtraci vzduchu není efektivně využita celá plocha filtru. Světlé místa jsou části filtru, které jsou k sobě přitisknuty a filtry tak nefiltrují celou svou plochou. Filtrační plocha filtru se tímto výrazně snížila a tlaková ztráta filtru významně narostla. Obrázek č. 8 naopak ukazuje jak mají kapsy vypadat při průchodu vzduchu přes filtr, pokud je jeho konstrukce správná.

Obr. 8 *Správná konstrukce filtru s dobře provedenými kónicky šitými kapsami (3)*

Životnost filtru

Životnost filtru je základní ekonomicko-provozní údaj a je to doba, za kterou je třeba filtr vyměnit. Při posuzování tohoto údaje je nutné dát do souvislosti hledisko hygienické, technické a ekonomické. Pro výměny filtrů musí mít jedno z těchto hledisek prioritu, nic méně v praxi je uplatňování takových hledisek často sporné.

Hledisko hygienické

- První stupeň filtrace maximálně 1 rok
- Druhý stupeň filtrace maximálně 2 roky

Hledisko technické

- První stupeň při dosažení tlakové ztráty 250 Pa
- Druhý stupeň při dosažení tlakové ztráty 450 Pa

Takto praví norma EN779: 2002, jedná se o tlakové ztráty, při nichž musí testovaný filtr splňovat podmínky pro danou třídu filtrace. Ve skutečnosti však filtry do této tlakové ztráty nejsou provozovány a to z velmi prostého důvodu - při dvoustupňové filtraci (hrubý filtr třídy G a jemný filtr třídy F) by došlo k součtu tlakových ztrát (700 Pa) a ventilátor by nebyl schopen (v obvyklých instalacích) dopravovat požadované množství vzduchu. Navíc, provozovat filtry až do takto vysoké konečné ztráty by znamenalo velký nárůst spotřeby elektrické energie v případě požadavku na zachování konstantního průtoku vzduchu.

Hledisko ekonomické

- Doporučená konečná tlaková ztráta pro ekonomickou výměnu filtru je 250 Pa.

Ideální je tedy kombinace hlediska ekonomického s hygienickým.

VLASTNÍ SNIŽOVÁNÍ NÁKLADŮ

Provoz filtru s vyšší filtrační plochou je mnohem ekonomičtější než u filtrů s malou filtrační plochou. Všeobecně platí, čím vyšší třída filtrace, tím je vyšší počáteční tlaková ztráta na filtru. Pro filtr s určitou třídou filtrace platí, čím je větší filtrační plocha filtru (více kapes na daný rozměr), tím je nižší počáteční tlaková ztráta a tím je delší životnost filtru, protože doporučenou konečnou tlakovou ztrátu dosáhne filtr později. Navíc je důležité, že během životnosti filtru systém pracuje při nižší tlakové ztrátě, což má přímý vliv na energetiku provozu. Nyní můžeme zohlednit také životnost filtru. Víme, že 50% zvýšení filtrační plochy má efekt 100% zvýšení životnosti filtru.

Obr. 9 *Porovnávané filtry třídy F7 s rozdílnou filtrační plochou (účinnosti i rozměry jsou stejné).*

Filtr Hi-Flo M7 (filtrační plocha 9,0 m² - 12 kapes, třída filtrace F7) běžně dosahuje životnost 9000 hodin při provozu 7 / 24 a jmenovitém průtoku (3400 m³ / h pro filtr 592x592 mm), tedy více než jeden rok. Pokud porovnáme jeho filtrační plochu s filtrem téže společnosti s označením A7 (4,5 m² filtrační plochy, 6 kapes), vidíme, že filtr M7 má 2x větší filtrační plochu, tedy větší o 100%. Jeho provozní doba (životnost) je tedy 4x delší než u filtru A7. Zatímco filtr M7 "Udržíme" v provozu 9000 hodin bez výměny, filtr A7 (filtrační plocha 4,5 m²) budeme muset během této doby vyměnit 3x!

Jinak řečeno, pokud používáte v zařízení filtr s filtrační plochou 4,5 m² (obvykle filtr 592x592 mm, 6 kapes) a vyměňujete ho například po půl roce v provozu, (cca. 182 dní respektive 2190 provozních hodin při 12 hodinách denně) použitím většího filtru Hi-Flo M7 dosáhnete prodloužení životnosti na cca 9000 provozních hodin, což při stejném režimu (12 hodin denně) představuje 750 dní nebo dva roky!

Optimalizací filtrace výběrem kvalitních filtrů již na prvních stupních filtrace, s co největší filtrační plochou, udržitelnou účinností po celou dobu životnosti filtru a hospodárnou výměnou dojde k celkovému snížení nákladů na vzduchovou filtraci.

Projeví se:

- úspora za nespotřebovanou elektrickou energii
- úspora za nepotřebné výměny filtrů s malou filtrační plochou.
- úspora za menší objemové množství vyprodukovaného odpadu (zanesené filtry)
- úspora lidské práce při menším počtu servisních zásahů a výměn
- úspora snížením četnosti odstávek zařízení z důvodu výměny filtrů

Díky udržení účinnosti jednotlivých filtrů v systému (použitím moderních ve světě velmi rozšířených filtračních médií ze skelných vláken) se projeví další:

- úspora značným prodloužením životnosti dalších stupňů filtrace (2°, 3°HEPA, ULPA)
- úspora zvýšením účinnosti dalších prvků systému (ohřívače, rekuperátory...)

ZÁVĚR

Vývoj ceny ropy a nákladů na elektrickou energii je dlouhodobě vzrůstající. Větrací zařízení spotřebují velký podíl energie, a proto tlaková ztráta vzduchového filtru hraje důležitou roli v souvislosti s náklady na energii. Při posuzování vzduchového filtru je zapotřebí klást důraz na optimalizaci všech důležitých faktorů jako je stav vzduchových kanálů, spotřeba energie, výměny filtru a intervalů čištění, jakož i otázky likvidace vyřazených vzduchových filtrů.

Naše společnost GARIJA TRADE s.r.o. nabízí komplexní službu zákazníkům, jejímž cílem je optimalizace filtrace a úspora provozních nákladů na filtraci atmosférického a procesního vzduchu pro všechny podniky, které provozují vzduchotechnická zařízení.

SEZNAM LITERATURY

[1] katalog Camfil Farr, slovenská verze 2008
[2] Bertilsson, T.: prezentace Energy and LCC, Camfil Farr 2007
[3] Bertilsson, T., Persson A.Ch.: prezentace Learn about Air Filters, Camfil Farr 2008
[4] Anderson, J.: prezentace Product Knowledge – Comfort Products, Camfi Farr 2008
[5] Revidovaná EN 779:2002, Camfil Farr 2006
[6] Richard Lukes MBA, článek Optimalizace filtrace, str. 62-65, časopis Klimatizace č. 4, roč. 39, Garija Trade s.r.o. 2007

PROVOZNĚ ÚSPORNÁ VZT ZAŘÍZENÍ

Karel Hemzal

ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav techniky prostředí
karel.hemzal@fs.cvut.cz

ANOTACE

Při navrhování VZT zařízení je v současné době tendence uplatnit:

- systémy s řízením výkonnosti podle potřeby (DCV *Demand Controlled Ventilation*),

- hodnocení energetické náročnosti celého zařízení podle měrného příkonu ventilátorů (SFP *Specific Fan Power*),

- ekonomické posouzení nákladů na zařízení za dobu jeho životnosti (LCC *Life Cycle Costs*).

Uplatnění těchto pojmů vede k návrhu provozně úsporných zařízení (energeticky, snížením zatížení životního prostředí omezením produkce CO_2 a úsporami provozních nákladů).

V příkrém rozporu s těmito směry vývoje, především v zahraničí, je situace na českém dodavatelském trhu, který preferuje zařízení investičně nejlevnější, která jsou však provozně drahá.

Příspěvek uvádí charakteristiky DCV i SFP, parametry a podmínky, které umožní projektování DCV systémů a hodnoty relevantních veličin, které určují SFP. Zabývá se také příčinami, které brání prosazení výpočtů, potřebných k hodnocení nákladů za dobu životnosti (LCC *Life Cycle Costs*), příp. výpočtů doby návratnosti navrhovaných zařízení, investičně dražších avšak provozně úspornějších. Nevěnuje se legislativním otázkám a otázkám vymahatelnosti práva, je příspěvkem technickým.

ÚVOD

Jedním z hlavních témat pro zaměření konference bylo zvoleno: *Energeticky úsporná vzduchotechnická zařízení a jejich vývoj, výroba, projektování a provozování*. Téma odpovídá aktuálnímu úsilí vycházejícího z teze "třikrát 20", tj. do roku 2020 snížit energetickou náročnost a produkci CO_2 o 20 %. Poukážeme na soudobé tendence v navrhování VZT zařízení, kde k dosažení těchto cílů se uplatňují systémy s řízením intenzity větrání, tj. průtoku venkovního vzduchu podle potřeby (DCV *Demand Controlled Ventilation*) a na hodnocení energetické náročnosti VZT zařízení podle měrného příkonu ventilátorů (SFP *Specific Fan Power*). Úvahy se týkají zejména centrálních VZT zařízení s rozvody upraveného vzduchu do větraných a klimatizovaných prostorů.

Ve formulaci tématu konference chybí jedno důležité heslo a tím je „*prodej*". Každé úspornější zařízení je sofistikovanější (obsahuje výměníky tepla pro ZZT) a je proto investičně dražší, než zařízení jednodušší, které je však energeticky náročnější v provozu. Při akcentování co nejlevnější investice se proto jen obtížně prodávají úsporná zařízení. Odpovědnost za úroveň zařízení má investor. Pokud je jím developer (který sleduje okamžitý zisk), rozhoduje o úrovni zařízení cena investice; pokud bude investor také provozovat budované zařízení, je reálné předpokládat, že bude preferovat zařízení s nejnižšími náklady za dobu jeho životnosti. K hodnocení nákladů a přínosů za dobu životnosti zařízení slouží výpočtové programy LCC (*Life Cycle Costs*). Jejich uplatnění ukazuje na zdánlivě paradoxní finanční zisk, pokud se integruje do výpočtu také vliv kvality prostředí na produktivitu.

.

VĚTRÁNÍ PODLE POTŘEBY

Intenzita větrání je daná poměrem průtoku větracího ***venkovního*** vzduchu V_e ve vzduchu přiváděném k větrání nějakého prostoru a objemu tohoto prostoru O

$$n_e = V_e / O \qquad [1/h] \qquad (1)$$

V případech, kdy se v zařízení mísí venkovní vzduch se zpětným (cirkulačním), je třeba od intenzity větrání odlišit ***intenzitu výměny*** vzduchu, danou poměrem průtoku ***přiváděného*** vzduchu do větraného prostoru V_p a objemu prostoru O

$$n_p = V_p / O \qquad [1/h] \qquad (2)$$

Potřeba větrání je dána důvody hygienickými, proto se intenzita větrání komfortních zařízení stanovuje z dávek venkovního vzduchu na osobu nebo na m^2 podlahové plochy. Nové výsledky zkoumání ukazují, že se zvýšenou intenzitou větrání – spojenou sice se zvýšenou spotřebou energie na úpravu větracího vzduchu – dosahuje významných finančních provozních úspor zvýšenou produktivitou a sníženou absencí (krátkodobou nemocností) v práci. Důležité je dosáhnout potřebnou intenzitu větrání v prostoru pobytu osob a v hodnotách odpovídajících počtu a aktivitě přítomných. Při proměnném počtu přítomných je proto hospodárné *přizpůsobovat větrání potřebě*, tj. použít systém DCV. Projektant může využít tyto nové poznatky a vhodnou distribucí vzduchu v prostoru dosáhnout podstatně lepších výsledků redukováním průtoku venkovního nebo přiváděného vzduchu v době sníženého obsazení budovy osobami, které je spojeno s energetickými úsporami. Význam řízení intenzity větrání narůstá u objektů s dobře tepelně navrženými obvodovými plášti, kdy se stává spotřeba energie na úpravu větracího vzduchu dominantní položkou energetické bilance budovy.

Úspory sestávají z menší spotřeby tepla a chladu na tepelnou a vlhkostní úpravu menšího průtoku větracího vzduchu a z menšího příkonu ventilátorů. Základem úspor je snižování n_e nebo n_p v době, kdy není třeba plná výkonnost vzduchotechniky. Zařízení je provozováno s proměnným průtokem vzduchu. Řízení takových větracích a klimatizačních zařízení může být prioritně podřízeno požadavku kvality vzduchu v prostoru, případně je řízení kvality svázáno s regulací teploty v prostoru.

Vedlejším příznivým efektem je menší hlučnost v době provozu se sníženým průtokem vzduchu.

Měření kvality vzduchu

Kvalitu vzduchu v občanských a administrativních budovách zhoršují nejvíce lidé svou přítomností. Člověk produkuje oxid uhličitý, vodní páru a spolu se "suchým" odpařováním potu také pachy. Přes 30 % naší dospělé populace (a 34 % dětí ve věku 15 let) doprovází svůj život zátěží vnitřního ovzduší tabákovým kouřem a činí ze zbytku populace často pasivní kuřáky. Vzhledem ke snadné měřitelnosti, je znečištění vzduchu již od dob Pettenkoferových (1858) hodnoceno podle koncentrace CO_2 (mez 0,1 % obj.= 1000 ppm = 1800 mg/m3). V neprůmyslových budovách (kancelářích, školách, obytných místnostech) lidé často vnímají ovzduší jako obtěžující, nedostatečně "čerstvé", vydýchané až dusné. Zjišťování příčin těchto pocitů neprokázalo překročení běžně uznávaných nejvýše přípustných koncentrací CO_2 pro pracoviště (NPK = 5000 ppm = 9000 mg/m^3) a chemická analýza neprokázala výrazný vzestup koncentrace žádné specifické příměsi např. formaldehydu. K odvodu CO_2 produkovaného lehce pracujícími lidmi postačí dávky větracího vzduchu 25 m^3/(h.osobu).

Čidla CO_2 jsou proto používána jako indikátory všeobecného znečištění vnitřního prostředí – *čidla kvality vzduchu* a slouží k řízení intenzity větrání. Jejich cena podstatně poklesla zhromadněním výroby, reagují v rozsahu do 2000 ppm, jsou dostatečně přesná ($\pm$ 30 ppm) a

stabilní, nevyžadující kalibraci za celou dobu životnosti (cca 15 let). Pouze v prostorách s kouřením nebo se specifickým znečištěním (např. čisticími prostředky) jsou účinnější čidla všeobecného znečištění, reagující na organické těkavé látky (VOC – *Volatile Organic Components*).

Pravděpodobný počet nespokojených s čistotou vzduchu (index *PD*), při různé dávce větracího vzduchu a zátěži prostoru, způsobené pobytem osob je podle Fangera (viz ZTV 1989 nebo [3]) dán závislostí na intenzitě větrání *v* [(l/s)/olf]

$$PD = 395.\exp(-1{,}83.v^{0{,}25}) \qquad (3)$$

Při *v* = 10 je *PD* = 15,2 %, při *v* = 20 (kvalita vnitřního vzduchu IDA 1) je *PD* = 8,2 %.
V současné době dospěla ***kategorizace kvality vnitřního vzduchu*** v EN 13779 [1] (IDA – *Indoor Air*) k hodnocení podle zvýšeného obsahu CO_2 vzhledem k venkovnímu, příp. podle dávky větracího vzduchu na osobu (*Tab. 1*). Hodnoty platí v prostorách bez kouření. K dosažení stejné kategorie v prostoru s kouřením jsou třeba dávky dvojnásobné; např. pro IDA 1 dávky 144 m^3/(h.os.). Tato dávka vytváří v prostoru bez kouření prostor kategorie IDA 1+, v němž jsou předpoklady k mimořádně příznivému prostředí s omezenou absencí (o 40 % vůči IDA 3) a s vyšší produktivitou (o 2,5 % vzhledem k IDA 3) [2].

Tab. 1 *Kategorie kvality vnitřního vzduchu podle rozdílu koncentrace* $C0_2$ *uvnitř a venku a podle dávky venkovního vzduchu v* m^3*/h na osobu resp. l/(s.os.) [1]*

Kategorie IDA	**Koncentrace CO_2 ppm**	**Dávka větracího vzduchu**	
		m3/(h.os.)	**l/(s.os.)**
1	**350**	**72**	**20**
2	**500**	**45**	**12,5**
3	**800**	**29**	**8**
4	1200	18	5

Poznatky o příznivém vlivu zvýšené intenzity větrání na produktivitu práce a snížení absence ze zdravotních důvodů jsou využívány v ekonomických hodnoceních variant návrhu VZT zařízení [2, 4, 5]. Výsledky prokazují extrémní ekonomické přínosy pro uživatele.

Řízení kvality vzduchu

Větrání (intenzitu větrání) je možné přizpůsobit přítomnosti lidí několika způsoby:

Přerušováním chodu ventilátorů, které může řídit nejjednodušší typ dvoupolohového regulátoru. Hladina hluku je po dobu stání ventilátorů nízká, energetické úspory relativně velké. Pro centrální VZT zařízení s trvalým větráním se tento způsob cyklování nepoužívá (kromě větrání domů ATREA).

Řízením mísicího poměru venkovního a zpětného vzduchu klapkami v poměru, měnícím se, např. podle venkovní teploty, v rozmezí od hygienického minima v zimním a letním extrému až do 100 % v přechodném období při ekonomickém směšování – využití volného chlazení venkovním vzduchem, nebo při nočním vychlazování.

Plynulou změnou průtoku přiváděného vzduchu do místností, tj. změnou intenzity větrání při stálém podílu venkovního vzduchu nebo lépe úpravou jen 100 % venkovního vzduchu.

Tento způsob využívají systémy s proměnným průtokem vzduchu – *VAV/DCV* systémy, v původním použití řízené regulátory teploty. Z hlediska úspor energie je provoz zařízení s mísením zpětného vzduchu s venkovním nehospodárný (někdy se mylně považuje mísení za ZZT!). Použití cirkulace je vynuceno potřebou odvodu tepelných zisků VZT zařízením, kdy

.

průtok větracího vzduchu v létě je malý a vyústkami nelze zpracovat velké pracovní rozdíly teplot bez nebezpečí průvanu. Úspornější jsou proto zařízení, která pracují jen s venkovním vzduchem. Kompenzace tepelných zisků nebo ztrát, které nezvládne vzduchový systém, musí pak převzít systém vodní (chladicí stropy, cirkulační fan-coily).

Použití regulátorů kvality vzduchu

Řízením kvality vzduchu proměnnou intenzitou větrání se dosáhne největších úspor energie v místnostech s proměnným obsazením lidmi. Proto nachází použití ve shromažďovacích sálech (divadlech, kinech, přednáškových místnostech), v restauracích, ve školách. Regulace kvality musí být nezávislá na řízení teploty a nad ní nadřazená.

Hlavními požadavky na DCV jsou zajištění dostatečného průtoku větracího vzduchu a zachování podmínek pohody prostředí při nízké spotřebě energie (na úpravu a dopravu vzduchu). K důležitým požadavkům také patří schopnost neustálého přizpůsobování změnám průtoků vzduchu podle potřeb za provozu a přizpůsobivost systému požadavkům nového uživatele objektu nebo jeho části, zajištění nízké hlučnosti a zvýšená přizpůsobivost změnám způsobu využívání objektu.

Dominantní podmínkou pro vyhovující systém je stabilita obrazů proudění v prostoru při proměnném průtoku a proměnném pracovním rozdílu teplot, kterou splňují regulovatelné vyústky pro distribuci směšováním nebo vyústky zaplavovacího způsobu, použití regulátorů průtoku a řízení tlaku v přiváděcích i odváděcích vzduchovodech.

Ekonomickou úspornost zařízení lze hodnotit náklady za dobu životnosti (LCC), které zahrnou kromě běžných položek investičních a provozních nákladů také ekonomický přínos kvality vzduchu na produktivitu a zdraví. Měřítkem energetické úspornosti je měrný příkon ventilátorů (*SFP*) a to s respektováním změn celoročního provozního vytížení.

MĚRNÁ SPOTŘEBA ENERGIE VENTILÁTORY

Příkon motoru ventilátoru

$$P = \frac{\Delta p_{cv}.V}{\eta_c} \qquad [\mathrm{W}] \qquad (4)$$

Závisí na dopravním tlaku Δp_{cv} ventilátoru, objemovém průtoku V a na celkové účinnosti $\eta_c = \eta_v\ \eta_m\ \eta_p\ \eta_{fm}$ ventilátoru η_v, jeho motoru η_m, převodů η_p (pokud není ventilátor s motorem napřímo), příp. frekvenčního měniče η_{fm}.

Měrný příkon ventilátoru

$$SFP = \frac{P}{V} = \frac{V\Delta p_{cv}}{V\eta_c} = \frac{\Delta p_{cv}}{\eta_c} \qquad [\mathrm{W.s/m^3 = Pa}] \qquad (5)$$

závisí na průtoku nepřímo jen přes funkční vztahy dopravního tlaku a účinnosti $\Delta p_{cv} = f(V)$, $\eta_c = f(V)$. Směrné maximální hodnoty SFP jsou evropskými normami limitovány ve snaze snížit spotřebu energie pro provoz VZT zařízení – Tab. 2.

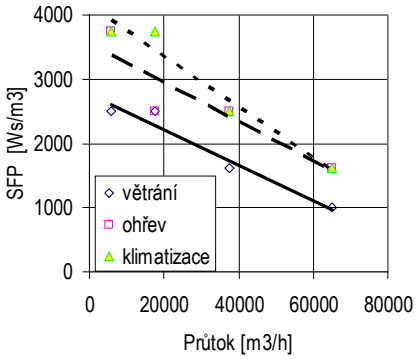
Maximální hodnoty ukazatele SFP pro VZT zařízení jsou úspornými nařízeními EK stlačovány k nižším hodnotám. Směrné hodnoty z obr. 1 závisí na výkonnosti zařízení a jsou navyšovány pokud je použito ZZT (bonus + 300 Pa) nebo účinnější filtrace vzduchu (+ 300 Pa), které přinášejí zvětšení tlakových ztrát.

***Tab. 2** Limity pro SFP VZT zařízení včetně rozvodů a max. rychlosti ve VZT jednotkách [1]*

.

Zařízení VZT (hodnoty podle EN 13779)		max. SFP [kW/(m^3/s)] VZT včetně rozvodů	Rychlost [m/s]	
			Třída A	Třída B
odváděcí		1,25		
přiváděcí/odváděcí bez ohřevu/chlazení		1,6		přes 3
přiváděcí s ohřevem		-	2,5 - 3	2,5 - 3
klimatizační, při průtoku [m3/s]	< 3	2,0	2 – 2,5	2,5 - 3
SFP pro průtok > 4 000 m3/h	> 3		1,5 - 2	2 – 2,5

VZT zařízení pro přívod > 9 m^3/h na m^2 musí být navrženo jako DCV (EN 13779)

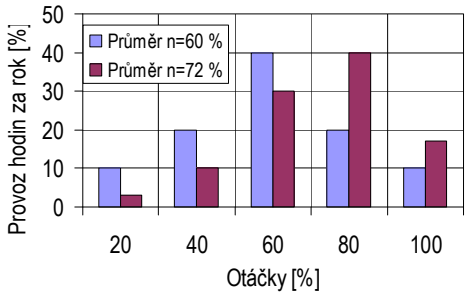


Obr. 1 *Směrnice pro spotřebu elektřiny VZT zařízení podle VDI 3803. Rozlišena jsou zařízení podle náročnosti úpravy vzduchu. Zobrazeny jsou průměrné hodnoty.*

Energie k pohonu ventilátoru *E, zařízení provozovaných s proměnným průtokem,* je dána násobením příkonu motoru *P* [W] s uvážením doby provozu τ [h/rok]

$$E = \sum_{i=1}^{n} (P_i . \tau_i) \qquad \text{[kWh/rok]} \qquad (6)$$

Vyjádření této energie vyžaduje prozkoumat u daného zařízení dobu trvání provozu ventilátorů za dílčí úseky provozní doby. Příkladem je *zátěžový graf* v obr. 2, který ukazuje provozní hodiny větrání při pěti stupních otáček ventilátorů (jimž odpovídají příkony motoru ventilátoru).



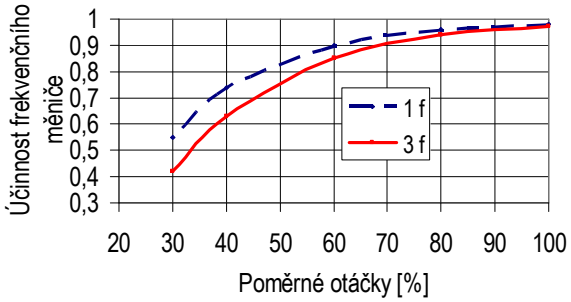
Obr. 2 *Zátěžový graf dvou VZT zařízení s proměnným průtokem (otáčkami)*

Průměrné otáčky

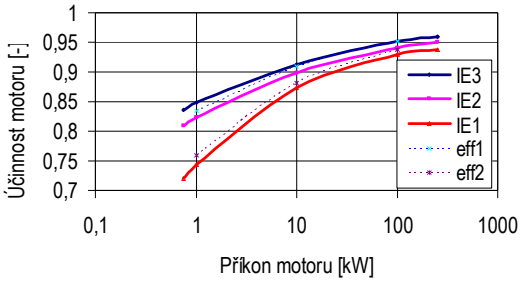
n=0,2.10+0,4.20+0,6.40+0,8.20+1.10=60 %

n=0,2.3+0,4.10+0,6.30+0,8.40+1.17=71,6 %

Příkon motoru i celková účinnost zařízení jsou závislé na průtoku (otáčkách). Proto vyčíslení spotřeby energie vyžaduje počítat s jejich proměnností. Sám ventilátor by měl být navržen s maximální účinností η_v při otáčkách s nejdelší dobou provozu. Charakter změny účinnosti frekvenčních měničů η_{fm} je v obr. 3.



Obr. 3 *Účinnost frekvenčních měničů (jednofázových a třífázových) v závislosti na poměrných otáčkách motoru*



Obr. 4 *Účinnost elektromotorů – minimální hodnoty podle třídy účinnosti asynchronních motorů pro čtyřpólové motory v závislosti na výkonu (1až 250 kW) podle normy IEC60034-30 (Tab. 3)*

Minimální hodnoty účinnosti elektromotorů η_m stanovené normou jsou závislé na jejich výkonu, obr. 4. Třídy *IE* jsou zaváděny na celém světě a sjednocují označení. Staré evropské značení tříd *eff* se od roku 2009 opouští. V tab. 3 je kromě přibližného porovnání starého a nového třídění uveden podíl instalovaných motorů, který ukazuje strukturální zaostávání Evropy za USA. Třída IE2 se považuje dnes za standard, který v nižších výkonech splňují EC motory (elektronicky komutované s permanentními magnety feritovými nebo neodymiovými).

Tab. 3 *Porovnání tříd elektromotorů podle staré a nové normy*

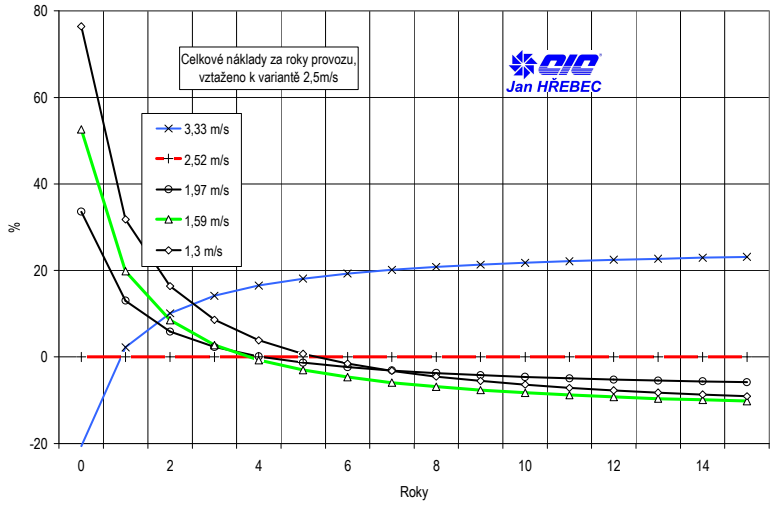
Podle normy IEC 60034		**Účinnost**	**Podíl instalovaných motorů v %**	
/2: 1996	-30: 2008		Evropa (2005)	USA (2004)
-	IE 3	Premium	-	16
eff 1	IE 2	vysoká	9	54
eff 2	IE 1	standard	87	25
eff 3	-		4	5

Hodnoty SFP jsou určeny tlakovými ztrátami ve vzduchotechnické jednotce, ve vzduchovodech a ve vyústkách. Dominantní vliv má rychlost proudění vzduchu. Porovnání samotných VZT jednotek na minulé konferenci podal J. Hřebec. Z jeho výsledků zpracovaný graf – obr. 5, ukazuje, že při rychlostech 1,3 až 2 m/s je provoz hospodárnější již za 4 až 5 roků vůči jednotce s rychlostí 2,5 m/s (při uvedených okrajových podmínkách).

O malých ztrátách v rozvodech rozhodují kromě malých rychlostí zejména aerodynamicky vhodné tvarovky. Největší význam mají úseky u napojení jednotek (kde jsou rychlosti největší) a vhodně umístěné a tvarované tlumiče hluku. Aerodynamicky vhodnější jsou kruhové vzduchovody v porovnání se čtyřhrannými.

Nehospodárně působí také *netěsnost potrubní sítě a jednotek,* o kterou musí být navýšen průtok vzhledem k průtoku vyústkami, stanovenému z bilance prostoru. Pro kvalitnější zařízení a pro komplexně upravovaný vzduch (chlazení, odvlhčování, vlhčení, dokonalejší filtrace) se žádá splnění nejméně třídy C s faktorem těsnosti $0{,}003.p^{0{,}65}$ $[l/(s.m^2)]$ (podle EN 12237). Tomuto požadavku vyhovují lépe kruhová potrubí; u čtyřhranných jsou nejvíce netěsné příruby, které vyžadují profily se stále pružnou hmotou v místě zasunutí pláště potrubí.

.



Obr. 5 *Porovnání celkových nákladů na VZT jednotku 12.000 m^3/h při rychlostech průtoku 1,3 až 3,33 m/s (relativní náklady vzhledem k rychlosti 2,5 m/s) (podle J. Hřebce)*

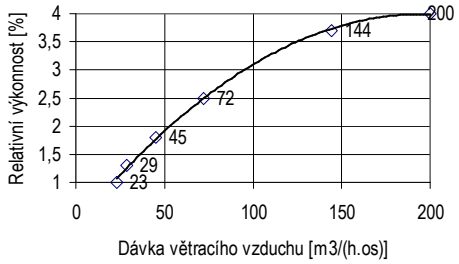
VÝSLEDKY VÝPOČTŮ LCC

Klasifikace provozních vlastností VZT zařízení podle SFP je jen rámcová. Nejlepší podklad pro hodnocení poskytnou výpočty nákladů za dobu životnosti, které sdružují náklady investiční a provozní (energie, údržba a řízení provozu). Výpočty jsou simulační, založené na klimatických datech (TRY – *Test Reference Year*) v hodinových krocích provozní doby za rok. Potřebné jsou odhady vývoje finančních parametrů za dobu životnosti – cena proudu, tepla a chladu, odhad inflace cen, úroková míra. Takové výpočty dají přehled o ekonomii investice do ZZT a umožňují posoudit vliv SFP.

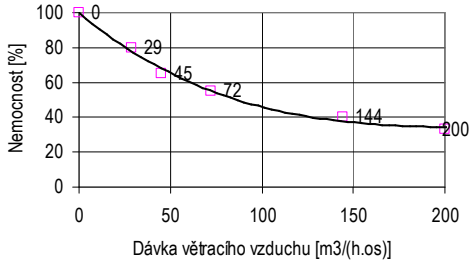
Kvalitativně odlišný pohled podává výpočet LCC se zahrnutím přínosů zvýšenou kvalitou prostředí (větší intenzitou větrání, optimální teplotou). Zkušenosti ze Skandinávie a Velké Britanie ukazují na velké přínosy poměrně malým navýšením investic do VZT zařízení ke zvýšení kvality vnitřního prostředí. Jsou to zejména podstatně vyšší dávky větracího vzduchu, než dává Pettenkoferovo pravidlo. Zvýšení výkonnosti (Obr. 6) o 1 % může přinést kompenzaci ročních provozních nákladů na větrání budovy. Zdvojnásobením intenzity větrání se dosahuje snížené nemocnosti o 10 % (Obr. 7), což zvyšuje výkonnost kancelářské práce o 1,5 %. Pro teploty nad 22 °C, každé snížení teploty o 1 K přináší zhruba zvýšení produktivity o 1 % (obr. 8).

Vhodné teploty (omezení vysokých teplot v létě) a dostatečné větrání jsou základními podmínkami pro kvalitní vnitřní prostředí (IEQ *Indoor Environment Quality*), které má výrazný vliv na produktivitu činnosti.

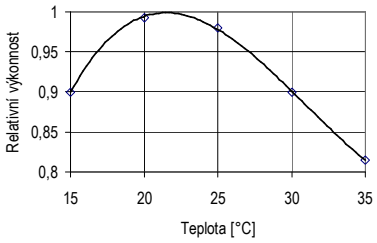
Hospodárný provoz takto „bohatě“ dimenzovaných zařízení vyžaduje přizpůsobovat výkonnost větrání jeho potřebě systémem DCV. Dosavadní poznatky se týkají převážně lehké kancelářské práce. Je předpoklad, že se stejné tendence projeví i při namáhavější fyzické činnosti. V některých výrobních provozech je chlazení využíváno jako prostředek k vyšší produktivitě i u nás. V našich poměrech lze pesimisticky posuzovat ekonomické přínosy zvýšení produktivity práce kancelářského charakteru.



Obr. 6 *Závislost výkonnosti kancelářské práce na dávce větracího vzduchu [6]*



Obr. 7 *Závislost krátkodobé nemocnosti na dávce větracího vzduchu [6]*



Obr. 8 *Závislost výkonnosti kancelářské práce na teplotě vzduchu [6]*

ZÁVĚR

Možnosti, které přináší hodnocení navrhovaných zařízení metodou LCC, nejsou dosud běžně využívány, i když jsou volně dostupné software komunikující v češtině [8]. Pokud se zahrnou do výpočtů přínosy zvýšené intenzity větrání a dodržování optimálních teplot, poskytují výpočty velmi zajímavé hodnoty pro majitele budov a jejich uživatele (vyplatí se např. vyšší nájemné). K prosazení nových přístupů je však nutné změnit hodnocení VZT zařízení v dodavatelské sféře jen podle investičních nákladů.

LITERATURA

[1] ČSN EN 13779:10/2007 *Větrání nebytových budov – Základní požadavky na větrací a klimatizační zařízení.* ČNI, 2007

[2] SEPPÄNEN O., FISK WJ. Some quantitative relations between indoor environmental quality and work performance or health. *Proceedings of 9th International Conference on Indoor Air Quality and Climate*, Beijing (9/2005)

[3] CHYSKÝ J., HEMZAL K. a kol. *Větrání a klimatizace*, Technický průvodce 31, Bolit-B press Brno, 1993. ISBN 80-901574-0-8

[4] FISK WJ., SEPPÄNEN O. FAULKNER D., HUANG, J. Economizer systém cost effectiveness: accounting for the influence of ventilation rate on sick leave. *Proceedings of ISIAQ 7th International Conference Healthy Buildings*, Singapur (12/2003)

[5] KOBER R. (Herausgeber) Energieffiziente Gebäudeklimatisierung Raumluft in A++ Qualität. Promotor Verlag, Karlsruhe, 2009, ISBN 978-3-922420-18-7

[6] WARGOCKI P., SEPPÄNEN O., at all. Indoor climate and productivity in offices. REHVA Book 11.

[7] HŘEBEC J.

[8] www.al-ko.de viz též VVI 4/2009

NOVÉ POZNATKY Z OBLASTI TEPELNÉ POHODY

Lada Hensen Centnerová[1, 3] , Atze Boerstra[2, 3]

[1] University of Applied Sciences, Utrecht, Holandsko
[2] University of Technology, Eindhoven, Holandsko
[3] BBA Rotterdam, Holandsko
lada.hensen@hu.nl, a.c.boerstra@tue.nl

ANOTACE

Současná norma pro zajištění / klasifikování tepelné pohody ČSN EN ISO 7730 [1] je založená na ukazatelých *PMV* a *PPD*, tedy na principu minimalizace nespokojených uživatelů. Norma vychází z teorií Ole Fangera, podložených laboratorními testy prováděnými v 70. letech 20. století. V poslední době se stále více odborníků zaměřuje na výzkum tepelné pohody v praxi - ve skutečných budovách. Tyto výzkumy ukazují, že pokud mají uživatelé možnost lokální regulace – rychlosti proudění vzduchu v teplém období a operativní / radiační teploty v chladném období, akceptují parametry tepelné pohody, které jsou za hranicemi stanovenými normou.

ÚVOD

Proč vlastně chceme zajistit tepelnou pohodu pro uživatele interiérů?

- Lidé tráví při současném způsobu života až 90% svého času ve vnitřním prostředí (budovy, dopravní prostředky)
- 75% stížností uživatelů interiérů budov souvisí s tepelnou pohodou
- Nespokojenost uživatelů s vnitřním prostředím může snížit produktivitu jejich práce až o 10%, což následně zvýší mzdové náklady

Jak můžeme současný stav zlepšit? Změnou přístupu. Nesnažit se o minimalizaci nespokojených, ale o maximalizaci spokojených uživatelů.

TRADIČNÍ MODEL TEPELNÉ POHODY

Tradiční model tepelné pohody je založen na tepelné rovnováze lidského těla s okolním prostředím, což lze vyjádřit pomocí následující rovnice [2].

$$M - W = \underbrace{\pm R \pm C \pm K}_{\text{citelná tepelná ztráta pokožkou}} + \underbrace{E_d + E_{sw}}_{\text{latentní tepelná ztráta pokožkou}} + \underbrace{L_{res} + S_{res}}_{\text{tepelná ztráta dýcháním}} + \Delta S \qquad (1)$$

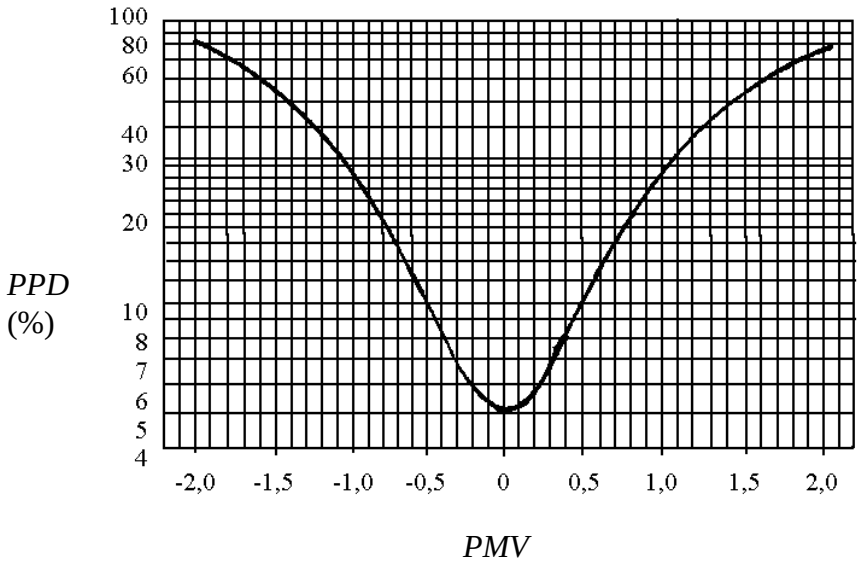
Pokud $\Delta S = 0$ znamená to, že tělo člověka je v tepelné rovnováze s okolím.

Pro hodnocení tepelné pohody se podle ČSN EN ISO 7730 používá tzv. předpověď středního tepelného pocitu (*PMV* ukazatel) – viz. tab.1.

Tab. 1 *Vyjádření tepelného pocitu člověka podle různých ukazatelů [3]*

PMV	ASHRAE	Bedford
3	Horko	Velmi teplo
2	Teplo	Teplo
1	Mírně teplo	Příjemně teplo
0	Neutrálně	Příjemně
-1	Mírně chladno	Příjemně chladno
-2	Chladno	Chladno
-3	Zima	Velmi chladno

Z *PMV* ukazatele odvodil Fanger [4] PPD ukazatel – předpověď procentuálního podílu nespokojených (obr. 1), který se podle ČSN EN ISO 7730 používá k hodnocení tepelného diskomfortu v mírných tepelných prostředích.



Obr. 1 *Hodnocení tepelné pohody – závislost PMV na PPD [1]*

ADAPTIVNÍ MODEL TEPELNÉ POHODY

Adaptivní model vychází z předpokladu, že lidé tvoří se svým okolním prostředím dynamický systém. Pokud dojde k vychýlení z neutrálního stavu, jenž představuje pro člověka tepelnou pohodu, člověk začne pociťovat nepohodu, na kterou bude nějakým způsobem reagovat.

Adaptivní model předpokládá, že člověk je spokojený s vnitřním prostředím, tedy pociťuje tepelnou pohodu, pokud aktuální parametry vnitřního vzduchu převládající v daném čase a místě, se shodují s jeho očekáváním jaké by mělo vnitřní prostředí být. Důležitým předpokladem adaptivního modelu je, že uživatelé nejsou vnímáni jako pasivní příjemci tepelného prostředí, (jako v případech, kdy se provádějí výzkumy v klimatických komorách), ale podílejí se na vlastní adaptaci vnitřnímu prostředí [5].

Adaptace může být všeobecně vysvětlena jako postupné oslabení reakcí organismu na opakované podněty prostředí. Podle této definice můžeme tepelnou adaptaci (přizpůsobení) rozdělit do tří hlavních kategorií [6].

Adaptace chováním

Zahrnuje všechny možné změny, které může člověk vědomě, ale i podvědomě provádět, aby si zajistil tepelnou rovnováhu těla s okolním prostředím. Např. změna oblečení, aktivity, otevření/zavření okna, stažení žaluzií, ale i siesta (odpočinek v nejteplejší části dne v zemích tropického a subtropického pásma).

Fyziologická adaptace

Zahrnuje všechny dlouhodobé (několik generací) i krátkodobé (dny, měsíce) změny ve fyziologických reakcích organismu v daném prostředí. Lidský organismus má více možností k adaptaci na teplé prostředí, kdy základní fyziologická reakce na tepelný strain je zvýšení produkce potu z povrchu těla.

Psychologická adaptace

Psychologické přizpůsobení popisuje skutečnost, kdy očekávání člověka ovlivňuje jeho tepelnou vnímavost. Vliv očekávání ve výzkumu tepelné pohody poprvé popsal ve své práci McIntyre [7]: ”Reakce člověka na teplotu, která není optimální, bude hodně záviset na jeho očekávání, osobnosti (povaze) a na tom, co v daném okamžiku dělá.”

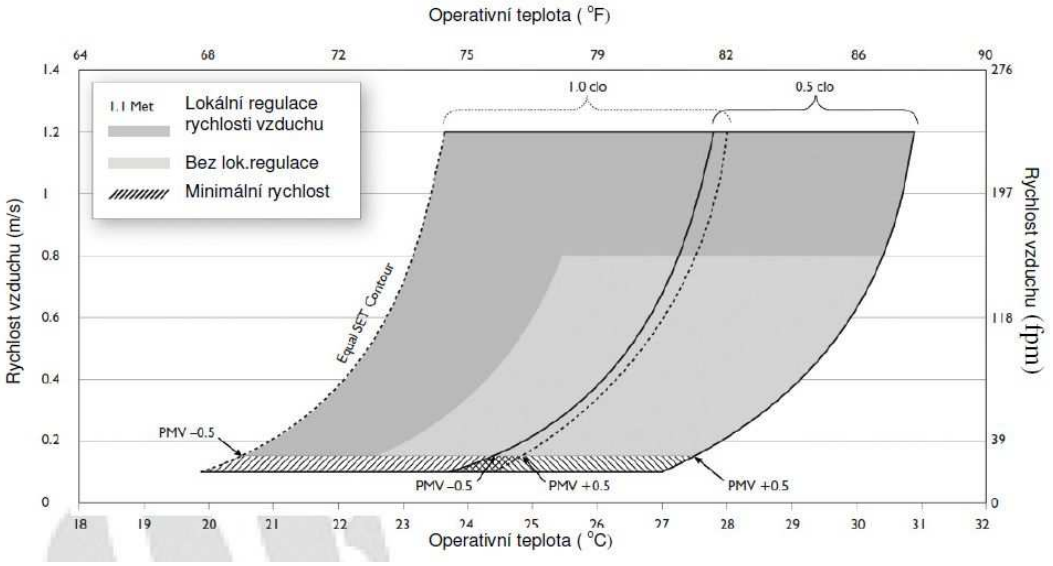
Výzkumy z posledních let ukazují, že psychologické přizpůsobení může ve skutečnosti hrát nejvýznamější roli ve vysvětlení rozdílů mezi zjištěnými a předpokládanými reakcemi uživatelů na vnitřní prostředí. Konkrétně je možno pozorovat rozdílné reakce lidí v různých typech interiérů (klimatická komora vs. rodinný dům vs. kancelář) nebo v rozdílných typech budov (plně klimatizované budovy vs. budovy s přirozeným větráním).

VLIV LOKÁLNÍ REGULACE NA TEPELNOU POHODU

Výzkumy ve skutečných budovách ukazují, že dodržení normou požadovaných parametrů vnitřního prostředí (teplota vzduchu, střední radiační teplota, rychlost proudění vzduchu a vlhkost vzduchu) nemusí znamenat všeobecnou spokojenost uživatelů interiéru s vnitřním prostředím. Jak ale zajistit maximální spokojenost uživatelů? Co lidé vlastně chtějí? Jednoduše řečeno „chladnou hlavu a ruce a nohy v teple“. Pro zajištění těchto požadavků je důležitá možnost lokální regulace některých parametrů vnitřního prostředí.

Letní období

Výzkumy v praxi [8] ukazují, že v teplém prostředí (v létě) lidé často akceptují vyšší rychlost prodění vzduchu než uvádí současná norma ČSN EN ISO 7730. Na základě těchto výzkumů byl připraven dodatek k americké normě ANSI/ASHRAE 55-2004 [9], který dovoluje zvýšení rychlosti proudění vzduchu při vyšších teplotách (obr. 2). Důležitým faktorem zde je právě možnost (nemožnost) lokální regulace.



Obr. 2 *Zvýšené rychlosti proudění vzduchu v teplém období [8]*

Způsoby zajištění lokální regulace rychlosti vzduchu (obr. 3):

- možnost otevírání oken
- stropní vrtulové ventilátory
- stolní vrtulové ventilátory
- přívod vzduchu nad obrazovkou počítače (personalized ventilation)

a) b) c) d)

Obr. *3 Způsoby zajištění lokální regulace vzduchu: a) otevíravá okna, b) stropní vrtulový ventilátor, c) stolní vrtulový ventilátor, d) přívod vzduchu nad obrazovkou počítače*

Zimní období

Nejčastější příčinou tepelného diskomfortu v zimním období u lidí pracujících převážnou část pracovní doby na počítači jsou studené ruce a nohy. Pro zlepšení tepelné pohody pak nestačí zvýšit teplotu vzduchu o 1 či 2 °C. Účinnější je (lokálně) zvýšit radiační teplotu v místech možného vzniku lokálního diskomfortu [10] .

Způsoby lokálního zvýšení radiační teploty v oblasti horních a dolních končetin (obr.4):

- vyhřívaná myš počítače
- vyhřívaná klávesnice
- vyhřívaná rohožka

a) b) c)

Obr. 4 *Způsoby lokálního zvýšení radiační teploty v oblasti horních a dolních končetin: a) vyhřívaná myš, b) vyhřívaná klávesnice, c) vyhřívaná rohožka*

VÝZKUM TEPELNÉ POHODY V PRAXI

Současné výzkumy v praxi [11] zjišťují nejen parametry vzduchu, hodnotu metabolismu a izolaci oblečení uživatelů interiéru, ale i jejich spokojenost s tepelnou pohodou a jejich preference. To znamená, že jsou dotazováni nejen na jejich tepelný pocit (neutrálně, mírně teplo,...), ale jsou i dotazováni na jejich tepelné preference. A zde se právě ukazuje, že lidé nepreferují vždy neutrální pocit. Často upřednostňují pocit „mírně teplo“ (*PMV*=1) nebo „mírně chladno“ (*PMV*= -1).

Podle projektových kritérií, které udává současná norma [1] jsou stanovena úzká rozmezí operativních teplot pro zajištění tepelné pohody (tab. 2). Výzkumy dále ukazují, že je minimální rozdíl ve spokojenosti uživatelů v interiérech kategorie A a B. Jinak řečeno, interiéry kategorie A (investičně a provozně nejnáročnější) nezaručí vyšší procento spokojenosti uživatelů, než interiéry navržené a provozované podle kritérií kategorie B.

Tab.2 *Příklad projektového kritéria pro prostory v různých typech budov dle ČSN EN ISO 7730*

Typ budovy nebo prostoru	Činnost (W/m^2)	Kate-gorie	Operativní teplota (^oC)		Max. Střední rychlost vzduchu ($m.s^{-1}$)	
			Léto (chlazení)	Zima (vytápění)	Léto	Zima
Kancelář		A	24,5± 0,5	22,0± 1,0	0,18	0,15
Zasedací místnost	70	B	24,5± 1,5	22,0± 2,0	0,22	0,18
Kavárna, restaurace		C	24,5± 2,5	22,0± 3,0	0,25	0,21
Mateřská		A	23,5± 1,0	20,0± 1,0	0,16	0,13
školka	81	B	23,5± 2,0	20,0± 2,5	0,20	0,16
		C	23,5± 2,5	20,0± 3,5	0,24	0,19
Obchodní		A	23,0± 1,0	19,0± 1,5	0,16	0,13
středisko	93	B	23,0± 2,0	19,0± 3,0	0,20	0,15
		C	23,0± 3,0	19,0± 4,0	0,23	0,18

ZÁVĚR

Současná norma se snaží zajistit neutrální tepelný pocit pro všechny uživatele interiéru. Avšak lidé jsou různí (věk, pohlaví, podkožní tuk) a na základě vlastních dosavadních zkušeností očekávají i různé tepelné prostředí a ne vždy preferují neutrální tepelný pocit (PMV=0).

Způsob jak zajistit maximální spokojenost uživatelů s tepelným prostředím v interiérech budov je tedy nesnažit se jen o neutrální tepelné prostředí, které má zajistit minimální procento nespokojených, ale zaručit možnost lokální regulace některých parametrů vzduchu, aby měl každý možnost k vlastní adaptaci (přizpůsobení se).

Dalším stupněm pak je, když lidé pociťují nejen tepelnou pohodu, ale i tepelné potěšení z pobytu v interiéru. Zde se však nabízí otázka, na kterou neznáme odpověď. Jak by tepelné potěšení ovlivnilo produktivitu práce?

LITERATURA

[1] ČSN EN ISO 7730. *Ergonomie tepelného prostředí - Analytické stanovení a interpretace tepelného komfortu pomocí výpočtu ukazatelů PMV a PPD a kritéria místního tepelného komfortu*. Český normalizační institut, 2006

[2] Awbi H.B., *Ventilation of Buildings*. E & FN Spon UK, 1995

[3] Centnerová L., *Tradiční & adaptivní model tepelné pohody*. Disertační práce, ČVUT Praha, 2001

[4] Fanger P.O., *Thermal Comfort*. Copenhagen, Danish Technical Press, 1970

[5] Auliciems A., Szokolay S.V., *Thermal Comfort*. The University of Queensland, Brisbane, 1997

[6] de Dear R.J., Brager G.S., *Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference*. ASHRAE Transactions, vol. 104(1), s.27-49, 1998

[7] Mc Intyre D.A., *Indoor Climate*. Applied Science Publishers Ltd. London, 1980

[8] Arens, E.A, Turner, S.P.E., Zhang, H., Paliaga, G., *Moving Air For Comfort*. ASHRAE Journal 51(5):18-28, 2009

[9] ANSI/ASHRAE Standard 55-2004, *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2004

[10] *Using Sensor Networks and Comfort Modeling to Improve Occupant Comfort and Reduce Energy Consumption in Buildings*, PowerPoint presentace, CBE Berkeley, 2005, http://www.cbe.berkeley.edu/research/presentations.htm

[11] Arens, E.A., Humphreys, M.A., de Dear, R., Zhang, H., *Are 'Class A' Temperature Requirements Realistic or Desirable?*. Building and Environment, vol. 45, s.4-10, 2010

SEZNAM OZNAČENÍ

M	hodnota metabolismu
W	mechanická práce
R	tepelný tok sáláním
C	tepelný tok prouděním
K	tepelný tok vedením
E_d	tepelná ztráta difúzí pokožky
E_{sw}	tepelná ztráta běžným pocením
L_{res}	latentní tepelná ztráta dýcháním
S_{res}	citelná tepelná ztráta dýcháním
ΔS	změna tepelné kapacity

METODIKA VÝPOČTU POTREBY ENERGIE NA CHLADENIE, VETRANIE A KLIMATIZÁCIU BUDOV

Karol Honner

Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra energetickej techniky
karol.honner@fstroj.uniza.sk

ANOTACE

Pri výpočte energetickej hospodárnosti energie budov (EHB) je potrebné vypočítať pre miesto spotreby na vetranie, klimatizáciu a chladenie hodnotu jej spotreby. V príspevku sa nachádza spôsob tohto výpočtu. Na eliminovanie nadmerných tepelných ziskov v letnom období je uvažovaný systém centrálneho chladenia s vnútornými cirkulačnými konvektorovými chladiacimi jednotkami (fan-coilmi). S výrobu chladu pre vnútorné parapetné jednotky sa uvažuje so vzduchom chladenou kompaktnou chladiacou jednotkou. Parapetné vetracie jednotky vnútorné sú inštalované v každej miestnosti, ovládané sú samostatným termostatom z daného priestoru. Prepojenie vonkajšej jednotky s fan-coilami je rozvodným potrubím s izoláciou Armaflex/AF.

ÚVOD

Metodika výpočtu na hodnotenie EHB pre trojpodlažnú administratívnu budovu pre teplotné pásmo 1 uvádza tepelné bilancie vodnej sústavy klimatizačného zariadenia s ventilátorovými jednotkami (VJ) v klimatizovanom priestore (KP)

Vypočítaná potreba chladu pre jednotlivé priestory má hodnotu 55 kW. Výkon chladiacej jednotky je 48 kW, súčasnosť chodu chladiacich jednotiek je 85 %. Postup výpočtu potreby energie je realizovaný za týchto podmienok.

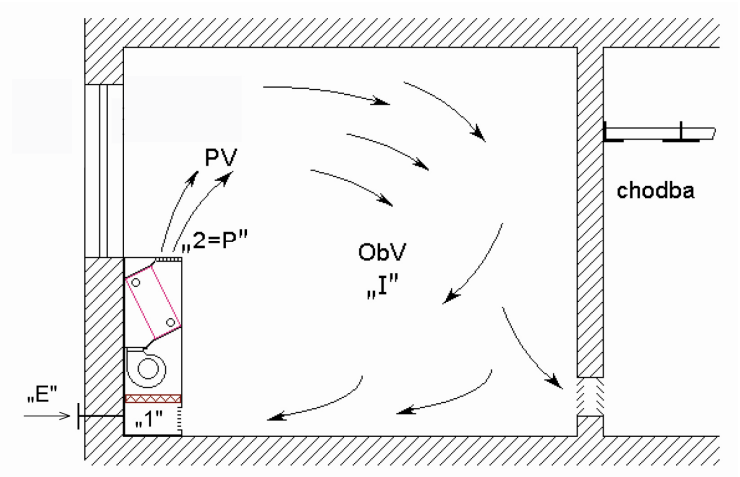
- Ventilátorové jednotky (VJ) zabezpečujú len chladenie, príp. odvlhčenie vzduchu v klimatizovanom priestore (KP) v letnom období a ich chladiče sú určené na odvádzanie tepelných záťaží, [kW]
  a) KP citeľným teplom $\dot{Q}_{\mathrm{ic}}$ a viazaným teplom $\dot{Q}_{\mathrm{iv}}$
  b) vonkajším vzduchom citeľným teplom $\dot{Q}_{\mathrm{ec}}$ a viazaným teplom $\dot{Q}_{\mathrm{ev}}$
- Vykurovanie v KP v zimnom období zabezpečuje sústava ústredného kúrenia.
- Barometrický tlak: $p_b = 100$ kPa
- Tepelné záťaže klimatizovaných priestorov
  a) citeľným teplom z vnútorných zdrojov: $\dot{Q}_{\mathrm{ic,i}} = 10{,}6$ kW
  b) citeľným teplom z vonkajších zdrojov: $\dot{Q}_{\mathrm{ic,e}} = 26{,}91$ kW
  c) citeľným teplom – celková: $\dot{Q}_{\mathrm{ic}} = \dot{Q}_{\mathrm{ic,i}} + \dot{Q}_{\mathrm{ic,e}} = 37{,}51$ kW
  d) viazaným teplom z vnútorných zdrojov: $\dot{Q}_{\mathrm{iv}} = 3{,}22$ kW

  Prietok vetracieho vzduchu (VV) infiltráciou a oknami: $\dot{V}_{\mathrm{e}} = 0{,}52\ \mathrm{m^3/s} \cong 1856\ \mathrm{m^3/h}$
- Stavy vzduchu
  a) vetracieho vonkajšieho vzduchu (VV): $t_{\mathrm{e}} = 32$ °C; $t_{\mathrm{em}} = 20$ °C
  b) vnútorného vzduchu (VnV): $t_{\mathrm{i}} = 24$ °C
- Maximálny pracovný rozdiel teplôt: $\Delta t_{\mathrm{p,max}} = 6$ K

Efektívna povrchová teplota chladičov vnútorných jednotiek: (VJ): t_{ep} = 10 °C
Obtokový súčiniteľ chladičov VJ: F = 0,54

Psychrometrické výpočty

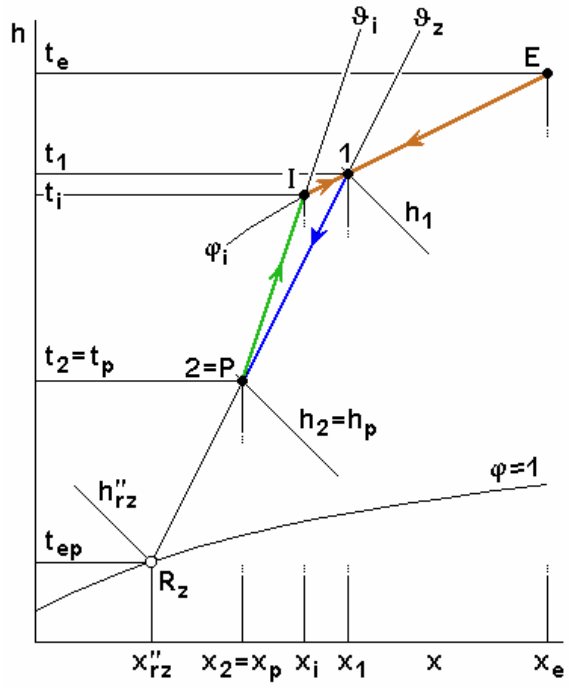
Systém tvorby vnútornej klímy chladených priestorov uvažujeme ventilátorovými jednotkami na chladenie zmesí vnútorného vzduchu (VV) a obehového vzduchu (ObV).



Obr. 1 *Parapetná ventilátorová jednotka na chladenie zmesí VV a ObV.*

Úprava vlhkého vzduchu uvedeným spôsobom je znázornená na obrázku 2 v Moliérovom diagrame vlhkého vzduchu h-x. Stav vonkajšieho vzduchu v exteriéri „E“ sa mení v klimatizovanom priestore (KP) jeho miešaním s privádzaným vzduchom (PV) na stav 2 = P.

Výsledný stav privádzaného vzduchu do klimatizovaného priestoru z chladiča vetracej jednotky je daný faktorom citeľného tepla vnútorného priestoru ϑ_i, resp. δ_i



Obr. 2 *Úprava vzduchu vo VJ a zmena stavu vzduchu v KP*

- Súhrnná (celková) tepelná záťaž klimatizovaných priestorov

$$\dot{Q}_{\mathrm{si}} = \dot{Q}_{\mathrm{ic}} + \dot{Q}_{\mathrm{iv}} = 37{,}508 + 3{,}222 = 40{,}73\ \mathrm{kW} \tag{1}$$

- Faktor citeľného tepla KP (FCTP) a smerová mierka zmeny stavu vzduchu v KP (na priamke vedenou stavom VnV ***I*** so sklonom ϑ_{i}, resp. δ_{i} musí ležať stav PV ***P***)

$$\vartheta_{\mathrm{i}} = \dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{ic}} \big/ \dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{si}} = 37{,}508/40{,}73 = 0{,}92 \tag{2}$$

$$\delta_i = \frac{h_i - h_p}{x_i - x_p} = \frac{\dot{Q}_{si}}{\dot{Q}_{iv}} r_o = \frac{40{,}73}{3{,}222} 2500 = 31603\ \mathrm{kJ/kg} \cong 31{,}6\ \mathrm{kJ/g} \tag{3}$$

- Stavové veličiny VV – v bode ***E*** – stanovené výpočtom
  - tlak sýtej vodnej pary pri teplote mokrého teplomeru VV $t_{\mathrm{em}} = 20$ °C

$$p''_{Pem} = \exp\left(23{,}58 - \frac{4044{,}6}{235{,}628 + 20}\right) = 2339{,}7\ \mathrm{Pa} \tag{4}$$

  - špecifická vlhkosť a entalpia nasýteného vzduchu pri tlaku p''_{Pem}

$$x''_{em} = 0{,}622 \frac{p''_{Pem}}{p_b - p''_{Pem}} = 0{,}622 \frac{2339{,}7}{10^5 - 2339{,}7} = 14{,}90.10^{-3}\ \mathrm{kg/kg_{SV}} \tag{5}$$

$$\begin{aligned} h''_{em} &= c_{pV}\, t_{em} + \left(r_o + c_{pP}\, t_{em}\right) x''_{em} \\ &= 1{,}01 . 20 + (2500 + 1{,}872 . 20) 14{,}9.10^{-3} = 58{,}01\ \mathrm{kJ/kg_{SV}} \end{aligned} \tag{6}$$

  - smerová mierka hmlovej izotermy VV (izotermy mokrej teploty) t_{em}

$$\delta_{em} = \frac{h''_{em} - h_e}{x''_{em} - x_e} = c_W\, t_{em} = 4{,}187 . 20 = 83{,}74\ \mathrm{kJ/kg} \tag{7}$$

  - špecifická vlhkosť a entalpia VV – v bode ***E***

$$\begin{aligned} x_e &= \frac{h''_{em} - c_{pV}\, t_e - \delta_{em}\, x''_{em}}{r_o + c_{pP}\, t_e - \delta_{em}} \\ &= \frac{58{,}01 - 1{,}01 . 32 - 83{,}74 . 14{,}9.10^{-3}}{2500 + 1{,}872 . 32 - 83{,}74} = 9{,}85.10^{-3}\ \mathrm{kg/kg_{SV}} \end{aligned} \tag{8}$$

$$\begin{aligned} h_e &= c_{pV}\, t_e + \left(r_o + c_{pP}\, t_e\right) x_e \\ &= 1{,}01 . 32 + (2500 + 1{,}872 . 32) 9{,}85.10^{-3} = 57{,}54\ \mathrm{kJ/kg_{SV}} \end{aligned} \tag{9}$$

Hmotnostný tok suchého VV v objemovom toku $\dot{V}_{\mathrm{e}}$ vnikajúci do KP infiltráciou

$$\dot{m}_e = \frac{p_b}{r_p T_e} \frac{\dot{V}_e}{0{,}622 + x_e} = \frac{10^5}{461{,}5 \,.\, 305{,}15} \frac{0{,}515531.10^3}{622 + 9{,}85} = 0{,}58 \,\mathrm{kg_{SV}/s} \tag{10}$$

- Inštalovanému chladiacemu zariadeniu a typu chladičov VJ zodpovedá efektívna povrchová teplota t_{ep} = 10 °C a obtokový súčiniteľ F = 0,5415.
- Stav vzduchu v rosnom bode zariadenia (chladiča) R_z
  - tlak sýtej vodnej pary pri efektívnej povrchovej teplote t_{ep} = 10 °C

$$p''_{\mathrm{Pr}z} = \exp\left(23{,}58 - \frac{4044{,}6}{235{,}628 + 10}\right) = 1228{,}6 \,\mathrm{Pa} \tag{11}$$

  - špecifická vlhkosť a entalpia nasýteného vzduchu pri tlaku $p''_{\mathrm{Pr}z}$

$$x''_{rz} = 0{,}622 \frac{p''_{\mathrm{Pr}z}}{p_b - p''_{\mathrm{Pr}z}} = 0{,}622 \frac{1228{,}6}{10^5 - 1228{,}6} = 7{,}73.10^{-3} \,\mathrm{kg/kg_{SV}} \tag{12}$$

$$h''_{rz} = c_{pV}\, t_{ep} + \left(r_o + c_{pP}\, t_{ep}\right) x''_{rz}$$

$$= 1{,}01.10 + \left(2500 + 1{,}872.10\right) 7{,}73.10^{-3} = 29{,}56 \,\mathrm{kJ/kg_{SV}} \tag{13}$$

V h,x–diagrame ich nájdeme v priesečníku izotermy t_{ep} = 10 °C s čiarou $\varphi = 1$. (14)

- Stav VnV ***I***
  - špecifická vlhkosť vnútorného vzduchu x_i sa určí podľa vzťahu, z ktorého po dosadení hodnôt zodpovedajúcich veličín dostaneme

$$x_i = \frac{1{,}01 t_i \left(\dot{m}_{Wi} + \dot{m}_{Wef}\right) + x''_{rz} \left(\dot{Q}_{si} + \dot{H}_{ef}\right) - h''_{rz} \left(\dot{m}_{Wi} + \dot{X}_{ef}\right)}{\dot{Q}_{si} + \dot{Q}_{ef} - \left(2500 + 1{,}872 t_i\right)\left(\dot{m}_{Wi} + \dot{m}_{Wef}\right)} \quad \left(\mathrm{kg/kg_{SV}}\right) \tag{14}$$

$$\dot{m}_{Wi} = \dot{Q}_{iv} / r_o = 3{,}222/2500 = 1{,}289.10^{-3} \,\mathrm{kg/s} = 4{,}64 \,\mathrm{kg/h} \tag{15}$$

– vlhkostná záťaž KP (15)

$$\dot{m}_{Wef} = F\, \dot{m}_e \left(x_e - x''_{rz}\right)$$

$$= 0{,}5415 \,.\, 0{,}57927 \left(9{,}85 - 7{,}73\right) 10^{-3} = 0{,}6651.10^{-3} \,\mathrm{kg.s^{-1}} \tag{16}$$

$$\dot{Q}_{ef} = F\, \dot{m}_e \left(h_e - h''_{rz}\right) = 0{,}5415 \,.\, 0{,}57927 \left(57{,}54 - 29{,}56\right) = 8{,}78 \,\mathrm{kW} \tag{17}$$

$$\dot{H}_{ef} = F\, \dot{m}_e\, h_e = 0{,}5415 \,.\, 0{,}57927 \,.\, 57{,}54 = 18{,}05 \,\mathrm{kW} \tag{18}$$

$$\dot{X}_{ef} = F\, \dot{m}_e\, x_e = 0{,}5415 \,.\, 0{,}57927 \,.\, 9{,}85.10^{-3} = 3{,}09.10^{-3} \,\mathrm{kg.s^{-1}} \tag{19}$$

Merná vlhkosť vnútorného vzduchu je podľa vzťahu (14):

$$x_i = \frac{\left[1{,}01.24(1{,}289+0{,}6651)+7{,}73\,(40{,}73+18{,}052)-29{,}56\,(1{,}289+3{,}09)\right]10^{-3}}{40{,}73+8{,}778-(2500+1{,}872.24)(1{,}289+0{,}6651)10^{-3}}$$

$$= 8{,}36.10^{-3}\ \mathrm{kg/kg_{SV}}$$

- entalpia

$$h_i = c_{pV}\,t_i + \left(r_o + c_{pP}\,t_i\right)x_i = 1{,}01.24 + (2500+1{,}872.24)\,8{,}36.10^{-3}$$

$$= 45{,}51\ \mathrm{kJ/kg_{SV}} \tag{20}$$

- tlak sýtej vodnej pary pri teplote t_i = 24 °C a relatívna vlhkosť vzduchu

$$p''_{Pi} = \exp\left(23{,}58 - \frac{4044{,}6}{235{,}628+24}\right) = 2985{,}6\ \mathrm{Pa} \tag{21}$$

$$\varphi_i = \frac{p_b}{p''_{Pi}}\,\frac{x_i}{0{,}622+x_i} = \frac{10^5}{2985{,}6}\,\frac{8{,}36}{622+8{,}36} = 0{,}44 \tag{22}$$

- Tepelné záťaže vonkajším vzduchom vnikajúcim do KP infiltráciou a oknami
  - súhrnná: $\dot{Q}_{se} = \dot{m}_e\left(h_e - h_i\right) = 0{,}57927\,(57{,}54-45{,}51) = 6{,}97\ \mathrm{kW}$ (23)
  - viazaným teplom: $\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_e\left(x_e - x_i\right) r_o$ (24)

    $= 0{,}57927\,(9{,}85-8{,}36)\,2{,}5 = 2{,}16\ \mathrm{kW}$
  - citeľným teplom: $\dot{Q}_{ec} = \dot{Q}_{se} - \dot{Q}_{ev} = 6{,}97 - 2{,}165 = 4{,}81\ \mathrm{kW}$ (25)

- Stav vzduchu na výtoku z chladiča VJ ***2*** totožný so stavom PV ***P***
  - špecifická vlhkosť a entalpia

$$x_2 = x_p = \frac{\delta_i\,x_i + c_{pV}\,t_p - h_i}{\delta_i - c_{pP}\,t_p - r_o} = \frac{31{,}603.8{,}36+1{,}01.18-45{,}51}{31603-1{,}872.18-2500}$$

$$= 8{,}15.10^{-3}\ \mathrm{kg/kg_{SV}} \tag{26}$$

$$h_2 = h_p = c_{pV}\,t_p + \left(r_o + c_{pP}\,t_p\right)x_p = 1{,}01.18 + (2500+1{,}872.18)\,8{,}15.10^{-3}$$

$$= 38{,}82\ \mathrm{kJ/kg_{SV}} \tag{27}$$

  - V h,x-diagrame ich zistíme v priesečníku čiary FCTP vedenou so smerom ϑ_i, resp. δ_i bodom ***I*** s izotermou $t_p = t_i - \Delta t_{pmax} = 24 - 6 = 18$ °C.
- Hmotnostný tok suchého vzduchu ventilátorovými jednotkami sa musí rovnať hmotnostnému toku suchého privádzaného vzduchu (PV) zo všetkých VJ

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{si} + F\,\dot{Q}_{se}}{(1-F)\,\left(h_i - h''_{rz}\right)} = \frac{40{,}73+0{,}5415.6{,}97}{(1-0{,}5415)\,(45{,}51-29{,}56)} = 6{,}09\ \mathrm{kg_{SV}/s} \tag{28}$$

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{Q}_{si}}{h_i - h_p} = \frac{40{,}73}{45{,}51-38{,}82} = 6{,}0877\ kg_{SV}/s = 21916\ \mathrm{kg_{SV}/h} \tag{29}$$

- Hmotnostný tok suchého obehového vzduchu (ObV)

$$\dot{m}_i = \dot{m}_p - \dot{m}_e = 6{,}0877 - 0{,}57927 = 5{,}50843\ \mathrm{kg_{SV}/s} = 19830\ \mathrm{kg_{SV}/h} \tag{30}$$

- Stav zmesi VV a ObV na vtoku do chladičov VJ – v bode ***1***
  - hmotnostný podiel VV: $\zeta_e = \dot{m}_e \big/ \dot{m}_p = 0{,}57927 \big/ 6{,}0877 = 95{,}15.10^{-3}$ (31)
  - špecifická vlhkosť a entalpia (z rovnice zmiešavania)

$$x_1 = x_i + \zeta_e \left(x_e - x_i\right) = 8{,}36 + 95{,}1542\left(9{,}85 - 8{,}36\right)10^{-3} = 8{,}50\ \mathrm{kJ/kg_{SV}} \tag{32}$$

$$h_1 = h_i + \zeta_e \left(h_e - h_i\right) = 45{,}51 + 95{,}1542\left(57{,}54 - 45{,}51\right)10^{-3} = 46{,}66\ \mathrm{kJ/kg_{SV}} \tag{33}$$

  - teplota (z rovnice entalpie)

$$t_1 = \frac{h_1 - r_o\, x_1}{c_{pV} + c_{pP}\, x_1} = \frac{46{,}66 - 2{,}5\,.\,8{,}5}{1{,}01 + 1{,}872\,.\,8{,}5.10^{-3}} = 24{,}76\ ^\circ\mathrm{C} \tag{34}$$

- Výkon chladičov všetkých VJ
  - celkový chladiaci výkon

$$\dot{Q}_{s,vj} = \dot{m}_1 \left(h_1 - h_2\right) = 6{,}0877\left(46{,}66 - 38{,}82\right) = 47{,}7\ \mathrm{kW} \tag{35}$$

$$\dot{Q}_{s,vj} = \dot{Q}_{si} + \dot{Q}_{se} = 40{,}73 + 6{,}97 = 47{,}7\ \mathrm{kW} \tag{36}$$

  - odvlhčovací výkon (tok odvádzaného kondenzátu z povrchu chladiča)

$$\dot{m}_{k,vj} = \dot{m}_1 \left(x_1 - x_2\right) = 6{,}0877\left(8{,}50 - 8{,}15\right)10^{-3} = 2{,}1554.10^{-3}\ \mathrm{kg/s} \tag{37}$$

  - viazaný chladiaci výkon (potrebný na odvlhčovanie vzduchu)

$$\dot{Q}_{v,vj} = \dot{m}_{Wk}\, r_o = 2{,}1554.10^{-3}\,.\,2500 = 5{,}39\ \mathrm{kW} \tag{38}$$

  - citeľný chladiaci výkon (potrebný na ochladzovanie vzduchu)

$$\dot{Q}_{c,vj} = \dot{Q}_{s,vj} - \dot{Q}_{v,vj} = 47{,}7 - 5{,}389 = 42{,}31\ \mathrm{kW} \tag{39}$$

$$\dot{Q}_{c,vj} = \dot{Q}_{ic} + \dot{Q}_{ec} = 37{,}508 + 4{,}805 = 42{,}31\ \mathrm{kW}$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{c,vj}} \cong \dot{m}_1\, c_{\mathrm{p}} \left(t_1 - t_2\right) = 6{,}0877\,.\,1{,}03\left(24{,}76 - 18\right) \cong 42{,}31\ \mathrm{kW} \tag{40}$$

- Objemové toky vlhkého vzduchu
  - obehového (ObV) na vtoku do VJ – pri stave ***1***

$$\dot{V}_i = \dot{m}_i \frac{r_P\, T_i}{p_b}\left(0{,}622 + \mathrm{x_i}\right) = 5{,}50843\ \frac{461{,}5\,.\,297{,}15}{10^5\,.10^3}\left(622 + 8{,}36\right)$$

$$= 4{,}76172\ \mathrm{m^3/s} \cong 17145\ \mathrm{m^3/h} \tag{41}$$

  - zmesi VV a ObV na vtoku do chladičov VJ – pri stave ***1***

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_1 \frac{r_P\, T_1}{p_b}\left(0{,}622 + \mathrm{x_1}\right) = 6{,}0877\ \frac{461{,}5\,.\,297{,}91}{10^5\,.10^3}\left(622 + 8{,}5\right)$$

$$= 5{,}2771\ \mathrm{m^3/s} \cong 19000\ \mathrm{m^3/h} \tag{42}$$

- privádzaného do KP = na výtoku z chladičov VJ – pri stave **2=P**

$$\dot{V}_p = \dot{m}_p \frac{r_P T_p}{p_b}\left(0{,}622 + \mathrm{x_p}\right) = 6{,}0877 \frac{461{,}5.291{,}15}{10^5.10^3}\left(622 + 8{,}15\right)$$
$$= 5{,}1545\ \mathrm{m^3/s} \cong 18560\ \mathrm{m^3/h} \quad (43)$$

- Objemový podiel vonkajšieho (vetracieho) vzduchu vnikajúceho do KP infiltráciou

$$P_{VV} = \dot{V}_e / \dot{V}_p = 1856/18560 = 0{,}1 \quad (44)$$

Výpočet potreby chladu

- Potreba chladu[1)] na chladenie vetracieho vzduchu – podľa vzťahu 5,43 a tabuľky 5.8 [1] a počtu chladiacich stupňohodín pre časový interval 8,00 až 18,00h

$$Q_{ch,vet} = \dot{V}_e\ \rho_e\ c_{pV}\ H_{ch}$$
$$= 0{,}515531.1{,}2.1{,}03.2660{,}5 = 1695{,}26\ \mathrm{kWh/rok} \cong 6{,}10\ \mathrm{GJ/rok} \quad (45)$$

Skutočná potreba chladu na chladenie VV podľa vzťahu 5.45 [1]

$$Q_{ch,vet,sk} = e\frac{Q_{ch,vet}}{\eta_r} = \frac{5}{7}\frac{1695{,}26}{0{,}9} = 1345{,}45\ \mathrm{kWh/rok} \cong 4{,}84\ \mathrm{GJ/rok} \quad (46)$$

kde e vyjadruje pomer dní chodu KZ v týždni k počtu dní v týždni ($e = 5/7 \cong 0{,}7$).

- Potreba chladu na odvlhčenie vetracieho vzduchu
  Pokiaľ nie je známy celoročný priebeh špecifickej vlhkosti VV, príp. entalpie VV, zahrnieme ju do potreby chladu na odvádzanie tepelných tokov z vonkajších zdrojov v odseku A.
- Skutočná potreba chladu na odvádzanie vnútorných tepelných ziskov podľa vzťahov (5.46, 5.47) [1] pri počte hodín v roku, v ktorých sa vyžaduje chladiť, $n_{h,ch}$ = 665 h/rok [H_{ch} / (23–19) = 2660 / (23–19) = 665] a produkcii tepla z vnútorných zdrojov

$$\dot{Q}_{t,i} = \dot{Q}_{ic,i} + \dot{Q}_{iv} = 10{,}6 + 3{,}222 = 13{,}82\ \mathrm{kW} \quad (47)$$

$$Q_{ch,i,sk} = e\, n_{h,ch}\, \dot{Q}_{t,i} = 5/7.665.13{,}822 = 6565{,}43\ \mathrm{kWh/rok} \cong 23{,}64\ \mathrm{GJ/rok} \quad (48)$$

- A. Skutočná potreba chladu na odvádzanie tepelných tokov z vonkajšieho prostredia podľa vzťahu (5.48) pri tepelných ziskoch $\dot{Q}_{\mathrm{ic,e}} = 26{,}91\ \mathrm{kW}$ a tepelnej záťaži vonkajším vzduchom viazaným teplom $\dot{Q}_{\mathrm{ev}} = 2{,}166\ \mathrm{kW}$ pri počte hodín chladiaceho zariadenia $n_{\mathrm{h,ch}}$ = 665 h $\left(\dot{Q}_{t,e} = \dot{Q}_{ic,e} + \dot{Q}_{ev} = 26{,}905 + 2{,}166 = 29{,}07\ \mathrm{kW}\right)$

$$Q_{ch,e,sl} = e\, n_{h,ch}\, \dot{Q}_{t,e} = 5/7.665.29{,}071 = 13808{,}73\ \mathrm{kWh/rok} \cong 49{,}71\ \mathrm{GJ/rok} \quad (49)$$

- Celoročná potreba chladu vyžadovaná na klimatizáciu podľa vzťahu (5.50) [1]

$$Q_{ch} = Q_{ch,vet,sk} + Q_{ch,i,sk} + Q_{ch,e,sk}$$
$$= 1345{,}45 + 6565{,}43 + 13808{,}73 = 21719{,}6\ \mathrm{kWh/rok} \cong 78{,}19\ \mathrm{GJ/rok} \quad (50)$$

[1)] 1 GJ = 277,78 kWh; 1 kWh = $3{,}6.10^{-3}$ GJ

- Celoročná potreba chladu vyžadovaná na klimatizáciu (chod KZ) sa dá určiť za podmienok, keď chýbajú údaje o priebehu teploty, špecifickej vlhkosti, príp. entalpie VV počas obdobia, keď sa vyžaduje chladiť, aj podľa jednoduchého vzťahu

$$Q_{ch} = e\, n_{h,ch}\, \dot{Q}_{s,vj}$$
$$= 5/7\,.\,665\,.\,47{,}7 = 22\,657{,}5 \text{ kWh/rok} \cong 22{,}66 \text{ MWh/rok} \cong 81{,}57 \text{ GJ/rok} \quad (51)$$

- Celoročná potreba elektrickej energie vynaloženej na chod KZ
  a) príkon na pohon chladiaceho stroja vrátane príkonu na pohon kondenzátora chladeného vzduchom..... P_{chs} = 23,4 kW
  b) príkon na pohon čerpadiel na dopravu vody..... $P_{č}$ = 1,2 kW
  c) príkon na pohon ventilátorov VJ ..... P_{v} = 2,2 KW

  Pri počte hodín prevádzky chladiaceho zariadenia za rok $n_{h,ch}$ = 665 h/rok a rešpektovaní dní, keď zariadenie nie je v chode, súčiniteľom *e*, je celoročná potreba elektrickej energie vyžadovaná na letný chod KZ

$$P_{vlast} = e\, n_{h,ch} \sum P$$
$$= 5/7\,.\,665\,(23{,}4 + 1{,}2 + 2{,}2) = 12730 \text{ kWh/rok} \quad (52)$$

- Pomer potreby vynaloženej elektrickej energie a potreby chladu na klimatizáciu vyžadovanej na chod KZ

$$\zeta = P_{vlast} / Q_{ch} = 12730/21719{,}6 = 0{,}587 \cong 58\,\% \text{ , prípadne} \quad (53)$$

$$\zeta = P_{vlast} / Q_{ch} = 12730/22\,657{,}5 = 0{,}5618 \cong 56\,\% \quad (54)$$

ZÁVER

Príspevok autora je vypracovaný v zmysle smernice č. 2002/91/EC zo 16. decembra 2002 o energetickej hospodárnosti budov. Spracovaný je ako pomôcka pre autorizovaných inžinierov, pre odborne spôsobilé osoby vykonávajúce energetickú certifikáciu budov. Je praktickým vyústením uvedeného zoznamu použitej literatúry.

LITERATÚRA

[1] Chmúrny I., Petráš D., Smola A., Sternová Z., Székyová M., Valášek J. a kol. *Komentár a návrh výpočtu energetickej certifikácie budov.* MVRRSR, Bratislava 2007

[2] Sternová Z., Ferstl K, a kol.: Energetická hospodárnosť budov a energetická certifikácia Budov. V tlači.

POUŽITÍ VIZUALIZAČNÍCH METOD PRO SLEDOVÁNÍ PROUDĚNÍ VZDUCHU VE VĚTRANÝCH A VYTÁPĚNÝCH PROSTORECH

Eva Janotková, Milan Pavelek, Tomáš Pavelek

Odbor termomechaniky a techniky prostředí, Energetický ústav
Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně
janotkova@fme.vutbr.cz, pavelek@fme.vutbr.cz, y27871@stud.fme.vutbr.cz

ANOTACE

Příspěvek se zabývá použitím vizualizačních metod vhodných pro sledování proudění vzduchu ve větraných a vytápěných prostorech. Jsou zde uvedeny kontaktní metody, ke kterým patří především metoda kouřová, často používaná v praktických aplikacích, metoda PIV (Particle Image Velocimetry), používaná v laboratorních podmínkách a také poměrně nová metoda používající ke zviditelňování neizotermních proudů termovizi. Pozornost je věnována také bezkontaktním metodám, ke kterým lze řadit např. interferometrickou metodu a velkoplošnou šlírovou metodu pro zviditelňování neizotermních vzduchových proudů. V příspěvku jsou uvedeny ukázky z vizualizačních záznamů provedených zmíněnými metodami, které poskytují cenné kvalitativní informace o tvarech proudů, o jejich dosahu a také o interakci s okolím. Dále jsou zde zmíněny možnosti kvantitativního vyhodnocení pořízených záznamů doplněné o příklady získaných výsledků. Vyhodnocování záznamů z kouřové metody a interferometrie je prováděno vlastním software.

ÚVOD

Vizualizační metody patří k progresivním výzkumným metodám, které umožní zviditelnit běžně neviditelné objekty a získat tak statické nebo i dynamické obrazové záznamy o stavu celého objektu najednou. Tyto záznamy mohou usnadnit posuzování stavu objektu, mohou nalézt souvislosti sledovaných jevů a lépe posoudit vývoj dějů. Záznamy z vizualizačních experimentů poskytují vždy kvalitativní informace. Některé z vizualizačních metod umožní však získat i kvantitativní údaje a pak je řadíme mezi vizualizační měřicí metody. Vizualizaci proudění vzduchu ve větraných a vytápěných prostorech lze provést jen tehdy, je-li v něm nějaká nehomogenita. Z tohoto pohledu rozlišujeme vizualizační metody kontaktní, při kterých do vzduchu zavádíme částice či jiné látky, nebo metody bezkontaktní, které nepotřebují k vizualizaci zprostředkující látky, ale pak musí vzduch obsahovat přirozené nehomogenity, jakými mohou být např. nehomogenní teplotní pole.

Kontaktní metody, ke kterým patří především kouřová metoda, metoda PIV (Particle Image Velocimetry) a také poměrně nová metoda využívající termovizi, bývají jednodušší než bezkontaktní metody, lze je relativně snadno realizovat, ale zaváděné částice či látka nemusí vždy sledovat proudnice, nebo mohou ovlivnit měřené veličiny. Bezkontaktní metody, ke kterým patří především interferometrie, šlírová metoda aj., jsou experimentálně náročnější, často je lze realizovat jen v laboratorních podmínkách a vyhodnocování záznamů bývá náročné. Nespornou výhodou bezkontaktních metod je to, že prakticky nedochází k ovlivnění měřené veličiny zaváděnou látkou (ovlivnění měřicími paprsky je zanedbatelné).

Vyhodnocování vizualizačních záznamů proudícího vzduchu bývá u většiny metod poměrně složité a časově náročné. Jedná se vlastně o počítačové vidění, identifikaci a vyhodnocování parametrů neviditelných objektů. Pro vyhodnocování záznamů získaných pomocí PIV metody a termovize je možné použít komerční software, pro vyhodnocování záznamů z kouřové metody, interferometrie a jiných metod je autory příspěvku vyvíjen software Interfer-Visual.

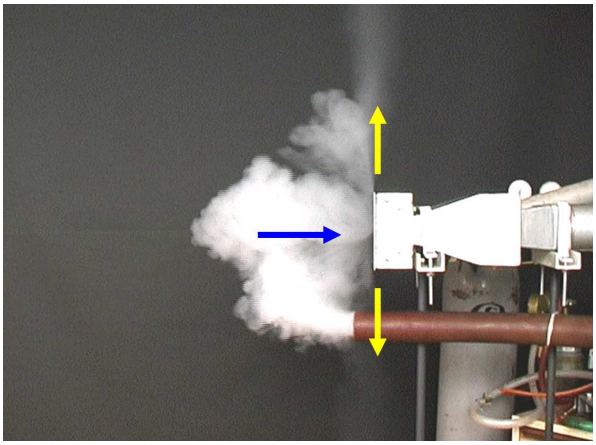
Následující text příspěvku se zabývá vizualizačními metodami používanými na Odboru termomechaniky a techniky prostředí Energetického ústavu Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně, typickými příklady vyhodnocení vizualizačních záznamů a kritickým zhodnocením možností uvedených metod.

VIZUALIZACE PROUDĚNÍ KOUŘEM

Nejrozšířenější a nejjednodušší metodou vizualizace proudění vzduchu v oblasti větrání a vytápění je metoda zavádění kouře nebo i mlhy do vzduchu. Tato metoda vyžaduje použít vhodný generátor kouře a někdy i vhodné osvětlení, kterým bývá reflektor, nebo nejlépe světelná rovina generovaná laserem. Při lokálním zavádění kouře do proudícího vzduchu vznikají kouřová vlákna, ze kterých lze usuzovat na trajektorie proudnic a místa s laminárním či turbulentním prouděním. Při zavádění kouře nebo mlhy do celého objemu proudícího vzduchu umožňuje tato metoda výzkum tvarů proudů.

Vizualizaci proudění vzduchu pomocí kouře je možné snadno aplikovat v praxi. Např. na obr. 1 je uvedena vizualizace proudění ze vzduchové sprchy u sklářské linky na výrobu obalového skla. Tato vizualizace umožnila kvalitativně ověřit, zda nedochází k proudění vzduchu ze vzduchové sprchy do prostoru technologie, což by mělo za následek snížení kvality výrobků. Na základě získaných poznatků bylo vyprojektováno a postaveno vzduchotechnické zařízení pro snížení tepelné zátěže pracovníků u sklářské linky [1].

***Obr. 1** Proudění u sklářské linky*

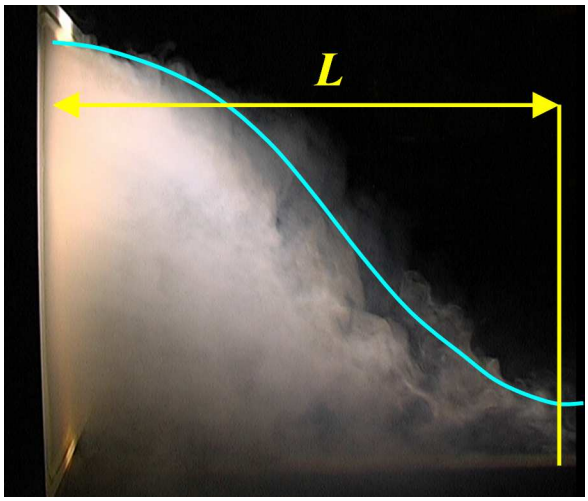


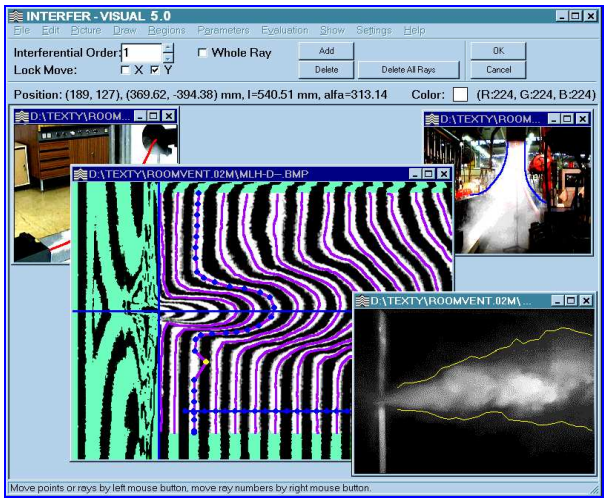
***Obr. 2** Proudění před sacím nástavcem REEXS*

Na obr. 2 je uveden příklad vizualizace proudění pomocí kouře před zesíleným štěrbinovým sacím nástavcem REEXS (Reinforced Exhaust System). Horizontální šipkou je naznačeno odsávání a vertikálními šipkami přívod vzduchu štěrbinami v přírubě. Kromě kvalitativních informací o zachycení škodlivin nástavcem sloužily vizualizační záznamy též k nastavení vhodných pracovních parametrů sacích nástavců a k volbě sítě bodů pro generování stopového plynu před sacím nástavcem při výzkumu účinnosti zachycení škodlivin metodou generování stopového plynu [2], [3].

Ze záznamů získaných pomocí kouře byly získávány také kvantitativní informace o proudění. Jednalo se např. o měření vzdálenosti L mezi velkoplošnou vyústkou zaplavovacího větrání a místem přilnutí chladného proudu vzduchu k podlaze (obr. 3) v závislosti na teplotě a rychlosti přiváděného vzduchu. Uvedené vizualizační experimenty byly také porovnány s numerickou simulací [4] a s detailním proměřováním rychlostního a teplotního pole. Výsledky byly porovnatelné, ale uvedená vizualizační metoda je nejefektivnější.

Detailnější kvantitativní informace o proudění vzduchu byly získány při výzkumu volných proudů z vyústek. Jednalo se především o určení úhlu rozšíření proudu v hlavní oblasti, ale





Obr. 3 *Proudění při zaplavovacím větrání*

Obr. 4 *Vyhodnocování kouřových záznamů*

i délky krajní oblasti a trajektorie osy neizotermních proudů. Pro vyhodnocování byl použit vlastní vyvíjený software Interfer-Visual [5], viz obr. 4, který dokáže vyhodnocovat tvary proudů i z videosekvencí. Z úhlů rozšíření proudů je možné dále velice efektivně určovat konstanty vyústek [6]. Tato metoda je dostatečně přesná (nejistota měření je do 4 %) a daleko rychlejší, než převážně používané určování konstant vyústek měřením lokálních rychlostí. Např. z vizualizace proudění kouřem ze štěrbinové vyústky bylo zjištěno, že konstanta vyústky K_s při měřeních v rozsahu Reynoldsova čísla při výtoku od 5000 do 20000 se mění v závislosti na výtokové rychlosti vzduchu w_o [m.s^{-1}] dle vztahu

$$K_s = 3{,}747 + 0{,}1289\, w_o . \qquad (1)$$

Vliv výtokové rychlosti na konstantu vyústky je v souladu např. s lit. [7], v níž uvedené konstanty pro různé typy vyústek platí v rozsahu rychlostí od 2,5 do 5 m.s^{-1} a při rychlostech nad 10 m.s^{-1} se doporučuje zvýšit hodnoty konstant o 22 až 25 %.

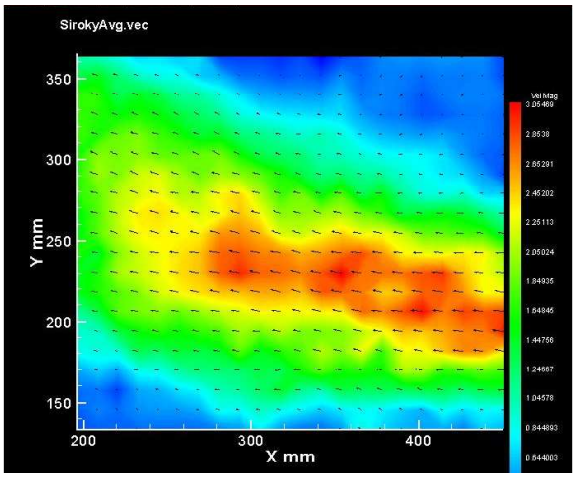
PIV METODA

Efektivní výzkum rozložení rychlostí nebo i intenzity turbulencí v tekutinách je možné provádět pomocí PIV metody [8]. Tato metoda vznikla doplněním vizualizačního zařízení se zaváděním částic do tekutin osvětlených světelnou rovinou o speciální kameru pro záznam dvojic snímků a o počítačové zpracování získaných záznamů. Počítačovým zpracováním lze pak získat informace o posunutí částic ve směru *x* a ve směru *y* v jednotlivých částech obrazu a ze známého časového intervalu mezi dvojicí snímků lze vypočíst složky rychlostí proudění (pohybu částic) a zobrazit vektorovou mapu rozložení rychlostí proudění. Na našem pracovišti generujeme světelnou rovinu dvěma pulsními lasery, umožňujícími měření dynamických procesů s frekvencí až 15 Hz. Při výzkumu proudění vzduchu o relativně malých rychlostech vyskytujících se ve vytápěných a větraných prostorách lze pro proměřované rovinné oblasti do velikosti 0,2 x 0,2 m použít místo generátoru částic též generátor kouře či mlhy a pro větší oblasti se s výhodou používá generátor héliových bublinek o průměru 0,75 až 5 mm (obr. 5) nebo kombinace obou generátorů.

Pomocí PIV metody byl na našem pracovišti prováděn např. rozsáhlý výzkum volných proudů z vyústek. Vyhodnocení rozložení rychlostí v proudu ze štěrbinové vyústky o rozměrech 40 x 1800 mm je na obr. 6. Do proudu vzduchu, ale také do okolního prostoru, byla zaváděná mlha. Vyhodnocování se provádělo především pomocí komerčního software dodaného s PIV zařízením. Kromě rychlostního pole ve volném proudu bylo vyhodnocováno

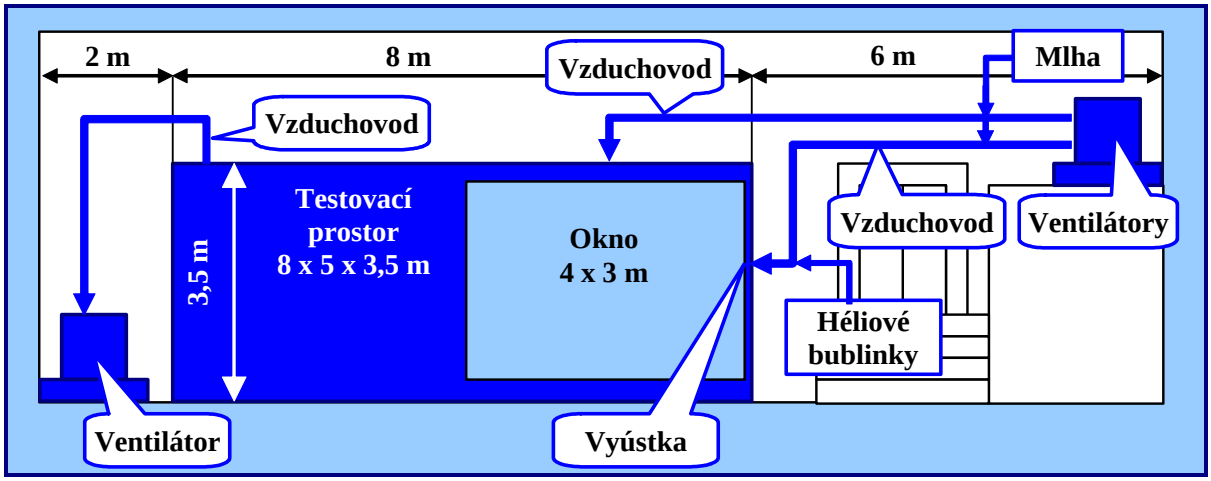
také rozložení turbulencí a tyto výsledky slouží především k validaci numerických modelů podobných případů proudění.

Obr. 5 *Generátor héliových bublinek*



Obr. 6 *Proudění ze štěrbinové vyústky*

PIV metoda je zatím vhodná zejména pro laboratorní měření, proto jsme na našem pracovišti vybudovali speciální laboratoř větrání, viz obr. 7. Testovací prostor o rozměrech 8 x 5 x 3,5 m umožňuje měřit i volné vzduchové proudy z vyústek, má dělený a výškově stavitelný strop a jednu posuvnou stěnu. Pro vizualizační experimenty je vybaven oknem o rozměrech 4 x 3 m a vnitřní prostor je natřen černou matnou barvou. V laboratoři je instalován vzduchotechnický systém s možností regulace rychlostí a teploty vzduchu ve vzduchovodech, počítačový měřicí systém, řada senzorů a přístrojů a také generátory mlhy a héliových bublinek.

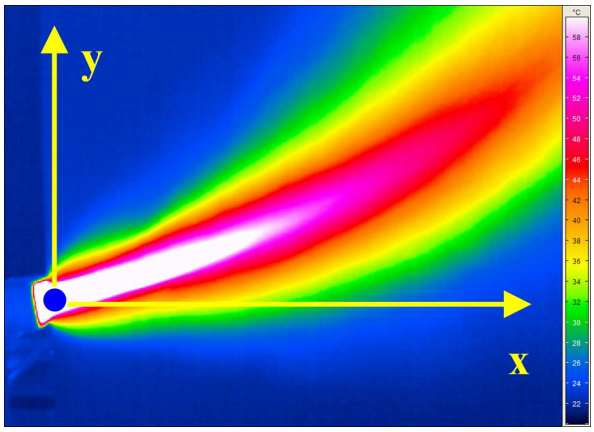


Obr. 7 *Laboratoř větrání pro měření a vizualizaci proudění*

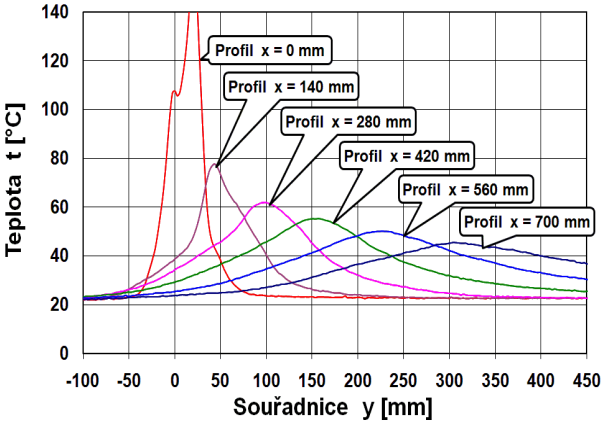
VIZUALIZACE PROUDĚNÍ POMOCÍ TERMOVIZE

Metoda vizualizace proudění vzduchu pomocí termovize je v oblasti vytápění a větrání poměrně málo rozvinutá. Termovize je totiž určena především pro měření teplot povrchů, ale po vložení archu papíru do dvojrozměrných neizotermních vzduchových proudů umožní zviditelňovat i teplotní pole ve vzduchu. Vložíme-li pak do prostoru síť papírových či jiných terčů, lze zviditelnit teploty i ve zvolené rovině trojrozměrného proudění. Na našem pracovišti se zabýváme rozvojem vizualizace proudění pomocí termovize, jelikož termovizní technika je stále více dostupná a je snadno použitelná nejen pro měření v laboratořích, ale i v praxi.

Příklad termogramu teplotního pole v proudu vzduchu z vyústky teplovzdušného ventilátoru, je uveden na obr. 8. Vyhodnocení tohoto teplotního pole pomocí software zakoupeného k termovizní kameře je uvedeno na obr. 9. Je zřejmé, že kromě informace o rozložení teplot ve vzduchovém proudu lze vyhodnocovat také tvary proudů – zakřivení osy, úhel rozšíření aj.



Obr. 8 *Termogram teplotního pole ve vzduchu*

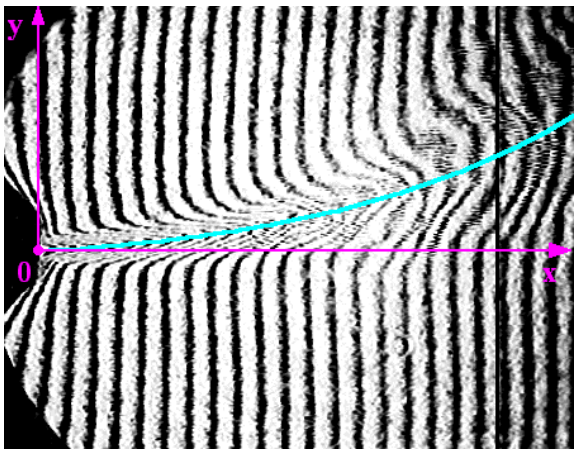


Obr. 9 *Vyhodnocení termogramu*

VIZUALIZACE PROUDĚNÍ POMOCÍ INTERFEROMETRIE

Interferometrie transparentních objektů v oblasti výzkumu proudění [9] se řadí mezi velice přesné bezkontaktní metody, které jen zanedbatelně ovlivňují měřené parametry, ale umožňují zkoumat jen neizotermní nebo mírně neizotermní proudy. Metoda je experimentálně náročná, a proto ji lze realizovat zatím pouze v laboratorních podmínkách. Zorné pole interferometrů je v současné době relativně malé, z tohoto důvodu je možné zkoumat jen malé objekty, např. proudění v okolí malých vyústek, nebo provádět měření na zmenšených modelech a na výsledky aplikovat teorii podobnosti. Na našem pracovišti provádíme interferometrickou vizualizaci teplotních polí ve vzduchu pomocí Machova-Zehnderova interferometru se zorným polem o průměru 0,2 m (obr. 10). Vyhodnocování získaných interferogramů je odborně i časově náročné, ale interferometrie nám umožní získat celou řadu zajímavých informací o proudění a teplotních polích ve vzduchu [10].

Obr. 10 *Machův-Zehnderův interferometr s průměrem zorného pole 0,2 m*



Obr. 11 *Interferogram neizotermního vzduchového proudu ze štěrbinové vyústky*

Příklad interferogramu neizotermního volného proudu ze štěrbinové vyústky je uveden na obr. 11. Ze série interferogramů takových měření byly vyhodnoceny rovnice trajektorie osy neizotermních proudů [11]:

Pro kruhové vyústky (při Ar_o od 0,010 do 0,064)

$$\frac{y}{D_0}\cdot\frac{1}{Ar_0}=0{,}37\left(\frac{x}{D_0}\right)^{2{,}2}. \qquad (2)$$

Pro štěrbinové vyústky (při Ar_o od 0,004 do 0,010)

$$\frac{y}{H_0}\cdot\frac{1}{Ar_0}=0{,}17\left(\frac{x}{H_0}\right)^{2{,}5}. \qquad (3)$$

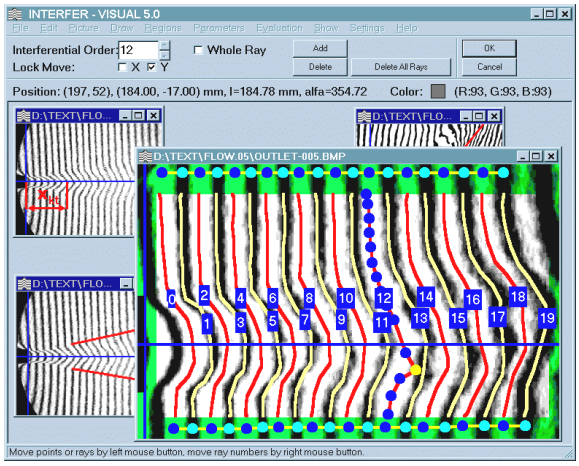
V rovnicích představuje D_o [m] průměr kruhové vyústky, H_o [m] šířku štěrbinové vyústky, Ar_o [-] Archimédovo číslo při výtoku a x, y [m] jsou souřadnice.

Z interferogramů mírně neizotermních proudů ze štěrbinových a kruhových vyústek byly vyhodnocovány tvary proudů a z úhlu rozšíření proudu v hlavní oblasti byly určovány již zmíněné konstanty vyústek K_s. Pro štěrbinovou vyústku v rozsahu Ar_o od $1{,}66.10^{-5}$ do $6{,}34.10^{-4}$ byl získán vztah [12]

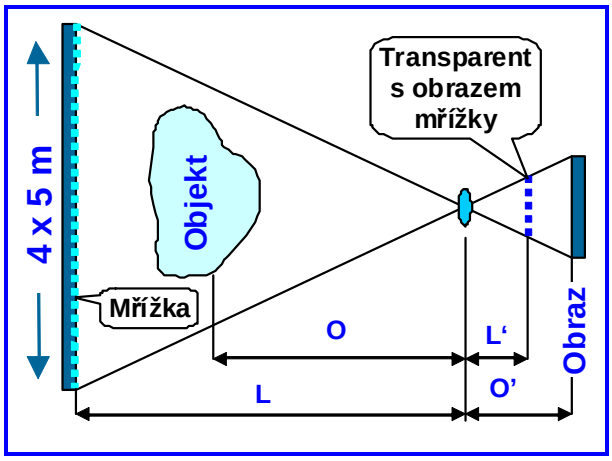
$$K_s = 3{,}949 + 9{,}979\cdot 10^{-2}\, w_o - 3{,}454\,\frac{t_o - t_i}{t_i + 273{,}15}, \qquad (4)$$

kde w_o [m] je výtoková rychlost vzduchu, t_o [°C] je teplota vytékajícího vzduchu a t_i [°C] je teplota vzduchu v okolním prostředí.

Vyhodnocování interferogramů rovněž usnadňuje a zefektivňuje náš vlastní software Interfer-Visual (obr. 12). Při práci s interferogramy automaticky vyhodnocuje průběhy interferenčních proužků v obraze, rozložení proužků ve zvolených řezech aj. [5]. Z rozložení interferenčních proužků je pak možné vyhodnotit celou řadu dalších veličin v proudícím vzduchu, jako je rozložení hustot, teplot při konstantním tlaku, rozložení koncentrací např. při zavádění stopového plynu, rozložení entalpií, rozložení rychlostí proudění aj. [9], [13].



Obr. 12 *Vyhodnocování interferogramů*



Obr. 13 *Velkoplošná šlírová metoda*

VIZUALIZACE PROUDĚNÍ POMOCÍ ŠLÍROVÉ METODY

Šlírové metody pro výzkum transparentních objektů [14] patří rovněž mezi perspektivní bezkontaktní metody. V proudícím vzduchu umožní zkoumat tepelné nehomogenity, případně i koncentrace jiných plynů ve vzduchu. Šlírová metoda není příliš experimentálně náročná a lze ji realizovat také v provozních podmínkách. U velkoplošné šlírové metody může být velikost sledovaných nehomogenit prakticky libovolná, ale citlivost, přesnost a kvalita záznamů je podstatně menší, než u interferometrie a vyhodnocování záznamů je náročnější.

Schéma zařízení pro velkoplošnou šlírovou metodu je na obr. 13. Za měřený objekt je umístěna velká mřížka, jejíž obraz je třeba fotograficky zaznamenat na transparentní materiál. Následně lze provádět experimenty, a to vytvořením nehomogenního proudu vzduchu (objektu) v prostoru před velkou mřížkou. Světelné paprsky procházející objektem se zakřivují a v obrazové rovině objektu (za fotografickým obrazem mřížky) lze pozorovat moaré proužky, které zviditelní nehomogenity ve sledovaném proudu a umožní pak jejich vyhodnocení.

ZÁVĚR

Vizualizační metody pro sledování proudění vzduchu ve větraných a vytápěných prostorech výrazně přispívají nejen v oblasti výzkumu dané problematiky, ale i k řešení praktických úloh přímo v provozních podmínkách. V provozních podmínkách je nejrozšířenější metoda zavádění kouře či mlhy do proudícího vzduchu, která poskytuje především kvalitativní informace o proudění. V příspěvku je však také uvedeno využití této metody pro získávání kvantitativních údajů o proudech.

Příspěvek se dále zabývá možností aplikace PIV metody. Je to velice progresivní metoda poskytující kvantitativní informace o rozložení rychlostí nebo i turbulencí v proudech, ze kterých je možné studovat interakci proudu s okolním prostředím, chování vírů aj. Zařízení pro PIV metodu je třeba dále rozvíjet, abychom získali mobilní a cenově dostupný systém pracující např. s méně náročným osvětlením a kamerou. Perspektivní v oblasti větrání může být i metoda se zaváděním héliových bublinek do vzduchu snímaných fotoaparátem s delší expozicí, čímž získáme přímo proudnice nebo stopy představující vektory rychlostí. Pohyb héliových bublinek lze však zaznamenávat i z různých směrů, a pak vyhodnocovat trojrozměrné proudění.

V textu je rovněž zmíněna málo používaná metoda vizualizace a měření teplotních polí ve vzduchu pomocí termovize. Tuto metodu je užitečné dále rozvíjet, a to nalezením vhodných materiálů vkládaných do vzduchu pro použití v konkrétních aplikacích.

Přesnější měření mohou zajistit zejména bezkontaktní metody, a proto je v příspěvku věnována pozornost interferometrické vizualizaci transparentních objektů. Tato metoda je velice přesná, poskytuje informace o tvarech proudů, o rozložení teplot a o řadě dalších veličin ve vzduchových proudech, ale je zatím vhodná jen pro laboratorní výzkum malých objektů. Interferometrii je třeba rozvíjet tak, aby umožnila měřit i větší objekty, a to např. s využitím holografické tomografie s difúzním osvětlením transparentního objektu [13].

Pro provozní měření nehomogenit v proudech vzduchu ve větraných a vytápěných prostorech je již v současnosti použitelná velkoplošná šlírová metoda. Rozvoj této metody je třeba zaměřit na získání kvalitnějších záznamů a na vývoj algoritmů pro jejich přesné kvantitativní vyhodnocování.

Vyhodnocování vizualizačních záznamů bývá odborně i časově náročné, a proto je autory příspěvku vyvíjen software Interfer-Visual. Software již v současné době zefektivnil vyhodnocování interferogramů a vyhodnocování videozáznamů získaných při vizualizaci proudění kouřem či mlhou. Další vývoj software je zaměřen na vyhodnocování vizualizačních experimentů v reálném čase a na vyhodnocování jiných typů vizualizačních záznamů.

LITERATURA

[1] JANOTKOVÁ E., PAVELEK M. Snížení tepelné zátěže pracovníků v horkých provozech místním přívodem vzduchu. *Vytápění, větrání, instalace*, 12(4): 150 – 153, 2003

[2] JANOTKOVA E., PAVELEK M. Application of visualization methods in local exhaust research. *Proceedings of 9th International Conference on Indoor Air Quality and Climate,* 542 – 547. Monterey, California, 2002

[3] JANOTKOVA E., PAVELEK M., MALASEK L. Reinforced exhaust system with slot exhaust hood. *9ht International Conference on Air Distribution in Rooms, Book of Abstracts,* 182 – 183. CD with full texts. Coimbra, 2004

[4] BYSTŘICKÁ A., JANOTKOVÁ E. Modelování teplotních a rychlostních polí při zaplavovacím větrání. *Zborník XXV. medzinárodnej vedeckej konferencie katedier mechaniky tekutín a termomechaniky*, 13 – 16. Modra – Harmónia, 2006

[5] PAVELEK M., JANOTKOVA E. Evaluation of records of flow visualization obtained during research on ventilation. *Proceedings of 7th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control,* 61 – 66. Sapporo, 2003

[6] JANOTKOVA E., PAVELEK M. Determination of air outlet C-Values by means of interferometry. *The International Journal of Ventilation,* 4(4): 311 – 322, 2006

[7] CHYSKÝ J., OPPL L. A KOL. *Větrání a klimatizace.* Technický průvodce sv. 31. SNTL, Praha 1971

[8] STANISLAS M., KOMPENHANS J., WESTERWEEL J. *Particle image velocimetry: Progress towards industrial application.* Kluwer Academic Publishers, 2000

[9] PAVELEK M., JANOTKOVÁ E., ŠTĚTINA J. *Vizualizační a optické měřicí metody.* Interaktivní hypertextová skripta, 2. vydání, 310 s. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, aktualizováno 24. 05. 2007. Dostupné z: <http://ottp.fme.vutbr.cz/~pavelek/optika/>

[10] HAUF W., GRIGULL U. *Optische Meßverfahren der Wärme- und Stoffübertragung.* Springer Verlag, 1991

[11] PAVELEK M., JANOTKOVA E. Research into nonisothermal jets from ventilating outlets using a Mach-Zehnder interferometer. *Journal of Flow Visualization and Image Processing,* 13(2): 133 – 152, 2006

[12] JANOTKOVA E., PAVELEK M. Influence of initial velocity and temperature of jet on constants of ventilating outlets. *Proceedings of 6th International Symposium Ventilation 2000 – Progress in Modern Ventilation,* vol. 2, 182 – 185. Helsinki, 2000

[13] PAVELEK M., JANOTKOVA E. Evaluation of non-isothermal air jet parameters from records of flow visualization using interferometry. *Proceedings of 8th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control – Ventilation 2006,* 21 p. Chicago, 2006. Aktualizováno 22. 5. 2006. Dostupné z: http://www.aiha.org/aihce06/handouts-vent.htm

[14] SETTLES G. S. *Schlieren and shadowgraph techniques.* 1st ed. Springer, 2001.

Výsledky uvedené v příspěvku byly získány v rámci řešení projektů GA 101/94/1348 „Interferometrický výzkum teplotních polí v transparentním prostředí a počítačové zpracování interferogramů“, GA 101/05/H018 „Výzkum efektivních systémů pro zlepšení kvality vnitřního prostředí“, GA 101/09/H050 „Výzkum energeticky úsporných zařízení pro dosažení pohody vnitřního prostředí“ a také v rámci projektů COST G3.20 „Výzkum teplotních polí v průmyslových budovách za různých podmínek větrání a vytápění“ a COST G3.50 „Výzkum zesíleného odsávacího systému“.

VLIV ZEMNÍHO VÝMĚNÍKU TEPLA NA PROVOZ REKUPERAČNÍ JEDNOTKY TEPLOVZDUŠNÉHO VYTÁPĚNÍ

Michal Jaroš, Antonín Kolbábek

Energetický ústav, Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně
jaros@fme.vutbr.cz

ANOTACE

Zemní výměník tepla (ZVT) se používá pro předehřev větracího vzduchu v zimě, resp. jeho předchlazení v létě. V současné době se ZVT často navrhuje jako doplněk teplovzdušného vytápěcího systému. Zimní předehřev v tomto případě slouží také jako protimrazová ochrana rekuperačního výměníku větrací jednotky.

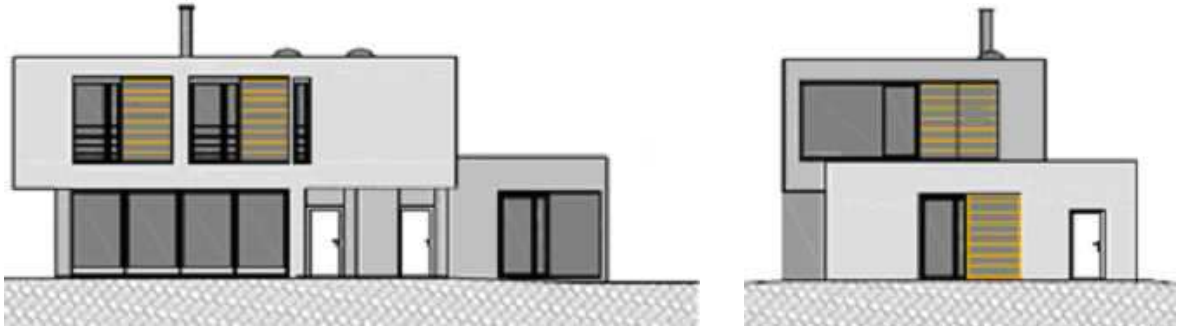
Článek se zabývá energetickou simulací zimního provozu ZVT, z něhož je vzduch nasáván do rekuperační jednotky teplovzdušného vytápění nízkoenergetického rodinného domu. Pomocí zjednodušeného modelu, vytvořeného v programu TRNSYS, jsou posouzeny úspory plynoucí z využití ZVT a jeho vliv na provoz rekuperační jednotky.

ÚVOD

Současný trend nízkoenergetické výstavby využívá řadu nových řešení. Jedním z nich je i teplovzdušné vytápění rodinných domů [1–3]. Jeho jistá renesance (alespoň v našich zemích) vychází ze skutečnosti, že jsou-li tepelné ztráty objektu dostatečně nízké, postačuje jako teplonosné médium vzduch, a to při jeho přijatelné vstupní teplotě i průtoku. Vzduchotechnický systém je pak zpravidla dvouokruhový, přičemž hlavní část vytápěcího vzduchu prochází cirkulačním okruhem, zatímco nově přiváděná část nahrazuje pouze odpadní vzduch z hygienických zařízení, kuchyňské digestoře apod. Pro snížení tepelných ztrát spojených s výměnou vzduchu se využívá rekuperace, kterou doplňuje dohřev přiváděného vzduchu.

Jako volitelné zařízení pro další snížení energetických nároků se často nabízí předřazený *zemní výměník tepla* (ZVT) [1], [3]. Jak konstatuje příspěvek [4], "…na první pohled jde o geniální technické low-tech zařízení: roura zahrabaná v zemi." Jeho využití spočívá v předehřevu větracího vzduchu v zimě a jeho ochlazení v létě, což obojí (teoreticky) přináší energetické úspory – otázkou ovšem je, jak velké.

Zemními výměníky tepla se u nás zabývá zejména Kopecký (viz např. [5–9], souhrnně [10]). Dosahovaným energetickým úsporám však byla doposud věnována pouze malá pozornost; této otázce se přímo věnují pouze příspěvky [4], [7]. Energetický přínos ZVT je problematický zejména při jeho kombinaci s rekuperací tepla v zimním období, neboť se jedná do jisté



Obr. 1 *Čelní a boční pohled na nízkoenergetický rodinný dům se zkoumaným ZVT*

míry o konkurenční procesy – čím vyšší je účinnost rekuperace, tím nižší je přínos ZVT, a naopak. Jeho přínos pro chlazení zase závisí na stavebně-technickém řešení objektu [7].

Předkládaný příspěvek, který vychází z diplomové práce [11], se zabývá simulací zimního provozu zemního výměníku tepla, z něhož je vzduch nasáván do rekuperační jednotky teplovzdušného vytápění nízkoenergetického rodinného domu (NED). Pomocí zjednodušeného modelu, vytvořeného v programu TRNSYS, jsou posouzeny energetické úspory plynoucí z využití ZVT a jeho vliv na provoz rekuperační jednotky.

POPIS OBJEKTU

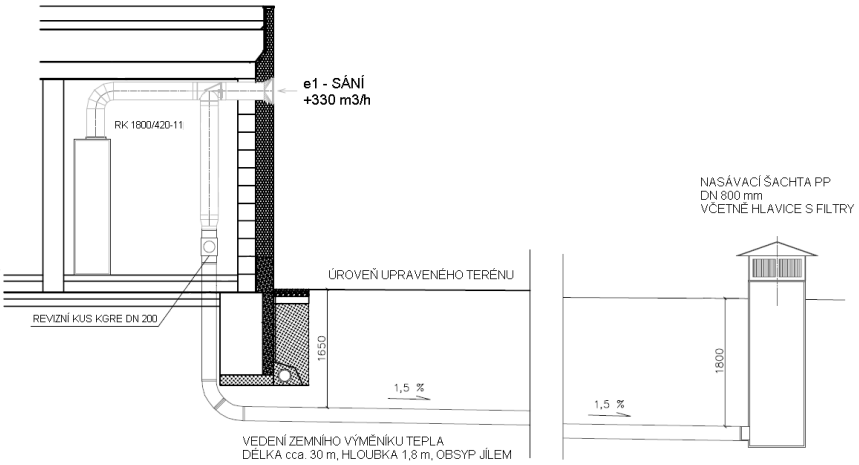
Uvedený NED se nachází v městě Studénka v moravskoslezském kraji. Jedná se o dvoupodlažní nepodsklepený rodinný dům se dvěma samostatnými bytovými jednotkami, s rozměry 16,37 m × 9,25 m × 16,50 m a celkovou zastavěnou plochou 150,4 m^2 (obr. 1).

Projekt domu se několikrát měnil; v konečné variantě jsou obvodové stěny z vápenopískových cihel KM Beta SENDWIX 8DFD tl. 250 mm zatepleny venkovní izolací z pěnového polystyrenu tl. 280 mm (celkem dvě vrstvy po 140 mm, které jsou pro vyloučení tepelných mostů vzájemně překryty, s uchycením na lepidlo a kotvy). Základy domu jsou v celé hloubce 900 až 1200 mm zatepleny expandovaným polystyrenem pro vlhké prostředí tl. 150 mm. Podlahy 1. NP jsou od základové desky izolovány vrstvou polystyrenu tl. 150 mm; rovněž v podlaze 2. NP je použita polystyrénová izolace tl. 150 mm (v obou jsou vedeny vzduchovody teplovzdušného vytápění). Stropy plochých střech jsou tepelně izolovány skladbou polystyrénových desek, vyspádovaných v tloušťkách od 550 mm až po 320 mm u odtokových vpustí vnitřních okapních svodů. Celá skladba střechy, včetně 2mm folie, je uchycena k litým stropům střešními kotvami. Nenosné příčky 1. NP jsou provedeny z tvárnic YTONG tl. 100 nebo 150 mm; příčky v 2. NP tvoří sádrokartonová stěna tl. 100 mm s vloženou minerální izolací ORSIL tl. 75 mm. Okna jsou plastová zdvojená, zasklená izolačním dvojsklem. Kvůli omezení tepelných mostů jsou okna i dveře vysunuta na kotvách mimo nosnou stěnu do venkovního zateplení a utěsněna parotěsnými a difuzními pásky.

Větrání a vytápění domu vychází z konceptu firmy Atrea [1], [3]. Základní systém dvouzónového cirkulačního teplovzdušného vytápění je doplněn podlahovým topením v části 1. NP, deskovými otopnými tělesy v prádelně a ve dvou koupelnách a podlahovými konvektory v místnostech 2. NP. V obývacím pokoji je jako doplňkový zdroj tepla instalován krb s teplovzdušnou krbovou vložkou.

Základem celého systému je jednotka DUPLEX RK 1800/420, která umožňuje souběžné cirkulační vytápění/větrání obytných místností a oddělené odvětrávání hygienického příslušenství domu. Součástí jednotky je křížový rekuperační výměník pro zpětné získávaní tepla odpadního vzduchu; konečný dohřev zajišťuje teplovodní ohřívač. Zdrojem tepla pro všechny otopné systémy je integrovaný zásobník tepla (IZT) o objemu 925 l, který zajišťuje i ohřev teplé vody. K zásobníku jsou připojeny solární teplovodní kolektory (5 ks), umístěné na střeše 2. NP. Při nedostatečné teplotě je IZT dotápěn elektrickými topnými patronami na noční proud. Všechna tato zařízení jsou umístěna v technické místnosti v 1. NP.

Větrací vzduch je do jednotky nasáván podle aktuální venkovní teploty buď přímo zvenčí (přes protidešťovou žaluzii ve fasádě) nebo přes zemní výměník tepla. Ohřátý vzduch je do jednotlivých místností rozváděn samostatnými plochými rozvody, uloženými v tepelněizolační vrstvě podlahových konstrukcí. Cirkulační vzduch se z místností odvádí pod dveřmi bez prahů přes chodby a schodiště ke dvěma odsávacím vyústkám, z nichž jedna je umístěna v 1. NP ve stěně nad krbem v obývacím pokoji (při provozu krbu tak umožňuje odtah teplého vzduchu a jeho rozvod do ostatních místností), druhá na galerii ve 2. NP. Odpadní vzduch je



Obr. 2 *Náčrt simulovaného zemního výměníku tepla*

odsáván z hygienických místností, obou předsíní, prádelny, technické místnosti a z kuchyňských digestoří. Větrání je spouštěno podle potřeby ručně nebo automaticky dle nastaveného režimu jednotky. Rozvody odpadního vzduchu jsou tepelně izolovány pro zamezení tepelných ztrát a případného rosení. Ochlazený odpadní vzduch je z rekuperačního výměníku vyfukován přes protidešťovou žaluzii ven.

MODEL ZEMNÍHO VÝMĚNÍKU TEPLA

Pro posouzení energetického přínosu ZVT byla v práci [11] zpracována jeho energetická simulace. Použit byl modulární simulační program TRNSYS 16.1 (*TRaNsient SYstem Simulation*), určený pro dynamickou analýzu energetických systémů staveb (viz např. [12]).

Pro simulaci ZVT byl použit relativně jednoduchý model. Byl uvažován pouze ohřev vzduchu v přímé části; vliv nasávací šachty i výstupní části ZVT (obr. 2) byl zanedbán. Výstupní teplota vzduchu je dána rovnicí přenosu tepla při vnitřním proudění v potrubí s konstantní teplotou stěny ([5], [13]), zde rovnou teplotě okolní zeminy v dané hloubce pod povrchem. Při výpočtu byla brána konstantní hloubka uložení, rovná aritmetickému průměru hloubky na začátku a na konci ZVT (který je uložen se spádem 1,5 %). Jako obklopující zemina byl použit – v souladu se skutečností – jíl; jeho fyzikální vlastnosti byly uvažovány konstantní, s hodnotami převzatými z práce [10] (tab. 1).

Tab. 1 *Parametry simulovaného ZVT*

Zemní výměník tepla		**Zemina**		
Rozměry	0,2 × 30 m (DN 200)	λ	1,28	W/(m·K)
Tloušťka stěny	6,2 mm	ρ	1500	kg/m^3
Materiál	KG 2000 Polypropylen®	c_p	880	J/(kg·K)
Tepelná vodivost	0,22 W/(m·K)	C	1320	kJ/(m^3·K)
Průměrná hloubka	1,825 m	a	9,70	m^2/s

Součinitel přestupu tepla na vnitřním povrchu ZVT byl určen podle Colburnovy rovnice

$$\overline{Nu_D} = 0{,}023 \cdot \overline{Re_D}^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \tag{1}$$

pro turbulentní proudění v trubce (uvažovanému průtoku vzduchu 330 m^3/h odpovídá hodnota Reynoldsova čísla Re_D = 45 800) [13]. Fyzikální vlastnosti vzduchu byly určeny pro průměr-

nou teplotu 10 °C podle [13]. Tepelný odpor potrubí byl zahrnut do výsledné hodnoty součinitele přestupu tepla.

Zásadním zjednodušením simulace je, že výměník svým provozem neovlivňuje teplotní rozvrstvení v zemině. Řešení tohoto problému by vyžadovalo složitější matematický model, zahrnující vedení tepla v obklopující zemině ([5], [6], [8]). Ani ten však nezaručuje věrohodnější výsledky, neboť jeho přesnost je do značné míry podmíněna správným stanovením jak parametrů zeminy, tak zejména počátečního teplotního rozvrstvení. Pro méně náročné simulace chování ZVT proto dobře poslouží i jednodušší modely [6].

Dalším problémem bylo určení ročního průběhu teploty zeminy v dané hloubce. Vzhledem k nedostatku experimentálních údajů (jediný nalezený zdroj [14] neuvádí druh zeminy, jehož se údaje týkají) byl pro přibližné určení teplotního rozvrstvení použit modul „*Simple Ground Temperature Model*“ programu TRNSYS. Tento model vychází z teoretického průběhu teploty v polonekonečném masivu, vystavenému sinusové změně povrchové teploty. Řešením pak je periodický průběh se stejnou periodou τ, avšak fázově (resp. časově) posunutý oproti průběhu budicí teploty, jehož amplituda se s rostoucí hloubkou z postupně snižuje [5]:

$$T_z(z,t) = T_M + T_A \cdot exp\left(-\frac{z}{d_p}\right) \cdot sin\left(\frac{2\pi \cdot t}{\tau} - \frac{z}{d_p}\right) \qquad (2)$$

Parametr $d_p = \sqrt{(a \cdot \tau)} / \pi$ je tzv. *hloubka penetrace*. Znamená to, že rychlost útlumu i fázový posun jsou závislé na vlastnostech zeminy, jmenovitě na její teplotní vodivosti $a = \lambda / (\rho \cdot c_p)$.

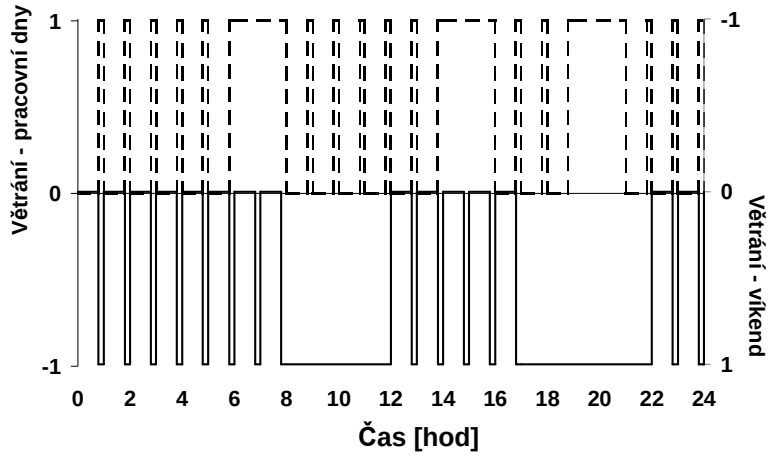
Střední teplota T_M a budicí amplituda T_A odpovídají zjednodušenému ročnímu průběhu průměrných teplot vzduchu v dané lokalitě (předpokládá se, že teplota povrchu země bude rovna průměrné teplotě vzduchu, což ovšem nemusí být zcela přesné – např. to nezahrnuje ohřev země dopadajícím slunečním zářením). Zde byly použity hodnoty T_M = 9,3 °C, T_A = 11,2 °C, určené z minimálních a maximálních měsíčních průměrných teplot vzduchu v období 1998–2008, naměřených nejbližší meteorologickou stanicí Mošnov [15].

SIMULACE PROVOZU ZVT

Pro dynamickou simulaci, která se provádí zpravidla s hodinovým časovým krokem, však průměrné hodnoty meteorologických veličin nepostačují. K dispozici jsou potřeba hodinová klimatická data, např. ve formě *referenčního klimatického roku* (RKR). Zde byla použita data generovaná klimatickou databází METEONORM [16] pro nejbližší dostupnou lokalitu (Ostrava-Poruba, vzdálenost cca 15 km, nadmořská výška 242 m n.m. – Mošnov 251 m n.m.).

Důležitou otázkou provozu ZVT je stanovení podmínky, kdy se nasává vzduch z výměníku a kdy přímo venkovní vzduch. Z hlediska energetického přínosu během zimního provozu jde o situaci, kdy je teplota venkovního vzduchu vyšší než teplota zeminy, v níž je potrubí uloženo. Tato teplota však zpravidla není měřena, takže v jednodušší variantě se režim provozu volí pouze podle venkovní teploty [18]. Protože jednou z hlavních funkcí ZVT je protimrazová ochrana rekuperačního výměníku [17], volí se spodní hranice pro nasávání venkovního vzduchu zpravidla nad či alespoň na bodu mrazu (horní hranice je dána požadavkem na chlazení nasávaného vzduchu během letního provozu).

Teplotní interval, kdy lze nasávat přímo venkovní vzduch, udává literatura různě. Např. [18] doporučuje interval (0 až 25) °C, lit. [19] uvádí jako minimální spodní hranici (při které ještě rekuperační výměník nezamrzne) teplotu –3 °C. V praxi se pro přepínaní volí často teplota vyšší (např. [7] uvádí cca 4 °C). Mimo vymezený interval se nasávaný vzduch ohřívá nebo ochlazuje pomocí ZVT. Optimalizuje se tak energetická náročnost větrání a docílí se i částeč-



Obr. 3 *Denní průběh simulovaného provozu větrání*

né regenerace zeminy. V reálném provozu si uživatel může nastavení teplot zvolit podle svého uvážení; z něj pak vyplyne doba provozu (využití) ZVT. V uvedeném případě byl pro přímý vstup venkovního vzduchu zvolen doporučený teplotní rozsah (0 až 25) °C [18].

Celoroční provoz byl rozdělen na zimní (říjen až květen) a letní (červen až září – zde není řešen), oba s odlišným týdenním a víkendovým větracím režimem. Režim větrání (spínání jednotky) byl volen s ohledem na reálný provoz monitorovaný v aplikaci [7]. V pracovních dnech se předpokládá kontinuální větrání v ranních, odpoledních a večerních hodinách (vždy ve dvouhodinových úsecích), o víkendu během dopoledne (vaření v kuchyni) a večer (obr. 3). Ve zbytku dne se větrá přerušovaně – vždy po dobu 12 min/hodinu. Množství větracího vzduchu 330 m^3/h odpovídá celkovému projektovému průtoku při nárazovém větrání. Vzhledem k celkové době provozu (9,6 h v pracovních dnech, 12 h během víkendu) průměrná intenzita větrání překračuje o 32, resp. 65 % předpokládanou projektovou výměnu vzduchu 0,3 h^{-1} a je nutno ji brát jako maximální potenciální hodnotu (zvláště s ohledem na skutečnost, že tendencí uživatelů je zpravidla větrat co nejméně [7]).

ŘEŠENÉ VARIANTY A JEJICH POROVNÁNÍ

Energetický přínos zemního výměníku tepla, kombinovaného s rekuperační jednotkou, není totéž jako tepelný zisk ve výměníku – ohřátí vzduchu v ZVT snižuje přínos rekuperace, tj. množství zpětně získaného tepla. Z hlediska uživatele je podstatné, jaká bude výsledná spotřeba „placené“ energie (v daném případě elektrické energie na vytápění). Jde tedy o porovnání varianty samotné rekuperace s variantou, zahrnující předřazený ZVT [7].

Druhou otázkou je posouzení přínosu ZVT jako protimrazové ochrany rekuperačního výměníku. Ve variantě bez ZVT lze protimrazovou ochranu řešit např. snižováním nebo dočasným vypínáním přívodu venkovního vzduchu [17]. Toto řešení však jednak omezuje zásobování čerstvým vzduchem, jednak vytváří v domě podtlak, který vede k infiltraci chladného venkovního vzduchu škvírami a spárami. Dalším řešením je předehřev nasávaného studeného vzduchu (např. teplovodním ohřívačem). Právě toto řešení bylo při simulaci aplikováno.

Řešeny byly čtyři varianty. Základní varianta V0 představuje nucené větrání s ohřevem větracího vzduchu bez rekuperace tepla (jedná se tedy o obdobu větrání okny, kdy vzduch ohřívá otopná soustava). Další varianty již využívají zpětného získávání tepla z odpadního vzduchu. Varianta V1 reprezentuje nucené větrání s využitím rekuperace bez předehřevu větracího vzduchu (hrozí tedy zamrznutí výměníku). U posledních dvou variant je vzduch před vstupem do rekuperační jednotky předehříván: u varianty V2 přiváděným teplem (na teplotu 0 °C),

u varianty V3 průchodem vzduchu zemním výměníkem tepla (přičemž, jak bylo uvedeno výše, při venkovních teplotách v intervalu (0 až 25) °C je vzduch nasáván přímo z fasády). Po rekuperaci vždy následuje dohřátí vzduchu na teplotu 22 °C.

Je zřejmé, že při daném průtoku musí být celkové teplo dodané čerstvému vzduchu stejné pro všechny varianty. Procentní zastoupení jednotlivých druhů ohřevu je však u každé varianty jiné. U teplovzdušného vytápění se navíc přiváděný vzduch ohřívá na vyšší teplotu, aby pokryl tepelné ztráty objektu. Proto by zde měl být zařazen ještě další krok – ohřev vzduchu na odpovídající teplotu. Tepelné ztráty a tedy i spotřeba energie na jejich pokrytí jsou však pro všechny varianty stejné a při vzájemném porovnání není potřeba je uvažovat.

Samotná rekuperace pak byla řešena s mírným zjednodušením. Předpokládá se konstantní účinnost výměníku 78 % (odpovídající podle podkladů výrobce simulovanému průtoku vzduchu), využití latentního tepla při kondenzaci vlhkosti z odpadního vzduchu není uvažováno.

VÝSLEDKY ŘEŠENÍ A DISKUSE

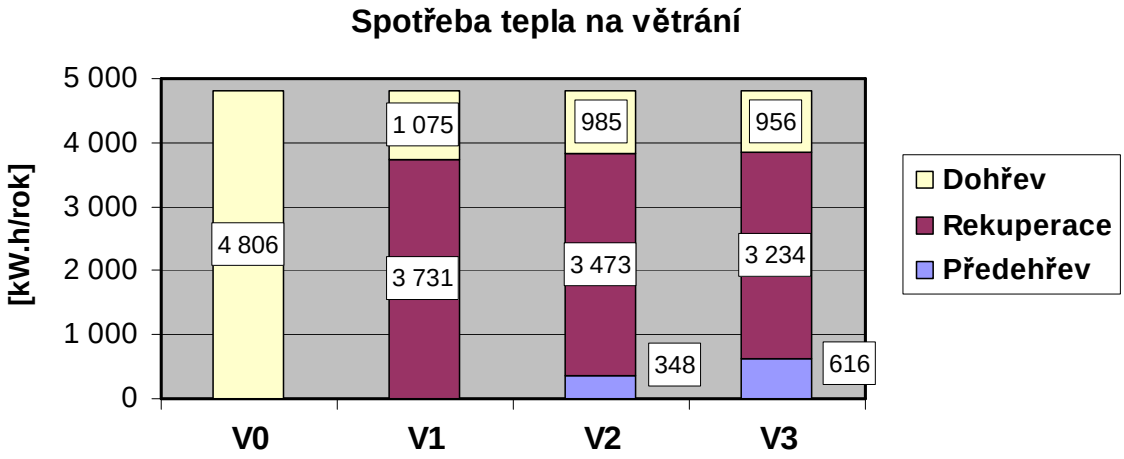
Výsledky simulace jednotlivých variant jsou přehledně uvedeny v tab. 2 a obr. 4. Z porovnání variant V0 a V1 plyne význam rekuperace odpadního tepla (snížení tepelné ztráty větráním na 22 %). U varianty V1 není ovšem uvažován nutný předehřev čerstvého vzduchu, což by bylo přípustné např. při použití rotačního výměníku. Varianty V2 a V3 pak porovnávají oba uvažované způsoby předehřevu – přímým ohřevem nasávaného vzduchu a jeho průchodem ZVT. Jak je vidět, v druhém případě mírně klesá spotřeba energie na finální dohřev vzduchu (jeho průměrná teplota na výstupu z rekuperace je vyšší), zejména však ušetříme energii na předehřev při venkovních teplotách pod bodem mrazu. Výsledné úspory činí cca 8 %.

Tab. 2 *Výsledky jednotlivých variant energetické simulace*

Varianta	**Předehřev**	**Rekuperace**	**Dohřev**	**Spotřeba el.**	**Ztráta**	
		[kW.h/rok]			[kW.h/rok]	[Kč/rok]
V0	0,0	0,0	4 805,7	4 805,7	3 850,1	16 274,8
V1	0,0	3 731,1	1 074,7	1 074,7	119,1	503,4
V2	347,8	3 472,6	985,4	1 333,1	377,5	1 595,8
V3	615,9	3 234,3	955,6	955,6	0,0	0,0

Hodnocení ekonomického přínosu ZVT během zimního provozu je nicméně poněkud problematické. Za předpokladu, že teplo pro ohřev nasávaného vzduchu bude získáváno výhradně z elektrické energie odebírané v době nízkého tarifu, činí úspora během celé otopné sezóny 1596,– Kč (při ceně 4227,09 Kč/MW.h podle ceníku ČEZ, platného k 1. 1. 2009 [20]). Při celkových investičních nákladech na vybudování ZVT ve výši cca 60.000,– Kč vychází doba prosté návratnosti přibližně 38 let. Výsledky tak potvrzují hodnocení, uvedené v článku [4]. Se započtením úspor, získaných využitím ZVT pro chlazení větracího vzduchu v létě, a s uvažováním růstu cen energií se doba návratnosti samozřejmě o něco zkrátí.

Vzhledem ke zvolenému režimu větrání představují uvedené výsledky spíše horní hranici možných úspor. Uživatelé ve snaze ušetřit volí zpravidla co nejnižší intenzitu větrání, s výměnou vzduchu na úrovni 0,1–0,15 h^{-1} ([4], [7]). Prakticky dosahované úspory budou proto podstatně menší. Množství tepla potřebné na předehřev větracího vzduchu (pokud pro protimrazovou ochranu rekuperace nepoužijeme ZVT) závisí rovněž na nastavení mezní přípustné teploty nasávaného vzduchu. Při jiné hodnotě jejího nastavení by porovnání obou variant (V2 a V3) přineslo poněkud odlišné výsledky.



Obr. 4 *Pokrytí tepelné ztráty větráním v jednotlivých simulovaných variantách*

Poslední poznámka se týká zanedbání vlivu ZVT na teplotu okolní zeminy. Porovnáme-li spotřebu energie na dohřev vzduchu u variant V1 až V3, vidíme, že ZVT ji ovlivňuje velmi málo. Použité zjednodušení modelu tedy zjištěné energetické poměry ovlivní minimálně. Podstatné je, aby byla za všech okolností splněna funkce ZVT jako protimrazové ochrany rekuperačního výměníku. Z tohoto hlediska je rovněž třeba navrhovat jeho parametry. V uvedeném případě bylo v práci [11] prokázáno, že (s uvážení vlivu nasávací šachty) realizovaný ZVT tuto podmínku splňuje.

ZÁVĚR

Z uvedených výsledků je patrno, že energetický a ekonomický přínos zemního výměníku tepla je při současném použití rekuperace velmi malý. Se zvyšující se účinností rekuperace se energetický význam ZVT ještě více snižuje [7]. Přesto však nelze jeho využití zcela zatratit. Jeho hlavním přínosem je protimrazová ochrana rekuperačního výměníku tepla, případně chlazení větracího vzduchu v letním období. Na druhou stranu, provoz ZVT s sebou může přinášet např. problémy s hygienou přiváděného vzduchu ([4], [17], [19]). Těmto otázkám by se chtěli autoři věnovat ve své další výzkumné práci.

LITERATURA

[1] MORÁVEK P. Nový systém teplovzdušného vytápění s řízeným větráním obytných budov a jeho výpočtový model. *Sborník konf. „Klimatizace a větrání 2004“*. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2004, s. 245–259.

[2] ŠALÝ J. Nové trendy větrání, vytápění a přípravy TUV v rodinných domech. *Vytápění, větrání, instalace*, 14 (2): 56–59, 2005.

[3] MORÁVEK P. Moderní koncepce výstavby pasivních rodinných domů v podmínkách ČR. *Vytápění, větrání, instalace*, 15 (1): 19–24, 2006.

[4] SRDEČNÝ K. Efektivita zemního výměníku tepla. In: *Pasivní domy 2006*. 2. vyd. Brno: Centrum pasivního domu, 2007, s. 327–328.

[5] KOPECKÝ P. Chlazení a předehřev vzduchu v zemním výměníku. *Sborník konf. „Simulace budov a techniky prostředí 2004“*. Praha: IBPSA-CZ, 2004, s. 71–76.

[6] KOPECKÝ P. Matematický model pro simulaci zemních výměníků tepla – experimentální validace. *Sborník 4. konf. IBPSA-CZ „Simulace budov a techniky prostředí 2006“*. Praha: IBPSA-CZ, 2006, s. 65–69.

[7] KOPECKÝ P. K energetickému přínosu zemního výměníku tepla. In: *Pasivní domy 2006*. 2. vyd. Brno: Centrum pasivního domu, 2007, s. 329–336.

[8] KOPECKÝ P. Zemní výměník tepla: model a validace. *Vytápění, větrání, instalace*, 15 (4): 198–202, 2006.
[9] KOPECKÝ P. Návrh dimenzí zemních výměníků tepla. *Vytápění, větrání, instalace*, 17 (3): 124–128, 2008.
[10] KOPECKÝ P. *Hygro-thermal performance of earth-to-air heat exchangers: numerical model, analytical and experimental validation, measurements in-situ, design.* Disertační práce. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta stavební, 2008.
Dostupné z: <http://kopeckyp.wz.cz/files/pdf/PK_DIZ08.pdf>.
[11] KOLBÁBEK A. *Energetická simulace vlivu zemního výměníku tepla na provoz rekuperační jednotky teplovzdušného vytápění.* Diplomová práce. Brno: VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009.
[12] ŠOUREK B., KOREČKO J. *Simulační prostředí TRNSYS* [online], 30.7.2004 [cit. 2009-05-15]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=1956>.
[13] INCROPERA F. P., DE WITT, D. P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 3rd ed. New York: John Wiley & Sons, 1990.
[14] HUML J., BROŽ K. Využití zemského polomasivu pro ukládání odpadního tepla a sluneční energie. *Vytápění, větrání, instalace*, 12 (3): 115–117, 2003.
[15] ČHMÚ, odbor klimatologie. *Informace o klimatu* [online], 20. 10. 2009 [cit. 2009-10-30]. Dostupné z: <http://www.chmu.cz/meteo/ok/infklim.html>.
[16] Klimatická databáze METEONORM version 6.1.
[17] MICHAEL K. Zemní výměník tepla k předehřívání vzduchu v zimě a předchlazení vzduchu v létě (český překlad). In: *Pasivní domy 2007*. 1. vyd. Brno: Centrum pasivního domu, 2007, s. 291–295.
[18] ATREA. *Systém teplovzdušného vytápění a větrání* [online] [cit. 2009-10-30]. Dostupné z: <http://www.atrea.cz/cz/system-teplovzdusneho-vytapeni-a-vetrani>.
[19] PAUL E. *Využití zemních výměníků tepla ve spojení se zařízením pro bytové větrání a rekuperaci tepla* [online], 10.10.2005 [cit. 2009-05-08]; dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=2772>.
[20] ČEZ. *Produkty a služby* [online], [cit. 2009-05-15]; dostupné z: <http://www.cez.cz/cs/produkty-a-sluzby/obcane-a-domacnosti/elektrickaenergie/comfort/d-akumulace16>.

SEZNAM OZNAČENÍ

a	součinitel teplotní vodivosti	[$m^2.s^{-1}$]
c_p	měrná tepelná kapacita za konst. tlaku	[$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
C	objemová tepelná kapacita	[$J.m^{-3}.K^{-1}$]
d_p	hloubka penetrace	[m]
t	čas	[s]
T_z	teplota v hloubce z pod povrchem země	[°C]
z	hloubka pod povrchem země	[m]
λ	součinitel tepelné vodivosti	[$W.m^{-1}.K^{-1}$]
ρ	hustota	[$kg.m^{-3}$]
τ	perioda průběhu venkovní teploty	[s]
Nu	Nusseltovo číslo	[–]
Re	Reynoldsovo číslo	[–]
Pr	Prandtlovo číslo	[–]

Příspěvek byl zpracován s finanční podporou grantů GAČR 103/07/0907 „Využití solárních komínů a materiálů se změnou skupenství pro pasivní chlazení budov“ a GAČR 101/09/H050 „Výzkum energeticky úsporných zařízení pro dosažení pohody vnitřního prostředí“.

Autoři děkují Mgr. Tomáši Vrobelovi za laskavé poskytnutí projekčních podkladů.

ANALÝZA PROVOZU MODERNÍCH OBYTNÝCH BUDOV S PŘIROZENÝM A HYBRIDNÍM VĚTRÁNÍM S PRVKY INTELIGENTNÍHO ŘÍZENÍ

Karel Kabele, Hana Doležílková, Lenka Maierová

Katedra technických zařízení budov, fakulta stavební, ČVUT v Praze
kabele@fsv.cvut.cz, hana.dolezilkova@fsv.cvut.cz, lenka.maierova@fsv.cvut.cz,

ANOTACE

Trendy snižování energetické náročnosti nových obytných budov jednoznačně vedou k sofistikovaným řešením obálky budovy, zaměřeným na minimalizaci prostupu tepla a utěsnění budovy. Na základě negativních zkušeností z počátku tisíciletí, kdy se snížila na minimum infiltrace a objevily se známé problémy s vlhkostí v budovách, se začínají zvolna prosazovat systémy řízeného větrání obytných budov od plnohodnotné vzduchotechniky po různé modifikace hybridních systémů. Příspěvek se zabývá analýzou dvou případových studií řešení bytového větrání na základě měření průběhy teplot a vlhkostí na reálných objektech, kde je použito prvků inteligentního řízení.

ÚVOD

Snaha o úspory energie sebou přináší požadavky na dokonalou těsnost konstrukcí obvodového pláště budov. Bez dalších opatření toto přináší zhoršení mikroklimatických podmínek v interiéru v důsledku snížení objemu výměny vzduchu, původně zajišťované infiltrací. Podle orientačních výpočtů [1] potvrzených mnoha příklady z praxe je větrání obytných budov s moderními těsnými okny infiltrací nedostatečné [4]. Ukazuje se, že aplikace oken s tzv. mikroventilací případně dvoupolohovým zavíráním není ideálním řešením, neboť je systém závislý na těžko předvídatelném chování uživatele. Výsledkem jsou vážné problémy moderních resp. modernizovaných budov, kde větrání není dořešeno jiným, na uživateli nezávislým způsobem – řízeným větráním.

Současná česká legislativa nestanoví jednoznačně závazné požadavky na vnitřní mikroklima v obytných budovách. Jedním z v současnosti používaných podkladů je Směrnice STP-OS4/č. l/2005 „Optimální přípustné mikroklimatické podmínky pro obytné prostřední“ [3] – jedná se však pouze o směrnici doporučenou. Podle doporučení Směrnice musí být v obytných místnostech, kde nelze stanovit počet uživatelů, dodržena hodnota výměny vzduchu alespoň 0,4 až 0,8 h^{-1}. Větší hodnota platí pro větrání znečištěným vzduchem, menší čistým venkovním vzduchem. Tyto hodnoty jsou také nezbytné pro zabránění vzniku plísní ve stavbách. Situaci v okolních zemích popisuje např. Morávek v článku [4] „…Řada evropských zemí předepisuje nucené větrání hygienických příslušenství taxativně. Například podle DIN 1946 – 6 je požadováno odvětrání kuchyní 40–60 m^3/h s nárazovým zvýšením na 200 m3/h; pro WC je požadováno 20–30 m^3/h a pro koupelny 40–60 m^3/h (v závislosti na délce provozní doby). V celodenním průměru pak musí tyto výkony větrání zajistit odvod až 10 kg vodních par denně produkovaných v průměrné domácnosti. Výše uvedené hodnoty korelují i s požadavky na zajištění přívodu čerstvého vzduchu pro byt se čtyřčlennou rodinou v množství 25 m^3/h/os pro neadaptované osoby (podle EUR 14444 EN a US ASHRAE standard 62 – 1989). V řadě provozovaných NED v SRN bylo dále ověřeno, že při zajištění trvalé objemové výměny vzduchu alespoň n = 0,3 h^{-1} je dosaženo vynikající kvality mikroklimatu…“. Pro obytné budovy lze v souladu s našimi použít více systémů větrání. Vedle již zmíněného přirozeného větrání okny doplněného nárazovým podtlakovým větrání

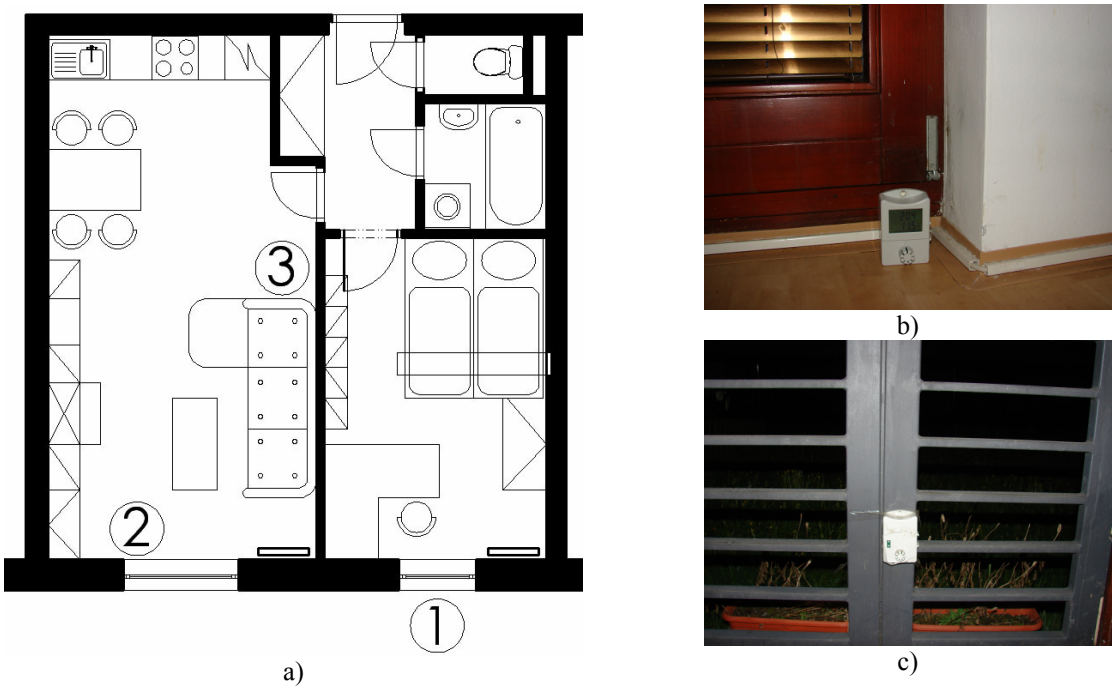
kuchyně a hygienického zázemí lze použít nuceného větrání rovnotlakého s rekuperací, podtlakového nebo hybridního.[1].

PŘÍPADOVÁ STUDIE: BYTOVÝ DŮM V HOSTIVICI

Případová studie vychází z měření vybraných parametrů vnitřního prostředí v bytovém domě v Hostivici, který byl postaven v roce 2004. Cílem měření byla analýza vnitřního prostředí z hlediska tepelně-vlhkostního mikroklimatu zaměřená na stanovení příčin významných problémů s kondenzací vodní páry na oknech při běžném provozu.

Popis objektu

Objekt je zděný z cihelných bloků a s kontaktním zateplovacím systémem. Okna jsou dvojskla v profilu IV 68 s jedním celoobvodovým těsněním. Bytové větrání je zde řešeno jako přirozené s podtlakovým odsáváním WC a koupelny. Při zavřených oknech je podtlakové větrání během několika minut nefunkční, protože není vytvořena cesta pro přívod vzduchu. Kuchyňský kout nemá žádné odsávání, pouze cirkulační digestoř. V zimním období a období s venkovní teplotou nižší než 10 °C dochází u většiny bytů ke kondenzaci vodní páry na oknech a rámech oken.



a) b) c)

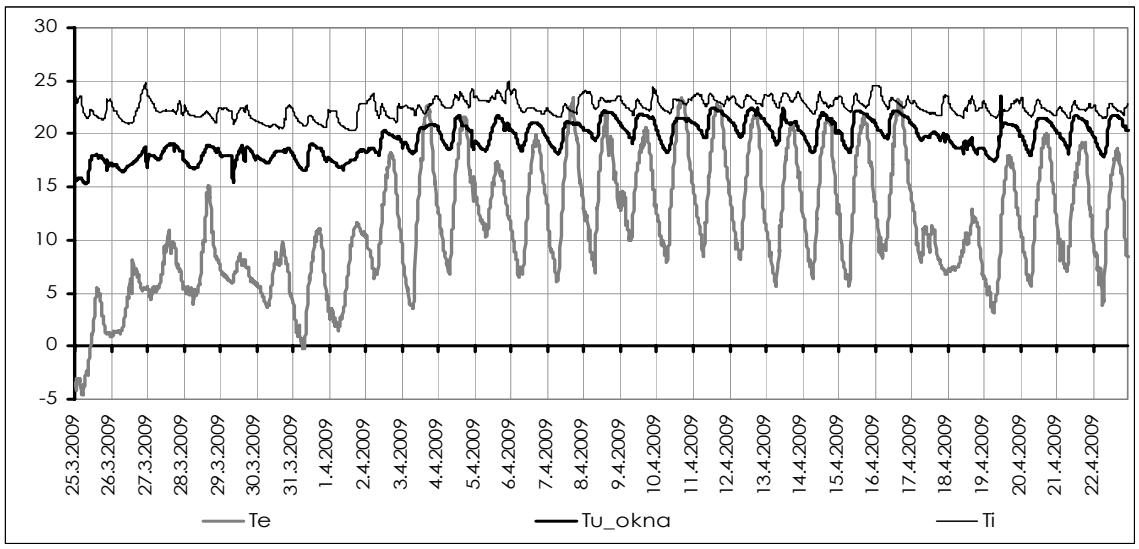
Obr. 1 *a) půdorys bytu a umístění čidel, b) čidlo u okna, c)čidlo v exteriéru*

Popis měření

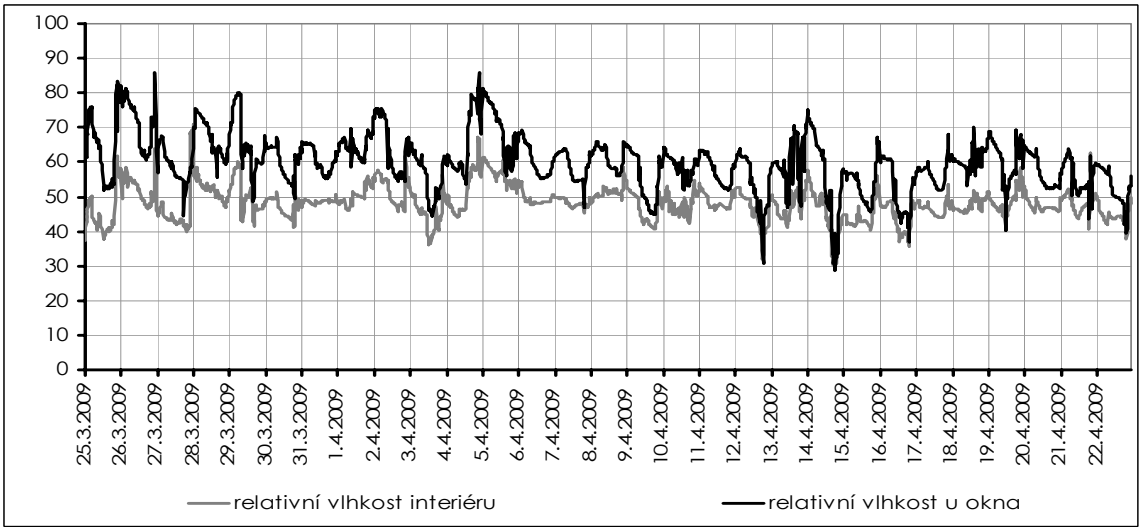
Měření proběhlo v jednom z přízemních bytů velikosti 2+kk v přechodném období na jaře od 24.3. do 22.4.2009. V bytě v době měření docházelo k výše uvedeným problémům. V bytě žijí dvě osoby, které jsou ve všední dny v bytě pouze večer a přes noc a o víkendech je téměř celý den alespoň jedna z nich přítomna. Byt je s předzahrádkou a jsou v něm francouzská okna, před kterými nejsou umístěna otopná tělesa, ta jsou umístěna u stěn vlevo od oken. Na obr. 1 je znázorněn půdorys bytu a umístění čidel. Měření bylo provedeno na přístrojích Commet datalogger řady S3120 a R3120. Venkovní čidlo (č. 1) bylo umístěno na mříži francouzského okna ve výšce 0,5 m nad terénem. Bylo zastíněné a chráněné proti dešti. Vnitřní čidlo umístěné u okna (č.2) bylo 5 cm od okna na podlaze v jeho pravém dolním rohu, kde docházelo k největší kondenzaci (otopné těleso je umístěno vlevo od okna). Třetí čidlo (č. 3) je umístěno na komodě ve výšce 1,2 m nad podlahou u vnitřní stěny. Měřena byla relativní vlhkost a teplota v časovém kroku 5 minut.

Výsledky měření

Výsledné hodnoty měření jsou na následujících obrázcích. Na obr č. 2 jsou vidět teploty vzduchu v exteriéru, interiéru a u okna. Tento graf nejjasněji charakterizuje teplotní podmínky u okna – teplota vzduchu před oknem bývá až o 8°C nižší než teplota vzduchu v pokoji, klesá až k 15,1°C. Povrchová teplota je pak ještě nižší a spolu s relativní vlhkostí v místnosti 50 % musí ke kondenzaci docházet. Relativní vlhkost v interiéru a u okna je na obr č. 3.



Obr. 2 *Naměřené teploty vzduchu*



Obr. 3 *Relativní vlhkost u okna a v interiéru*

Dílčí závěr

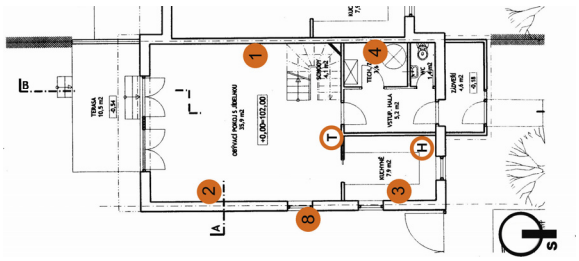
Měřený objekt je typickým příkladem domu s nefunkčním větráním a nevhodně zvolenými okny. Větrací soustava je při zavřených oknech nefunkční. Důležitým faktorem je i opomenuté odsávání vzduchu z prostoru kuchyňského koutu, díky němuž nedochází k odvodu vlhkosti z interiéru. Dále je zřejmé, že profil okna šířky 68 mm s izolačním dvojsklem je nevhodně zvolený. Dvojsklo i rám mají vyšší součinitel prostupu tepla, tudíž nízkou povrchovou teplotu a dochází na nich ke kondenzaci vodních par.

PŘÍPADOVÁ STUDIE: RODINNÝ DŮM V ROZTOKÁCH U PRAHY

Případová studie se zabývá koncovou sekcí řadových nízkoenergetických rodinných domů v Roztokách u Prahy.

Popis objektu

Objekt pochází z roku 2004. Jedná se o moderní dřevostavbu, celý objekt je vyzdvižen na sloupcích nad terén, na střeše má extenzivní zeleň. Hlavní prosklené plochy jsou orientovány na jih. Byla provedena nadstandardní tepelná izolace, důraz byl kladen na neprůvzdušnost konstrukce a důsledné řešení detailů při provádění. Objekt má díky lehké konstrukci velmi nízkou akumulaci tepla.



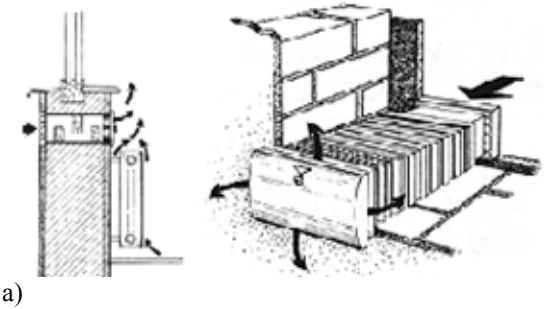
a) 1-8 čidla měření,
H senzor vlhkosti hybridního větrání,
T prostorový termostat

b)

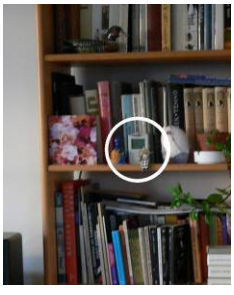
Obr. 4 *a) půdorys přízemí domu b) jižní fasáda*

Zdroj tepla pro ohřev teplé vody a vytápění objektu je teplovodní elektrický akumulační zásobník, s možností pozdějšího připojení solárního systému. Otopná tělesa jsou umístěna pod okny, regulaci zajišťuje prostorový termostat umístěný na zdi mezi obývacím pokojem a kuchyní a nastaven na udržování teploty 22°C mezi 6:00–8:00 a 16:00–23:00.

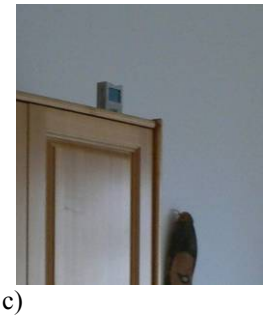
V objektu je realizován systém hybridního větrání. Prvky pro přívod vzduchu - štěrbiny s pojistkou proti nárazu větru a možností mechanického uzavření zevnitř (schéma viz obr. 5) jsou osazeny v obytných místnostech v místě otopných těles, odtah vzduchu zajišťují dvě větrací jednotky v kuchyni a v hygienickém zázemí. Systém je řízen vlhkostním senzorem instalovaným v prvcích pro odvod vzduchu a manuálním přepínačem pro volbu režimů. Základní režim ventilátoru na odtahu vzduchu je dimenzován na výměnu vzduchu 0,3 - 0,6 objemu místností, po přepočítání navržené rychlosti spíše horní hranici.



a)



b)



c)

Obr. 5 *a) přívodní prvek hybridního větrání b,c) umístění čidel měření v interiéru*

Popis měření

Měření proběhlo v zimním období 28. 11. 2008 – 5. 1. 2009. V domě žije jedna, příležitostně dvě osoby, ve všední dny jsou zde pouze večer a přes noc a o víkendech je téměř celý den alespoň jedna osoba přítomna.

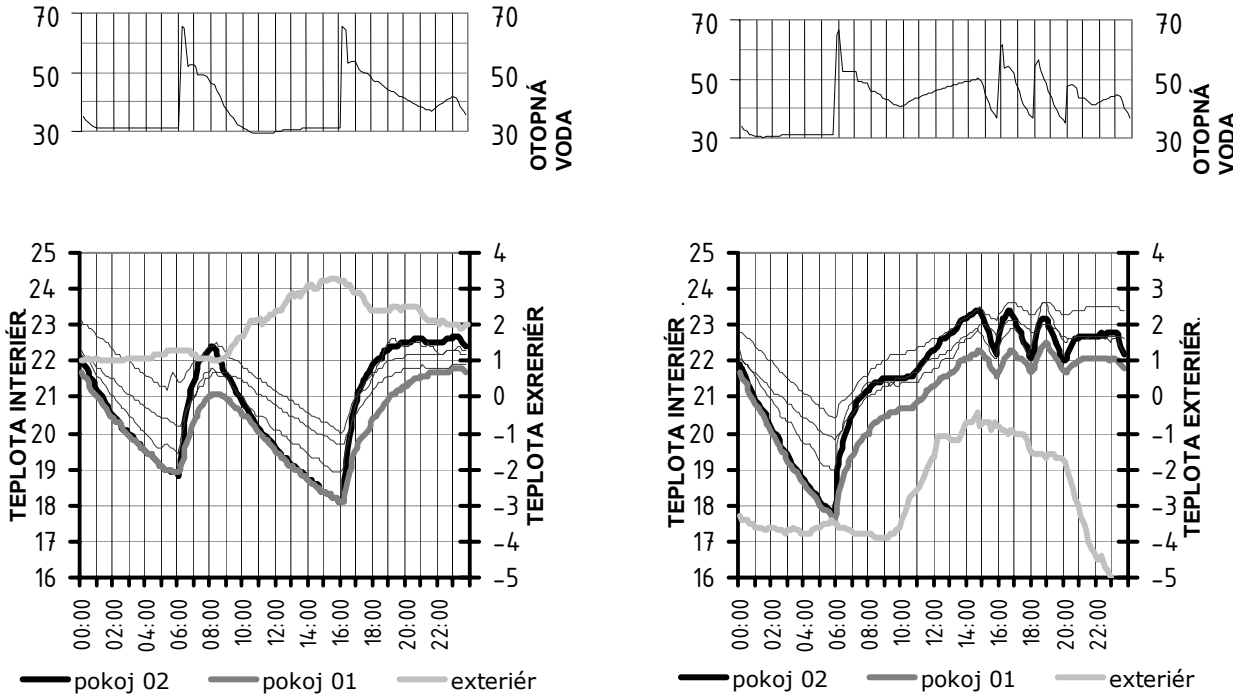
Měření bylo provedeno na přístrojích Commet datalogger řady S3120, S0110 a S0141. Na obr. 1 je znázorněn půdorys bytu a umístění čidel. Venkovní čidlo bylo umístěno ve východním okně. Bylo zastíněné a chráněné proti dešti. Vnitřní čidla č.1 a č.2 v obývacím pokoji byla umístěna u protějších stěn místnosti s výškovým rozdílem cca 1 metr. Vícekanálový datalogger zaznamenával teploty topné vody na přívodu a na zpátečce u zásobníku. Celkově bylo použito 8 čidel ve dvou patrech objektu. Umístění dalších čidel je patrné ze schématu, jejich výsledky korespondují s výsledky čidel analyzovaných v článku.. Měřena byla relativní vlhkost a teplota vzduchu.

Výsledky měření

Naměřené průběhy teplot jsou vidět na následujících grafech (obr.6). Během typického dne (11.prosince 2008), kdy je dům víceméně prázdný, nejsou zde téměř žádné vnitřní tepelné zisky, je vidět poměrně rychlé snižování teploty vzduchu, typické pro dřevostavbu s nízkou akumulací. Tento jev je podpořen neustále přiváděným větracím vzduchem ze systému hybridního větrání. Důsledkem je pokles teploty vzduchu v pokoji o 4,3°C během 8 hodin. (čidlo01= 8:00 … 22,4°C, 16:00 ... 18,1°C při průměrné venkovní teplotě 2,3°C) Na druhou stranu lze pozorovat velmi rychlý vzestup teploty při spuštění otopné soustavy. Během 30 min nárůst o 1,8°C, během 1 hodiny nárůst o 3°C (16:00 .. 18,1°C, 16:30 .. 19,9°C, 17:00 ..21,1°C)Budeme-li sledovat chování objektu za přítomnosti lidí, například v době vánočních svátků 2.ledna 2009, tj. kdy dochází k častějšímu spuštění otopné soustavy, byť velmi krátkému, jsou zde zisky z přítomných osob, vaření atd., můžeme pozorovat kolísání teploty v prostoru

rámci intervalu 22- 23,5°C (čidlo 01) i přes nižší venkovní teplotu –2°C. Pro dosažení kvalitního vnitřního prostředí je tedy vhodné volit dynamickou otopnou soustavu, schopnou rychlé reakce na změnu teploty v prostoru.

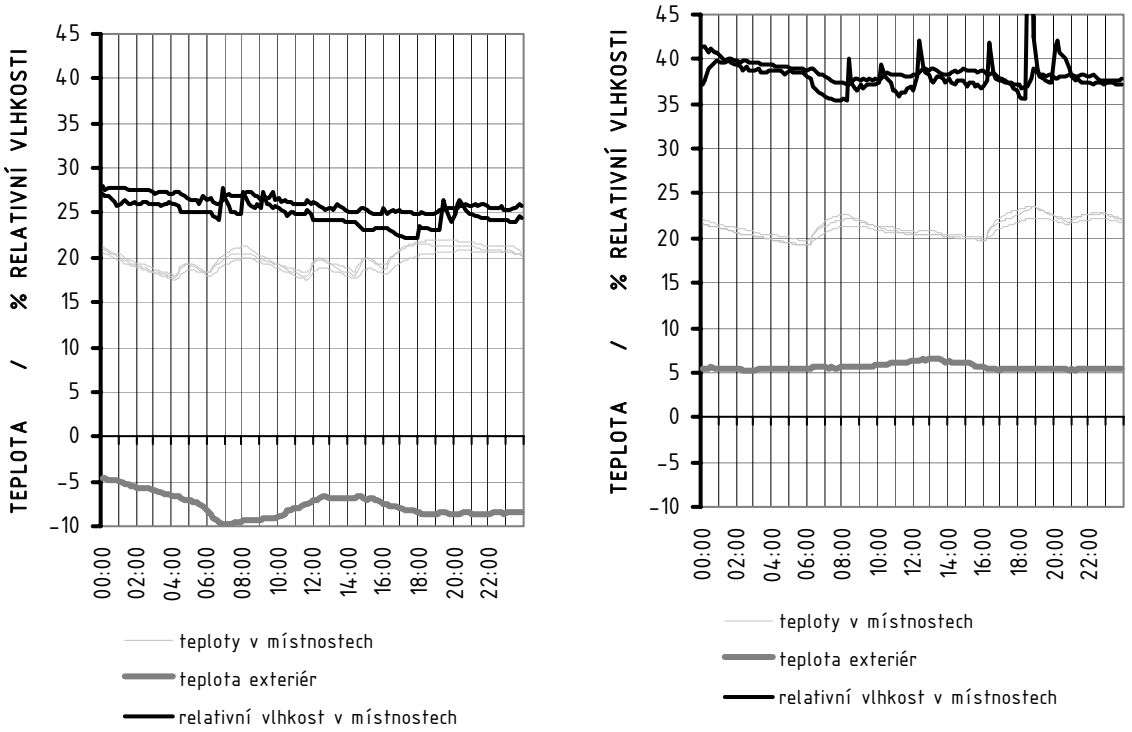
Při sledování naměřených hodnot obou čidel v prostoru obývacího pokoje (čidla 01, 02) jsou vidět poměrně velké rozdíly mezi hodnotami. Rozdíly se pohybují až do 1,5°C a výrazně se



Obr. 6 *Naměřené teploty vzduchu, topné vody v zimním období a) 11.12.2008 b) 2.1.2009*

mění v průběhu času. Dokladuje to výraznou změnu proudění vzduchu v místnosti během otopných přestávek. Tento fakt může ovlivnit vhodné umístění prostorového termostatu.

V období extrémně nízkých venkovních teplot klesá relativní vlhkost v místnostech pod úroveň hodnot doporučených z hygienického hlediska, pohybuje se kolem 25%. Tento stav však nastává pouze několik dní v roce, kdy se venkovní teplota klesne k -5°C. Při průměrných zimních teplotách kolem 3 až 5°C se pohybuje relativní vlhkost v místnostech mezi 35 – 45%, což je v souladu s hygienickými požadavky, byť na jejich spodní hranici. Výrazná závislost relativní vnitřní vlhkosti je mj. zapříčiněna systémem hybridního větrání, kdy je do interiéru trvale přiváděno malé množství venkovního větracího vzduchu o velmi nízké vlhkosti. (viz též obr. 7)



***Obr.** 7 Relativní vlhkost v závislosti na teplotách v exteriéru a) 6.1.2009 b) 16.12.2008*

Dílčí závěr

Rozborem naměřených údajů se prokázala funkčnost systému pro daný způsob užívání. Vzhledem k rychlým změnám teplot je výhodou dynamická otopná soustava. Pro dobře fungující regulaci je nutné vhodné umístění prostorového termostatu tak, aby měření nebylo zkresleno místním vlivem. Jako ideální se jeví použití bezdrátového termostatu, jehož poloha lze v případě nutnosti upravit. Použití vlhkostního čidla v takto provozovaném objektu (jedna osoba pouze na část dne) znamená trvalý provoz v základním režimu – výměna vzduchu s nejnižší intenzitou. Nastavení této intenzity na cca 0,6 výměny za hodinu přináší luxusní pocit čerstvého vzduchu v místnosti, je však poměrně energeticky náročné. Spotřeba energie na vytápění v tomto objektu vychází na cca 52 kWh/m^2, rok. To je vzhledem ke konstrukci objektu poměrně dost a vede to k otázce vhodného nastavení intenzity větrání a její regulace např. citlivějším systémem čidla CO_2. Nízká relativní vlhkost vzduchu při extrémně nízkých venkovních teplotách je průvodním jevem zvoleného systému větrání. Otázkou zůstává četnost těchto období za rok, úprava intenzity výměny vzduchu, případně zajištění zdroje vlhkosti v interiéru např. v podobě pokojových rostlin, které se v tomto objektu v podstatě nenacházejí.

ZÁVĚR

V příspěvku je na dvou případových studiích demonstrován současný stav větrání bytů systémy přirozeného a hybridního větrání s prvky inteligentního řízení.

První studie prokazuje celkovou nefunkčnost tradičního řešení přirozeného větrání s nárazovým podtlakovým větráním WC a koupelny a cirkulační digestoří v kuchyni. Těsná okna neumožňuji přísun dostatečného množství čerstvého vzduchu, což se projevuje zvýšenou vlhkostí s následnou kondenzací vodní páry na stavebních konstrukcích.

Druhá studie analyzuje vybrané složky tepelně-vlhkostního mikroklimatu v nízkoenergetickém rodinném domě s hybridním větracím systémem. Větrací systém je vybaven dvoustupňovou regulací výkonu podle relativní vlhkosti vzduchu v referenční místnosti. Systém pracuje nepřetržitě se základním množstvím větracího vzduchu a v případě překročení nastavené meze relativní vlhkosti vnitřního vzduchu zvýší svůj výkon. V tomto objektu lze konstatovat, že vnitřní prostředí je z hlediska tepelně vlhkostního na dobré úrovni, nicméně se zde otevírá otázka energetické náročnosti tohoto systému. Při zvýšení vlhkosti v místě měření dochází totiž ke zvýšení množství větracího vzduchu v celém objektu což ve svém důsledku vede k zvýšení spotřeby energie na ohřev tohoto vzduchu v zimním období.

Závěrem lze konstatovat, že se jednoznačně potvrzuje oprávněnost požadavku na řízené větrání moderních obytných budov stavěných v duchu zásad nízkoenergetické výstavby. Dále se na základě nepřímého měření prokázala funkčnost hybridního větracího systému v rodinném domě a vcelku dobrá interakce s teplovodním vytápěcím systémem. Obě studie potvrdily výrazný vliv detailu umístění senzoru regulace v referenční místnosti, obzvláště v případě kombinace teplotního a vlhkostního čidla. Z hlediska energetické náročnosti je sporné přirozené větrání, jehož funkce je ovlivněna chováním uživatele. Tak zvané inteligentní systémy [7] řízení přirozeného větrání pracují na principu mechanicky otevíraných oken případně větracích štěrbin a umožňují zvýšit kvalitu vnitřního prostředí při zachování optimálního množství větracího vzduchu. Komplikace spojené s bezpečností budovy a cenou těchto prvků však zatím brání jejich širšímu použití v obytných budovách. Řízení nuceného větrání je z tohoto pohledu jednodušší (aktuátorem je většinou ventilátor) nicméně stále nelze považovat vývoj regulace bytového větrání za ukončený, neboť stávající systémy jsou většinou zaměřeny na zajištění požadovaného stavu vnitřního prostředí a nezohledňují kritérium minimalizace energetické náročnosti.

LITERATURA

[1] DOLEŽÍLKOVÁ, H. *Residenční mikroprostředí.* Disertační práce, ČVUT v Praze, 2007

[2] MÁSILKOVÁ L. *Přirozené větrání v obytných budovách ,* Disertační práce, ČVUT v Praze, 2008

[3] Směrnice Společnosti pro techniku prostředí, STP-OS4/č. l/2005 „*Optimální* přípustné mikroklimatické podmínky pro obytné prostřední“, Praha, 2005

[4] MORÁVEK, P. *Nízkoenergetické stavby a jejich mikroklima*. Časopis Stavebnictví 01/07.ČKAIT 2007

[5] HIRŠ, J., *Hybridní větrání*, , ISBN 978-80-02-01926-8, Společnost pro techniku prostředí, Praha, 2007

[6] CHLUM, M. *Progresivní prvky bytového větrání*, seminář STP, Praha, říjen 2007

[7] KABELE, K. *Vývoj služeb inteligentních budov*, Časopis Stavebnictví 11/09, ČKAIT 2009

Příspěvek vznikl za podpory projektu MPO – 2A-1TP1/051.

VĚTRÁNÍ HALY PRO VÝKRM KUŘAT

Pavel Kic[1], Milan Zajíček[2]

[1]TF ČZU v Praze, Kamýcká 129, 165 21 Praha 6 - Suchdol
[2]ÚTIA AV ČR, v.v.i., Pod Vodárenskou věží 4, 182 08, Praha 8
kic@tf.czu.cz, zajicek@utia.cas.cz

ANOTACE

Cílem tohoto příspěvku je numerická analýza větrání haly pro výkrm brojlerů v průběhu letního období. Proudění vzduchu s vhodnou rychlostí v zóně pobytu zvířat je jedním z hlavních parametrů, které ovlivňují tvorbu vhodného vnitřního prostředí, potřebného pro výkrm kuřat. Specifické problémy hal pro intenzivní výkrm kuřat jsou dány zejména tím, že kuřata jsou chována trvale v hale od prvního dne života (při hmotnosti několika gramů) do ukončení výkrmu (až po hmotnost několika kilogramů). V průběhu výkrmového období se velmi výrazně mění biologické produkce a termoregulační schopnosti kuřat. Problémy tvorby vnitřního prostředí jsou nejvýraznější v létě ke konci výkrmového období a v zimním období po naskladnění malých jednodenních kuřat.

Základním problémem řešeným pomocí matematické simulace bylo určení rychlostí proudění ve větraném prostoru. Pro výzkum proudění vzduchu a predikci očekávaných rychlostí a teplot vzduchu bylo využito CFD softwaru Fluent. Sledovány byly též vlivy geometrického uspořádání a proudění vzduchu na teplotní pole. Účelná distribuce čerstvého vzduchu v hale a odpovídající umístění přívodních a odváděcích vyústek přispívá k účinnosti větracích zařízení.

V rámci analýzy větrání zkoumané haly byly též řešeny extrémní případy teplotních poměrů v hale při částečném i úplném selhání větracího zařízení a zhodnoceny vlivy i následky na vnitřní mikroklimatické podmínky.

ÚVOD

Numerická simulace proudění (CFD – Computer Fluid Dynamics) se již řadu let s úspěchem používá k řešení technických problémů v nejrůznějších odvětvích průmyslu. Oblast klimatizace a větrání nabízí nepochybně celou škálu problémů vhodných ke zkoumání pomocí CFD. Důvodem pro nasazení numerické analýzy je ve většině případů potřeba detailního poznání charakteru proudění ve větraných prostorách a často také možnost simulace stavů, které jsou z provozních důvodů nepřijatelné a v praxi nedosažitelné s výjimkou havarijních situací. Práce navazuje na analýzu použitelnosti Fluentu pro tento druh úloh [1].

V tomto článku je provedena numerická analýza konkrétního větraného prostoru s důrazem na dosažení co nejlepší shody numerického modelu s měřením. K výpočtům je použit komerční výpočetní systém Fluent, spolu s preprocesorem Gambit [2].

METODA

Pokud má numerický model sloužit k predikci stavu systému za jiných nežli měřených podmínek, je pro jeho správnou funkci nutné naladění do stavu shodného s experimentem. Z tohoto důvodu je nezbytné použití experimentálně získaných dat. Pro validaci je dobré získat několik sad měření pro různé provozní stavy.

Hala Červený Újezd

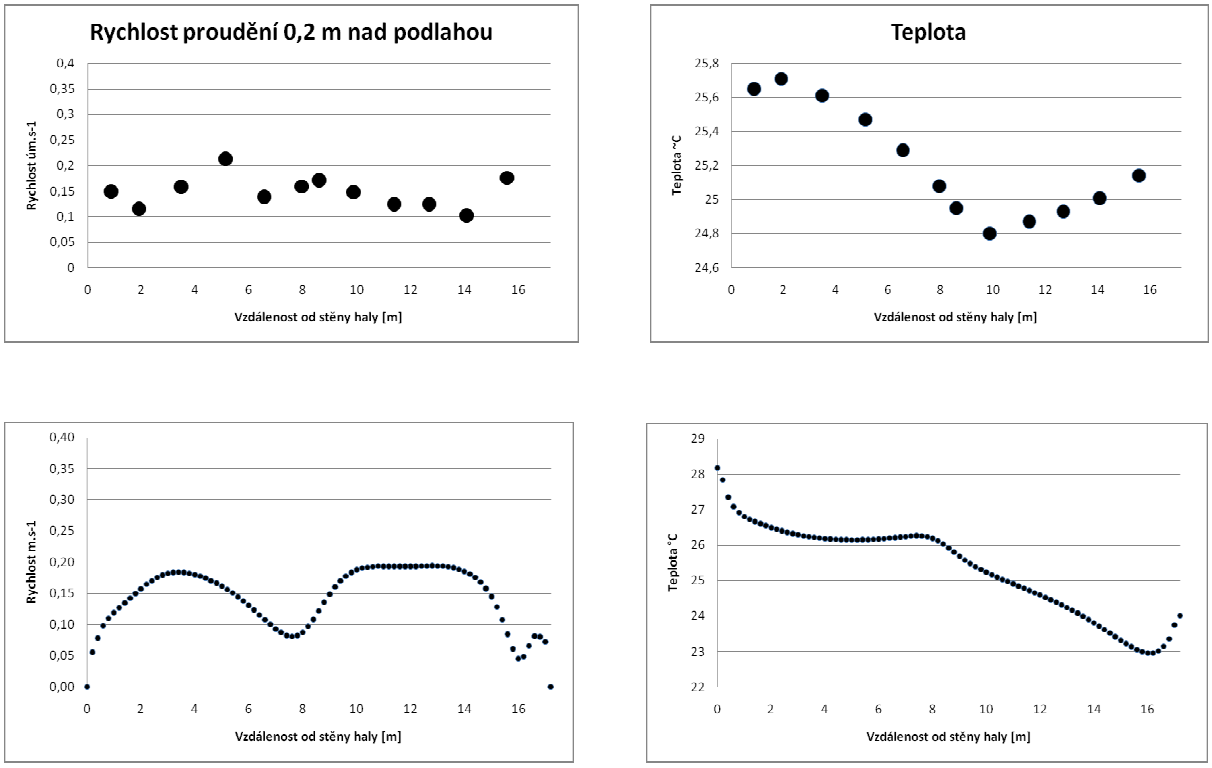
Náplň tohoto článku se odvíjí od měření, které probíhalo v hale chovu drůbeže Červený Újezd, a to za běžného provozu. Základní geometrické rozměry haly jsou: délka 41 m, šířka 17,2 m a výška v nejvyšším bodě zkoumaného prostoru 4 m. Skutečná dispozice haly je patrna z fotografií na obr 1.

Obr. 1 *Skutečná vnější a vnitřní dispozice haly v Červeném Újezdě. Za pozornost stojí průduchy ve stropě drůbežárny, které jsou opatřeny posuvnými zástěnami, jimiž v praxi obsluha reguluje intenzitu odvodu vzduchu z prostoru.*

V hale se během měření nacházelo 15 400 kuřat týden po naskladnění, hmotnost jednoho kuřete v době naskladnění byla cca 37 g, v době měření pohybovala mezi 123 a 128 g. Systém ventilace byl nastaven jako letní, neboť venkovní teplota byla 21°C. Hala samotná vznikla přestavbou a modernizací starších budov, z čehož vyplývá její atypický nesouměrný tvar. Většina obdobných zemědělských staveb se totiž ve vnitřním prostoru vyznačuje jednoduchým obdélníkovým profilem.

V hale byl proměřen rychlostní profil, teplotní profil a koncentrační profil oxidu uhličitého ve výšce 0,2 m nad podlahou a to v příčné ose haly. K měření byl použit přístroj ALMEMO 2590-9 opatřený sondami pro měření rychlostí a teplot (thermoanemometr FV A645), čidlem pro měření vlhkosti (FHA6x6) a čidlem pro měření koncentrace CO_2 (FVA600). Výsledky měření ukazuje obr 2. Naměřené koncentrace CO_2 v rovině měření jsou: $c(CO_2) = 0{,}104 \pm 0{,}0062$ % obj. Jelikož zde uvedená simulace vývoj CO_2 nezahrnuje, není tento výsledek měření dále rozebírán.

Vzhledem k zaběhnutému provoznímu režimu byla během měření nastavena poměrně nehomogenní konfigurace. Tah ventilátorů byl nastaven na maximum a intenzita odtahu z haly byla regulována pouze posuvnými deskami ve stropě. Z deseti ventilátorů byly tři mimo provoz a štěrbiny pro přívod venkovního vzduchu v oknech byly nastaveny v nejrůznějších polohách. Při bližším ohledání vstupních štěrbin bylo zjištěno, že i když jsou vně stavby opatřeny stříškami usměrňující proud vstupujícího vzduchu, jak je patrno z fotografie, vzduch dovnitř haly vstupuje rovnoběžně s podlahou vlivem usměrnění v prostoru okna. Pro měření byl vybrán prostor v oblasti bez nefunkčních ventilátorů, jelikož lze předpokládat, že díky jejich odlehlosti se jejich porucha na tvaru měřených profilů neprojeví. Proud vzduchu ventilátorem nebyl během měření nijak škrcen a štěrbiny v přilehlých oknech měly konstantní velikost.



Obr. 2 *Srovnání naměřených hodnot a profilů rychlosti a teploty získaných numerickým výpočtem na 2D geometrii. Měření i vyhodnocení odpovídá profilu v ose výstupního větracího kanálu (ventilátoru) ve výšce 0,2 m nad zemí.*

Doporučené množství odsávaného vzduchu bylo získáno výpočtem dle ČSN 73 0543-2 [3].

NUMERICKÉ ŘEŠENÍ

Analýza pomocí CFD probíhá na vysíťovaném geometrickém modelu. Geometrický model haly je však značnou idealizací reálného stavu, neboť skutečné 3D proudění v hale je v reálných podmínkách, narozdíl od geometrického a matematického modelu použitého pro numerickou analýzu, zatíženo řadou skutečností, o kterých je třeba při simulaci vědět, ale které lze jen velmi těžko v modelu postihnout. Jedná se především o nestejné tvary vstupních a výstupních oblastí vzniklé vlivem jejich různého zaclonění a netěsnostmi, které často způsobují odvod, či nasávání vzduchu i v jiných, nežli uvažovaných oblastech. Obdobně je těžké postihnout lokální a pohybující se zdroje tepla, jimiž jsou jednotlivá kuřata a proto je model zjednodušen tak, že teplo je do prostoru dodáváno rovnoměrně, po celé ploše podlahy. Zde uvedené výsledky rovněž nezahrnují vliv přirozené konvekce a v geometrickém modelu nebyly uvažovány žádné vestavby a technologie. Nesrovnalosti mezi naměřenými a vypočítanými hodnotami jsou z velké části způsobeny právě uvedenými zjednodušeními.

Dvojrozměrný model

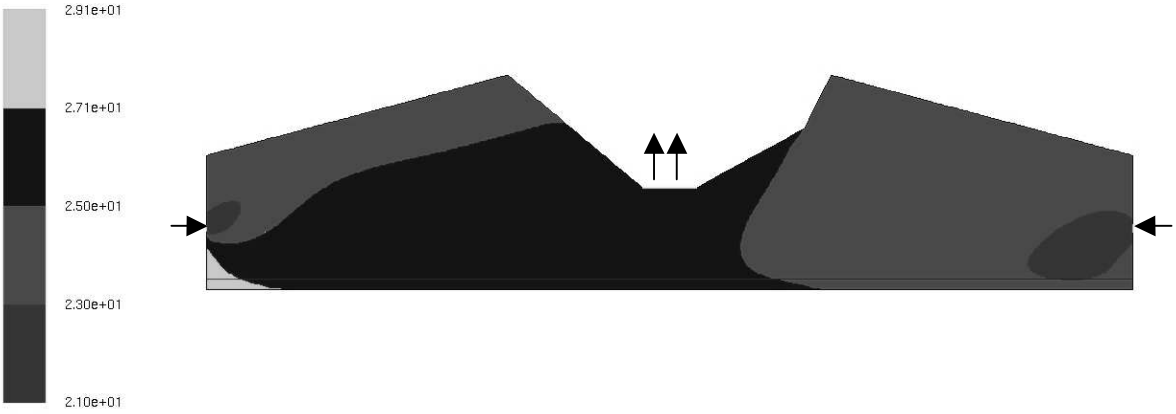
Po počátečních experimentech s 3D modelem haly se ukázalo, že množství proměnných a citlivost řešení na jejich změny je natolik vysoká, že nezbývá, nežli provést zjednodušenou 2D analýzu a teprve na jejím základě 3D model doladit. Geometrické zjednodušení 2D modelu spočívá především v tom, že pro výpočet je zvolen příčný řez halou zahrnující jak okno, tak ventilátor, což je pouze průmět 3D reality do charakteristického tvaru, na kterém je možné provést výpočet a získat základní bilanční představu, nikoli detailní popis proudění v prostoru. Teplo generované drůbeží je do modelu dodáváno rovnoměrně z vrstvy o tloušťce

15 cm nad podlahou. Okrajovými podmínkami jsou v tomto případě (slovníkem Fluentu) „pressure outlet“ na vstupu a „exhaust fan“ na výstupu. Podmínka „pressure outlet“ je opravdu použitá jako vstupní. V praxi to znamená, že proudění v prostoru se vyvine na základě rozdílu tlaků mezi oknem a ventilátorem vytvářejícím podtlak.

Ladění 2D modelu

Nejprve bylo propočítáno proudové pole tak, aby naměřená hodnota průměrné rychlosti v rovině měření odpovídala numerickému řešení. Následně byla do numerického řešení přidána i rovnice vedení tepla a okrajové podmínky doplněny jednak o teplotu na vstupu a objemový zdroj tepla, představující teplo vyvíjené drůbeží. Velikost tohoto objemového zdroje tepla byla laděna opět tak, aby bylo dosaženo co nejlepší shody s naměřenými hodnotami.

Na obr. 3 je znázorněn tvar teplotního pole odpovídající průběhu teplotního profilu z obr. 2.



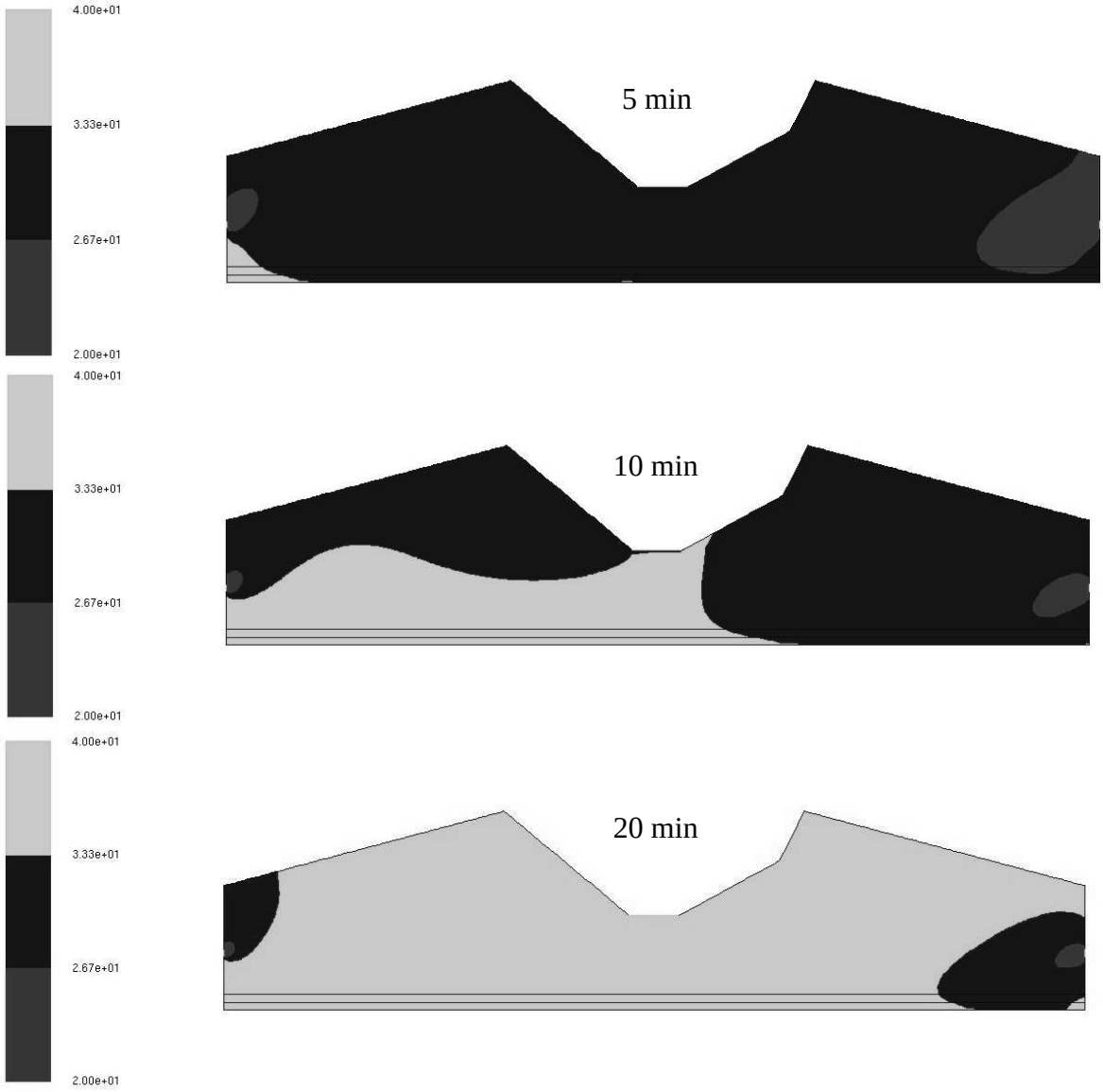
Obr.3 *Tvar teplotního pole při běžném provozním stavu získaný z 2D modelu. Vstupy a výstup jsou označeny šipkami.*

Řešení přechodového stavu - vzrůst teploty při selhání větracího systému

Program Fluent umožňuje řešit časový vývoj z jednoho rovnovážného stavu systému směrem ke druhému. Z již známého tvaru proudění a teplotního profilu lze získat predikci chování systému při změně okrajových podmínek, v tomto případě vypnutí ventilátoru. Obr. 4 ilustruje průběh zvyšování teploty v době 0 - 20 minut po jeho vypnutí.

Časová analýza je poměrně velmi náročná na výpočetní výkon, neboť v každém časovém kroku je třeba vypočítat konvergenci řešení (typicky cca 10 – 20 iterací), zatímco v případě 2D úlohy je iterace záležitostí řádově sekund, u dále zmíněné 3D úlohy je v řádu desítek až stovek sekund v závislosti na rychlosti výpočetního serveru. Pro odhad kritického času potřebného k obnovení ventilace je přitom 2D model zcela dostačující, neboť v případě výpadku nejsou zajisté důležitá lokální překročení kritických teplot, ale doba, za kterou charakteristická teplota v hale překročí hodnotu, při které začne docházet k úmrtí drůbeže.

Obdobně lze na dvourozměrném modelu řešit například změnu tvaru teplotního pole po rozběhu ventilátorů, nebo při náběhu nouzového ventilačního systému.

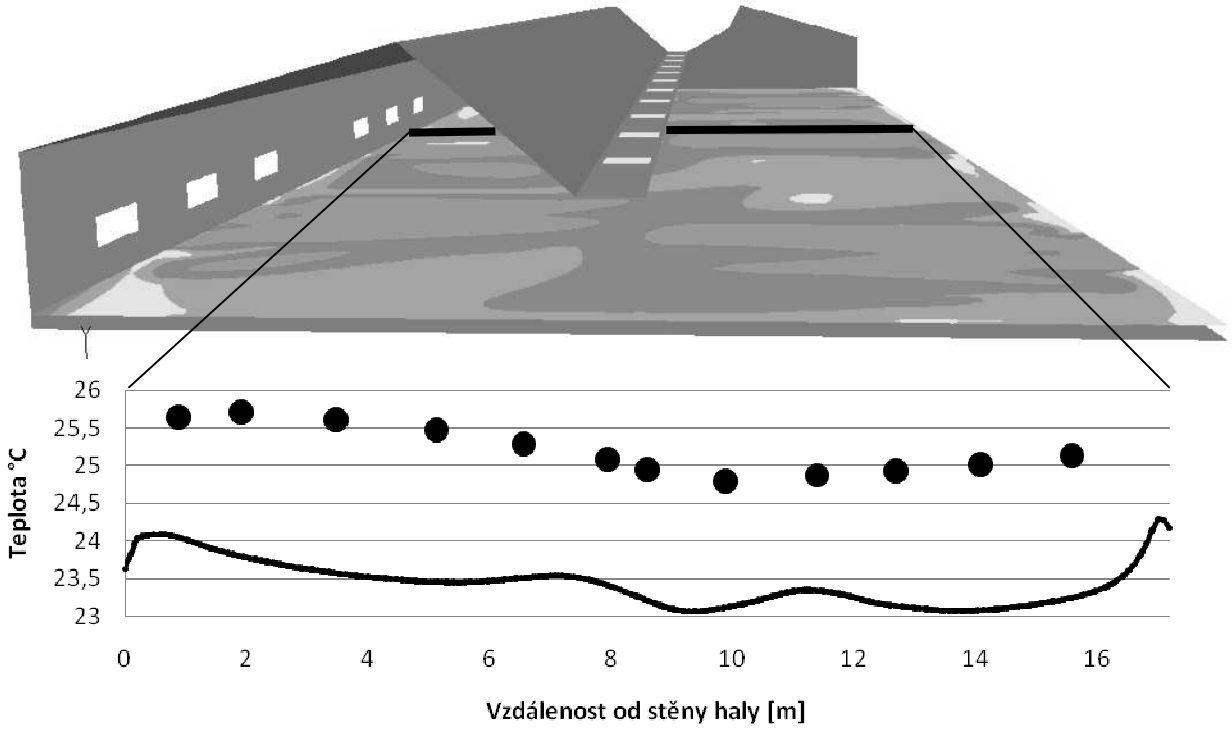


Obr.5 *Znázornění růstu teploty po vypnutí ventilátoru. Pomalé rozmývání teplotního gradientu je způsobeno zanedbáním přirozené konvekce. Pro představu o rychlosti děje je však takto získaná informace dostatečná.*

Trojrozměrný model

Tvorba 3D modelů je časově náročná, zvyšuje počty výpočetních buněk, prodlužuje čas výpočtu i nároky na hardwarové vybavení. Pro získání nejrůznějších stavů proudění a teplotních poměrů v objektu je však použití 3D modelu bezpodmínečně nutné a umožní získat detailní informaci o fyzikálních poměrech za běžných i extrémních (v praxi nepravděpodobných) podmínek.

Hodnoty okrajových podmínek získané 2D modelem nechť jsou první aproximací hodnot okrajových podmínek pro 3D výpočet. Jak již bylo zmíněno, geometrie 3D modelu přináší do výpočtu jednak skutečnou prostorovou dispozici objektu a dále zahrnutí složek rychlostí ve směru osy haly. Takto zpřesněný model poskytuje podrobnější a realističtější představu o poměrech v hale a umožňuje použít více způsobů pro ovlivnění tvaru řešení. Prostorový model rovněž umožňuje daleko přesněji určit kritická místa výpočetní oblasti (extrémy rychlostí, teplot, zavíření atd.).



Obr.6 *Srovnání naměřených hodnot teploty a profilu získaného numerickým výpočtem ve 3D. Měření i vyhodnocení odpovídá profilu v ose výstupního větracího kanálu (ventilátoru) ve výšce 0,2 m nad zemí. Plocha kontur odpovídá rozložení teplot v rovině měření.*

Jeden z možných výsledků 3D analýzy proudění v hale je uveden na obr. 6. Jedná se o srovnání naměřených hodnot teplotního profilu s profilem získaným numerickou simulací. Poměrně dobře patrný je přibližně dvoustupňový posun mezi hodnotami měření a výpočtem. Ten je samozřejmě možné „setřít“ dalším laděním 3D modelu. Vzhledem k obdobnému průběhu naměřených a vypočítaných hodnot však lze konstatovat, že model je v tomto případě naladěn kvalitně a je použitelný pro další analýzy.

VÝSLEDKY

Data z měření rychlostního profilu vykazují poměrně značný rozptyl a jejich podobnost s numerickými výsledky 2D modelu je pouze vzdálená. Lze se domnívat, že kromě geometrických zjednodušení modelu se na odlišnosti podílí také skutečnost, že 2D model nezahrnuje axiální složku rychlosti v podélném směru haly, která ale samozřejmě vstoupila do měření.

Zajímavější z pohledu zde uvedené analýzy je charakter průběhu teploty. Numerická řešení ukazují pro modely obou dimenzí průběhy teplot odpovídající měření. Z toho důvodu lze konstatovat, že nastavení obou modelů vzhledem k měření je uspokojivé.

ZÁVĚR

Výsledky 2D i 3D numerického modelu haly pro výkrm brojlerů založené na experimentálním měření ukazují použitelnost a oprávněnost použít CFD pro řešení praktických úloh z této oblasti. Ze zřetele však nelze pominout skutečnost, že větrání haly pro výkrm brojlerů (stejně jako dalších obdobných staveb) je komplexním procesem, ve kterém se v různé míře, ale vždy současně, vyskytují vazby technických, biologických i náhodných faktorů, které je třeba do analýzy zahrnout.

LITERATURA

[1] KIC P., ZAJÍČEK M. *Air Streams in Buildings for Broilers.* Technika v podmienkách trvalo udržitelného rozvoja, Plavnica: 57-61, 2009
[2] Fluent Inc. *Fluent user's guide, Version 6.3.* Fluent Inc. Lebanon, NH, USA 2006
[3] ČSN 73 0543-2 *Vnitřní prostředí stájových objektů, část 2: Větrání a vytápění*, 1998

ZJEDNODUŠENÉ MĚŘENÍ PARAMETRŮ CHLADICÍCH ZAŘÍZENÍ A TEPELNÝCH ČERPADEL

Luděk Klazar

PZP Komplet, a.s.
klazar@lit.cz

ANOTACE

Energetické parametry chladicího okruhu (CHO) – ať už chladicího zařízení (CHZ) nebo tepelného čerpadla (TČ) – jsou dány charakteristikou kompresoru, se kterým okruh pracuje. Energetické parametry lze s dostatečnou přesností vyjádřit závislostí $EF = fce(\Delta t)$, kde *EF* je tzv. energetický faktor, kterým je míněn buď faktor chladicí (*CHF*) nebo topný (*TF*), a rozdíl teplot Δt je rozdílem charakteristických teplot vnitřního (Δt_i), nebo (a to je důležité) vnějšího (Δt_e) děje CHO. Tato závislost – kterou můžeme symbolicky a obecně označit jako závislost *EF*-Δt – může být určena pro každý CHO. Změří-li se při libovolných okrajových podmínkách kalorimetricky topný nebo chladicí výkon, charakteristické teploty CHO a příkon CHO (nebo kompresoru), pak tyto hodnoty určí *EF(M)* při změřeném Δt_e. Dostatečný soulad této hodnoty s hodnotou *TF(F)*, určenou ze závislosti *EF*-Δt_e, je zárukou, že zařízení je v dobré „kondici“ a pracuje podle deklarovaných parametrů (a naopak).

ÚVOD

Každému, kdo se zabývá problematikou chladicích zařízení a tepelných čerpadel, je známo, že energetické parametry těchto zařízení jsou jednoznačně dány kompresorem a chladivem a následně především vypařovací (t_o) a kondenzační (t_k) teplotou (tj. parametry vnitřního – interního – děje), se kterými kompresor pracuje. Obecně platí, že s „rozevírajícím se“ rozdílem mezi teplotou kondenzační a vypařovací se energetické parametry zhoršují. Topný (Q_k) nebo chladicí (Q_o) výkon se snižuje, příkon (N_{ko}) se zpravidla zvyšuje a chladicí (*CHF*) nebo topný (*TF*) faktor proto klesá. Autoregulace chladicího okruhu pak způsobuje, že totéž platí i pro teploty pracovních médií na obou stranách CHZ a TČ. Pro TČ tedy platí, že s „rozevírajícím se“ rozdílem mezi teplotou výstupní (t_{s2}) na sekundární straně a teplotou vstupní (t_{p1}) na primární straně (které charakterizují parametry vnějšího – externího – děje) topný faktor klesá a naopak. Pokus o matematické vyjádření tohoto sice výstižného, ale „jen slovního“ popisu vedl k velice překvapivým poznatkům. Dále budou sledovány jen energetické parametry charakterizující TČ (Q_k, N_{ko}, *TF*), ale analogické závislosti lze odvodit i pro parametry charakterizující CHZ (Q_o, N_{ko}, *CHF*).

ZÁVISLOST TF-Δt KOMPRESORU

Pro matematické vyjádření vlivu „rozevírání“ určujících parametrů na energetické parametry kompresoru a zejména topný (nebo chladicí) faktor se vycházelo z charakteristiky kompresoru. Charakteristiky jsou poskytovány výrobci většinou tabelární formou, ve třech polích, určujících závislosti $Qk, N_{ko}, TF = fce(t_o, t_k)$ při určitém přehřátí v sání (Δt_s) a určitém podchlazení kapaliny (Δt_d). Pro sledovaný účel budeme pracovat jen se třetím polem tabulky, definujícím závislost $TF = fce(t_o, t_k)$. Pro určitý kompresor je toto pole tabulky doloženo na obr. 1. Standardní tři pole charakteristiky (Q_k, N_{ko}, *TF*) byla doplněna polem čtvrtým, definujícím „nestandardní“ a dosud nepoužívaný parametr – rozdíl určujících teplot $\Delta t_i = t_k - t_o = fce(t_o, t_k)$, které je zpracováno na obr. 2.

TF	tk \ to	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
	23	4,07	4,69	5,38	6,18				
	25	3,88	4,45	5,10	5,81	6,57			
	30	3,46	3,95	4,52	5,11	5,76	6,45	6,72	
	35	3,14	3,56	4,03	4,56	5,13	5,72	5,96	6,34
	40	2,84	3,22	3,63	4,08	4,59	5,13	5,35	5,66
	45	2,57	2,89	3,25	3,67	4,11	4,59	4,77	5,08
	50	2,32	2,60	2,91	3,27	3,67	4,09	4,28	4,55
	55		2,32	2,58	2,90	3,24	3,63	3,78	4,03
	60			2,28	2,55	2,85	3,20	3,33	3,56

Obr. 1 *Tabelární vyjádření charakteristiky kompresoru: parametr* $TF = fce(t_o, t_k)$

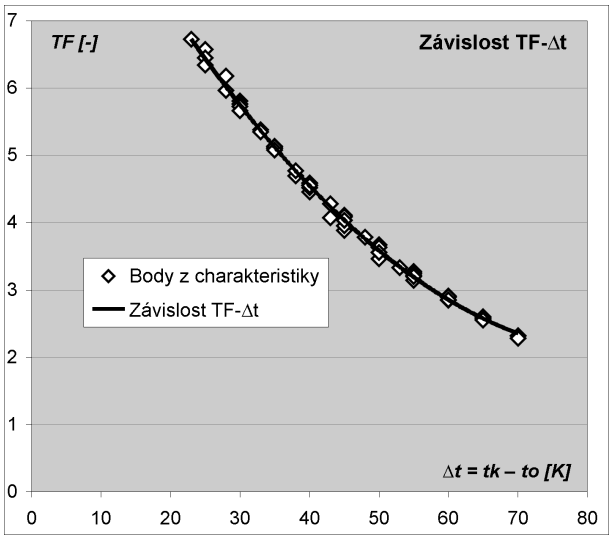
Δt	tk \ to	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
	23	43	38	33	28				
	25	45	40	35	30	25			
	30	50	45	40	35	30	25	23	
	35	55	50	45	40	35	30	28	25
	40	60	55	50	45	40	35	33	30
	45	65	60	55	50	45	40	38	35
	50	70	65	60	55	50	45	43	40
	55		70	65	60	55	50	48	45
	60			70	65	60	55	53	50

Obr. 2 *Tabelární vyjádření charakteristiky kompresoru: nově zavedený parametr* $\Delta t_i = fce(t_o, t_k)$

Je zřejmé, že dvě uvedená pole $TF = fce(t_o, t_k)$ a $\Delta t_i = fce(t_o, t_k)$ určují jedinou závislost

$$TF = fce(\Delta t_i) = fce(t_k - t_o) \qquad (1)$$

Grafické vyjádření této závislosti na obr. 3 – kterou budeme symbolicky značit jako závislost *TF*-Δ*t* – je velice překvapivé! Závislost je plynulá, jen s malými odchylkami hodnot *TF* pro shodná Δt_i. Dokumentuje, že topný faktor se dá vyjádřit jako funkce jediného parametru – teplotního rozdílu $\Delta t_i = t_k - t_o$. To je pro posuzování TČ velice důležité. (Pro ověření si tuto závislost může každý sám jednoduše odvodit popsaným postupem). Takový *TF* můžeme označit za „limitní topný faktor kompresoru" (TF_{lko}), protože je vztažen na vnitřní okrajové podmínky kompresoru a ne na vnější okrajové podmínky TČ. Tepelným čerpadlem by mohl být dosažen jen za technicky nerealizovatelného předpokladu rovnosti určujících parametrů vnějšího a vnitřního děje $t_{s2} = t_k$ a $t_{p1} = t_o$. Nicméně i tento limitní TF_{lko} je (nejen) pro první posouzení možností TČ s daným kompresorem a chladivem zásadní.



Obr. 3 *Grafické vyjádření závislosti TF-*Δ*t*: $TF_{lko} = fce(\Delta t_i)$

Je důležité uvědomit si, co nám tato závislost říká! Říká nám, že shodný limitní TF_{lko} bude dosažen např. při těchto odlišných hodnotách okrajových podmínek:

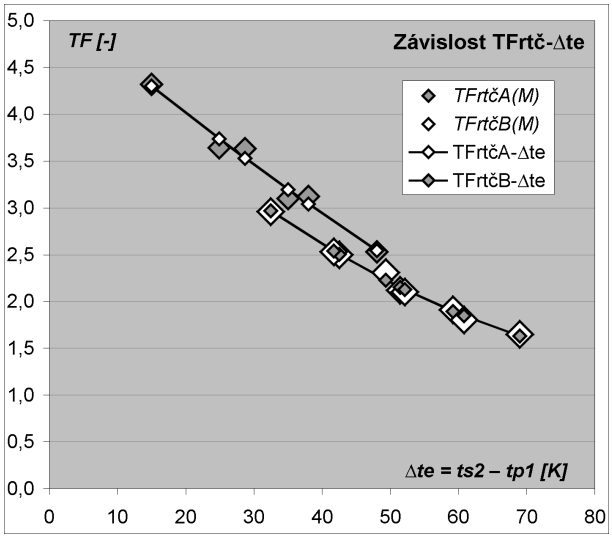
– t_o = +10 °C, t_k = 60 °C Δt_i = 50 K
– t_o = 0 °C, t_k = 50 °C Δt_i = 50 K
– t_o = –10 °C, t_k = 40 °C Δt_i = 50 K
– t_o = –20 °C, t_k = 30 °C Δt_i = 50 K

Závislost určenou body převzatými z charakteristiky lze „vyhladit“ a definovat regresní křivkou proloženou těmito body. Jako nejvhodnější se ukazuje polynom 2°. Následně lze definovat chybu náhrady bodu *TF(M)* určeného z charakteristiky bodem *TF(F)* určeným tímto polynomem. Tato chyba je velice malá, v úrovni chyby měření, kterým se určují charakteristiky kompresoru. A to platí v popsaném případě, kdy se závislost *TF*-Δt_i stanovila ze všech bodů charakteristiky, které definují i prakticky nereálné kombinace určujících parametrů (t_o, t_k), které chybu zvětšují. (Podrobně je problematiky sledována v [1] a [2]).

ZÁVISLOST TF-Δt TEPELNÉHO ČERPADLA

Ukázalo se, že stejně jako se může odvodit „jednoparametrická“ závislost *TF*-Δ*ti* pro kompresor, charakterizující limitní TF_{lko} kompresoru, může se odvodit i „jednoparametrická“ závislost *TF*-Δt_e pro TČ, charakterizující reálný topný faktor ($TF_{rtč}$) tepelného čerpadla [1].

Z měření TČ „vzduch-voda“ provedených podle EN 14511 je odvození této závislosti znázorněno na obr. 4 a 5.

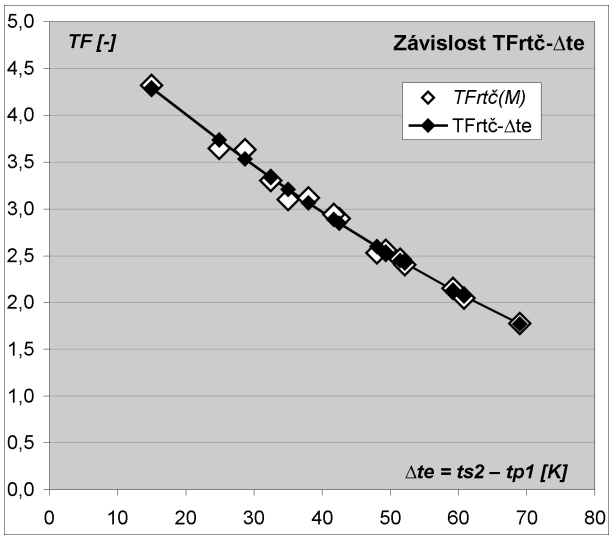


Obr. 4 *Grafické vyjádření závislosti TF-Δt pro „atestační“ parametry: $TF_{rtč} = fce(\Delta t_e)$*

Závislost *TF*-Δt_e se pro reálné TČ může odvodit v podstatě dvojím způsobem:

a) Chceme-li určit reálné parametry, a tedy i *TF* podle EN 14511, tj. tzv. atestační parametry, které zohledňují i proces odtávání, musíme odvodit dvě závislosti *TF*-Δt_e. První pro stavy, při kterých nedochází k odtávání ($TF_{rtčA}(M)$), druhou pro stavy, při kterých k odtávání dochází ($TF_{rtčB}(M)$) – viz obr. 4. Poznamenejme, že atestační parametry nezískáme vlastním měřením, ale až následným vyhodnocením měření!

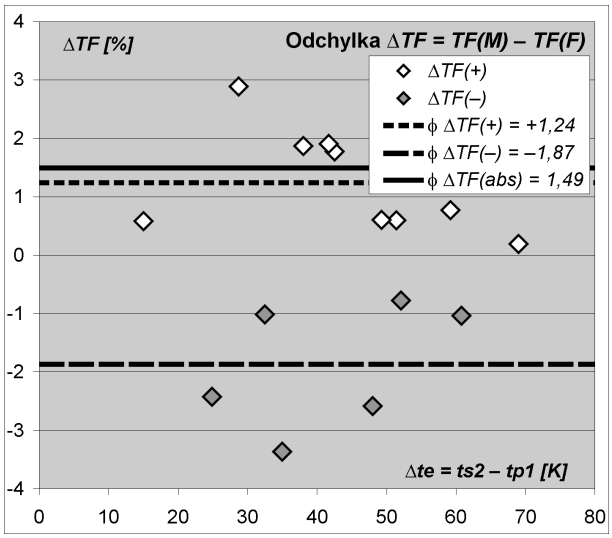
b) Chceme-li určit aktuální parametry, a tedy i *TF* přímo při měření v terénu bez následného vyhodnocování, je nutné pracovat s parametry, které charakterizují aktuální stav při měření. Za ten lze pokládat rovnovážný stav v režimu „vytápění“, a to bez ohledu na to, zda se jedná o stav při kterém se odtává či nikoliv – viz obr. 5.



Obr. 5 *Grafické vyjádření závislosti TF-Δt pro aktuální stav: $TF_{rtč} = fce(\Delta t_e)$*

Protože referát je zaměřen na využití závislosti *TF*-Δ*t* pro zjednodušené měření TČ (nebo CHZ), kterým se mají získat informace o tom, zda měřené TČ (nebo CHZ) je v dobré „kondici“ či nikoliv, bude dále sledována jen závislost ad b) podle obr. 5. Samozřejmě platí, že pro TČ „země-voda“ a „voda-voda“ přichází v úvahu jen alternativa ad b).

Porovnejme nyní náhradu hodnot *TF* získaných měřením, tj. *TF(M)* (které je samozřejmě vždy zatíženo určitou chybou!), hodnotami *TF(F)* určenými ze závislosti *TF*-Δt_e. Z porovnání na obr. 6 je zřejmé, že max. odchylka obou hodnot Δ*TF(+)* a Δ*TF(–)*, tj. chyba náhrady je cca 3 %, při průměrné hodnotě absolutních odchylek 1,49 %. To je přesnost v oblasti měření jistě zcela dostatečná.



Obr. 6 *Odchylka hodnot získaných měřením TF(M) a TF(F) určených ze závislosti TF-Δte*

SOUVISLOST MEZI ZÁVISLOSTMI TF-Δt KOMPRESORU A TČ

Na obr. 7 je k závislosti TČ $TF_{rtč}$-Δt_e doplněna závislost kompresoru TF_{lko}-Δt_i, se kterým TČ pracuje.

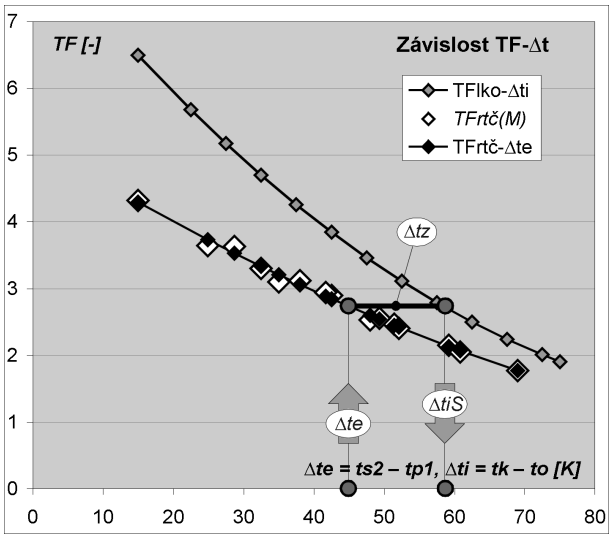
Z hodnot $TF_{rtč}$ a TF_{lko} pro stejné Δ*t*, tj. pro $\Delta t = \Delta t_i = \Delta t_e$ můžeme určit tzv. transformační účinnost TČ, která charakterizuje, jak TČ využívá možnosti prvotně dané kompresorem.

$$\eta_{ttč} = \frac{TF_{rtč}}{TF_{lko}} \qquad (2)$$

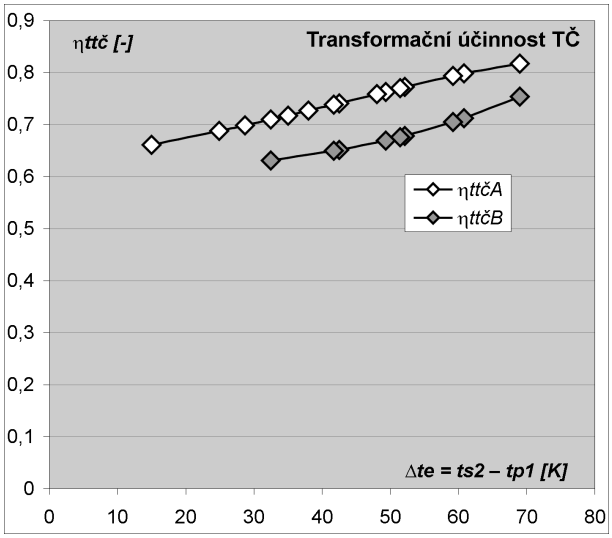
Pokud bychom do závislosti TF_{lko}-Δt_i zahrnuli i „další“ příkony TČ kromě kompresoru (ventilátor, čerpadla otopné vody), pak obě závislosti určují i rozdíl mezi Δt_i a Δt_e, tj. „ztrátový“ teplotní rozdíl Δt_z, který je součtem ztrátového teplotního rozdílu na kondenzátoru a výparníku.

$$\Delta t_z = \Delta t_{zK} + \Delta t_{zV} = t_k - t_{s2} + t_{p1} - t_o \qquad (3)$$

Určení celkového „ztrátového“ teplotního rozdílu je pro určitý pracovní bod naznačeno na obr. 7 (závislost TF_{lko}-Δt_i zde nezohledňuje „další“ příkony).



Obr. 7 *Grafické vyjádření závislostí TF-Δt: $TF_{rtč}$ = fce(Δt_e) a TF_{lko} = fce(Δt_i)*



Obr. 8 *Transformační účinnost tepelného čerpadla: $\eta_{ttčA/B}$ pro provoz bez/s odtáváním*

Pro TČ „vzduch-voda“ může být transformační účinnost samozřejmě určena jak pro „atestační“ parametry (podle obr. 4), tak pro aktuální stav (podle obr. 5). I bez podrobnějšího vysvětlení je zřejmé, že transportní účinnost všech TČ ovlivňují především výměníky tepla

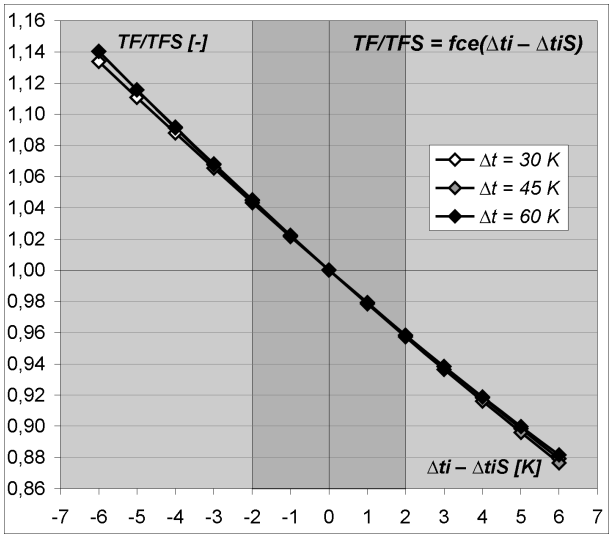
(které určují „ztrátový“ teplotní rozdíl Δt_z podle obr. 7) a u TČ „vzduch-voda“ systém odtávání (který určuje posun závislosti $TF_{rtčB}$ oproti $TF_{rtčA}$ zřejmý z obr. 4).

VYUŽITÍ ZÁVISLOSTI TF-Δt PRO URČENÍ „KONDICE“ TČ

Za standardní situace bude za provozu TČ každé hodnotě Δt_e odpovídat určitá standardní hodnota Δt_{iS}. Pro dané TČ by závislost $\Delta t_{iS} = fce(\Delta t_e)$ mohla být odvozena pomocí diagramu na obr. 7, jak je principiálně naznačeno.

Pokud začne TČ pracovat nestandardně, např. (podle provedení TČ) pro:
- poruchu nebo nesprávnou funkci expanzního ventilu;
- snížení těsnosti pracovních částí kompresoru;
- únik chladiva;
- snížení průtoku otopné vody např. vlivem zanesení filtru nebo nesprávného nastavení;
- zavzdušnění okruhu otopné vody (nebo primárního okruhu);
- snížení průtoku na primární straně TČ;
- zhoršení funkce nedostatečným odtátím výparníku atd.

dojde k tomu, že při určité hodnotě Δt_e se vlivem autoregulace změní hodnota Δti oproti standardní hodnotě Δt_{iS} (viz obr. 7). Většinou se zvýší (ale při poruše těsnosti pracovních částí kompresoru se sníží!). Změna topného faktoru oproti standardnímu, vyjádřená poměrem aktuálního *TF* a standardního topného faktoru TF_S určeného ze závislosti $TF_{rtč}$-Δt_e, tj, poměr TF/TF_S v závislosti na změně teplotního rozdílu $\Delta t_i - \Delta t_{iS}$, je pro různé hodnoty teplotního rozdílu Δt_e znázorněno na obr. 9. Je zřejmé, že změna na hodnotě Δt_e prakticky nezávisí.



***Obr. 9** Změna topného faktoru oproti standardnímu při nestandardních provozních stavech*

Z diagramu je zřejmé, že při malé změně Δt_i (do cca ±2 K), ke které může docházet i za standardní situace, např. vlivem vytváření námrazy na výparníku, nebo změnou vlhkosti vzduchu, je změna *TFrtč* menší než ±4 %, a tedy v úrovni chyby měření.

Při větších změnách (nad 2 ±K), ke kterým dojde při nestandardních situacích, bude změna TF odpovídající danému Δt_e větší než ±5 %, a tedy měřitelná a prokazatelná.

Pokud by byla pro TČ definována závislost $TF_{rtč}$-Δt_e, pak by měření pěti parametrů TČ za rovnovážného stavu, a to:
- $N_{tč}$ příkon TČ,
- V_s průtok otopné vody sekundárem,

– t_{s1} vstupní teplota otopné vody,
– t_{s2} výstupní teplota otopné vody,
– t_{p1} vstupní teplota primárního média,

umožnilo určit „změřený“ $TF_{rtč}(M)$:

$$TF_{rtč}(M) = \frac{V_s \rho c (t_{s2} - t_{s1})}{N_{tč}} \qquad (4)$$

a jeho porovnání s $TFrtč(F)$ určeným ze závislosti $TF_{rtč}$-Δt_e by rozhodlo o „kondici“ zkoušeného zařízení. Větší odchylka obou hodnot, respektive větší změna $TF_{rtč}(M)$ oproti $TF_{rtč}(F)$, by signalizovalo špatnou „kondici“ prověřovaného TČ.

ZÁVĚR

a) V referátu je popsána možnost, jak využít závislost *TF*-Δ*t* při měřeních v terénu, jejichž cílem je ověření „kondice“ prověřovaného TČ.

b) Stejná metodika by se mohla využít pro CHZ, ale i v oblasti trvalého diagnostikování provozu TČ a CHZ.

c) Protože závislost *TF*-Δ*t* platí pro libovolný kompresor, může se využít i pro řadu dalších účelů, např.:
   – pro porovnání *TF* různých kompresorů a chladiv volených pro TČ (v celém pracovním rozsahu) a výběr optimální varianty;
   – ve spojení s další závislostí (pro dopravní účinnost) pro popis „historického vývoje“ parametrů kompresoru, respektive parametrů TČ.

d) Popsaná závislost *TF*-Δ*t* je nadále podrobně sledována a ověřována měřeními, zejména u TČ „vzduch-voda“. Sledován je zejména vliv vlhkosti vzduchu a jeho případný vliv na tuto závislost.

LITERATURA

[1] KLAZAR, L.: *Jak je to vlastně s topným faktorem (2)*, časopis „Topenářství – instalace“, č. 1 a 2/2010.

[2] KLAZAR, L.: *Měření tepelných čerpadel a závislost TF*-Δ*t*, časopis „Vytápění – větrání – instalace“, č. 1/2010.

Tento referát byl zpracován v rámci řešení Programu výzkumu a vývoje IMPULS ev. č. FI-IM4/006 s názvem „Vývoj tepelných čerpadel vzduch-voda pro ekologické a energeticky úsporné vytápění, ohřev vody a větrání“ za finanční podpory z prostředků státního rozpočtu prostřednictvím MPO ČR.

CELKOVÉ CHLADICÍ FAKTORY KLIMATIZAČNÍCH SYSTÉMŮ A JEJICH ZLEPŠOVÁNÍ

Miloš Lain

ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav techniky prostředí
milos.lain@fs.cvut.cz

ANOTACE

V příspěvku je proveden rozbor celkového chladicího faktoru klimatizačního systému. Celkový chladicí faktor zahrnuje vlastní oběh chladiva účinnost kompresoru, ale i příkony ventilátorů a čerpadel, která jsou součástí systémů. Celkový chladicí faktor během provozu klimatizačního zařízení je ukazatelem jeho hospodárnosti. V příspěvku je kromě teoretického rozboru vyhodnocen i celkový chladicí faktor klimatizace ve dvou budovách a provedena analýza výsledků.

ÚVOD

Spotřeba energie vynaložené v klimatizovaných budov na chlazení je v naší republice stále velkou neznámou. Měření spotřeby není zákonem předepsáno, a proto je více méně naprosto ojedinělé. Metodiky výpočtu používané při energetickém posuzování budov, či auditech budov jsou velmi zjednodušené a nezahrnují v dostatečné míře všechny důležité faktory chování klimatizačního systému. Při posuzování systémů klimatizace se v ČR většinou podceňují pomocné energie pro pohon ventilátorů a čerpadel. V tomto článku je prezentován celkový chladicí faktor klimatizačního systému zahrnující všechny pomocné energie.

CHLADICÍ FAKTOR

V angličtině znamená *COP* (Coefficient of Performance) obecný výkonový koeficient definovaný poměrem získané energie k energii dodané [1]. U chladicích zařízení používáme v češtině zkratku *COP* pro chladicí faktor definovaný jako poměr chladicího výkonu k příkonu. Když bychom tuto obecnou definici použili pro celé klimatizační zařízení, v režimu chlazení bychom pak definovali COP_{AC} jako poměr tepla odvedeného z klimatizovaného prostoru (chladu) ku příkonu celého klimatizačního zařízení.

$$COP = \frac{Chladicí \quad výkon}{Příkon} \tag{1}$$

V klimatizačním systému lze vysledovat několik na sebe navazujících kroků při výrobě a distribuci chladu po budově.

Základním bodem je charakteristika zdroje chladu. Většina zdrojů chladu pro klimatizaci pracuje s parním oběhem označovaným jako kompresorový. V chladicí technice se pro porovnávání a pro studium základních zákonitostí kompresorového oběhu používá levotočivý Carnotův oběh. V praxi má tento oběh nedosažitelnou účinnost a chladicí faktor takovéhoto oběhu COP_C je dán poměrem termodynamické teploty vypařovací T_o a rozdílu teploty kondenzační T_k a teploty vypařovací.

Chladicí faktor je pro dané teploty a pro Carnotův oběh nejvyšší možný a nezávislý na druhu látky obíhající v okruhu. Skutečné oběhy se od teoretických liší nevratností dějů. Porovnání oběhu skutečného oběhu s Carnotovým lze vyjádřit účinností oběhu η_R. Chladicí faktor reálného oběhu (COP_R) se pak výrazně liší od Carnotova.

$$COP_1 = \frac{T_o}{T_k - T_o} \tag{2}$$

$$COP_R = COP_C \cdot \eta_R = \frac{T_o}{T_k - T_o} \cdot \eta_R \tag{3}$$

Celkový chladicí faktor reálného oběhu COP_1 je potom poměr tepla odvedeného na výparníku ku el. příkonu kompresoru, přičemž se musí zohlednit i účinnost kompresoru η_C a jeho pohonu η_E.

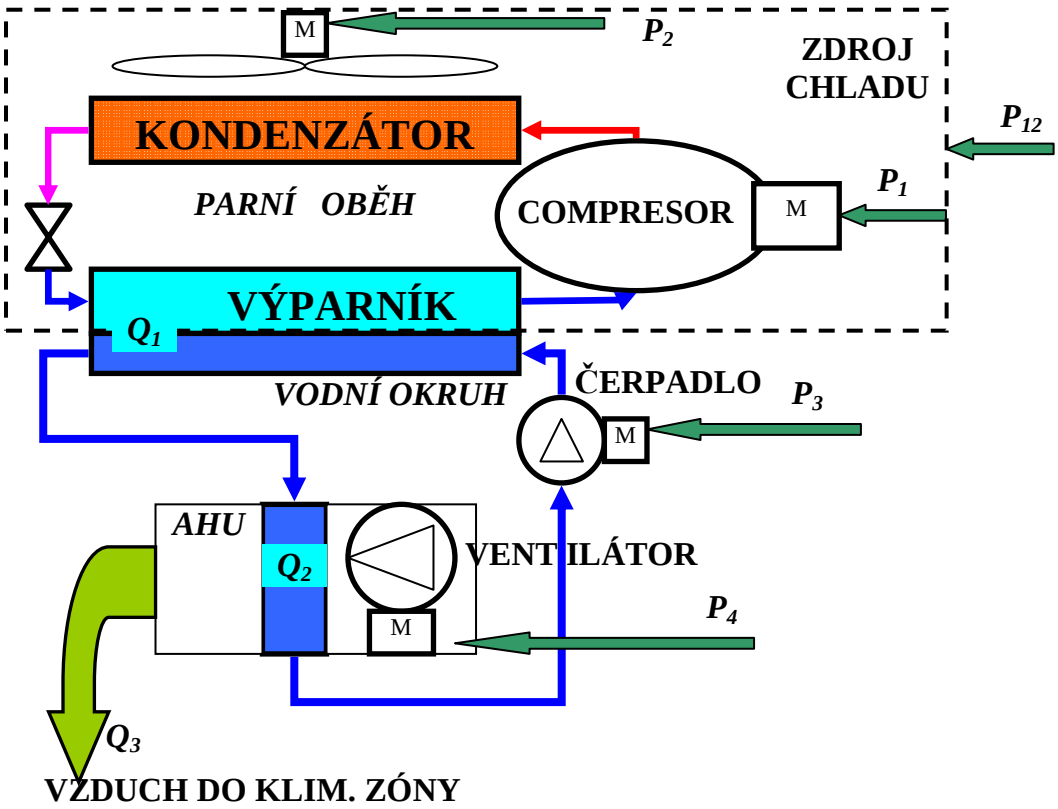
$$COP_1 = COP_R \cdot \eta_C \cdot \eta_E = \frac{Q_1}{P_1} = EER_1 \tag{4}$$

V současné době se pro zdroje chladu používá *EER* (Energy Efficiency Ratio) na místo dřívějšího *COP*. Jedná se pouze o nové značení, které tak rozlišuje zdroje chladu od zdrojů tepla, kde se používá nadále *COP*. Zahraniční literatura (USA) uvádí někdy *EER* v jednotkách Btu/Wh. Takto určený *EER* lze potom převést na bezrozměrnou hodnotu běžnou v EU vydělením koeficientem 3.413.

Pro zdroje chladu s vodou chlazeným kondenzátorem je chladicí faktor definovaný rovnicí (4) kde P_1 je příkon kompresoru. V případě kompaktního zdroje s vzduchem chlazeným kondezátorem jsou součástí zdroje i ventilátory pro odvod kondenzačního tepla a jejich příkon (P_2) je třeba zohlednit v chladicím faktoru zdroje.

$$COP_1' = \frac{Q_1}{P_1 + P_2} = EER_1' \tag{5}$$

Chladicí faktor zdroje chladu je při jmenovitých podmínkách je možné najít v dokumentaci výrobce.



Obr. 1 *Schéma energetických toků v klimatizačním systému.*

Dalším krokem v rámci celkové charakteristiky klimatizačního systému je distribuce chladu po budově. U vodních klimatizačních systémů je zajištěna vodním okruhem, u vzduchových systémů s vodním chladičem je vodní okruh jednodušší a propojuje pouze zdroj a centrální klimatizační jednotku pro úpravu vzduchu. Oba klimatizační systémy ale musí mít oběhové čerpadlo (čerpadla), které má určitý elektrický příkon P_3. Ten je třeba rovněž zahrnout do celkové bilance systému.

Posledním stupněm je potom příkon ventilátorů zajišťujících rozvod vzduchu po budově a jeho distribuci v klimatizovaných prostorech u vzduchových systémů nebo pouze cirkulaci vzduchu přes ventilátorové konvektory (fan-coil) v prostoru u systémů vodních. Příkon těchto ventilátorů P_4 též výrazně ovlivňuje celkový chladicí faktor systému. Celkový chladicí faktor systému COP_{AC} je potom poměr tepla odvedeného z klimatizovaného prostoru ku součtu všech příkonů (kompresoru, ventilátorů kondenzátoru, čerpadel a ventilátorů v klimatizačních jednotkách).

$$COP_{AC} = \frac{Q_3}{P_1 + P_2 + P_3 + P_4} = EER_{AC} \qquad (6)$$

Teplo odvedené z klimatizovaného prostoru se však především u vzduchových systémů může výrazně lišit od výkonu chladiče, protože je ovlivněno i parametry venkovního přiváděného vzduchu a dalšími úpravami v klimatizační jednotce (adiabatické vlhčení, kondenzace na chladiči, ohřev ventilátorem apod.). Pro analýzy se proto někdy vztahuje celkový chladicí faktor k výkonu chladiče v klimatizační jednotce Q_2 .

$$COP'_{AC} = \frac{Q_2}{P_1 + P_2 + P_3 + P_4} = EER'_{AC} \qquad (7)$$

Tento základní rozbor prezentoval základní součásti klimatizačních systémů, které by měly být zahrnuty při vyjadřování celkového chladicího faktoru klimatizačního systému. Samozřejmě, že u konkrétních zařízení se může tento výčet mírně lišit. U vodních klimatizačních systémů bez oběhu vzduchu (chladicí stropy a podlahy) chybí ventilátory klimatizačních jednotek.

U chladivových systémů a systémů s přímým výparníkem nejsou zahrnuta oběhová čerpadla. U zdrojů chladu s vodou chlazenými nebo externími kondenzátory je třeba zohlednit i příkon prvků pro odvod kondenzačního tepla (čerpadla, ventilátory, chladicí věže).

Samostatnou kapitolou představuje stanovování chladicích faktorů při alternativním chlazení (adiabatické, zemní, noční) a zahrnutí vlivu čerstvého vzduchu, což však není předmětem tohoto příspěvku.

KLIMATIZACE ROZSÁHLÉ ADMINISTRATIVNÍ BUDOVY 1

Analýza celkového chladícího faktoru klimatizačního zařízení byla provedena v rámci diplomové práce [2], pro jmenovité podmínky (letní extrém) ve velmi rozsáhlém klimatizovaném objektu. Budova je osmipodlažní, z toho pět nadzemních a tři podzemní podlaží. Objekt je půdorysně rozdělen na šest sekcí. Každá sekce má vzduchový klimatizační systém se dvěma centrálními klimatizačními jednotkami na střeše a VAV boxy pro individuální regulaci v prostorech a vodní systém s ventilátorovými konvektory podél fasád. Vzduchové systémy všech sekcí mají společné zdroje chladu. Vlastní zdroje chladu mají i vodní systémy. Samostatným systémem je potom klimatizace výpočetního a datového centra, která má rovněž vlastní zdroje chladu. Klimatizace této budovy byla prezentována na předešlé konferenci [4].

Při zjišťování celkových chladicích faktorů byla klimatizace celého objektu rozdělena na tři systémy: vodní (FCU), vzduchový (VZT) a pro výpočetní centrum (IT).

Systém FCU (Tab. 1) sestává z dvou zdrojů chladu (chiller), z nichž každý má dva kompresory a 12 ventilátorů pro odvod kondenzačního tepla, dvou čerpadel v primárním okruhu s nemrznoucí směsí a pěti čerpadel v sekundárních vodních okruzích. V objektu je 1599 ventilátorových konvektorů. Jmenovitý chladicí výkon zdrojů chladu (Q_1) se snižuje o tepelné zisky v rozvodech vody, zisky od čerpadel a zisky od ventilátorů FCU jednotek. Pro výpočty byla uvažována účinnost přenosu chladu 95 % pro každý stupeň.

Tab. 1 *Jednotlivé prvky klimatizačního zařízení pro FCU a změny celkového chladicího faktoru EER při zahrnutí příkonů a ztrát*

Prvek systému		Počet [-]	Chladicí výkon [kW]	El. Příkon [kW]		Celkový EER [-]
Zdroje chladu	Kompresory	4	1 692	531	68 %	3,2
	Ventilátory kondenzátorů	24	1 692	33	4 %	**3,0**
Čerpadla vodních okruhů	Primární okruh	2	1 607	37	5 %	2,7
	Sekundární okruhy	5	1 607	81	10 %	2,4
Koncové jednotky	Ventilátory FCU	1 599	1 527	96	12 %	**2,0**

VZT systém (Tab. 2) má tři zdroje chladu, 2 čerpadla primárního a 2 sekundárního okruhu a 27 centrálních klimatizačních jednotek. Účinnost přenosu chladu byla uvažována 95 % pro vodní rozvody a 85 % pro klimatizační jednotky a rozvody vzduchu.

Tab. 2 *Jednotlivé prvky klimatizačního zařízení pro VZT a změny celkového chladicího faktoru EER při zahrnutí příkonů a ztrát*

Prvek systému		Počet [-]	Chladicí výkon [kW]	El. Příkon [kW]		Celkový EER [-]
Zdroje chladu	Kompresory	7	3 324	1274	63 %	2,6
	Ventilátory kondenzátorů	46	3 324	64	3 %	**2,5**
Čerpadla vodních okruhů	Primární okruh	2	3 158	60	3 %	2,3
	Sekundární okruhy	2	3 158	60	3 %	2,2
Centrální jednotky	Ventilátory VZT	27	2 685	571	28 %	**1,3**

IT systém (Tab. 3) má dva zdroje chladu, 2 čerpadla primárního, 4 sekundárního okruhu a ventilátorové konvektory tak vzduchotechnické jednotky. Účinnost přenosu chladu byla uvažována 95 % pro vodní rozvody a 90 % pro klimatizační jednotky a rozvody vzduchu.

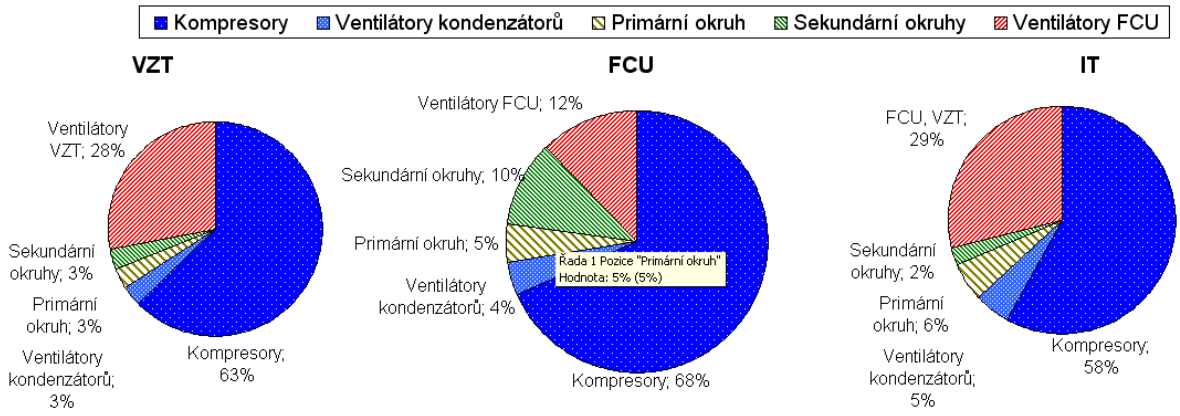
Tab. 3 *Jednotlivé prvky klimatizačního zařízení pro IT a změny celkového chladicího faktoru EER při zahrnutí příkonů a ztrát.*

Prvek systému		Počet [-]	Chladicí výkon [kW]	El. Příkon [kW]		Celkový EER [-]
Zdroje chladu	Kompresory	2	1 040	307	58 %	3.4
	Ventilátory kondenzátorů	20	1 040	26	5 %	**3.1**
Čerpadla vodních okruhů	Primární okruh	2	988	30	6 %	2.7
	Sekundární okruhy	4	988	12	2 %	2.6
Vnitřní jednotky	FCU, VZT	218	889	153	29 %	**1.7**

Pro posouzení komfortní klimatizace celé budovy je třeba sečíst systém FCU a VZT. Celkový chladicí faktor je potom 1,5.

Při posuzování VZT systému si je třeba si uvědomit, že jeho funkcí není jen chlazení prostoru, ale i větrání (přívod venkovního čerstvého vzduchu) objektu. Proto je zahrnutí celého příkonu ventilátorů do celkového EER diskutabilní. V případě porovnávání vzduchových a vodních systémů je obecně třeba spotřeby el. energie na větrání zohlednit u obou systémů.

Ve výše uvedených tabulkách jsou chladicí faktory vztaženy k chladicímu výkonu Q_3 vypočítanému z výkonu zdroje chladu a účinností přenosu chladu. U skutečného zařízení dochází při chlazení většinou ke kondenzaci vodních par a toto vázané teplo též snižuje chladicí výkon a celkové EER. Na druhé straně u vzduchových systémů je chladicí výkon navýšen v případě přívodu venkovního vzduchu o nižší teplotě než vzduch vnitřní. To se však děje mimo letní špičky a při analýze jmenovitého chladicího faktoru se to neprojeví.



Obr. 2 *Jmenovité příkony jednotlivých prvků klimatizačních systémů a jejich podíl na celkovém příkonu – rozsáhlý objekt*

STUDIE POROVNÁNÍ RŮZNÝCH KLIMATIZAČNÍCH SYSTÉMŮ PRO MENŠÍ ADMINISTRATIVNÍ OBJEKT

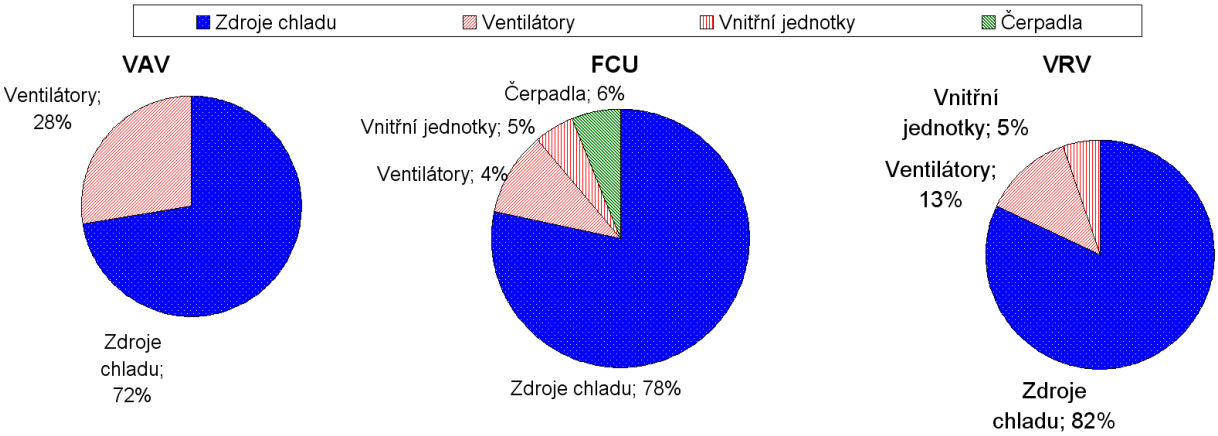
Ve studii zpracované v rámci diplomové [3] práce byl pro menší administrativní objekt (historická budova s pěti nadzemními podlažími) zpracován projekt větrání a klimatizace ve třech variantách:

- VAV - Vzduchový systém s proměnným průtokem vzduchu.
- FCU - Vodní systém s ventilátorovými konvektory a větráním centrální vzduchotechnickou jednotkou.
- VRV - Chladivový systém s proměnným průtokem chladiva a větráním centrální vzduchotechnickou jednotkou.

Celkový chladicí faktor EER při jmenovitých podmínkách, stejně jako v předchozím případě, zahrnoval příkon všech ventilátorů, čerpadel, zdrojů chladu a cirkulačních jednotek. Podobně jako v předchozím případě byla i v této studii uvažována účinnost přenosu chladu a nebylo zahrnuto vázané teplo a případné jiné zdroje chladu.

Celkový chladicí faktor je potom:

- pro VAVsystém – 1,9
- pro FCU systém s větráním – 1,9
- pro VRV systém s větráním – 2,5



Obr. 3 *Jmenovité příkony jednotlivých prvků klimatizačních systémů a jejich podíl na celkovém příkonu – studie porovnání systémů*

Celkové jmenovité chladicí faktory jsou v rámci analýzy druhé budovy vyšší než u předchozí. To vyplývá z menší rozlohy druhé budovy a rovněž z použití přímých výparníků ve vzduchotechnických jednotkách.

CHLADICÍ FAKTORY BĚHEM PROVOZU

K provozu klimatizačních zařízení při jmenovitých (návrhových) podmínkách dochází jen poměrně krátkou dobu v letních extrémech. Většinou je potřebný chladicí výkon nižší než jmenovitý a zařízení pracuje jen na snížený výkon. Celkový chladicí faktor při sníženém výkonu je výrazně ovlivněn způsobem regulace jednotlivých prvků klimatizačního systému.

Kompresorový parní oběh by měl mít při nižších teplotách venkovního vzduchu a vyšších teplotách chladicí vody vyšší chladicí faktor (rovnice 1). Ale chladicí faktor zdroje chladu závisí na způsobu regulace jak kompresorů, tak i ventilátorů pro odvod kondenzačního tepla. V případě, že zdroj chladu není konstruován s ohledem na minimalizaci spotřeby el. energie, může být hodnota *EER* při nižším výkonu i menší.

Podobná je situace s oběhovými čerpadly a ventilátory v FCU nebo VZT jednotkách. Obzvláště u VZT jednotek, kde jsou tlakové ztráty jednotlivých prvků velké, představuje i malé snížení průtoku značné snížení tlakových ztrát a příkonu.

Při malých chladicích výkonech představují pak pomocné energie na provoz čerpadel a ventilátorů značnou část spotřeby el. energie systému. Např. pro výše prezentovaný FC systém rozsáhlé budovy, při předpokladu konstantního EER zdroje chladu, a konstantního příkonu čerpadel a ventilátorů (provoz bez regulace) by byl při 25% chladicím výkonu podíl kompresoru na celkovém el. příkonu klimatizačního systému pouze 35 %.

Pro vyhodnocení spotřeby el. energie na chlazení by měla být provedena právě takováto analýza jak pro jmenovitý výkon, tak pro snížené výkony. U zdrojů chladu se takto vyhodnocuje tzv. Evropský standardizovaný chladicí faktor (ESEER), reprezentující střední chladicí faktor při běžném provozu.

ZÁVĚR

Pomocné energie představují především u rozsáhlých systémů značné energetické zatížení. Zahrneme-li do výpočtu všechny pomocné energie, pohybuje se chladicí faktor klimatizačního systému při jmenovitých podmínkách mezi 1 a 2, a to při zahrnutí i spotřeby ventilátorů pro větrní. Nejvyšších chladicích faktorů dosahuje klimatizace s chladivovými VRV systémy, kde jsou hodnoty EER vyšší.

Problematice spotřeby energie pro chlazení a klimatizaci budov je třeba věnovat pozornost. Protože nová evropská legislativa napomohla zahrnutí spotřeby energie na chlazení budov i do českých zákonů. Zákonem předepsané pravidelné kontroly klimatizačních zařízení podle vyhlášky 277/2007 by měly zahrnovat právě posouzení energetické náročnosti klimatizace a doporučení pro její snížení. Jsem přesvědčen, že jmenovité příkony jednotlivých prvků klimatizačního zařízení by měly být v projektu jasně specifikovány, stejně tak jako způsob jejich regulace a příkony při jiném než jmenovitém provozu.

LITERATURA

[1] 2005 *ASHRAE Handbook - Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, ISBN: 1931862710

[2] HANYK, K., LAIN, M. (vedoucí práce) *Celkový chladicí faktor klimatizace*, Diplomová práce ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2008

[3] TAJZLEROVÁ, L., LAIN, M. (vedoucí práce) *Projekt klimatizace administrativní budovy*, Diplomová práce ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2009

[4] LAIN, M., IVANOVA, M. ZMRHAL, V. ŽEMLIČKA, J. Optimalizace klimatizace rozsáhlé administrativní budovy, In: *18. Konference Klimatizace a větrání 2008*. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2008, s. 299-306. ISBN 978-80-02-01978-7

[5] LAIN, M.Overall Cooling Factor of Air-Conditioning system, In: *Compressors 2009 [CD-ROM]*. Paris: International Institute of Refrigeration, 2009, p. 235-240. ISBN 978-2-913149-73-1.

Příspěvek byl napsán s podporou výzkumného záměru MSM 6840770011 Technika životního prostředí.

LIMITY POUŽITÍ ROTUJÍCÍCH VĚTRACÍCH HLAVIC PRO CENTRÁLNÍ VĚTRÁNÍ OBYTNÝCH DOMŮ

Luděk Mareš

ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav techniky prostředí
ludek.mares@fs.cvut.cz

ANOTACE

Příspěvek popisuje výsledky podrobného měření rotující větrací hlavice poháněné větrem. Jsou uvedeny závislosti celkového tlaku hlavice na průtoku hlavicí, resp. rychlosti ve vstupním potrubí hlavice, pro škálu rychlostí větru od 2 do 13 m/s. Dále jsou uvedeny bezrozměrné charakteristiky – závislost poměru celkového tlaku hlavice ku dynamickému tlaku větru na poměru rychlosti ve vstupu hlavice ku rychlosti větru, a to opět pro uvedenou škálu rychlostí větru. Naměřené charakteristiky rotující hlavice jsou porovnány s charakteristikou klasické nepohyblivé hlavice typu CAGI. V další části příspěvku je uveden rozbor naměřených parametrů z hlediska jejich použití v centrálních odsávacích systémech bytových jader panelových domů. Je vyhodnoceno chování systému „stávající potrubní síť“ – „rotující hlavice“ i s ohledem na podmínky mimo vlastní vzduchotechnické zařízení (těsnost budovy, vztlak vlivem teplotního rozdílu, chování uživatelů), a dále vazba na četnosti rychlostí větru v České republice. Výsledkem rozboru je konstatování nevhodnosti použití rotujících větracích hlavic pro centrální větrání bytových domů.

ÚVOD

V tzv. komplexní bytové výstavbě, což znamenalo velkosériovou „výrobu“ panelových domů, byla v Československu za socialismu stavěna převážná většina bytů. Panelová výstavba pak ještě přesahovala do 90tých let 20. století. U této výstavby bylo příslušenství (koupelna, WC) řešeno formou bytových jader, situovaných uprostřed domovní dispozice, čili bez oken. Řešení větracích systémů bytových jader se pak v posledních desetiletích uvedené bytové výstavby ustálilo na centrálním odsávání s nástřešními větracími (ventilátorovými) jednotkami. Kromě vlastního příslušenství byly těmito ventilátory odsávány i kuchyňské digestoře. Vzhledem k tomu, že nebyl instalován žádný nucený přívod vzduchu, jednalo se vlastně o větrání celých bytů – vzduch proudí infiltrací okny přes jednotlivé pokoje do bytového jádra, odkud je odsáván vyústkami, resp. proudí infiltrací do kuchyně, odkud je odsáván digestoří nad sporákem.

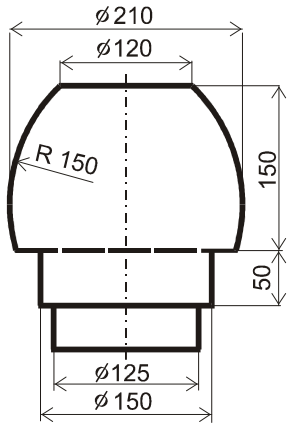
V poslední době bývají tyto nástřešní ventilátory často nahrazovány rotujícími větracími hlavicemi poháněnými (roztáčenými) větrem. Důvodem bývá někdy nefunkčnost či opotřebovanost původních jednotek, někdy i jiné důvody, jako například omezení hlučnosti, nebo snahy o úsporu elektrické energie. Tyto hlavice bývají dodavateli nazývány „ventilační turbíny“, což není vhodný název, nebudeme se zde ale zabývat názvoslovnými problémy.

Protože výrobci těchto rotujících hlavic neuvádějí potřebné technické parametry, byla jedna taková, náhodně vybraná, hlavice proměřena v laboratořích Ústavu techniky prostředí FS ČVUT v Praze, nejprve před několika lety orientačně během studentské bakalářské práce, nyní podrobně v rámci jedné etapy *výzkumného záměru* řešeného na Ústavu techniky prostředí (etapa „koncové prvky větracích zařízení“).

Výsledky měření umožní porovnání parametrů rotujících hlavic s parametry požadovanými pro správnou funkci daného zařízení, tzn. i posouzení vhodnosti aplikace těchto hlavic pro uvedené použití.

MĚŘENÁ HLAVICE

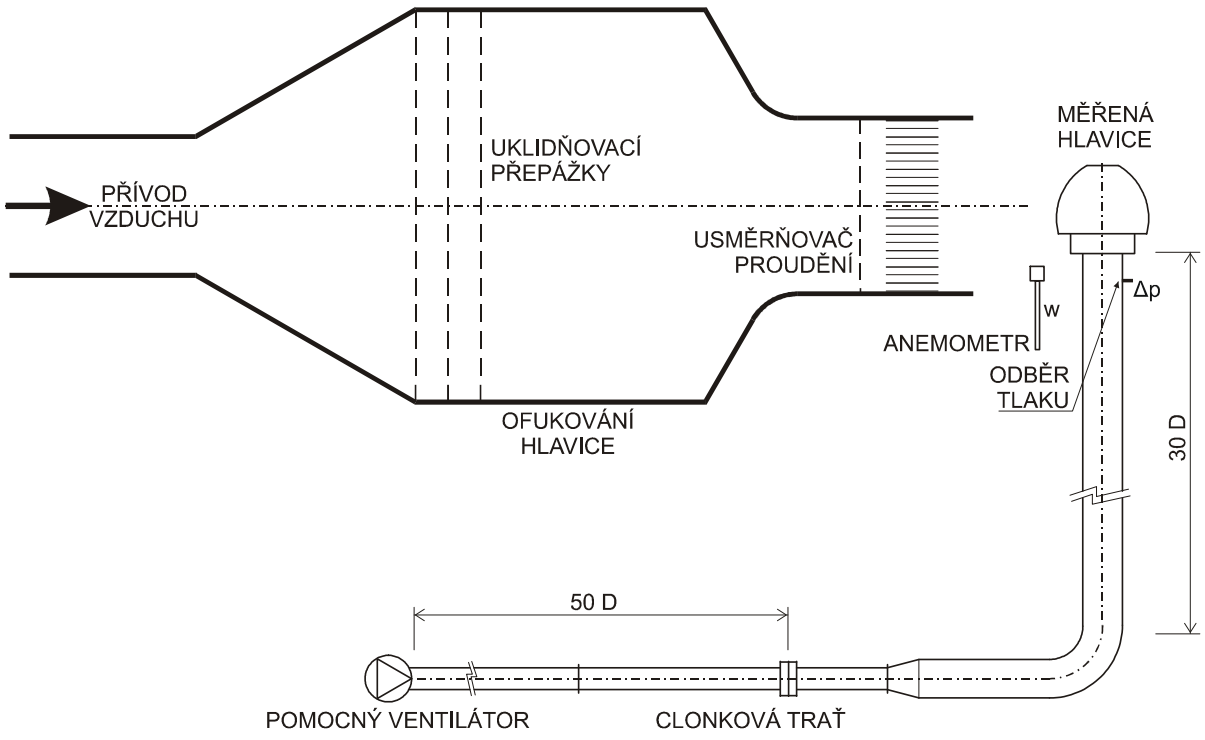
S ohledem na měřicí možnosti laboratoře byla použita hlavice s připojovacím průměrem potrubí 125 mm. Provedení hlavice – byl náhodně vybrán jeden typ z výrobků dostupných na trhu. Rozměry této vybrané hlavice jsou uvedeny na obr 1., počet lamel – lopatek je 15, šířka lopatek v patě: 75 mm, šířka v hlavě: 25 mm.



Obr. 1 *Vnější rozměry měřené hlavice*

MĚŘICÍ ZAŘÍZENÍ A METODIKA MĚŘENÍ

Pro měření vlastností vybrané hlavice bylo sestaveno měřicí zařízení – viz obr. 2.



Obr. 2 *Schéma měřicího zařízení*

Jednou samostatnou částí měřicího zařízení je tryska vytvářející nabíhající proud vzduchu, tzn. simulující vítr. Za přívodním potrubím od frekvenčně regulovaného ventilátoru je umístěn buben s uklidňujícími vestavbami. Z bubnu proudí vzduch do zúžené části – trysky s instalovanými vestavbami, které zrovnoměrňují rychlostní profil a usměrňují proudění. Průměr vytékajícího proudu vzduchu je 400 mm.

Druhou částí je měřicí trať pro průtok hlavicí. Sestává z pomocného ventilátoru pro překonání tlakových ztrát tratě, který je regulován frekvenčním měničem; za ventilátorem je uklidňující potrubí o délce 50 průměrů, následuje normovaná clonková trať pro měření průtoku, dále potrubní část o průměru 125 mm (připojovací průměr hlavice) o délce 30 průměrů pro vytvoření ustáleného rychlostního profilu. V blízké vzdálenosti od vstupu do hlavice je instalován odběr statického tlaku.

Metodika měření

Pro vyhodnocení charakteristik je potřeba měřit tyto veličiny: rychlost proudění proudu vzduchu nabíhajícího na hlavici (rychlost „větru“) a jeho teplotu; v trati hlavice pak veličiny na clonkové trati – tlakový rozdíl na cloně, statický přetlak před clonou a teplota vzduchu, a konečně veličiny na vstupu do hlavice – statický podtlak a teplota vzduchu. Pro úplnost informací byly bezdotykově (opticky) měřeny i otáčky hlavice.

Vlastní měření probíhalo tak, že vždy pro konstantní rychlost nabíhajícího proudu vzduchu („větru“) byly změřena tlaková charakteristika hlavice, tj. závislost celkového tlaku vytvářeného hlavicí na průtoku vzduchu hlavicí. Rychlosti „větru“ byly nastavovány od 2 do 13 m/s po jednom m/s (přesně). Průtoky hlavicí byly nastavovány po 10 m^3/h od 0 do 140 m^3/h (přibližně), resp. do maxima pro danou rychlost „větru“, kdy se charakteristika začíná dostávat do záporných tlaků. Rychlost nabíhajícího proudu byla nastavována podle kalibrovaného vrtulkového anemometru s tolerancí 0,02 m/s, její kolísání kolem střední hodnoty (dané fluktuacemi ventilátoru) během měření pak bylo řádově v setinách m/s. Před vlastním měřením byla kontrolována rovnoměrnost rychlostního profilu nabíhajícího proudu, odchylky od střední rychlosti činily řádově setiny m/s.

Vyhodnocení průtoku clonkovou tratí bylo provedeno dle ČSN EN ISO 5167-2:2003, není nutné ho zde rozvádět. Vypočtený průtok pak byl rovnicí kontinuity přepočten na stav vzduchu na vstupu do hlavice. Ze změřeného statického podtlaku před hlavicí a průtoku byl vypočten celkový („dopravní“) tlak, který hlavice vytváří:

$$\Delta p_{c,h} = \Delta p_{s,h} - p_{d,h} \tag{1}$$

kde $\Delta p_{c,h}$ [Pa] je celkový tlak vytvářený hlavicí, $\Delta p_{s,h}$ [Pa] je naměření statický tlak před hlavicí a $p_{d,h}$ [Pa] je dynamický tlak vzduchu v místě měření statického podtlaku, daný vztahem:

$$p_{d,h} = \left(\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot D^2} \right)^2 \frac{\rho}{2} \tag{2}$$

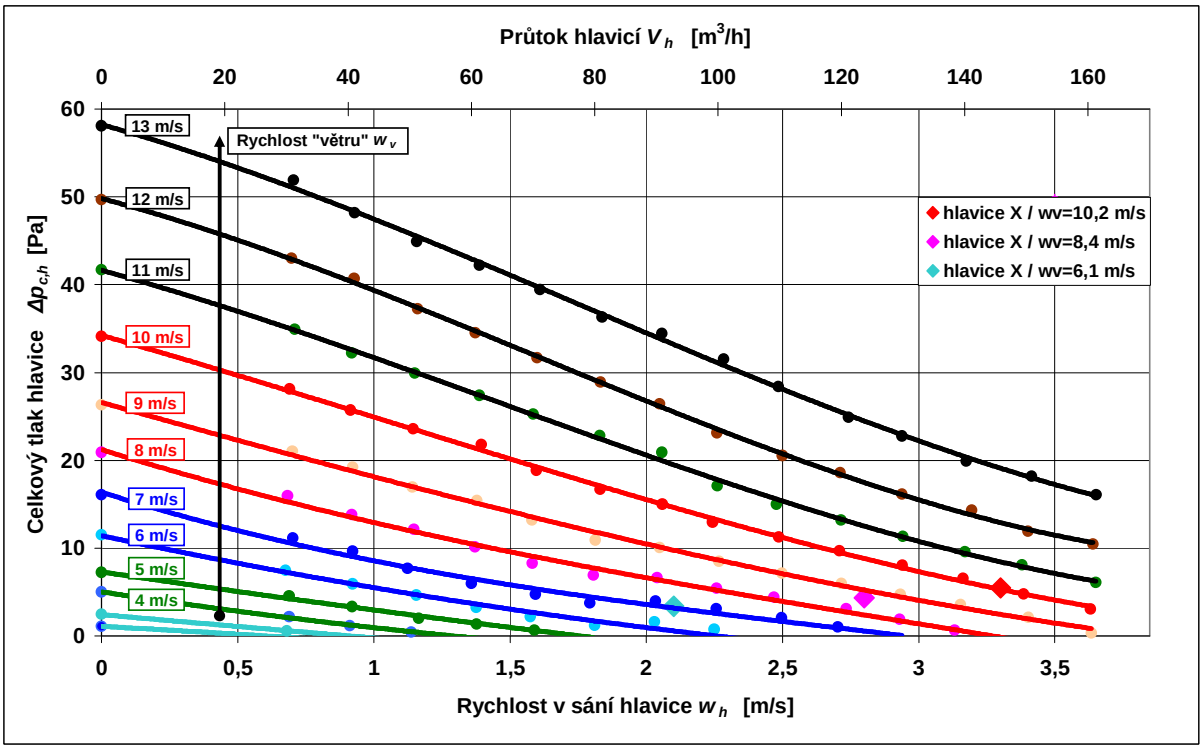
kde V_h [m^3/s] je průtok vzduchu hlavicí, D [m] průměr potrubí v místě měření, ρ [kg/m^3] objemová hmotnost vzduchu.

Použité přístroje

- Clonková trať dle ČSN EN ISO 5167-2:2003, průměr 53 mm s clonami o průměru 16,7; 28,84 a 37,56 mm.
- Kombinovaný přístroj AMR 2290 s vrtulkovým čidlem rychlosti 642a/3-1
- Elektronický mikromanometr Airflow MEDM 500.
- kapalinový mikromanometr se sklonným ramenem Mikrotechna UMK
- kapalinový U-manometr
- staniční barometr
- elektronický teploměr Anritsu HFT-88 s čidlem 522K

VÝSLEDKY MĚŘENÍ

Výsledky měření hlavice jsou shrnuty v následujících diagramech. Základní charakteristikou ventilátoru, tzn. i větrací hlavice je závislost vytvářeného celkového tlaku na průtoku. Tyto charakteristiky pro jednotlivé rychlosti nabíhajícího proudu („větru“) jsou uvedeny na obr. 3. Protože průtok závisí na velkosti hlavice, jsou závislosti celkového tlaku vyneseny na obecnější veličině – rychlosti ve vstupním průřezu hlavice, průtoky jsou na vedlejší x-ové ose.



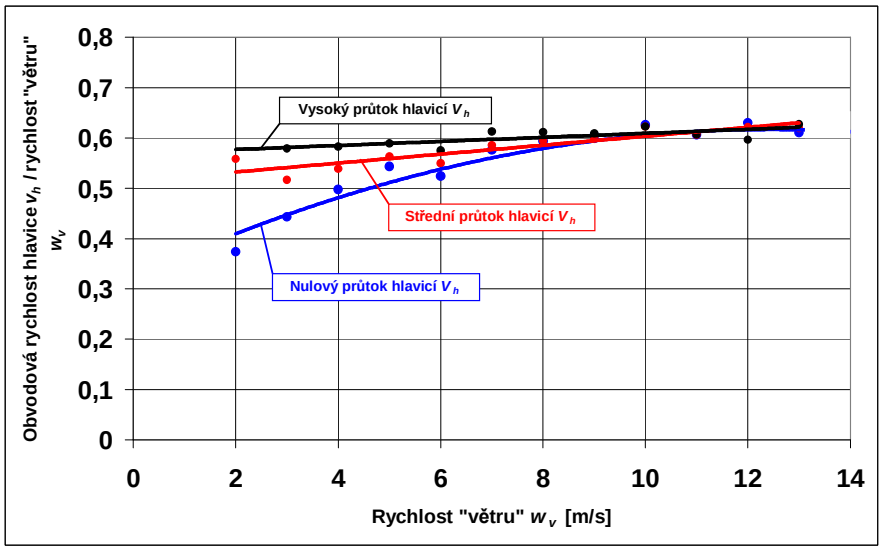
Obr. 3 *Naměřené tlakové charakteristiky hlavice pro různé rychlosti větru*

Komentář: pro představu o jak velké rychlosti větru se jedná, byly rychlosti větru v diagramu znázorněny (vybarveny) s ohledem na Beafortovu stupnici, založenou na viditelných účincích větru. „Bezvětří“ a „vánek“ (do 1,5 m/s) nebyly pro měření vůbec uvažovány, **2 a 3 m/s** patří do „slabého větru“ (začíná se pohybovat větrná směrovka), rychlost **4 a 5 m/s** odpovídá „mírnému větru“ (vítr napíná praporky a čeří hladinu vody), **6 a 7 m/s** je „dosti čerstvý vítr“ (vítr zdvíhá prach a kousky papíru), **8, 9 a 10 m/s** je „čerstvý vítr“ (na vodě tvoří zpěněné hřebeny), **11, 12 a 13 m/s** odpovídá „silnému větru“ (telegrafní dráty sviští, nelze používat deštníky). Větší rychlosti větru nebyly pro měření vůbec uvažovány, to jde již o „prudký vítr“ (je problém jít proti větru), nehledě na ještě vyšší stupně dané stupnice.

Během měření se ukázalo, že charakteristiky nezávisí jen čistě na rychlosti větru, projevuje se např. i vliv atmosférického tlaku. Tato otázka nebyla dále zkoumána, lze však usoudit, že tou rozhodující veličinou bude dynamický tlak větru (závisí přes hustotu vzduchu na tlaku).

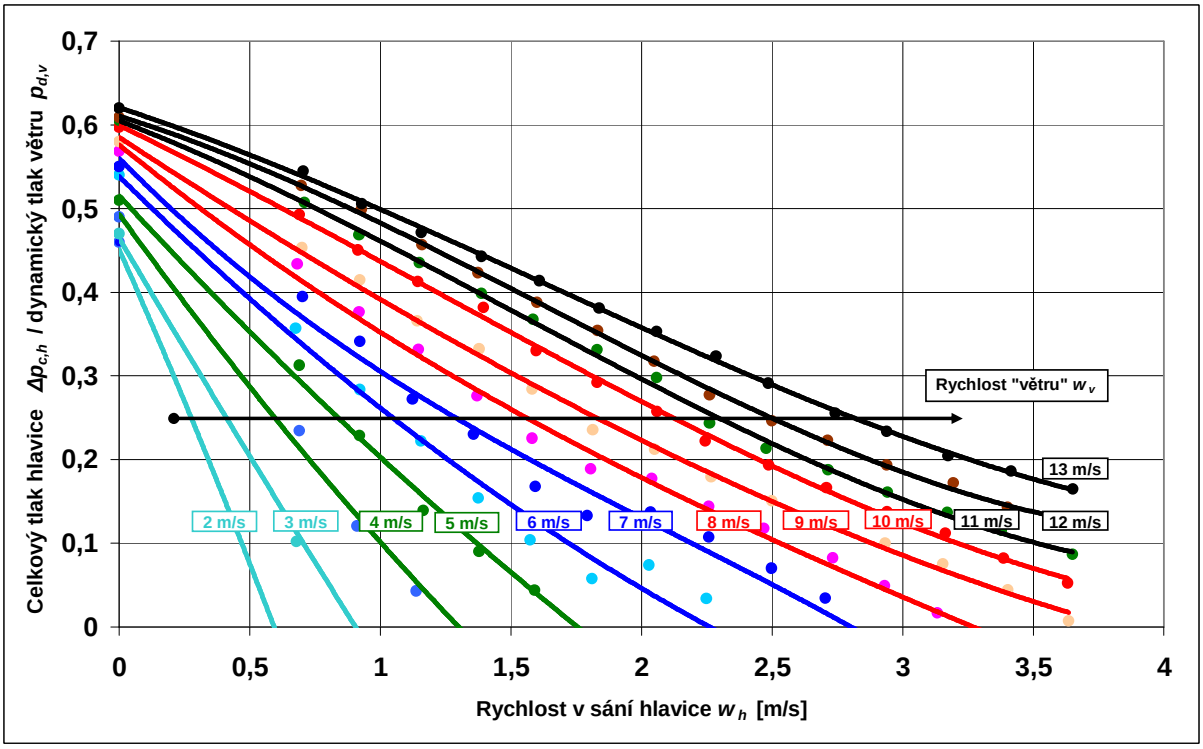
V diagramu jsou ještě znázorněny tři body z výsledků měření jiné hlavice („hlavice X“), jediných relevantních publikovaných údajů [6], které se podařilo získat. V diagramu jsou tyto body znázorněny hranatými značkami. Tato měření byla prováděna vždy jen pro jeden bod charakteristiky v závislosti na různé rychlosti „větru“. Tato hlavice byla větší velikosti, měla připojovací průměr 350 mm. Pro rychlosti „větru“ kolem 10 m/s tento bod leží přesně na příslušné charakteristice měřené hlavice. U nižších rychlostí „větru“ je mírně nad naměřenými charakteristikami. Dá se to vysvětlit větší rolí pasivních odporů v ložisku u menšího průměru hlavice při malé rychlosti větru. Provedení, tvar hlavice nebude tedy mít významný vliv.

Otáčky hlavice se pohybovaly cca od 100 1/min při nejnižších rychlostech „větru“ do 750 1/min při vysokých rychlostech „větru“. Otáčky závisejí také na průtoku vzduchu hlavicí. Větší vypovídací hodnotu má obvodová rychlost oběžného kola hlavice. Nebo lépe – poměr této obvodové rychlosti ku rychlosti „větru“. Uvedené závislosti jsou vyneseny na obr. 4. Velmi zhruba se dá uvažovat , že tento poměr se při provozu hlavice pohybuje kolem 0,6.



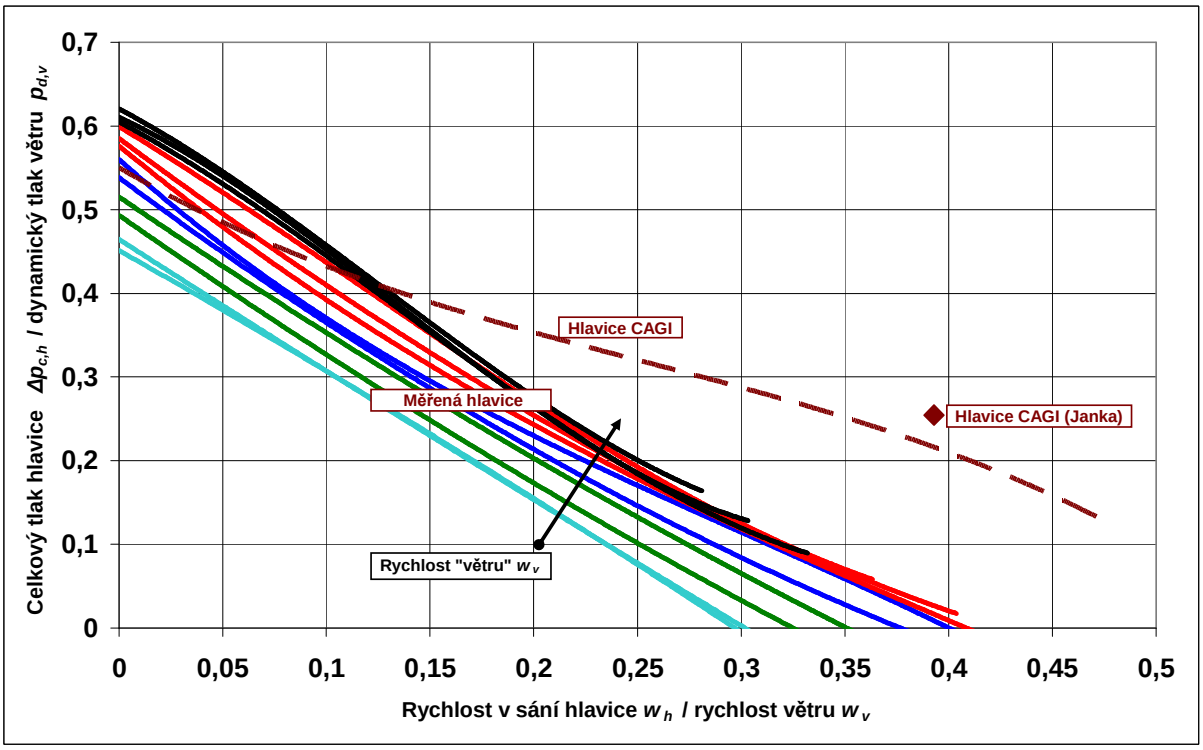
Obr. 4 *Poměr obvodové rychlosti hlavice ku rychlosti větru v závislosti na rychlosti větru*

To, jak hlavice „využívá“ dynamický tlak větru, vyjadřuje poměr celkového tlaku vytvářeného hlavicí ku dynamickému tlaku větru. Tento poměr v závislosti na rychlosti ve vstupním průřezu hlavice je vynesen na obr. 5.



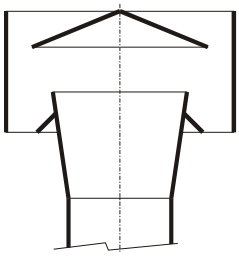
Obr. 5 *Celkový tlak vytvářený hlavicí ku dynamickému tlaku větru v závislosti na rychlosti ve vstupním potrubí hlavice*

Zobecnění naměřených charakteristik do bezrozměrných souřadnic je uvedeno na obr. 6. Je to závislost poměru celkového tlaku vytvářeného hlavicí ku dynamickému tlaku větru na poměru rychlosti ve vstupním průřezu hlavice ku rychlosti větru.



Obr. 6 *Zobecněné charakteristiky.*

Z diagramu je patrné, že se k sobě závislosti značně přiblížily, pro větší rychlosti „větru“ dokonce splynuly. Rozdíly jsou zřejmě vlivem pasivních odporů v ložisku oběžného kola hlavice, lze se tedy domnívat, že pro dokonalé ložisko bez odporů by charakteristiky splynuly v jednu obecnou závislost, která, jak pohled na diagram napovídá, by se dosti blížila lineárnímu tvaru – přímce mezi hodnotou 0,6 na y-ové ose a hodnotou 0,4 na ose x-ové.



Obr. 7 *Tvar větrací hlavice CAGI dle[5]*

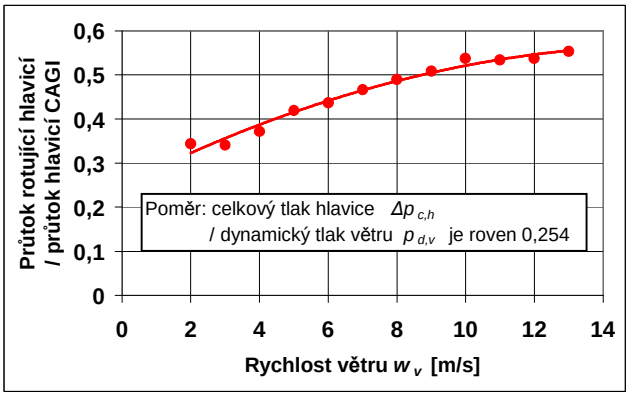
Diagram je doplněn ještě o charakteristiku větrací hlavice CAGI (podle názvu ústavu Centralnyj aerogidrodynamičeskij institut), která byla kdysi velmi populární a dodnes je na trhu nabízena. Hlavice je bez pohyblivých částí a velmi efektivně využívá účinku úplavu. Její tvar je na obr. 7. Závislost zanesená do obr. 6 (čárkovaná čára) je výsledkem experimentů a je převzata z [2]. Jak je z diagramu patrné, v oblasti od středních průtoků hlavicí výše jsou parametry CAGI výrazně lepší než vlastnosti rotující hlavice. V oblasti malých průtoků je naopak lepší rotující hlavice, ale jen při vyšších rychlostech větru, při malých rychlostech větru leží charakteristika rotující hlavice celá pod křivkou CAGI. U nízkých hodnot průtoku se však naskýtá otázka, zda má při nich použití větrací hlavice vůbec smysl.

Hlavice typu CAGI též dříve vyráběla Janka Radotín, v podkladech pro návrh hlavice [10] je uveden vztah (3). Není ale známo, na základě jakých podkladů byl sestaven.

$$D^5 = \frac{2}{1000}\left[l + (\Sigma\zeta + 1{,}2)\frac{1{,}8}{0{,}02}\sqrt{\frac{V_h}{w_v}} \right] \frac{V_h^2}{0{,}025 w_v^2 + 346 \cdot l \left(\frac{1}{273+t_e} - \frac{1}{273+t_i} \right)} \qquad (3)$$

kde D [m] je připojovací (vstupní) průměr hlavice, l [m] je délka = výška připojeného potrubí, ξ [–] jsou součinitelé místních odporů, V_h [m^3/s] je průtok vzduchu hlavicí, w_v [m/s] je rychlost větru, t_e [°C] je teplota venkovního vzduchu, t_i [°C] je teplota odsávaného vzduchu.

Rozklíčováním tohoto vztahu lze zjistit, že jde vlastně o rozepsání rovnosti tlakových ztrát v potrubí a tlakového zisku hlavice s přičteným vztlakem a při uvažování hodnoty součinitele tření 0,02. Pracovní bod je pro rychlost ve vstupním průřezu hlavice rovné 0,393 rychlosti větru a pro celkový tlak vytvářený hlavicí (po odečtení vlastní tlakové ztráty hlavice) rovný 0,254 dynamického tlaku větru. Tento bod je vynesen do diagramu na obr. 6. Jestliže pro uvedený poměr tlaků vyhodnotíme poměr průtoků měřené rotující hlavice a hlavice CAGI Janka (při stejném průměru vstupu) získáme závislost uvedenou na obr. 8. Ze závislosti je patrné, že za těchto podmínek dává hlavice CAGI dvoj až trojnásobek množství vzduchu než hlavice rotující. Pak ovšem těžko hledat důvody proč dávat přednost složitější, provozně zranitelnější a dražší rotující hlavici.



Obr. 8 *Poměr průtoku měřenou hlavicí ku průtoku hlavicí CAGI Janka v závislosti na rychlosti větru*

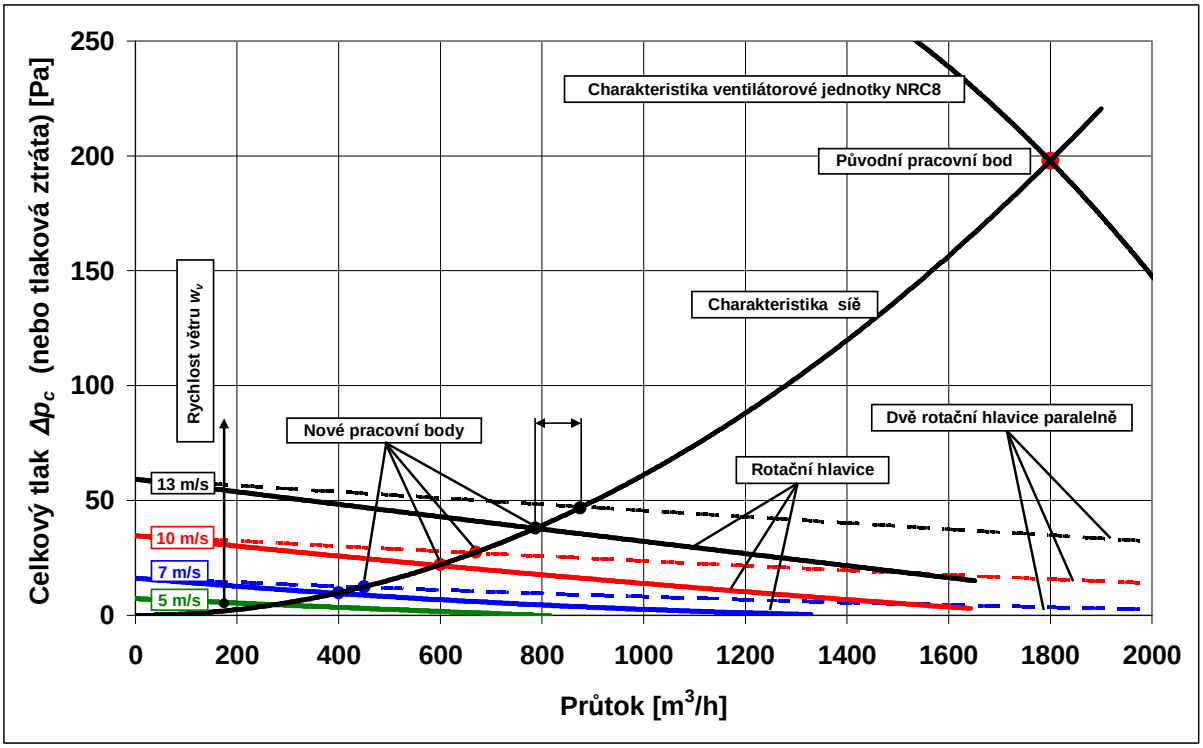
VLASTNOSTI HLAVICE Z POHLEDU POUŽITÍ PRO ODSÁVÁNÍ BYT. JADER

V úvodu bylo řečeno, že impulzem pro měření rotující hlavice bylo časté použití těchto hlavic jako náhrady za nástřešní ventilátory u centrálního odsávání bytových jader panelových domů. Proto budeme nyní sledovat, jak takový systém funguje. Z důvodu zjednodušení si pro úvahy vybereme jeden dům, a to některý z typických panelových domů. Nejčastěji se stavěly devítipodlažní (8 pater) a třináctipodlažní (12 pater). Z hlediska větrání je příznivější menší počet podlaží, proto si za modelový dům vybereme osmipatrový. Výška domu je 27 m (stavební výška podlaží 3 m), odbočky jsou vlastně po celé délce hlavní větve, nejnevýhodnější podmínky však bude mít většinou odbočka nejvzdálenější od ventilátoru (hlavice), tedy v přízemí. Odsávací zařízení bylo podle [7] projektováno na průtoky odsávaného vzduchu 200 m^3/h/byt, 100 m^3/h připadalo na kuchyň, 100 m^3/h na příslušenství. Pro 9 podlaží tak připadá na jedno zařízení 1800 m^3/h. Svislé odsávací potrubí, resp. dvě potrubí – jedno pro kuchyň a jedno pro příslušenství, byla na střeše zaústěna do „sběrné komory“, odkud byl dalším potrubím vzduch veden k ventilátorové jednotce typu NRC8 [9].

Pracovní bod

V prvním přiblížení nebudeme uvažovat vliv nepříznivých okolních podmínek a soustředíme se na funkci systému *stávající potrubní síť – rotující hlavice*. Je známé, že množství vzduchu dopravovaného vzduchotechnickým zařízením je dáno charakteristikou sítě a charakteristikou ventilátoru. Pracovní bod je na jejich průsečíku (obr. 9).

Vzduchotechnik je postaven před úkol buď pro navrženou síť vyhledat vyhovující ventilátor, nebo pro použitý ventilátor navrhnou síť tak, aby byl splněn potřebný průtok. Třetím případem je pak zjištění, jaký bude skutečný pracovní bod, když se k dané síti připojí určitý ventilátor. Nebudeme zkoumat, jak je v modelovém případu panelového domu provedeno odsávacího potrubí. Vyjdeme jednoduše z původního pracovního bodu. Jmenovitý průtok zde byl, jak uvedeno výše, 1800 m^3/h. Charakteristika ventilátoru je uvedena v [9]. Bod na této charakteristice pro 1800 m^3/h je tím hledaným původním pracovním bodem. Tímto bodem proložíme parabolu 2. stupně (obecně je charakteristika sítě kvadratická) a obdržíme tak charakteristiku sítě pro náš modelový případ – viz obr.9.



Obr. 9 *Pracovní body VZT systému s rotující hlavicí při různých rychlostech větru*

Nový pracovní bod (body) najdeme na průsečíku této paraboly s charakteristikou nového „ventilátoru“, tedy větrací hlavice, respektive s řadou charakteristik pro různé rychlosti větru. Protože byla měřena malá hlavice, je nutné charakteristiky přepočítat na jinou velikost. Při našich zjednodušených úvahách můžeme na rotující hlavici aplikovat podobnostní čísla ventilátorů – objemové (průtokové) a tlakové číslo. Objemové číslo závisí na vstupním průměru a na obvodové rychlosti oběžného kola. Z toho, že koresponduje charakteristika různých velikostí hlavice v souřadnicích *rychlost vzduchu ve vstupu – celkový tlak*, lze usuzovat, že obvodová rychlost hlavice bude závislá jen na rychlosti větru a ne na průměru hlavice. Průtok u větší hlavice se pak spočte vynásobením původního průtoku druhou mocninou poměru průměrů hlavic. Tlakové číslo závisí jen na obvodové rychlosti, takže tlak se pro různé velikosti hlavic měnit nebude. Na obr.9 jsou vyneseny nové pracovní body pro vybrané rychlosti větru. Z obrázku je zřejmé, že i při extrémní rychlosti větru 13 m/s se

nedosáhne ani poloviční hodnoty původního průtoku. Při rychlosti větru 7 m/s stačí hlavice na odsávání dvou bytů a při 5 m/s jen jednoho. Protože se mnohdy „pro zvýšení výkonu“ hlavice zdvojují (řadí paralelně), jsou na obr. 9 vyneseny i charakteristiky tohoto případu (body nové charakteristiky mají stejný tlak a dvojnásobný průtok). Z obrázku je patrná nesmyslnost takového uspořádání (tedy, nesmyslnost z hlediska funkce zařízení): zdvojením hlavice se průtok zvýší jen nepatrně.

Vliv vztlaku

Z diagramu na obr.3, kde jsou uvedeny charakteristiky hlavice je už na první pohled zřejmé, že použití hlavic do rychlosti větru 4 m/s je zcela bezpředmětné. Pro rychlost 4 m/s je při nulovém průtoku tlakový zisk hlavice 5 Pa. Vezmeme-li v úvahu, že v letních podmínkách nám proti odsávání působí záporný vztlak – obrácený „komínový“ efekt. Při vnitřní teplotě v domě 25 °C, venkovní teplotě vzduchu 35 °C a uvedené výšce činí 10 Pa (přesně 9,9 Pa). Takže při rychlosti větru 4 m/s (a nižší, samozřejmě) nám nestačí hlavice ani z poloviny překonat vliv opačně působícího vztlaku a bude docházet ke zpětnému proudění. Pro tyto podmínky je nutná rychlost větru alespoň 7 m/s, aby vůbec mohlo dojít k odsávání.

V zimních podmínkách nám vztlak, komínový efekt naopak pomáhá odsávat, což se jeví na první pohled jako příznivé. Pro vnitřní teplotu 20 °C a venkovní teplotu vzduchu -5°C je pro danou výšku činí vztlak cca 30 Pa (28,8 Pa). V našem případě jsou ale odbočky po celé délce (výšce) potrubí. Pokud je přirozený vztlak výrazně větší než tlak vyvozovaný hlavicí, tak hlavice působí jako hydraulický odpor a v horní části vzduchovodu nastane přetlak se všemi jeho negativními důsledky. V horní části domu tak nedochází k odsávání, ale naopak vzduch odsátý z dolních podlaží je zde vyfukován do bytů, tedy – pokud systém není opatřen spolehlivými zpětnými klapkami, Tzn. v domě bude docházet k nežádoucímu přenášení pachů vzduchotechnikou. Abychom tomu zabránili, potřebujeme k posunutí neutrální osy nad horní podlaží více než 15 Pa. Tzn. podle diagramu na obr.3 rychlost větru větší než 8 m/s. Při venkovní teplotě -15 °C, kdy vztlak rozdílem teplot činí 42 Pa, potřebujeme rychlost větru dokonce minimálně 9 m/s. Z těchto úvah vyplývá, že pro odsávání hlavicemi bychom při extrémních teplotních podmínkách (letní vedra, zimní mrazy) potřebovali vysokou rychlost větru. Bohužel, skutečnost je přesně opačná, je všeobecně známo, že při teplotních extrémech bývá rychlost větru naopak nízká – četnost větších rychlostí je mizivá (viz např. [4]).

Vliv tlaku větru na fasádu

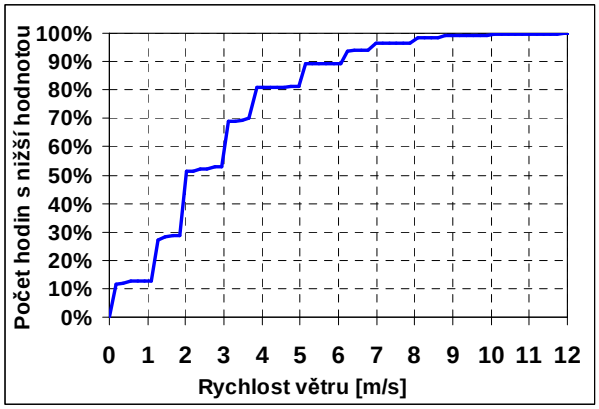
Rozložení tlaku na fasádě domu vlivem větru je komplikovaná problematika, pro naše zjednodušené úvahy můžeme dle [1] uvažovat obecné přibližné hodnoty aerodynamických součinitelů pro návětrnou stranu +0,5 až +0,9, s tím že nejběžnější hodnota je +0,6. Pro závětrnou stranu pak -0,3 až -0,6, nejběžnější hodnota je -03. Tento součinitel vyjadřuje, jakou částí dynamického tlaku větru tlak na fasádě je. Z diagramu na obr. 5 je vidět, že i při nulových průtocích dává hlavice tlak jen cca 0,45 (nízké rychlosti větru) až 0,6 (vysoké rychlosti větru) hodnoty dynamického tlaku větru. Z toho vyplývá, že hlavice nemůže eliminovat náhodné otevírání oken či okenní ventilace uživateli jednotlivých bytů. Pro zabezpečení minimální funkčnosti je v případě použití hlavice podmínkou, že nebudou obyvatelé domu otevírat okna.

Vliv těsnosti budovy

Protože se odsávaný vzduch dostává do prostoru bytu netěsnostmi obvodového pláště budovy, musí odsávací zařízení překonávat tlakový rozdíl, který při tom vzniká. Není jasné, zda v původních projektech se s tímto rozdílem počítalo, nebo zda zařízení bylo navrženo jen na překonání tlakových ztrát sítě. V každém případě utěsňování pláště (oken) vede k takovému nárůstu nároků na tlak, že průtok při zavřených oknech klesá prakticky k nule.

Rychlost větru v ČR

Jakou rychlost větru považovat za relevantní? Statistická charakteristika *aritmetický průměr* není pro tento případ vypovídající. Vhodnější je použití kvantilů (kvantil je statistická kategorie – poměrná četnost, kdy nabývá sledovaný fyzikální parametr hodnoty menší nebo rovné dané hodnotě), respektive doplňku kvantilu do 100 %. V [3] je uvedeno rozdělení četností rychlosti větru v ČR – viz obr. 10 (pozn. skutečná závislost je samozřejmě hladká, „schody“ na křivce jsou způsobeny metodikou meteorologických pozorování). V předchozím textu bylo, že při příznivých podmínkách bychom potřebovali rychlost větru alespoň 5 m/s, z obr. 10 vyplývá, že rychlost větru je 5 a více m/s jen v 10ti procentech případů, tedy „budeme 9 dní čekat, než nám zařízení bude 1 den odsávat“. Pro nepříznivé podmínky je to pak mnohem horší, přes 7 m/s jen ve 3,5 procentech případů a přes 9 m/s jen v 1 % případů.



Obr. 10 *Četnosti rychlosti větru v ČR pro referenční rok*

ZÁVĚR

Technické parametry rotujících hlavic poháněných větrem jsou takové, že jejich použití jako náhrady nástřešních ventilátorů pro centrální odsávání bytových jader vede k naprostému znefunkčení celého vzduchotechnického zařízení. Obchodní úspěch při tomto použití hlavic je založen na marketingu a na neznalostech investorů, nikoli na funkčních vlastnostech výrobku. Hlavice jsou předurčeny pro použití v případech, kdy nezáleží na okamžité potřebě odsávacího výkonu, jako např. u odvětrání dvouplášťových střech nebo skladišť.

Příspěvek vznikl s podporou výzkumného záměru MSM č. 6840770011 Technika životního prostředí.

LITERATURA

[1] CIHELKA J. *Vytápění, větrání a klimatizace*. SNTL Praha 1985
[2] KAMENĚV P. N. *Otoplenie i venitlacija, časť II*. Izdatělstvo litěratury po strojitělstvu, Moskva 1964
[3] LAIN M. *Nízkoenergetické chlazení budov.* Disertační práce, ČVUT v Praze, 2007
[4] MAREŠ L. *Souvislost mezi rychlostí větru a teplotou venkovního vzduchu.* Zdravotní technika a vzduchotechnika 1/1976: 29 – 37, 1976
[5] PULKRÁBEK J. *Větrání.* SNTL, Praha 1961
[6] Zkušební protokol č. A00027-07-07, VVUÚ Ostrava – Radvanice, 2007, dostupný na: http://www.abcweb.cz/UserFiles/File/atesty/radvanice2007.pdf
[7] ČSN 74 7110 *Bytová jádra.* ÚNM Praha, 1987
[8] ČSN EN ISO 5167-2 : listopad 2003: Měření průtoku tekutin pomocí snímačů dif. tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu – Část 2: Clony
[9] PK 12 7326 Jednotky větrací nástřešní NRC. Podniková norma Janka Radotín, 1984
[10] TPE 13 0464 *Samotahová hlavice CAGI.* Podniková norma Janka Radotín, 1965

HYGIENICKÉ ASPEKTY NEDOSTATEČNĚ VĚTRANÝCH ŠKOLSKÝCH BUDOV

Zuzana Mathauserová

Státní zdravotní ústav
zmat@szu.cz

ÚVOD

Omezení přirozeného větrání vnitřního prostředí budov při výměně starých oken za nová těsná je velmi aktuálním problémem, nejen v bytech, ale v současné době i ve školách. Dříve přirozeně větrané školské budovy mají po výměně oken téměř nulovou infiltraci, ve třídách při výuce narůstá koncentrace CO_2 , prašnosti i dalších chemických látek a pachů, důsledkem je vyšší únava a nesoustředěnost žáků i učitelů, objevují se i drobné zdravotní potíže. Protože větrání otevřenými okny je většinou z důvodu bezpečnosti žáků nemožné, narůstá i množství neodvedené vlhkosti a školské budovy jsou plné plísní.

POŽADAVKY NA VĚTRÁNÍ ŠKOLNÍCH PROSTOR

Jednoznačné požadavky na větrání stanoví vyhláška č. 343/2009 Sb., kterou se mění vyhláška č. 410/2005 Sb., o hygienických požadavcích na prostory a provoz zařízení a provozoven pro výchovu a vzdělávání dětí a mladistvých – tab.1.

Tab.1 *Množství přiváděného čerstvého vzduchu v učebnách, tělocvičnách, šatnách a hygienických zařízeních v zařízeních pro výchovu a vzdělávání a provozovnách pro výchovu a vzdělávání*

Typ prostoru	**Množství vzduchu [m^3/h]**
učebny	20 – 30 na 1 žáka
tělocvičny	20 – 90 na 1 žáka *
šatny	20 na 1 žáka
umývárny	30 na 1 umývadlo
sprchy	150 – 200 na 1 sprchu
záchody	50 na 1 kabinu, 25 na 1 pisoár

* s ohledem na konkrétní využití a kapacitu tělocvičny

Naprostá většina školských budov - především učebny a tělocvičny, je větraná přirozeně. Pokud se v současné době budova rekonstruuje nebo jen zatepluje, jde vždy i o výměnu starých oken za nová, která mají vzhledem k možnostem přirozeného větrání zcela jiné funkční vlastnosti.

Základní, hygienickou výměnu vzduchu a přirozené větrání prostoru by měla zajistit infiltrace/exfiltrace, tedy průnik vzduchu netěsností oken (při občasném vyvětrání otevřením okna). Součinitel spárové průvzdušnosti okna (veličina, která je pro míru infiltrace rozhodující) byl u původních oken vysoký, např. u netěsného dřevěného jednoduchého okna byl $i = 1{,}9 \times 10^{-4}$ $m^3/m.s.Pa^{0,67}$ a zajistil až jednonásobnou (i větší, tj. z energetického hlediska příliš vysokou) výměnu vzduchu v prostorách s těmito okny. U současných těsných oken klesl na hodnoty o celý řád nižší, tedy $i = 0{,}1 \times 10^{-4}$ $m^3/m.s.Pa^{0,67}$ a tato okna jsou schopna zajistit výměnu vzduchu kolem 0,04 h^{-1} (tab. 2).

Tab. 2 *Příklad výměny vzduchu infiltrací v místnosti 30 m^3, při stejných vstupních podmínkách (vítr 2 m/s, rozdíl venkovní teploty a teploty vnitřního vzduchu 10 °C)*

$i_{l,v}$ ($m^3/m.s.Pa^{0,67}$)	délka spár oken (m)	dávka vzduchu (m^3/h)	násobnost výměny vzduchu (h^{-1})
0,1 x 10^{-4}	9,0	**1,4**	**0,04**
0,3 x 10^{-4}	9,0	4,1	0,13
0,5 x 10^{-4}	9,0	6,8	0,22
0,7 x 10^{-4}	9,0	9,5	0,31
1,0 x 10^{-4}	9,0	13,6	0,44
1,4 x 10^{-4}	9,0	**19,0**	**0,62**

Z tab. 2 jasně vyplývá, že současná těsná okna nemohou zajistit bez následných úprav (odtěsnění), nebo přidáním dalších větracích prvků, dostatečný přívod vzduchu.

Ukažme si situaci na následujícím jednoduchém příkladu:
Máme třídu o velikosti 100 m^3, 18 žáků a 1 učitel. Podle platných předpisů [1], [2] potřebujeme přivést minimálně (18 x 20) + 50 = 410 m^3/h vzduchu, tzn. při dané kubatuře místnosti potřebujeme pro vytvoření optimální kvality vnitřního prostředí ve třídě cca 4 násobnou výměnu vzduchu za hodinu. Nová těsná okna nám ale umožní výměnu vzduchu < 0,1 h^{-1}. Jestliže nemáme možnost o přestávce otevřít okna dokořán a vyvětrat, pak nastávají trvalé problémy – stoupá množství CO_2 ve vzduchu i teplota a vlhkost vzduchu (množství člověkem vydechované vodní páry je 30 – 60 g/h). Žáci začínají být nesoustředění, vzrůstá únava, chybovost a nespecifické zdravotní problémy (bolest hlavy, očí apod.). Neodváděná vlhkost se za čas projeví plesnivěním školských prostor.

ZJIŠŤOVÁNÍ KVALITY VNITŘNÍHO PROSTŘEDÍ ŠKOLSKÝCH BUDOV

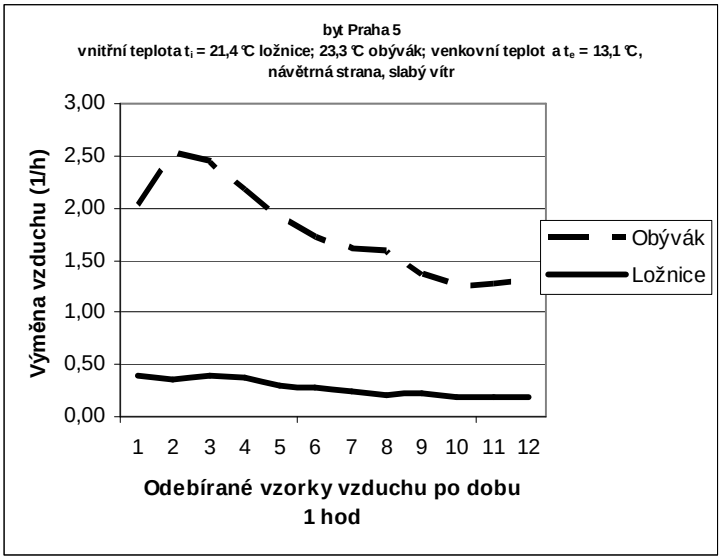
Jako úkol hlavního hygienika ČR proběhla celorepubliková akce – ověření kvality prostředí školských budov. V tab. 3 jsou shrnuty výsledky měření, zpracované Odbornou skupinou hygieny ovzduší SZÚ.

Tab. 3 *Shrnutí výsledků měření jednotlivých faktorů vnitřního prostředí ve 141 učebnách ve 14 školách ČR – měřeno: oxid uhličitý CO_2, teplota vzduchu t_a, relativní vlhkost RH, prašnost - vyjádřená jako PM 10 podle [3]*

měřený faktor	limit	naměřeno
CO_2 [obj. %]	0,12 až 0,15	0,08 až **0,59**
t_a [°C]	20 až 28	20,6 až **30,0**
RH [%]	30 až 65	**17** až 52
PM 10 [μg.m^{-3}]	150	37 až **558**

Neuvádím procentuální počet překročení limitů jednotlivých faktorů (podrobnosti je možné nalézt na www.szu.cz), ale např. vysoká koncentrace CO_2 byla zjištěna v nadpolovičním množství učeben.

Jednou z možností ověřit jak vypadá skutečná výměna vzduchu v prostoru je měření. V rámci běžné činnosti laboratoře ověřujeme okamžitou výměnu vzduchu v přirozeně větraném prostoru postupem podle [4]. Do sledovaného prostoru přivedeme indikační plyn a ze zjištěného poklesu koncentrace plynu se jednoduchým výpočtem zjistí násobnost výměny vzduchu ve sledovaném prostoru – obr. l, 2.



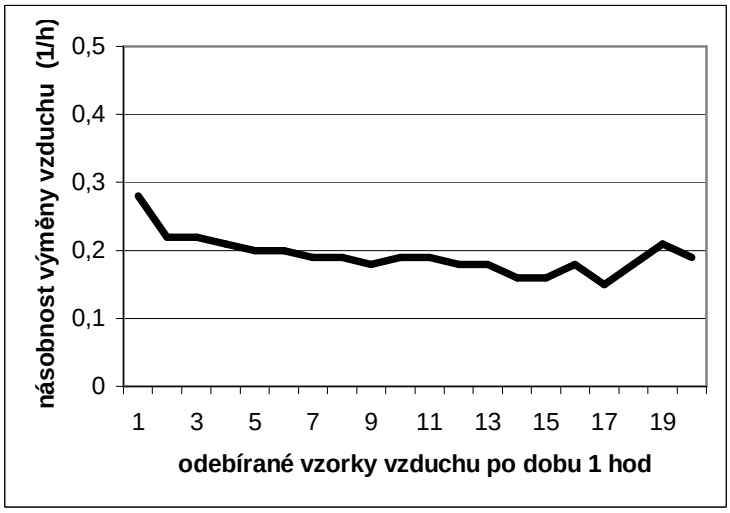
Obr. 1
Příklad měřeného průběhu výměny vzduchu – v obývacím pokoji, staré dřevěné dvojité okno, v ložnici, nové dřevěné Eurookno

Násobnost výměny vzduchu je

$$I = \frac{1}{\tau} \ln \frac{k_o}{k} \ ,$$

kde τ je doba odběru (hod)

k_o je počáteční koncentrace



Obr. 2

Průběh výměny vzduchu ve školní třídě
– cca 80 m^3, 15 žáků + učitelka, utěsněná dřevěná dvojitá okna (protihluková úprava)

Problém s těsnými okny by teoreticky měla odstranit stavební vyhláška č. 268/2009 Sb., která v § 26 Výplně otvorů říká, že „*Akustické vlastnosti výplní otvorů musí zajistit dostatečnou ochranu před hlukem ve všech chráněných vnitřních prostorech stavby současně za podmínek minimální výměny vzduchu v době pobytu lidí 25 m^3/h na osobu nebo výměny vzduchu v místnosti nejméně jedenkrát za 2 hodiny*.“ Mimochodem, jaká je reakce výrobců oken na tento požadavek?

Je nutné si uvědomit, že kvalita vnitřního prostředí a způsob větrání budovy jsou jako spojené nádoby a každá změna vyvolá patřičnou odezvu. Výměna starých oken za okna těsná je stavební opatření vedoucí k požadovaným úsporám energie, ale nikdo již neřeší důsledky tohoto opatření ve vztahu k zajištění potřebné dávky vzduchu pro žáky a vyučující.

Provozovatelé školských budov ani učitelé nejsou na tento problém upozorněni a teprve následně, kdy se stav prostředí negativně projeví na chování i zdravotním stavu žáků a učitelů, se hledají náhradní řešení. Všichni víme, že přirozené větrání budov, tak jak jsme ho vždy znali, tj. energeticky zcela nekontrolovatelný a náročný proces, již není možné. Použije-li se i nadále přirozené větrání, pak jen jako řízený proces – ve školách nejlépe čidly CO_2, případně vlhkosti. K tomu je ale třeba zajistit vstup vzduchu do budovy příslušnými větracími elementy již při řešení výměny oken. U utěsněných a zanedlouho zaplísněných budov se pak jedná o těžko řešitelný a hlavně finančně velmi náročný problém.

U novostaveb školních budov by pak velká část prostor měla být nuceně větrána se zohledněním doby vyučování a obsazenosti prostor a samozřejmě se zpětným získáváním tepla.

ZÁVĚR

Stavební zákon, resp. stavební vyhláška jednoznačně říká, že prostor, kde se pohybují lidé musí být větratelný a dostatečně větraný. Dávka vzduchu potřebná na jednoho žáka je dána školskou vyhláškou. Požadované množství přiváděného vzduchu i v době tlaku na maximální energetické úspory je nutné dodržet, jinak může dojít k ohrožení zdraví žáků a v konečném důsledku i budovy školy.

LITERATURA

[1] Vyhláška č. 343/2009 Sb., kterou se mění vyhláška č. 410/2005 Sb., o hygienických požadavcích na prostory a provoz zařízení a provozoven pro výchovu a vzdělávání dětí a mladistvých

[2] Nařízení vlády č. 361/2007 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci

[3] Vyhláška č. 6/2003 Sb., kterou se stanoví hygienické limity chemických, fyzikálních a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí pobytových místností některých staveb

[4] ČSN EN ISO 12569, Tepelné vlastnosti budov – Stanovení výměny vzduchu v budovách – Metoda změny koncentrace indikačního plynu

PŘEDPOKLÁDANÉ TRENDY VZDUCHOTECHNIKY

Jiří Petlach

Petlach TZB s.r.o. Praha
jiri.petlach@petlach.cz

Konference bývá vždy výjimečným mezníkem v rámci určitých společností, na které se většinou hodnotí nejen dosažené výsledky a mimořádné činy a objevy v minulém období, ale zároveň se snaží předvídat i běh událostí nadcházejících. Nejinak by to mělo být i v rámci naší konference.

Proto předmětem mého příspěvku je odhad trendů vzduchotechniky a klimatizace v dalším období. Pokud se má vzduchotechnika a klimatizace rozvíjet i v dalším období musí plně akceptovat současné i následující trendy v poptávce jak společnosti, tak i architektury, na které je z velké části závislá. V současné době je zjevný celospolečenský trend snižování potřeb energií, který se projevuje i v architektuře a který má vliv i na celkové řešení techniky prostředí budov.

V rámci trendu snižování potřeb energií výrazných změn doznala tepelná ochrana fasádního pláště budov a tím i způsob a systémy vytápění; v rámci vzduchotechniky a klimatizace však trend snižování spotřeb energií i důsledky dokonalého zatěsňování staveb nebyl příliš zaznamenán. Je to částečně způsobeno v současné době omezeným vývojem na poli malé vzduchotechniky v českých zemích, ale především v nesoustředěným tlakem na vytvoření společenské poptávky, která by navazovala na vytvořenou společenskou poptávku v zatěsňování a zateplení staveb. Chybí návaznost na kampaň vytvořenou výrobci oken a firmami pro zatěsňování staveb.

Současná ekonomická krize způsobila, že soukromý investiční sektor zajišťující boom velkých komerčních staveb se téměř zastavil. Proto je vhodné se zaměřit na privátní sektor drobných uživatelů staveb a vytvořit cíleným působením na tuto část potenciálního trhu poptávku, která by výrobním a montážním firmám tuto složitou dobu pomohla překlenout. Nástrojů je na tuto cílenou kampaň poměrně hodně. Kromě ekonomického přínosu zpětným získáváním tepla z odváděného větracího vzduchu, jsou to především negativní aspekty zdravotní a bezpečnostní, které vznikají v případě těsného pláště a následně vedou pouze k minimální infiltraci. Je vhodné využít k tomu zkušenosti z ostatních zemí Evropské unie, zvláště pak ze severských států, kde nucené větrání se zpětným získáváním tepla je společenským standardem.

Nicméně kromě malé vzduchotechniky je nutno zajistit i rozvoj vzduchotechniky a klimatizace velkých objektů především pak ve zdravotnictví, u společenských objektů a koneckonců i kanceláří a obchodních středisek. I když velmi výrazným faktorem pro úspěch systému či jeho komponentů bude vždy pořizovací cena, stále více se bude do popředí dostávat i energetická náročnost systému, protože společenské podvědomí vyžaduje se s touto problematikou zabývat. Je proto vhodné v této chvíli se podívat do historie, do doby, kdy energie byla relativně drahá a bylo ji relativně málo tj. do doby na přelom 19. a 20.století, kdy bylo nutné již poměrně výrazně prosklené společenské budovy větrat eventuálně v nich snižovat teplotu vzduchu. I když se architektura staveb (vnější zisky, možnost akumulace s ohledem na provedení fasád a i světlé výšky vnitřních prostor) změnila a zároveň vznikly

vnitřní zisky od technologického vybavení, je možno některé prvky větracích systémů a jejich filozofii přenést i do současné doby.

Jako zásadní bod vidím celkový přístup k vedení vzduchu, kdy vzduchotechnické kanály byly přímo uzpůsobeny proudění vzduchu, aniž by docházelo ke zbytečným tlakovým ztrátám vlivem změny dynamického tlaku na statický a naopak. Dalším výrazným aspektem byly velmi nízké rychlosti v rozvodech vzduchu i na výměnících tepla. Nemalý vliv na celkové spotřeby energií měl i fakt nepřehnaných nároků na teploty v prostoru, neboť naši předci věděli, že velké výkyvy mezi vnitřním a vnějším prostředí neblaze působí na lidský organismus jak z hlediska teplot, tak hlavně z hlediska relativních vlhkostí.

Obdobně jako z hlediska dodržení vnitřních teplotních a vlhkostních parametrů tak patrně dojde ke snížení požadavků na vnitřní čistotu vnitřního prostředí, kdy parametry venkovního prostředí, ve kterém se lidé běžně pohybují, budou dostatečné i pro vnitřní pobytové prostředí budov. Uvědomme si, že při přehnaných nárocích na čistotu vnitřního prostředí oproti běžným venkovním podmínkám se z lidí v tomto prostředí stávají „laboratorní pokusná zvířata“ s minimální odolností ve venkovním prostředí. Zároveň také velmi narůstají provozní a energetické náklady. Proto se patrně omezí filtrace venkovního vzduchu v místech, kde venkovní kvalita vzduchu nebude jednoznačně označena za zdraví škodlivá, pouze na základní filtraci zamezující zanášení teplosměnných ploch výměníků. Obdobně též bude věnována větší péče izolacím jak potrubí, tak i zařízením pro úpravu a dopravu vzduchu. Je v současné době legislativním paradoxem, že pro dopravu tepla a chladu jsou legislativně požadovány tepelné izolace až o tloušťce odpovídající dimenzi potrubí dopravující topnou a chladící vodu bez toho, aniž by byl zohledněn rozdíl mezi teplotou dopravovaného média a teplotou okolí. A přitom pro dopravu vzduchu o stejném teplotním rozdílu se tato vyhláška již neuplatňuje - (snad je to i dobře.) Proto budou patrně ve větší míře odstupňovány tloušťky izolací vzduchotechnických potrubí v závislosti na teplotním rozdílu teplot vzduchu a okolí. Toto bude patrně platit i pro tloušťky izolací na vzduchotechnických jednotkách, pokud pro jinou volbu tloušťky a druhu izolací nebudou jiné důvody (např. hluk). Z hlediska ekonomiky bude nutno věnovat pozornost úniku teplotně a vlhkostně upraveného vzduchu při jeho dopravě netěsnostmi potrubí a skříní klimatizačních jednotek.

Netěsnost vzduchotechnických potrubí je o to záludnější, že oproti rozvodům topné a chladící vody jsou jen těžko odhalitelné a v případě umístění potrubí v šachtách neopravitelné. V případě úniku 8 % klimatizovaného vzduchu po trase je tento únik energeticky stejný, jako by teplota dopravovaného vzduchu mezi klimatizační jednotkou a místem distribuce byla odlišná o $\Delta t = \pm 3$ K. Kromě energie na ohřev či chlazení unikajícího vzduchu je nutno dále připočíst energii na dopravu daného vzduchu či jeho vlhčení.

Dalším okruhem problémů s úpravou vzduchu (jak teplotní tak i vlhkostní) bude větší uplatnění předávání tepla a vlhkosti mezi vzduchem a vodou. V padesátých letech minulého století byly adiabatické pračky vzduchu z tzv. hygienických důvodů vytlačeny parními zvlhčovači napojenými buď na centrální rozvod páry či lokální parní vyvíječe. Nicméně se jedná o provozně velice nákladný způsob vlhčení vzduchu a stejně tak závislý na kvalitě vody. Je proto otázkou, zda se po vyřešení problémů s nekontrolovatelným růstem mikroorganismů ve vodní části a jejich likvidací, k tomuto způsobu vlhčení resp. chlazení nevrátíme. Určitě by to umožňovalo lepší využívání odpadního tepla resp. i tepla z nízkopotenciálních zdrojů. Každopádně by to znovu umožňovalo chlazení pomocí přímého vstřiku chlazené vody, což by podstatně snížilo tlakové ztráty na výměníku tepla při režimu odvlhčování a možnost eliminace energeticky náročných absorpčních odvlhčovačů.

Nicméně hlavní změny jak bylo v úvodu uvedeno lze očekávat ve snížení celkových tlakových ztrát v dopravě a úpravě vzduchu tak, aby se v maximální možné míře se snížil měrný ventilátorový výkon (*SFP*) [$Wm^{-3}s$, $kW/m^{-3}s$], kdy v současnosti navrhovaných systémech se tato hodnota pohybuje kolem *SFP* = 6 kW/m^3s^{-1}. Do budoucna je však snaha o dosažení hodnot *SPF* =1,5 až 2 kW/m^3s^{-1}, což např. znamená, že v klimatizačních jednotkách by rychlost v průřezu jednotky neměla přesáhnout 2,1 ms^{-1}. U pasivních objektů by hodnota SFP neměla převýšit hodnotu 0,8 kW/m^3s^{-1} vztaženo pro součet *SFP* přívodního a odvodního systému.

Poznámka:
Hodnotu *SFP* (tj. hodnoty vyjadřující poměr mezi vloženou energií pro dopravu vzduchu a množstvím dopravovaného vzduchu) je možno snížit pouze snížením příkonu ventilátorů, které je možné pouze snížením tlakové ztráty systému příp. zvýšením účinností ventilátorů, což má však pouze omezené možnosti. Proto jedinou cestou jak snižovat *SFP* je snižovat rychlosti proudění vzduchu. Např. při snížení rychlosti v celém sytému o cca 1/3, lze dokázat, že teoreticky s aplikací technických úprav, které přináší snížení rychlosti vzduchu, je možno snížit potřebu energie na pohon ventilátorů na 1/3 původní hodnoty. Kromě poklesu tlaku je totiž v celém systému možno při tomto řešení mnoho komponentů vynechat (zkrátí se tlumiče hluku cca o 70 cm, je možno vynechat eliminátory kapek za výměníky tepla s kondenzací, počty řad lamelových výměníků se sníží apod.). Nemalou výhodou tohoto řešení je i snížení ztrát únikem teplotně upraveného vzduchu netěsnostmi potrubí, protože celkové tlaky mající vliv na únik vzduchu netěsnostmi potrubí jsou nižší.

S ohledem na vývoj ventilátorů lze v blízké budoucnosti odhadovat další trendy:

a) maximální snaha o co nejvyšší účinnost i při změnách otáček, zvláště při velmi nízkých otáčkách
b) energeticky výhodné snižování otáček ventilátorů jednak pomocí frekvenčních měničů, jednak pomocí motorů s permanentně buzeným elektromagnetem (EC motory)
c) v případě řemenových převodů přednostní používání plochých řemenů
d) ve snaze o zálohování dopravy vzduchu a i o snížení konstrukčních výšek klimatizačních jednotek používání více paralelně řazených ventilátorů.

Značné změny lze očekávat zvláště u kapalinových výměníků a výměníků zpětného získávání tepla, protože právě na výměnících tepla a přehnaných nárocích na filtraci jsou v současné době největší tlakové ztráty při dopravě a úpravě vzduchu. Proto lze očekávat, společně se snížením rychlosti vzduchu, i změny v konstrukci výměníků a jejich uchycení v sestavách klimatizačních jednotek. Jako další požadavek, kromě snížení tlakových ztrát, bude lepší přístupnost jednotlivých výměníkových ploch a tím i jejich snadná čistitelnost, což umožní zdravotní nezávadnost systému. S ohledem na snížení tlakových ztrát lze očekávat naklopení lamelových výměníků tak, že nebudou kolmo k proudícímu vzduchu, což umožní zvětšení výměníkových ploch a tím i snížení tlakových ztrát.

Dalším novým prvkem u výměníků budou obchozy pro případ, že daný výměník nebude v provozu. Chladící a topný výměník budou v paralelním postavení využívajíce efekt, že se vzduch buď chladí nebo ohřívá. Za výměníky budou směšovací klapky umožňující přivádět vzduch do různých zón o různých teplotách.

Systémy zpětného získávání tepla se budou používat pouze na základě výpočtu energetické výhodnosti. V současné době se zpětné využívání tepla používá téměř u všech aplikací, kde nehrozí jeho zanesení částicemi v odpadním vzduchu nebo kde je dodatek prostoru pro jeho umístění vč. napojení na příslušné vzduchovody bez toho, aniž by se prováděla zpětná

kontrola jeho efektivity. Existují totiž případy, kdy při vysokých rychlostech v průřezu klimatizační jednotky a při nízkých teplotách přiváděného vzduchu v zimním a přechodném období, je spotřeba a cena elektrické energie na pohon ventilátorů v celoročním pohledu vyšší než prokazatelná úspora na teple příp. chladu.

Dále lze očekávat, že výměníky tepla a chladu budou řazeny za ventilátory zvláště v případě, že bude používáno směšování bez předřazeného systému zpětného získávání tepla. Při standardním provedení směšovacích komor a při snižování průtoku vzduchu přes komory klimatizačních jednotek hrozí, že vzduch se ve směšovací komoře dostatečně nesmíchá a vytvoří různé teplotní vrstvy proudu, jejichž teploty mohou být pod 0 °C. To má za následek zamrzání výměníků, v lepším případě pak vypadávání chodu jednotek při spuštění protimrazových ochran. Proto je vhodným řešením dokonalé smíchání vzduchu ještě před výměníkovými plochami, což jeho vedení přes oběžná kola ventilátorů splňuje.

Dalším problémem výměníku zpětného získávání tepla, konkrétně deskových bude při proměnném průtoku a tím snižování průtoku vzduchu v zimním období paradoxně vysoká účinnost přestupu tepla a nebezpečí zamrzání odvodní strany výměníku, zvláště při vlhčení přiváděného vzduchu. Toto bude znehodnocovat tento druh výměníků oproti ostatním systémům. Další rizika vzniknou při otevírání obchozu výměníku aktivací protimrazových ochran v případě, že vodní výměníky budou v bezprostřední blízkosti výměníku zpětného získávání tepla. Kromě redukce požadavků na kvalitu přiváděného vzduchu lze očekávat, že bude používáno filtrů o takové jednotkové velikosti, konstrukci a materiálech, které budou umožňovat jejich regeneraci ve strojních myčkách, aby je bylo možno opět použít, aniž by se zhoršila jejich odlučivost. S ohledem na dosážitelnou těsnost potrubí lze očekávat ústup od čtyřhranného přírubového potrubí a jeho nahrazení kruhovým či spíše oválným potrubím z ocelového pozinkovaného plechu.

Dalším prvkem klimatizačních zařízení, který dozná výrazných změn budou prvky měření a regulace, zvláště v oblasti spolehlivosti snímání dat, dle kterých budou klimatizační systémy řízeny. V současné době jsou klimatizační systémy většinou řízeny pomocí jednoho čidla (snímače), jehož umístění je většinou kompromisní dle situace na stavbě. Proto i jeho výstupy jsou kompromisní a v některých případech velmi nepřesné a nereprezentující dané podmínky a stavy daného prostoru. Řízení servopohonů, ventilů, frekvenčních měničů apod. je odvislé od umístění čidel. Proto lze předpokládat, že pro přesnější vyhodnocení bude do systémů umisťováno více čidel a řídící veličina bude vybírána buď aritmetickým nebo váhovým poměrem. Další změnou, kterou lze očekávat v sytému řízení při zaregulování průtoků u vzduchu bude používání čidel, které vyžadují pro přesnější hodnoty menší hodnoty dispozičního tlaku v systému, protože s poklesem rychlosti v potrubí bude menší dispoziční tlak. Dalším požadavkem na systém měření a regulace bude snímání co největší počtu dat, aby bylo možno při náležitě poučené obsluze provádět operativní zásahy do systému jak z hlediska dosaženého komfortu, tak i z hlediska úspor energií.

Proto je data nutno snímat nejen těsně za vzduchotechnickou jednotkou, ale i před místnostmi kde je vzduch distribuován.

Z hlediska celkového dimenzování klimatizačních a větracích zařízení s ohledem na kvalitní tepelnou ochranu pláště budov a energetického snižování vnitřního vybavení (počítače, kopírky, osvětlení) je zřejmé, že nebude kladen takový důraz na rychlou eliminaci okamžitých tepelných zisků a flexibilitu klimatizačních systémů. Také bude kladen větší důraz na zamezení nepříjemného proudění vzduchu v pracovní zóně, využívání komfortnějšího bezkondenzačního chlazení prostoru eliminujícího vysychání sliznic přítomných. Proto lze očekávat, že se budou v budoucnosti více uplatňovat systémy pracující s menším množství

proudícího vzduchu v místnostech, a budou spíše nahrazovány systémy na bázi nízkopotenciálního sálání jako jsou chladicí stropy či aktivace betonu. To jsou systémy, které jsou schopny plně eliminovat měrné špičkové zátěže do 70 Wm^{-2} při rozdílu teplot mezi venkovním a vnitřním prostředím $\Delta t = 5 - 6$ K, což na podmínky střední Evropy je zcela dostatečné. Při vyšších tepelných zátěžích bude nutno použít jiné druhy klimatizace pracující na bázi proudění vzduchu v místnostech. Nicméně z hlediska úspor energií je regulace vnitřní teploty v závislosti na venkovní teplotě, využívání akumulace tepla a chladu do stavebních konstrukcí (vč. využívání zemních kolektorů např. pro vedení vzduchu) a zelená architektura upřednostňující nízké provozní náklady na provoz budovy před okázalými prosklenými monumenty, jsou cesty, které si v našich podmínkách vyšlapají v nejbližší době cestu.

Z hlediska vzduchotechniky a větrání lze očekávat, že bude sílit tlak investorů na minimalizaci prostor, které budou technologická zařízení pro dopravu a úpravu vzduchu ve stavbě zabírat. Proto lze očekávat tlak na výrobce klimatizačních jednotek, aby se přizpůsobily požadavku na maximální rozměrovou flexibilitu a snižování konstrukčních výšek klimatizačních zařízení, příp. i zajišťování montáží rozebraných konstrukcí na místě při garantování výkonových parametrů. Každá budova je do určité míry unikát, který si vyžaduje individuální přístupy jak z hlediska architektury tak i technických řešení. Proto si musíme připustit, že pokud bude při technickém řešení konkrétní budovy důsledně vyžadováno použití standardizovaného řešení pomocí typizovaných prvků, může být investičně ale i provozně, toto řešení nákladnější. Můžeme tedy očekávat, že daleko více času bude věnováno na přípravu staveb z hlediska vnitřního klimatu a pohody, kdy v přípravné fázi budou zvažovány různé varianty řešení dané budovy. Věřím, že již do přípravné fáze staveb se více zapojí technici a inženýři z řad projektantů a technických dozorů investora, aby na základě objektivních veličin (nejen okamžitých investičních nákladů) vybrali nejvýhodnější řešení, a tak skončila hra investorů na tzv. vysoce úsporná řešení, která je při realizaci zakončená sice investičně nejnižší variantou, avšak z hlediska provozně energetických nákladů velmi nevýhodnou. Z tohoto hlediska je současná role státu a různých hodnotících kriterií velmi diskutabilní, protože neexistuje žádné srovnávací kritérium, které by objektivně vyhodnocovalo skutečné potřeby energií na provozy budov. Stávající kritéria vycházejí ze statického posuzování staveb, spíše z hlediska vytápění, bez reálného pohledu na využívání staveb a umožňují úpravou vstupních parametrů a zkreslení výsledků tak, aby odpovídaly požadovaným výsledkům zaplacených investorem.

Nicméně věřím, že i tento současný stav se do budoucna změní a nalezneme objektivní a jednotná hodnotící kritéria pro veškeré hodnocené stavby.

DISTRIBUCE VZDUCHU V TELEVIZNÍM STUDIU

Zdeněk Příhoda, Michal Bureš

Příhoda s.r.o.
director@prihoda.eu, development@prihoda.eu

ANOTACE

Televizní studia mají velmi speciální požadavky na distribuci vzduchu, které se někdy dostávají do konfliktu s technickými možnostmi. V popisovaném případě se je podařilo splnit pomocí textilních rozvodů, ale řešení vyžadovalo atypické úpravy a pečlivé výpočty. Některé parametry byly předem ověřeny testy za simulace reálných podmínek. Výsledek se stal vzorem pro řešení jiných podobných prostor.

ÚVOD

Myšlenkově plytké televizní seriály jsou dobrým obchodem, proto jsou žádána stále nová pokračování. Jejich natáčení musí být levné a rychlé a odehrává se zcela v rámci televizních studií. Typickým příkladem mohou být studia v bulharské Sofii s oficiálním názvem „Sofia Studios Complex“. Vznikla na úctyhodné ploše více než 20000 m^2 kousek za městem. V konečném stavu půjde o 7 studií ve 3 budovách, v říjnu 2009 bylo v provozu již 5 z nich. Studio číslo 1 bylo dokončeno jako první již v roce 2008, aby v něm mohl proběhnout bulharský „Big Brother“. Právě v tomto prvním studiu byly použity běžné vířivé vyústky a plechový rozvod s mnoha tlumiči hluku. Omylem dodavatele použité bílé vyústky místo černých nebyly největším problémem se vzduchotechnikou. Měření, které si investor objednal u nezávislé firmy, prokázalo vyšší než přípustné rychlosti proudění vzduchu a hladiny hlučnosti v pobytové zóně. U rychlostí proudění bylo největším problémem jejich nerovnoměrné rozložení. Pokud by se hodnoty zprůměrovaly, pak by distribuce vyhověla. Místně bylo bohužel naměřeno více než 0,3 m/s. Hlučnost pak v celé pobytové zóně byla nad požadovanou třídou NR 25. Na základě těchto výsledků investor požadoval zásadní změnu řešení.

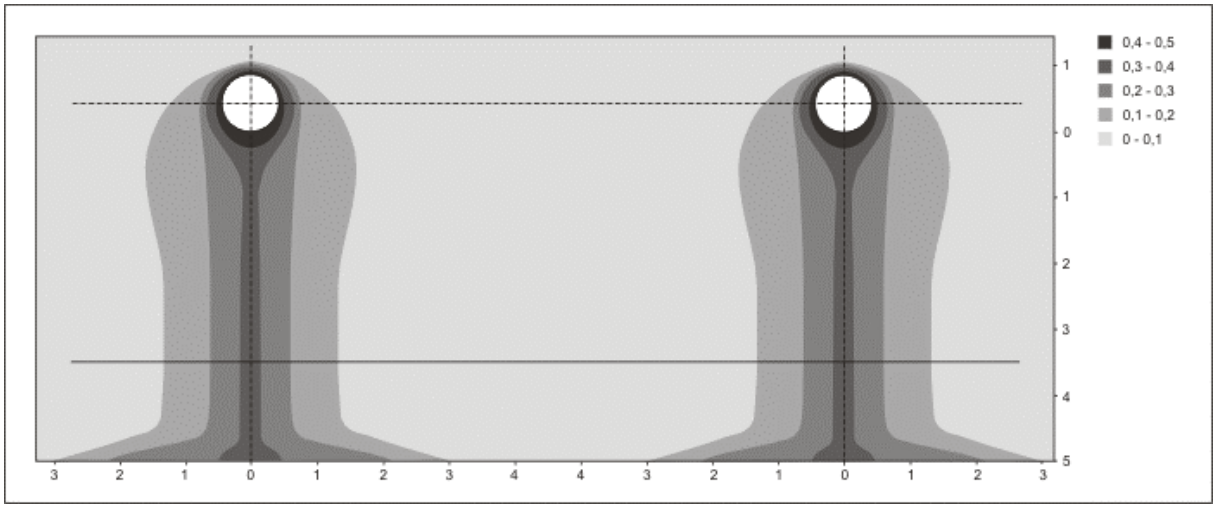
Obr. 1 *TV studia v Sofii, venkovní pohled.*

POŽADAVKY INVESTORA, ZADÁNÍ

Zadání se dá shrnout poměrně jednoduše. V pobytové zóně je požadována maximální rychlost proudění 0,3 m/s a maximální třída hlučnosti NR 25 (NR = noise rating, viz ***Tab. 3***). Rychlosti je nutné splnit i v případě maximálního teplotního rozdílu při chlazení 15 K. Vzduchotechnika nebude sloužit k vytápění. Útlum hluku v místnosti je znám a činí 14 dB. Rozměry zde popisovaného studia jsou 30 krát 36 m při výšce 7 m. Průtok vzduchu byl stanoven na 36000 m^3/h, chladící výkon pro eliminaci tepelné zátěže zejména z osvětlení je 180 kW. Vzduchotechnické potrubí musí být instalováno se spodní hranou ve výšce 5 m. Jedná se o zcela prázdný prostor, který se zastaví kulisami vždy podle momentální potřeby. Stěny i strop jsou opatřeny černým, zvuk tlumícím nástřikem.

NÁVRH ŘEŠENÍ, FILOZOFIE

Vzhledem k variabilnosti použití prostoru a požadavku na nízké rychlosti proudění bylo nutné maximální možné rozptýlení přiváděného vzduchu a rovnoměrné pokrytí celé plochy. Zvolili jsme 4 vyústky o průměru 900 mm a délce 26 m. První nápad pro řešení distribuce vzduchu předpokládal použití textilní vyústky s rovnoměrnou mikroperforací, která rozptýlí vzduch stejnoměrně do svého okolí. Výpočty ovšem ukázaly, že podchlazení vzduchu o 15 K výrazně ovlivní klesající proud vzduchu. Vzhledem ke kontrakci proudu by rychlosti převýšily požadovaných 0,3 m/s!



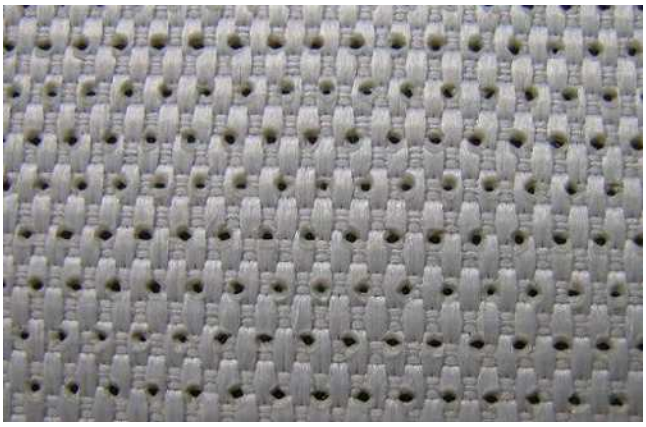
Obr. 2 *Obraz proudění při rovnoměrném rozložení výstupních otvorů.*

Hledali jsme cesty jak proud vzduchu rozdělit a zpomalit. Po delší diskuzi jsme zvolili následující dílčí opatření:

a) Rozdělení proudu do dvou větví
b) Směrování výfuku z vyústek nahoru
c) Snížení statického tlaku ve vyústkách

Rozdělení proudu do dvou větví

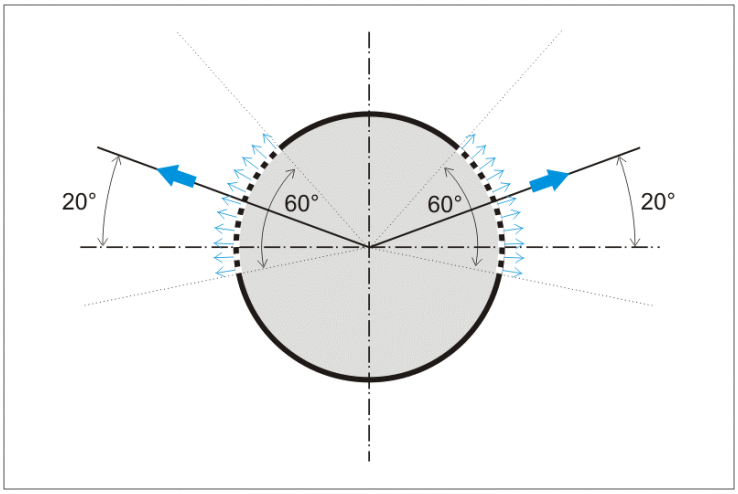
Distribuce vzduchu z textilních vyústek je řešena pomocí mikroperforačních otvorů o rozměru 0,4 mm. Takových otvorů ovšem musí být obrovské množství. Například pro průtok 500 m^3/h jedním metrem čtverečním je jich při přetlaku 80 Pa potřeba 100 tisíc! Tyto otvory lze téměř libovolně rozmístit po ploše vyústky a tím docílit různé typy proudění. Pro náš účel se jevilo jako jediné smysluplné rozdělení průtoku do dvou částí. Při dělení do více menších proudů by jistě došlo k jejich rychlému spojení a dalšímu rozšiřování ve formě jediného mohutného proudu.



Obr. 3 *Detail tkaniny s otvory o průměru 0,4 mm.*

Směrování výfuku z vyústek nahoru

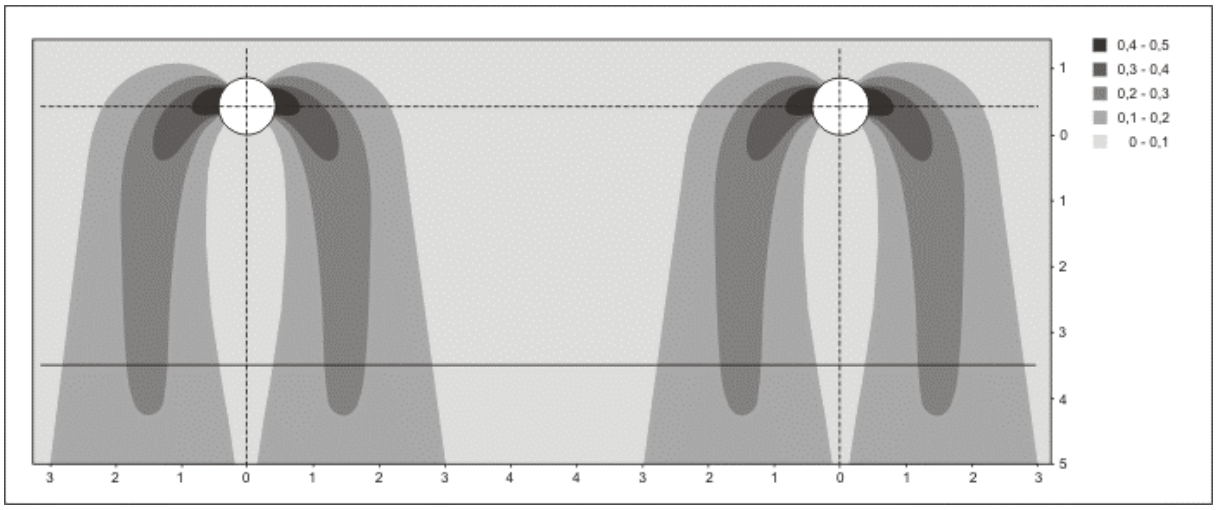
Dosažení co největšího oddálení proudů a tím minimalizace možnosti jejich spojení (zařízení bude pracovat za proměnných podmínek) je možné při orientaci výtoku do dvou opačných směrů šikmo nahoru. Při každém natáčení ve studiu budou použita světla s velkým vývinem tepla a vzduchotechnika bude vždy chladit se značným rozdílem teplot. Proto se budou proudy ohýbat dolů, ale již v dostatečné vzdálenosti od sebe a tak se nespojí. Tím získáme 8 klesajících proudů každý o průtoku 4500 m^3/h na 26 m délky, tedy 173 m^3/h na 1 m. Přepočteno na chladící výkon to dává 865 W na 1 m délky vyústky.



Obr. 4 *Řez textilní vyústkou znázorňující výstup vzduchu.*

Snížení statického tlaku ve vyústkách

Výstupní rychlost z textilní vyústky závisí zcela na statickém tlaku. Potřebovali jsme poměrně nízký přetlak, abychom jednak minimalizovali aerodynamický hluk a také umožnili ohnutí proudů ve správné vzdálenosti od vyústky. Pro optimální rovnoměrné rozdělení celého průtoku po ploše haly vychází vzdálenost jednotlivých proudů 3 m. Z toho tedy vyplývá potřebné místo ohybu proudu cca 1 až 2 m od obvodu vyústky.



Obr. 5 *Řez vyústkami znázorňující ohýbání proudů.*

OVĚŘENÍ NÁVRHU, ZKOUŠKY A VÝPOČTY

Pro ověření výše uvedených návrhů jsme vyrobili modelové (zmenšené) vyústky a testovali je za podmínek podobných zadání (za stejného Archimedova čísla). Ve zkušebně jsme si tak ověřili, že naše výpočty byly správné a proudy se nespojí, ale ohnou tak, jak potřebujeme.

Snižování hlučnosti

Zcela nové pro nás bylo stanovení hlučnosti vystupujícího proudu, protože není běžně požadováno. Třída hlučnosti NR 25 v pobytové zóně je extrémně nízká. Investor zadal útlum v místnosti 14 dB a na základě toho jsme si stanovili maximální hodnotu těsně u vyústky 34dB měřených přístrojem s váhovým filtrem A. Výpočty (později potvrzené měřením) ukázaly, že musíme snížit statický tlak na minimum, to je 50 Pa. Pro udržení správného tvaru vyústky za tak nízkého tlaku jsme se rozhodli použít vyztužující obruče. Ty budou udržovat textilní vyústky trvale ve válcovém tvaru. Zároveň se tak vyloučí někdy hlasité plesknutí napínané látky při spuštění vzduchotechniky. Dalšími opatřeními pro minimalizaci hluku byla volba nízké vstupní rychlosti do vyústky 3,9 m/s a použití 1,5 m textilního tlumiče hluku na začátku každé vyústky pro dotlumení hluku z jednotky.

Tab. 1 *Hluk vyústky v závislosti na vstupní rychlosti (při statickém tlaku 50 Pa).*

Vstupní rychlost [m/s]	**Hluk L_{wA} [dB]**
7,0	44
6,0	41
5,0	38
4,0	34

Tab. 2 *Hluk vyústky v závislosti na statickém tlaku (při vstupní rychlosti 4,0 m/s).*

Statický tlak [Pa]	**Hluk L_{wA} [dB]**
150	43
100	38
50	34

VÝSLEDKY MĚŘENÍ PO INSTALACI

Po instalaci a zprovoznění kompletního vzduchotechnického zařízení proměřila firma objednaná investorem rychlosti proudění a hlučnost. Dosažené výsledky předčily očekávání. Měřilo se 20 minut na 15 místech současně, vždy ve výšce 1,5 m nad podlahou za teplotního rozdílu 12 – 14 K. Tepelné zisky simulovala světla a elektrická topná tělesa s celkovým maximálním výkonem 200 kW. Rychlosti proudění se pohybovaly v rozmezí 0,18 až 0,23 m/s.

Následující tabulka udává výsledky měření hlučnosti za běžných provozních podmínek. I zde platí, že zadání bylo splněno s rezervou.

Tab. 3 *Výsledky měření hluku.*

Oktávové pásmo [Hz]	**Požadovaná hodnota - NR 25 [dB]**	**Naměřená hodnota [dB]**
63	55	47
125	43,5	43
250	35,5	32
500	29	20
1000	25	21
2000	22	18
4000	19,5	12
8000	18	0

Ekonomické porovnání

Výhodnost použití textilních rozvodů vzduchu je podtržena jejich vynikající cenou. Investiční náklad na distribuci vzduchu pomocí textilních vyústek pro čtyři dokončená studia byl zhruba 21000 Euro. To je obrovský rozdíl proti 48000 Euro, které by stálo řešení používající vířivé vyústky a plechové rozvody obdobně jako ve studiu číslo 1.

ZÁVĚR

Popsaný způsob řešení distribuce vzduchu se dá aplikovat pro místnosti, kde je obdobně jako v televizním studiu vysoká tepelná zátěž, nutnost dodržení nejnižších rychlostí proudění a snížení hlučnosti na naprosté minium.

LITERATURA

[1] CHYSKÝ J., HEMZAL K. a kol. *Technický průvodce 31 – Větrání a klimatizace.* Bolit Brno, 1993

Autoři příspěvku děkují panu Ing. Plamenu Gančevovi z firmy Climatech Engineering ze Sofie za jeho zásadní pomoc při návrhu, instalaci a následném proměření celého zařízení.

STANOVENÍ SOUČINITELŮ MÍSTNÍCH ZTRÁT S VYUŽITÍM CFD

Jan Schwarzer, Vladimír Zmrhal

ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav techniky prostředí
Technická 4, 166 07 Praha 6
Jan.Schwarzer@fs.cvut.cz, Vladimir.Zmrhal@fs.cvut.cz

ANOTACE

Pro přesný výpočet tlakových ztrát vzduchotechnické potrubní sítě je nutné znát hodnoty součinitele místních odporů použitých tvarovek. V praxi se tlaková ztráta vzduchotechnického potrubí často odhaduje, což vede většinou k nesprávnému návrhu ventilátoru. Existuje celá řada podkladů, kde je možné nalézt informace o součiniteli místních ztrát tvarových částí vzduchovodů, avšak publikované hodnoty se mezi sebou často liší. Součinitel místní ztráty je možné určit experimentálně měřením, nebo s využitím počítačové simulace. Článek presentuje možnost využití CFD simulace pro stanovení součinitele místní tlakové ztráty a výsledky simulačních výpočtů konkrétních tvarovek porovnává s publikovanými hodnotami.

ÚVOD

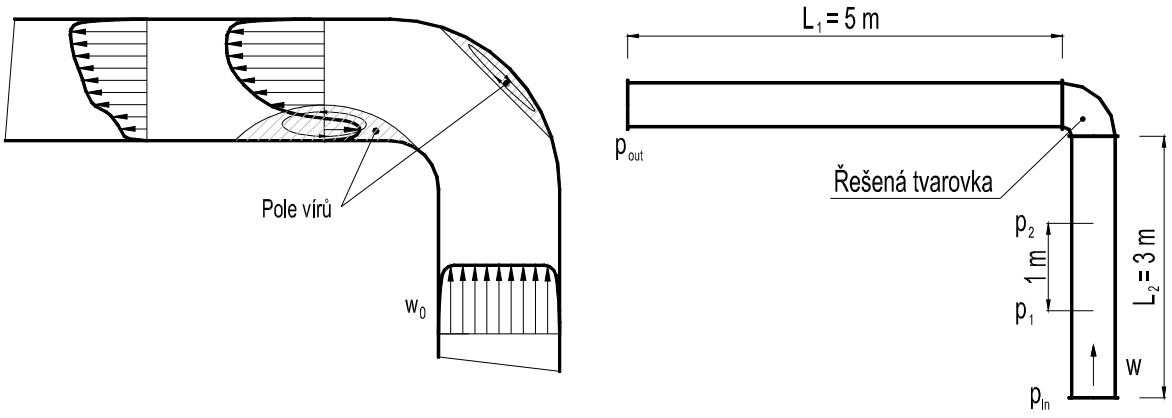
Tlakové ztráty místními (vřazenými) odpory jsou způsobeny průtokem tekutiny částmi potrubí, které buď mění směr proudění (kolena, oblouky, rozbočky, apod.), nebo přímo narušují proudění v úseku přímého potrubí stálého průřezu (ventily, kohouty, filtry, atd.). Součinitele místních odporů ξ pro konkrétní uspořádání potrubních tvarovek je možné stanovit výhradně experimentálně (jedinou výjimku tvoří Bordova ztráta náhlým rozšířením) a jejich hodnoty lze nalézt v odborné literatuře.

Vzhledem k tomu, že experimentální stanovení součinitelů místních ztrát na reálném díle je nákladné a časově náročné je možné s výhodou využít počítačové simulační modelování v programu CFD.

Výsledky simulačních výpočtů jsou v článku porovnány s údaji publikovanými v odborné literatuře. Mezi obecně nejsprávnější se považují údaje, které publikoval Idelchik již v roce 1960, jehož rozsáhlá práce vyšla i v USA (Idelchik 1993). Rovněž Handbook of ASHRAE (2001) ve výčtu potrubních tvarovek používá Idelchikova data. Dalším zdrojem literatury je pak německý průvodce vytápění a klimatizace (Recknagel 1996), kde jsou publikovány poněkud odlišné hodnoty. Hodnoty součinitelů místních ztrát lze najít i v české a slovenské literatuře. Zatímco česká literatura čerpá většinou z Idelchika (Chyský a Hemzal 1993), naproti tomu literatura slovenská (Ferstl 2006) používá data převážně z německého průvodce (Recknagel 1996).

Snahou prováděných analýz bylo popsat součinitele místních tlakových ztrát analyticky tak, aby bylo možné využít výsledky pro výpočetní programy.

Mezi základní potrubní elementy patří tvarovky, které mění směr proudění jako jsou kolena a oblouky. Při průchodu tekutiny takovou tvarovkou dochází k narušení rychlostního profilu, který je v rovném úseku před tvarovkou vyrovnaný. Deformace rychlostního profilu je způsobena geometrickým uspořádáním potrubního elementu. V tvarovce mohou vznikat vírová pole, která mají na tvar rychlostního profilu zásadní vliv (obr. 1). Po průchodu tekutiny tvarovkou se rychlostní profil snaží opět postupně vyrovnat. Právě uvedená změna (deformace) rychlostního profilu způsobuje místní tlakovou ztrátu.



a) *b)*

***Obr. 1** a) Rychlostní profily při proudění v koleni, b) Schéma experimentu*

METODIKA

Pro simulační výpočty byl použit simulační program na bázi CFD – Software Fluent verze 6.2. 3D model a jeho zasíťování bylo vytvořeno v programu Gambit. Počet kontrolních objemů se liší od zkoumaného případu a pohybuje se v rozmezí 500 000 až 2 000 000 buněk.

Na obr. 1b) je znázorněno schéma vlastního experimentu. Zkoumaná tvarovka byla vždy opatřena rovnými úseky potrubí na sání (3 m) a na výtlaku vzduchu (5 m). Model tedy tvoří tři základní objemy: tvarovka, sací potrubí a výtlačné potrubí.

Rychlost proudění v potrubí *w* byla volena konstantní 5 m/s pro všechny zkoumané případy. Výsledky platí pro turbulentní proudění. Pro řešení byl použit model turbulence k-ε RNG a standardní stěnová funkce.

Stanovení součinitele místní ztráty ξ

Celková tlaková ztráta potrubního úseku zobrazeného na obr. 1b je rovna rozdílu celkových tlaků na vstupu a výstupu a je rovna součtu tlakové ztráty třením a tlakové ztráty místními odpory.

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} = \Delta p_t + \Delta p_m \tag{1}$$

Měrnou tlakovou ztrátu třením *F* získáme odečtem na 1 m rovného úseku sací části potrubí

$$F = p_1 - p_2 \tag{2}$$

Tlaková ztráta třením pak bude dána celkovou délkou rovného potrubního úseku

$$\Delta p_t = F(L_1 + L_2) \tag{3}$$

Místní tlakovou ztrátu lze vyjádřit jako součin součinitele ξ a dynamického tlaku

$$\Delta p_m = \xi \frac{w^2}{2} \rho \tag{4}$$

Dosazením rovnice (1) do (4) pak stanovíme součinitel místní ztráty

$$\xi = \frac{2(\Delta p - \Delta p_t)}{w^2 \rho} \tag{5}$$

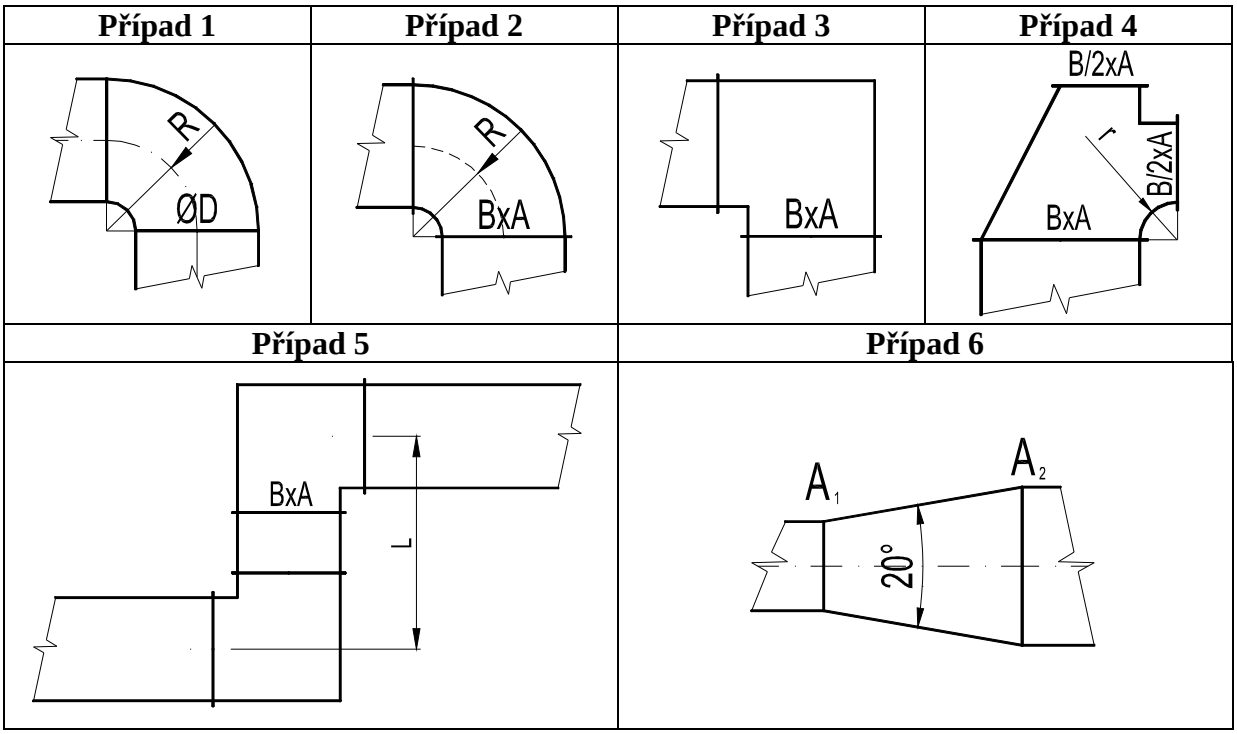
Celkový součinitel místní ztráty je dán součtem místní ztráty a ztráty třením ve vlastní tvarovce (Idelchik 1993).

$$\xi = \xi_t + \xi_m \tag{6}$$

Zkoumané typy tvarovek

V rámci příspěvku byly zkoumány potrubní tvarovky sloužící ke změně směru proudění o 90°. Výčet zkoumaných tvarovek je uveden v následujícím popise, schémata jsou pak zobrazena na obr. 2.

- Případ 1 – Oblouk kruhový hladký 90°
- Případ 2 – Oblouk čtyřhranný 90°
- Případ 3 – Koleno ostré - čtyřhranné 90°
- Případ 4 – Odbočka 90°
- Případ 5 – Z kus - koleno ostré 90°
- Případ 6 – Difuzor 20°



***Obr. 2** Řešené tvarovky*

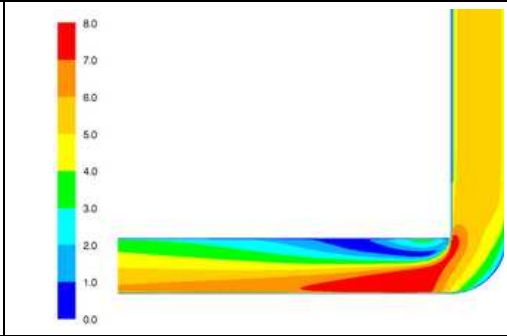
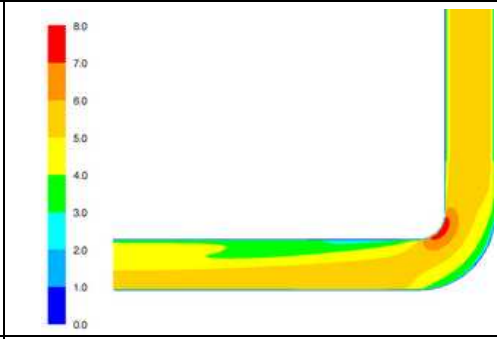
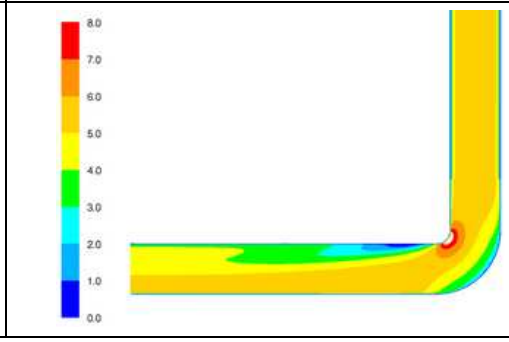
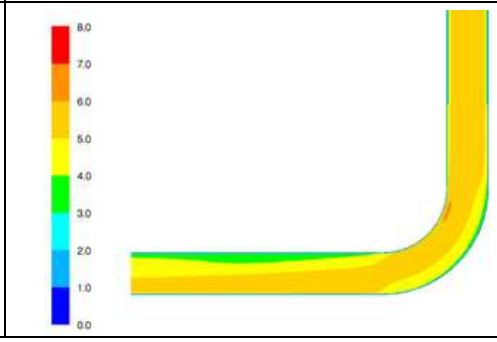
VÝSLEDKY A DISKUZE

Případ 1 - Oblouk kruhový – hladký

Základním řešeným případem je oblouk (koleno) z kruhového potrubí, jehož geometrické vlastnosti jsou charakterizovány poměrem *R/D*. Na obr. 3 jsou znázorněny rychlostní pole pro vybrané zkoumané případy.

Z výsledků simulačního výpočtu zobrazených na obr. 8 je patrné, že místní ztráty obdržené CFD simulací dosahují poněkud nižších hodnot než publikované výsledky. Na základě výsledků simulačního výpočtu byla zjištěna analytická závislost

$$\xi_1 = \frac{R}{D}\left[9{,}69\frac{R}{D} - 4{,}24\right]^{-1} \tag{7}$$

Případ 1 - Kruhový oblouk hladký			
***R/D* = 0,5**		***R/D* = 1,0**	
***R/D* = 0,75**		***R/D* = 2,0**	

Obr. 3 *Rychlostní pole – Případ 1*

Případ 2 – Oblouk čtyřhranný

Dalším případem tvarovky je oblouk obdélníkového průřezu. Zaoblení vnitřní a vnější hrany oblouku je charakterizováno poměrem *R/B*. Na hodnotu místního součinitele má vliv i poměr výšky a šířky potrubí *A/B*.

Z výsledků zobrazených na obr. 8 je zřejmé, že poměr *A/B* má na hodnotu místního odporu výraznější vliv zejména ve vyšších hodnotách (*A/B* > 1), proto ho nelze zcela zanedbat. U případu *A/B* = 2 je zřejmé, že s rostoucím poměrem *R/B* roste ξ. S vyšším poměrem *R/B* se totiž zvětšuje délka oblouku a tím i tlaková ztráta třením. Publikované výsledky uvedenou skutečnost většinou vůbec nerespektují.

Na základě analýzy výsledků simulačních výpočtů byla stanovena závislost součinitele místního odporu na geometrických parametrech tvarovky

$$\xi_2 = C_1\left(\frac{R}{B}\right)^{-1} + C_2 \exp\left(C_3\left(\frac{R}{B}\right)^{-1}\right) \tag{8}$$

kde

$$C_1 = \frac{A}{B}\left(-0,069 - 3,458\left(\frac{A}{B}\right)^{2}\right)^{-1} \tag{9}$$

$$C_2 = 0,092\left(\frac{A}{B}\right)^{-1} + 0,046 \tag{10}$$

$$C_3 = 1,247 + 0,177\ln\left(\frac{A}{B}\right) \tag{11}$$

Případ 3 – Koleno čtyřhranné

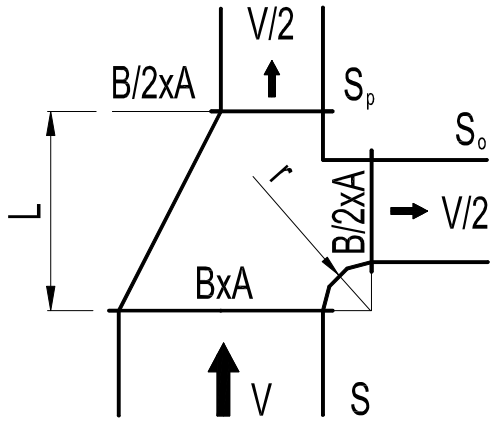
Z porovnání výsledků CFD simulací s publikovanými hodnotami (obr. 8) je zřejmá velmi dobrá shoda s výsledky, které publikoval Idelchik [5]. Naopak údaje uvedené v německém průvodci [6] se výrazně odlišují. Ztěžejní vliv na místní tlakovou ztrátu kolena má totiž ostrá vnitřní hrana, která je přítomna ve všech zkoumaných případech a proto je také závislost tak vyrovnaná. Rozměr kolena definovaný poměrem *A/B* má sice na místní ztrátu vliv, avšak pouze minimální, jak je vidět z obr. 8.

Na základě výsledků simulačního výpočtu byla opět stanovena jednoduchá závislost součinitele místní ztráty na poměru *A/B*

$$\xi_3 = 1{,}11\left(\frac{A}{B}\right)^{-0{,}08} \tag{12}$$

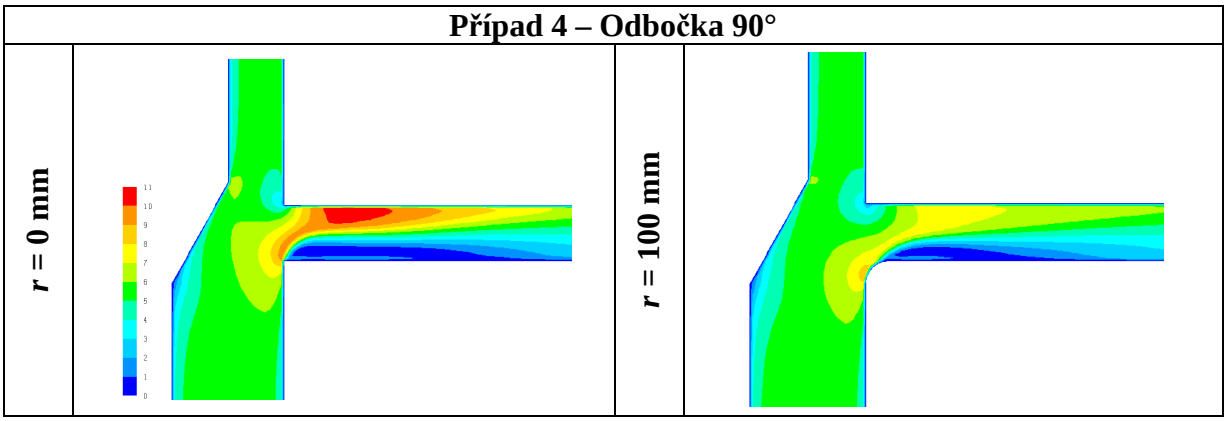
Případ 4 – Odbočka 90°

Často používanou tvarovkou ve vzduchotechnice je odbočka 90° se změnou průřezu v odbočujícím i rovném směru. Součinitel místní ztráty ξ závisí jednak na geometrických poměrech tvarovky a rovněž na poměru průtoků v daném směru. S ohledem na rozsah příspěvku byl zkoumán pouze základní případ, kdy poměr průřezů $S_p/S = S_o/S = 1/2$ a poměr průtoků $V_p/V = V_o/V = 1/2$ (obr. 4). Délka tvarovky $L = B = 500$ mm.



Obr. 4 *Okrajové podmínky – Případ 4*

Na obr. 7 jsou pro daný případ zobrazeny výsledky výpočtu součinitele ξ ve směru odbočení. Je zřejmé, že při odbočení proudu vzduchu nabývá součinitel místní ztráty značných hodnot a to v případech, kdy tvarovka není opatřena rádiusem.

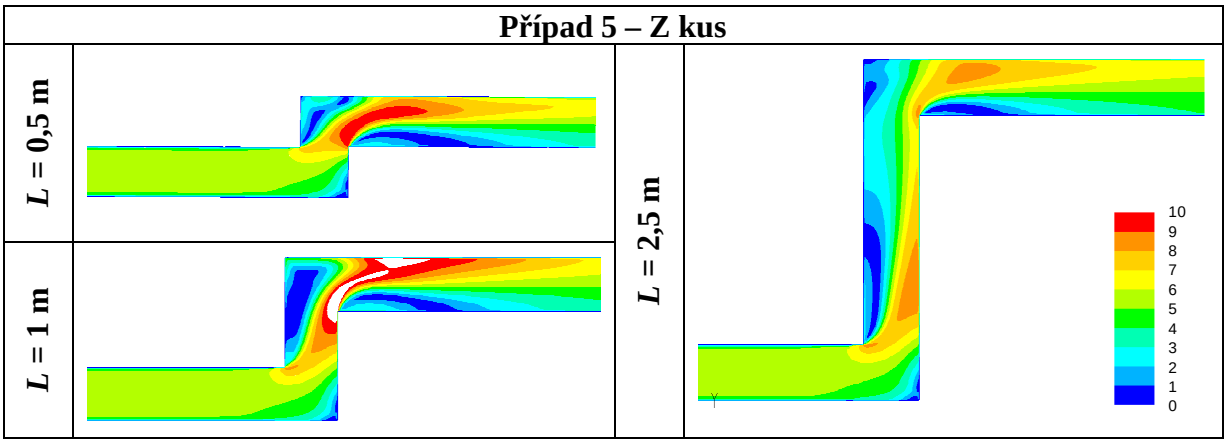


Obr. 5 *Rychlostní pole – Případ 4*

I když se jedná o poměrně často používanou tvarovku, v odborné literatuře nejsou hodnoty součinitele místní ztráty publikovány a obdržené výsledky tak není možné porovnat. Důvodem je zřejmě značná složitost tvarovky, jejíž místní tlaková ztráta závisí na mnoha okrajových parametrech (poměr průtoků, poměr průřezů, délka a úhel zkosení, poloměr zaoblení).

Případ 5 – Z kus

Dalším zkoumaným případem jsou dvě ostrá kolena řazená za sebou – Z kus. Účelem simulačního výpočtu bylo mimo jiné zjistit mezní vzdálenost L, při které je možné pro výpočet uvažovat hodnotu $\xi_5 = 2\xi_3$. Jak je vidět z výsledků na obr. 8, závislost $\xi_3 = f(A/B)$ je poměrně plochá, proto byl analyzován pouze základní případ (A/B = 1). Na obr. 6 jsou znázorněny rychlostní pole pro vybrané zkoumané případy.

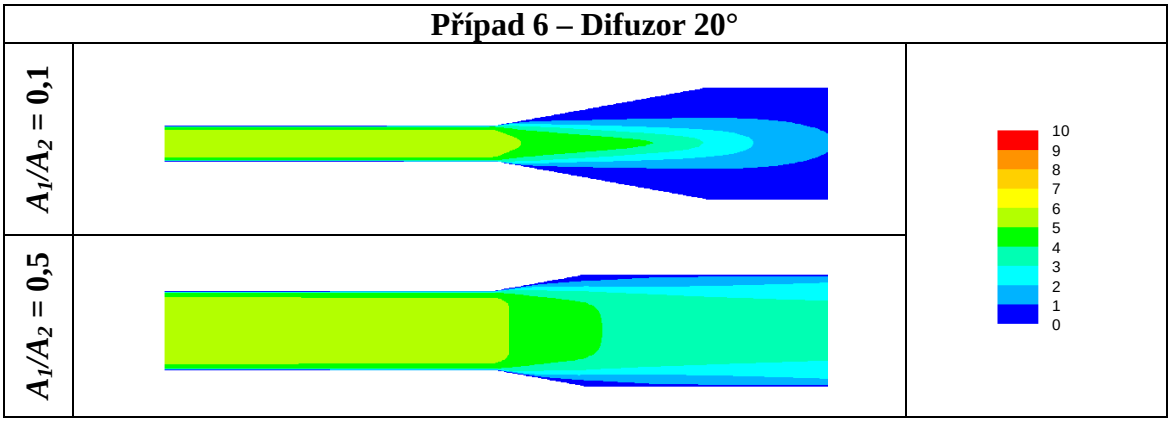


***Obr. 6** Rychlostní pole - Případ 5*

Na obr. 8 jsou znázorněny výsledky simulačního výpočtu pro Z kus. Tečkovaně je zobrazena závislost, která představuje výpočet $\xi_5 = 2\xi_3$. Je zřejmé, že tento zjednodušený výpočet lze přibližně použít pro případy, kdy délka rovného úseku potrubí mezi koleny $L > 2{,}5$ m. Na obr. 8 je rovněž uvedeno porovnání výsledků CFD simulace s publikovanými hodnotami. V oblastech nižších poměrů L/B vykazují výsledky určitou shodu s hodnotami publikovanými Idelchikem [5], pro $L/B > 3$ se výsledky poněkud rozcházejí. Naproti tomu údaje publikované Recknaglem [6] se jeví jako neúplná a pro poměr $L/B > 1$ vykazují zcela odlišný trend. Jejich použití pro praktické výpočty tak nelze doporučit.

Případ 6 – Difuzor 20°

Posledním příkladem řešení místní tlakové ztráty simulačním výpočtem je difuzor s různými poměry průřezů A_1/A_2, který svírá úhel $\vartheta = 20°$. Rychlostní pole vybraných zkoumaných případů je znázorněno na obr. 7. Součinitel místní ztráty ξ byl vztažen ke vstupní rychlosti w_1. Z porovnání výsledků simulačního výpočtu s publikovanými hodnotami (obr. 8) je zřejmá poměrně dobrá shoda zejména s údaji uvedenými v technickém průvodci [4].

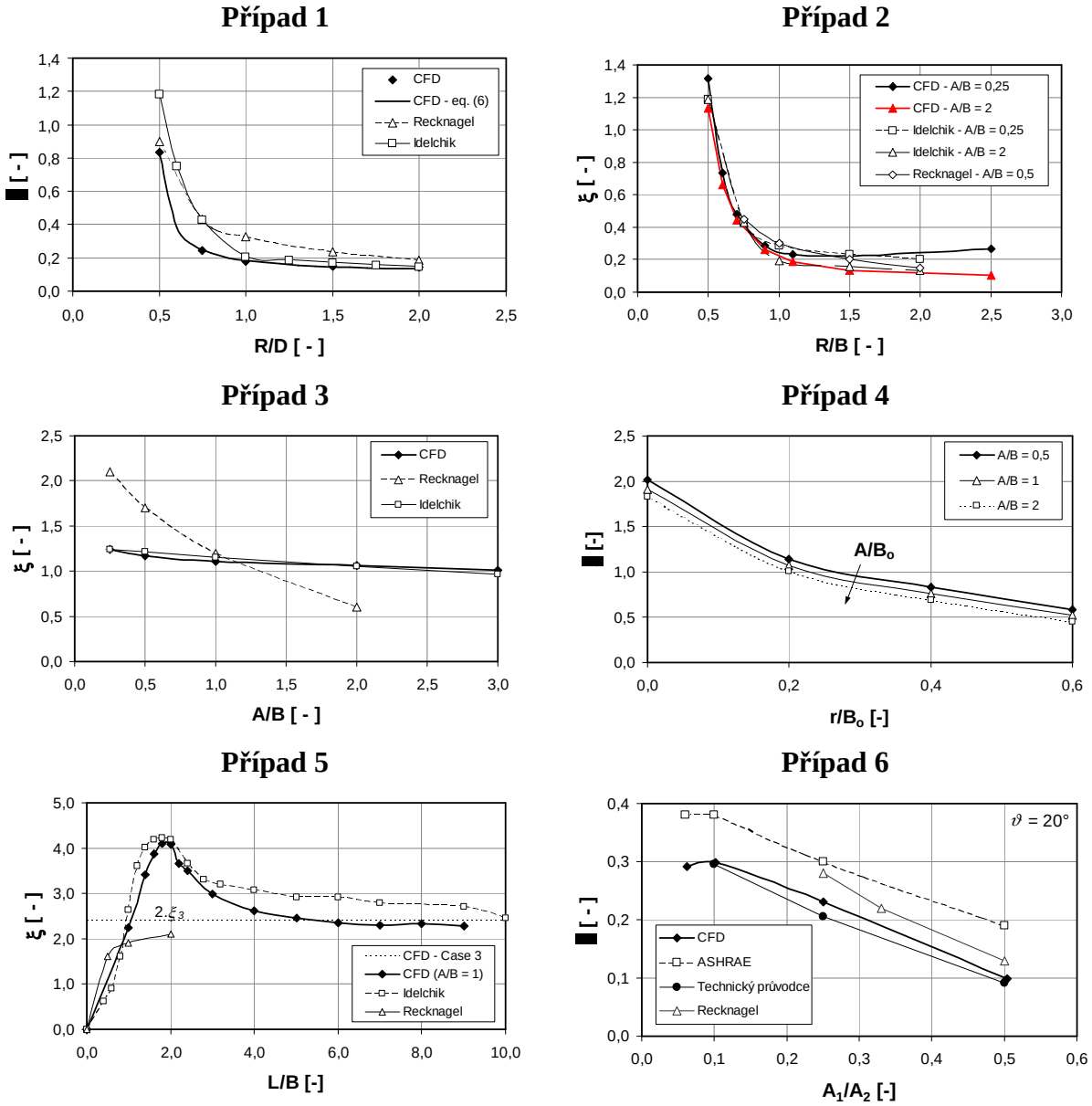


***Obr. 7** Rychlostní pole - Případ 6*

Všechny závislosti vykazují očekávaný trend, kdy s rostoucím poměrem průřezů A_1/A_2, tlaková ztráta klesá. Na základě výsledků simulačních výpočtů byla stanovena závislost součinitele místní ztráty na poměru A_1/A_2

$$\xi_6 = 0{,}157 \exp\left(-6{,}86 \left(\frac{A_1}{A_2} \right) + 4{,}206 \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^{0{,}5} \right) \tag{13}$$

která platí pro úhel $\vartheta = 20°$ a A_1/A_2 = 0,06 až 0,5. Další obdobná zkoumání pak umožní sestrojit závislost na úhlu sevření difuzoru ϑ.



Obr. 8 *Výsledky simulací a porovnání s publikovanými hodnotami*

ZÁVĚR

Počítačovou simulační metodu CFD lze s výhodou využít pro stanovení součinitelů místních ztrát (odporů) potrubních tvarovek pro libovolné aplikace. V porovnání s měřením na reálném díle odpadá, při počítačových experimentech, nutnost zhotovovat složité a nákladné měřicí

tratě. Simulační výpočty jsou, s ohledem na co nejkratší dobu výpočtu, náročné především na hardware. Výhodou simulačního výpočtu je možnost vyhodnocovat součinitel místní ztráty na základě rozdílu celkových tlaků, což je u reálných experimentů velmi pracné a obtížné. Naměřené hodnoty součinitele místní ztráty jsou nejčastěji vyhodnocovány na základě rozdílu tlaků statických [2].

V příspěvku byly analyzovány potrubní tvarovky vzduchotechnických sítí sloužící ke změně směru proudění jako jsou kolena a oblouky. Výsledky simulačních výpočtů prováděné v rámci analýzy byly porovnány s obecně uznávanými publikovanými hodnotami. Z tohoto pohledu byly obdrženy velmi zajímavé výsledky. Zatímco výsledky, které publikoval Idelchik (1993) ve své poměrně rozsáhlé práci, vykazují obdobný trend jako hodnoty získané simulačním výpočtem v CFD, některé hodnoty publikované v německé literatuře (Recknagel 1995) nelze pro praktické výpočty doporučit. Nutno však připomenout, že simulační modely jsou většinou zidealizované. Naproti tomu u publikovaných výsledků zjištěných na základě měření na reálném díle nejsou známy přesné okrajové podmínky (přesnost provedení experimentu atd.).

LITERATURA

[1] ASHRAE Handbook 2001 Fundamentals, 2001, ASHRAE, Atlanta. ISBN - 1-883413-87-7

[2] BROOKS P.J. New ASHRAE Local Loss Coefficients for HVAC fittings. In ASHRAE Transactions: 1993, Vol.99, Part.2, paper number 3709 (RP-551)

[3] FERSTL, K. Větrání a klimatizace. 2006. Bratislava: Jaga group, ISBN 80-8076-037-3.

[4] CHYSKÝ J., HEMZAL, K. a kol. Větrání a klimatizace. Technický průvodce č. 31, 1993, Praha: Bolit Brno. ISBN 80-901574-8

[5] IDELCHIK I.E. Handbook of Hydraulic Resistence. 3. vydání, 1993, Betelu House Inc. ISBN 1-56700-074-6.

[6] RECKNAGEL, H., SPRENGER, E., SCHRAMEK, E. Taschenbuch fur Heizung + Klimatechnik 94/95, 1995. ISBN 3-486-26213-0

[7] ZMRHAL V., SCHWARZER J. *Numerical simulation of local loss coefficients of ventilation duct fittings*. Glasgow: In. Proc. of Building Simulation, IBPSA, 2009.

[8] KUNC, T. *Místní tlakové ztráty vzduchotechnikcé potrubní sítě.* Diplomová práce. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní. 2009.

SEZNAM OZNAČENÍ

A	výška potrubí [m]
B	šířka potrubí [m]
D	průměr potrubí [m]
F	měrná tlaková ztráta třením [Pa/m]
L	délka potrubí [m]
p_{in}	tlak na vstupu do potrubí [Pa]
p_{out}	tlak na výtlaku z potrubí [Pa]
Δp	celková tlaková ztráta potrubního úseku [Pa]
Δp_t	tlaková ztráta třením [Pa]
Δp_m	místní tlaková ztráta [Pa]
r,R	poloměr [m]
w	rychlost proudění [m/s]
ξ	součinitel místní ztráty [-]
ρ	hustota vzduchu = 1,2 [kg/m^3]

NÁVRH ZARIADENIA PRE CHLADENIE EXTRÉMNE ZAŤAŽENÝCH VÝKONOVÝCH JEDNOTIEK

Ľuboslav Straka

FVT TU v Košiciach, Katedra prevádzky výrobných procesov
luboslav.straka@tuke.sk

ANOTÁCIA

Príspevok sa zaoberá inovačným návrhom funkčného modelu chladiacej jednotky, ktorá má slúžiť k odvodu tepla z povrchu extrémne zaťažených pracovných staníc výkonových CPU jednotiek. Úlohou navrhnutej chladiacej jednotky je zabezpečiť tepelnú pohodu v miestnosti, v ktorej klíma je zaťažovaná produkciou tepelnej energie vysokej intenzity. Návrh je doplnený o technické vybavenie a výber jednotlivých komponentov ako aj o ekonomické posúdenie prevádzkových nákladov technického zariadenia.

ÚVOD

Požiadavky kladené na vysoké výkony pracovných staníc, prinášajú do oboru nielen výpočtovej, ale aj chladiacej techniky nové problémy a otázniky týkajúce sa zabezpečenia účinného chladenia. V prípade opakovaného nadmerného prehrievania výkonových CPU jednotiek dochádza k výraznému poklesu ich spoľahlivosti čo vedie k skráteniu ich celkovej životnosti. Zároveň pri ich prehrievaní dochádza k negatívnemu ovplyvneniu vnútornej klímy pracovného prostredia sálavou tepelnou energiou z ich povrchov. Riešenie ponúka dostatočne efektívny systém odvodu tepla mimo tepelne zaťažovanú miestnosť s možnosťou využitia získaného tepla pre technické účely, resp. podporu vykurovania iných častí objektu na báze tepelného čerpadla.

CHARAKTERISTIKA CHLADENIA VÝKONOVEJ JEDNOTKY

Výkonové jednotky CPU založené na architektúre x86-64, Intel64, AMD64, Sparc64, Alpha, hp300, hppa, macppc a iné, používané u superpočítačov sa v súčasnosti využívajú takmer vo všetkých vedných oblastiach. Používajú sa na tvorbu a testovanie modelov sledovaných alebo skúmaných javov, napr. pre tvorbu modelov kvantovej fyziky a organickej chémie, kryptoanalýzy a podobne. Tieto jednotky sa vyznačujú vysokými výkonovými, preto je potrebné vytvoriť čo najlepšie podmienky pre odvod tepla. Pretože prenos tepla medzi povrchom súčiastky a chladičom je realizovaný vedením, je potrebné zabezpečiť čo najväčšiu styčnú plochu medzi chladenou súčiastkou a chladičom. Pri zvýšených nárokoch na odvod tepla sa obvykle používajú masívne kovové bloky, ktorými preteká chladiace médium. Tento spôsob chladenia je technicky jeden z najnáročnejších, avšak dajú sa ním odviesť extrémne množstvá tepla zo stiesnených priestorov, kde z konštrukčných dôvodov musia byť vysokovýkonné obvody umiestnené tesne vedľa seba vo veľmi veľkom množstve. U týchto spôsobov chladenia sa používa predimenzovaný výmenník s pasívnym prúdením vzduchu, čím sa dá dosiahnuť nízka úroveň hluku. Pre dosiahnutie ešte efektívnejšieho chladenia sa používa priame kvapalinové chladenie, pri ktorom sú priamo chladené súčiastky výkonových jednotiek ich ponorením do prúdiacej chladiacej kvapaliny. U týchto kvapalinových chladičov je potrebné zabezpečiť dostatočné ochladzovanie chladiacej kvapaliny pomocou sekundárneho kvapalinového obehu.

NÁVRH ZARIADENIA NA BÁZE FUNKČNÉHO MODELU

Návrh reprezentuje funkčný model chladiaceho zariadenia, ktorého úlohou je zabezpečiť dostatočne účinné a efektívne chladenie extrémne zaťaženej výkonovej jednotky.

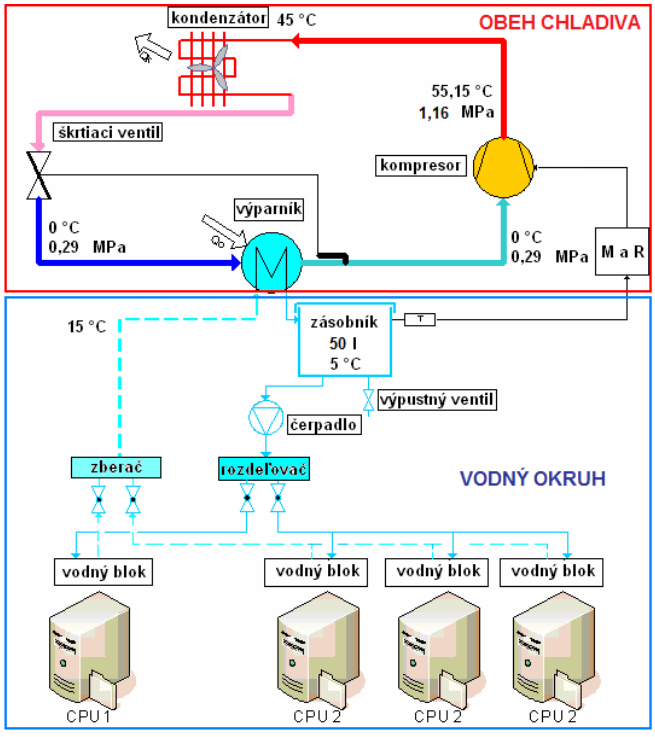
Riešenie je realizované v týchto krokoch:

- definovanie princípu činnosti chladiaceho zariadenia,
- návrh funkčného modelu chladiacej jednotky,
- technický návrh komponentov jednotlivých funkčných častí zariadenia,
- technicko-ekonomické posúdenie návrhu riešenia,
- výpočet prevádzkových nákladov navrhnutej chladiacej jednotky.

Princíp činnosti chladiaceho zariadenia

Navrhované chladiace zariadenia uvažuje s jednostupňovým nepriamym systémom s pracovným médiom R134a/destilovaná voda. Funkciu chladiaceho prvku extrémne zaťaženej výkonovej jednotky budú plniť výmenníkové bloky s pracovným médiom H_2O. Vyvolané objemové zmeny vo vnútri systému spôsobené zmenou teploty chladiaceho média bude kompenzované otvoreným zásobníkom s objemom 50 l. Tlak v sekundárnom okruhu je na úrovni 101 kPa. Okruh je doplnený o čerpadlo, ktoré má zabezpečiť cirkuláciu H_2O. Cirkuláciou H_2O dôjde k odovzdaniu tepelnej energie uvoľnenej z extrémne zaťaženej výkonovej CPU jednoty cez chladiace bloky doskovému výmenníku tepla. Na jeho náprotivnej strane dôjde k odpareniu chladiacej látky R134a, čím sa výmenník ochladí. Z výparníka (VODA/R134a) sú následne pary chladiva nasávané kompresorom, ktorý vytlačí skomprimované pary do doskového kondenzátora, kde pri tlaku 1,16 MPa a teplote +55,15 °C skondenzujú. Kondenzačné teplo sa pomocou ventilátora odvedie z kondenzátora. Z neho sa opätovne kvapalné chladivo cez škrtiaci ventil samospádom privedie do doskového výmenníka, kde dôjde k jeho vyparovaniu pri teplote 0 °C.

Návrh funkčného modelu chladiaceho zariadenia



Obr. 1 *Funkčný model chladiaceho zariadenia*

Technický návrh chladiaceho zariadenia

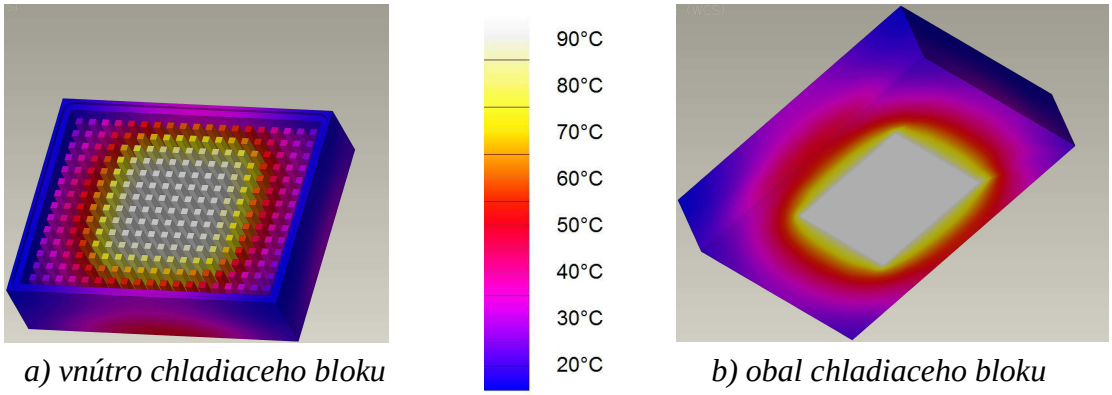
Návrh pozostáva z výberu jednotlivých prvkov funkčných častí chladiaceho zariadenia.

Základné časti chladiaceho zariadenia:

- vodný teplo-výmenný blok,
- čerpadlo cirkulácie H_2O.
- výmenník tepla (výparník),
- kompresor.
- kondenzátor pár chladiva.

Vodný chladiaci blok

Pri návrhu riešenia bolo uvažované s celkovým tepelným výkonom 10 kW sústavy 30-tich extrémne zaťažených výkonových CPU jednotiek. Teplo z povrchu jednotky je odovzdávané chladiacemu médiu prostredníctvom chladiaceho bloku. Preto musí byť výmenná plocha medzi blokom a chladiacou látkou čo najväčšia. Zároveň materiál bloku musí spĺňať požiadavku vysokej tepelnej vodivosti.



a) vnútro chladiaceho bloku *b) obal chladiaceho bloku*

***Obr. 2** Termostatická analýza chladiaceho bloku s aktívnou plochou 450 cm^2*

Termostatická grafická simulácia rozloženia teplôt na povrchu a vo vnútri chladiaceho bloku bola vykonaná v programe PTC Pro/Mechanica. Simulácia sa opiera o teplotu H_2O vstupujúcej do chladiaceho bloku o teplote 5 °C a povrchovej teploty výkonovej jednotky 95 °C. Bielou farbou sú simulované teplé, tmavou studené miesta bloku. Z obrázku č. 2 je možné zreteľne pozorovať dobrý prestup tepla zo základne bloku do rebier, kde dochádza k ochladzovaniu obtekajúcou vodou.

Kondenzátora pár chladiaceho média R134a

Pre výmenníky tepla platí vo všeobecnosti rovnica tepelnej bilancie, ktorú môžeme zapísať v tvare:

$$dQ = m_1.d.h_1 = m_2.d.h_2 \quad [W], \tag{1}$$

ktorú integrovaním upravíme do tvaru:

$$Q = m_1.\Delta h_1 = m_2.\Delta h_2 \quad [W] \tag{2}$$

Ak pre látky, ktoré nemenia svoje skupenstvo platí vzťah:

$$\Delta h = c_p.\Delta t,$$

potom rovnicu tepelnej bilancie môžeme vyjadriť v tvare:

$$Q = m_1.c_{p1}.\Delta t = m_2.c_{p2}.\Delta t \quad [W] \tag{3}$$

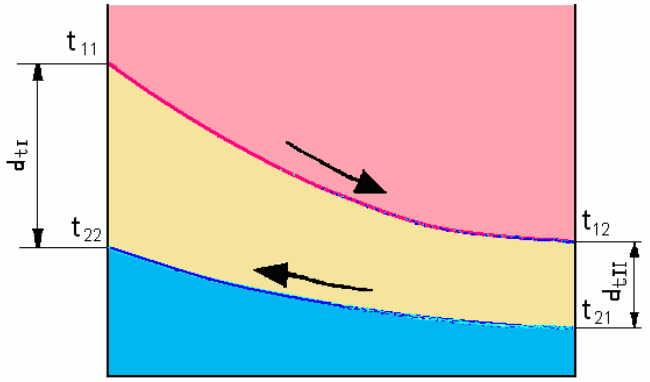
Teplo, ktoré prechádza z teplejšej látky do chladnejšej prestupom vypočítame podľa vzťahu:

$$Q_v = A_v.k_v.\delta_m \quad [W] \tag{4}$$

Ukazovateľ termickej účinnosti, t.j. rozdiel vstupných teplôt obidvoch látok, ktoré pretekajú výmenníkom, vyjadruje vzťah:

$$Q_v = A_v.k_v.\delta_m \qquad [W] \tag{5}$$

Stredný teplotný rozdiel stanovíme na základe výpočtu vstupných a výstupných teplôt oboch teplonosných látok vstupujúcich do tepelnej bilancie.



Obr. 3 *Teplotný rozdiel vo výmenníku tepla*

Pre súprud, protiprúd a nezmenenú teplotu jednej látky platí vzťah:

$$\delta_m = \frac{dt_I - dt_{II}}{\ln \frac{dt_I}{dt_{II}}} \tag{6}$$

a) medzi chladivom a vzduchom

$$\delta_m = \frac{dt_I - dt_{II}}{\ln \frac{dt_I}{dt_{II}}} = \frac{10-5}{\ln \frac{10}{5}} = 7{,}21\,°\mathrm{C}$$

b) medzi vyparujúcim sa chladivom a destilovanou vodou

$$\delta_m = \frac{dt_I - dt_{II}}{\ln \frac{dt_I}{dt_{II}}} = \frac{15-5}{\ln \frac{15}{5}} = 9{,}1\ °\mathrm{C}$$

Veľkosť teplovýmennej plochy vypočítame vyjadrením A_k zo vzťahu (4):

a) pre kondenzátor

$$A_k = \frac{Q_k}{k_k \cdot \delta_m} = \frac{10500}{500 \cdot 7{,}21} = 2{,}9\ m^2$$

kde kondenzačný výkon:

$$Q_k = m_{ch}.(h_2 - h_4) = 0{,}0625.(432{,}02 - 263{,}91) = 10{,}5\ kW$$

h_1, h_3, h_4, h_5 – entalpie určené z parných tabuliek pre chladivo R134a

h_2 – entalpia určená z p-h diagramu R134a

k_k – súčiniteľ prestupu tepla pre kondenzátor [W.m^{-2}.K^{-1}]

hmotnostný prietok chladiva:

$$m_{ch} = \frac{Q_O}{h_1 - h_5} \qquad [kg.s^{-1}]$$

$$q_m = h_1 - h_5 = 396{,}53 - 263{,}91 = 132{,}44\ kJ\ kg^{-1}$$

$$m_{ch} = \frac{Q_O}{q_m} = \frac{8{,}28kW}{132{,}44\ kJ\ kg^{-1}} = 0{,}0625\ kg.s^{-1}$$

b) pre výmenník

$$A_v = \frac{Q_v}{k_v \cdot \delta_m} = \frac{8280}{220 \cdot 9{,}1} = 4{,}14m^2$$

k_v – súčiniteľ prestupu tepla pre výmenník [W.m^{-2}.K^{-1}]

Kondenzačná jednotka

Pre navrhovanú chladiacu jednotku bola zvolená kondenzačná jednotka typu Copeland Scroll MC-M8-ZB42, ktorej výber sa opiera o celkový požadovaný chladiaci výkon, vrátane rezervy v prípade kritického zaťaženia výkonových jednotiek, resp. poklesu chladiaceho výkonu pôsobením faktorov vonkajšieho prostredia.

Tab. 1 *Základné technické parametre kondenzačnej jednotky*

Technické parametre kondenzačnej jednotky Copeland Scroll MC-M8-ZB42		
Chladiaci výkon	10,5	kW
El. príkon	3,45	kW
COP	2,96	
Odparovacia teplota	0	°C
Kondenzačná teplota	+45	°C

Výmenník tepla R134a - voda

Na základe požadovaného výkonu bol zvolený doskový výmenník ALFA LAVAL (R134a/voda) typu CB26H s 10,5 kW, ktorý zabezpečí odparovanie R134a a ochladzovanie nosiča chladu (destilovanej vody). Jeho základné parametre uvádza tab. 2.

Tab. 2 *Základné technické parametre doskového výmenníka*

Typ Doskového výmenníka ALFA LAVAL:		**CB26H**
Médium:	voda	R134a
Max. prietok. množstvo:	8,1 m^3.h^{-1}	
Objem. kapacita:	0,05 dm^3	0,05 dm^3
Výkon:	10,5 kW	

Čerpadlo

Cirkulácia H_2O bude zabezpečovaná čerpadlom GRUNDFOS UPS 25 – 50 s možnosťou plynulej regulácie výkonu.

Technicko-ekonomické zhodnotenie

Nasledujúca tabuľka uvádza celkový rozpočet navrhovaného nepriameho systému chladenia s teplonosným médiom R134a/H_2O, s použitím kondenzačnej jednotky od firmy Copeland Scroll MC-M8-ZB42 a doskového výmenníka od firmy ALFA LAVAL.

Tab. 3 *Orientačný rozpočet navrhnutého modelu chladiacej jednotky*

zariadenie	typ	cena [€]
Kondenzačná jednotka	Copeland Scroll MC-M8-ZB42	1.650
Doskový výmenník	Alfa Laval	800
Čerpadlo + príslušenstvo	Grundfos	300
Vyrovnávacia nádrž vody	V = 50 l	100
Termostat	MTR122T1RE	150
Vodný blok		1.200
Spojovací materiál	Spojky, ventily a pod	300
Izolácia	K-FLEX	150
Ostatné práce		900
spolu	***∑***	***5.550***

Výsledný elektrický príkon P_{p-l} chladiaceho zariadenia v období letnej prevádzky:

Copeland Scroll MC-M8-ZB42: P_{p1} = 3,45 kW
Čerpadlo UPS 25 - 50: P_{p2} = 0,045 kW
Ventilátor kondenzačnej jednotky P_{p3} = 0,25 kW

$$P_{p-l} = P_{p1} + P_{p2} + P_{p3} = 3{,}45 + 0{,}045 + 0{,}25 = 3{,}745 \text{ kW} \quad (8)$$

Pri návrhu bolo uvažované so 100 pracovnými dňami počas letného obdobia, pričom chladiaca jednotka má pracovať počas dňa 8 hodín.
Potom:

$$t_{prev-l} = 100 \cdot 8 = 800\ h \quad (9)$$

Výsledný elektrický príkon Pp-z chladiaceho zariadenia v období zimnej prevádzky:

$$P_{p-z} = P_{p-l} \ . \ 0{,}3 = 3{,}745 \ . \ 0{,}6 = 2{,}247 \text{ kW} \quad (10)$$

Pri návrhu bolo uvažované so 120 pracovnými dňami počas zimného obdobia, pričom chladiaca jednotka má pracovať počas dňa 4 hodiny.

Potom:

$$t_{prev-z} = 120 \cdot 4 = 480\ h \quad (11)$$

Celková ročná spotreba elektrickej energie chladiaceho zariadenia:

$$M_{Eel} = \left(t_{prev-l} \cdot P_{p-l}\right) + \left(t_{prev-z} \cdot P_{P-z}\right) = 2\,996\ kWh + 1\,079 kWh = 4\,075\ kWh \quad (12)$$

Celkové ročné náklady na prevádzku:

$$N_c = M_{Eel} \cdot C_{el} = 4\,075\ kWh \cdot 0{,}18 = 734\ € \quad (13)$$

ZÁVER

Príspevok popisuje podrobný návrh chladiaceho zariadenia pre chladenie extrémne zaťažených výkonových CPU jednotiek za účelom zlepšenia tepelnej pohody v miestnosti, v ktorej sa dané jednotky nachádzajú. Uvádza tiež termostatickú simuláciu chladiaceho bloku, ktorého úlohou je odvádzať teplo z povrchu výkonových jednotiek. Návrh je doplnený o technicko-ekonomické zhodnotenie celej chladiacej sústavy. Použitím navrhnutého zariadenia nebude dochádzať k zaťažovaniu tepelnej pohody v miestnosti a zároveň sa zníži miera

hlučnosti, ktorú spôsobuje prúdový spôsob chladenie pomocou ventilátorov. Navrhnutý systém chladenia s kondenzačnou jednotkou sa javí po stránke účinnosti, ako aj ekonomickej efektívnosti za pozitívny s prihliadnutím na jej výhody, cenu a dostupnosť náhradných dielov.

LITERATÚRA

[1] CHYSKÝ J., HEMZAL K. a kol.: *Technický průvodce větrání a klimatizace.* 3. vyd. Praha, 1993.

[2] HAVELSKÝ V., FURI B.: Chladenie – Základy techniky chladenia a tepelných čerpadiel, STU Bratislava, 1994.

[3] HAVELSKÝ V., BLAHA, TOMLEIN, ŽIAK: *Chladivá*, Slovenský zväz pre chladiacu a klimatizačnú techniku, 1998.

[4] SABOL P.: *Diplomová práca* 2007, Prešov .

[5] TOLGYESSY J., PIATRIK M.: *Technológia vody, ovzdušia a tuhých odpadov*, STU Bratislava, 1992.

[6] RUBINOVÁ O., RUBIN A.: *Klimatizace a větrání*, ERA group 2004.

ZOZNAM OZNAČENÍ

N_c	celkové ročné náklady na prevádzku	[€]
M_{Eel}	celková ročná spotreba elektrickej energie	[kWh]
t_{prev}	čas prevádzky zariadenia	[h]
P_p	celkový elektrický príkon zariadenia	[kW]
COP	výkonové číslo	
V	objem	[m^3]
$m_{1,2}$	hmotnostný tok chladiaceho média	[$kg.s^{-1}$]
$c_{p1,2}$	merná tepelná kapacita látok	[$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
Δt	rozdiel teplôt medzi pracovnými látkami	[K]
Q_v	tepelný tok vo výmenníku	[W]
A_v	veľkosť teplovýmennej plochy	[m^2]
k_v	súčiniteľ prestupu tepla	[$W.m^{-2}.K^{-1}$]
δ_m	stredný teplotný rozdiel medzi pracov. látkami	[K]
S_i	vnútorný prierez potrubia	[m^2]
R_{pi}	tepelný odpor vnútornej strany potrubia	[$m^2.K.W^{-1}$]
t_{11}	teplota ochl. látky na vstupe do výmenníka	[°C]
t_{12}	teplota ochl. látky na výstupe z výmenníka	[°C]
t_{21}	teplota ochl. látky na vstupe do výmenníka	[°C]
t_{22}	teplota ochl. látky na výstupe z výmenníka	[°C]

METODY DETEKCE PORUCH KLIMATIZAČNÍCH JEDNOTEK

Jan Široký[1], **Miloš Lain**[2]

[1] Katedra kybernetiky, Fakulta aplikovaných věd, ZČU v Plzni; Energocentrum Plus, s. r. o.
[2] ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav techniky prostředí
jan.siroky@rcware.eu, milos.lain@fs.cvut.cz

ANOTACE

Přístup k datům měřených při provozování klimatizačních jednotek umožňuje nasazení detekčních algoritmů, které jsou na základě vyhodnocení měřených dat schopny automaticky detekovat poruchy, případně jiné nežádoucí stavy. Článek poskytuje přehled základních principů, které je možné pro detekci použít a zohledňuje i praktické aspekty jejich nasazení.

ÚVOD

Většina moderních rozsáhlejších budov je již osazena sofistikovanými systémy měření a regulace, které průběžně zaznamenávají, případně nastavují řadu parametrů systémů vytápění, větrání a klimatizace (teploty, provozní stavy klapek a ventilů, chod ventilátorů a čerpadel a pod.). Tato data slouží primárně k regulačním zásahům, ale jejich uplatnění může být mnohem širší. Druhou oblastí, pro kterou se monitorované hodnoty využívají je detekce poruch a vyhlašování alarmů. V současné době se již běžně využívá alarmů, které identifikují základní poruchy - např. zanesení filtrů, nefunkční ventilátor či čerpadlo apod. Moderní detekční nástroje založené na analýze měřených hodnot jsou však schopny jít dál a rozpoznat i chybné režimy provozu klimatizace, případně provést určitou optimalizaci. Této problematice se věnuje náš příspěvek. Naměřená data by v budoucnu měla být šíře využívána právě pro posouzení efektivity a případnou optimalizaci provozu klimatizačních zařízení. Požadavky na pravidelné kontroly klimatizačních zařízení a snaha o snížení jejich energetické náročnosti povedou v brzké budoucnosti zcela jistě k zvyšování požadavků na automatické systémy měření a regulace stejně jako na archivace a analýzy naměřených hodnot.

PŘEHLED METOD DETEKCE PORUCH

Metody detekce poruch jsou zkoumány již od od 70. let minulého století [2]. Nejprve byly používány v letectví, nukleární energetice, některých průmyslových oblastech a v neposlední řadě ve vojenství. Až počátkem 90. let se některé metody začaly prosazovat v oblasti vytápění, větrání a klimatizace (Heating, Ventilating, and Air Conditioning , dále jen HVAC). Mezinárodní energetická organizace IEA iniciovala počátkem 90. let výzkumný projekt Annex 25, který podrobně zpracoval problematiku detekcí poruch v HVAC [1]. Tato práce definuje nejčastější typy poruch jednotlivých technologií používaných v HVAC a zpracovává širokou škálu metod jejich detekce. Již od počátku výzkumu metod detekcí poruch v HVAC byla pozornost zaměřena i na detekce poruch klimatizací. V této oblasti bylo zkoumáno množství různých přístupů a proto se zde pokusíme uvést jejich stručný přehled. Vybrané metody budou podrobněji diskutovány v další kapitole.

Detekční metody lze rozdělit podle informace, která je dostupná/využita při jejich návrhu. Návrh může být založen na znalosti historických dat, kvalitativního nebo kvantitativního popisu. Hranice mezi skupinami metod nejsou úplně ostré a některé metody mohou využívat i kombinace dostupných informací. Přesto je toto rozdělení hodně používáno a dobře vystihuje podstatu jednotlivých metod.

Metody založené na znalosti historických dat

Nejjednodušší metody z této kategorie jsou založeny **statistickém přístupu** [5, 4, 1]. Na základě měření je vytvořena jednoduchá statistika reprezentující bezporuchový chod a statistika reprezentující poruchu. Detekční algoritmus pak rozhoduje, které statistice lépe odpovídají měřená data. Detekční algoritmy mohou být založeny například na sekvenčních testech [5], které umožňují online vyhodnocování měřených dat. Jedním z nejčastěji používaných sekvenčních testů - CUSUM test [11] - je podrobněji rozebrán v následující kapitole.

Pokročilejší metody využívají historických dat k identifikování **matematického modelu** [6,1] zkoumané technologie. Nejprve je nutné určit strukturu použitého modelu a na jejím základě vhodný identifikační algoritmus. Poté jsou identifikovány modely bezporuchového chodu a modely reprezentující jednotlivé poruchy. Na základě měření je vyhodnocována aposteriorní pravděpodobnost platnosti jednotlivých modelů. V poslední době je zaměřena pozornost i na aktivní metody detekce, kdy nejsou data pouze pasivně vyhodnocována, ale součástí detektoru je i návrh vstupního signálu sloužícího ke zkvalitnění detekce [7]. V případě aktivní detekce je potřeba řešit kompromis mezi cílem řízení a zkvalitněním detekce. K přiblížení této problematiky může posloužit situace, kdy má řidič podezření na špatnou funkci brzd, tak si raději zkusmo přibrzdí, i když tím ztratí rychlost.

Další přístup je založen na využití **neuronových sítí** [8,1]. Na vstupu neuronové sítě jsou data měřená na technologii. Výstupem ze sítě může být buď předpokládaný výstup, který je porovnán s měřeným výstupem a na základě porovnání je vyhodnocena případná porucha. Nebo může být výstupem přímo identifikátor poruchy, případně bezporuchového stavu. Klíčový je návrh struktury neuronové sítě, který zahrnuje volbu aktivačních funkcí jednotlivých neuronů, počet vrstev neuronové sítě a jejich velikost. Při učení sítě se využívají standardní algoritmy, jako například algoritmus zpětného šíření chyby.

Díky značnému rozmachu automatizace v HVAC mají v dnešní době provozovatelé budov k dispozici značné množství měřených dat, což umožňuje nasazení detekčních metod založených na jejich zpracování. Díky tomu není nutná podrobná znalost zkoumané technologie (na rozdíl od následujících dvou kategorií metod), neboť identifikační/učící se algoritmy samy hledají závislosti v měřených datech. Na druhou stranu ale tyto metody vyžadují měřená data v přiměřené kvalitě (vhodné vzorkování, minimum výpadků, dostatek dat pro identifikaci jednotlivých stavů, ...). Většina metod také neumožňuje obsažení jevů, které nebyly v trénovacích datech obsažené.

Metody založené na kvantitativním popisu

Naprostá většina technologií v HVAC může být popsána pomocí rovnic vycházejících z fyzikální podstaty konkrétního zařízení. Tyto rovnice jsou známé a v literatuře dobře popsané, tudíž se nabízí jich využít při detekci poruch [1]. Možnost využití je dána typem **fyzikálního modelu** a to zejména tím, jestli se jedná o statický model, který popisuje pouze ustálený stav, nebo jestli se jedná o dynamický model, který popisuje chování daného zařízení i v přechodných stavech a umožňuje tak detekovat i změny v dynamice. Podstatná je také míra podrobnosti modelu. Na jedné straně můžeme pomocí CFD detailně modelovat proudění tepla v místnosti a na straně druhé se spokojíme s polo-empirickým vztahem uvedeným výrobcem, který definuje dosah proudu.

Metody založené na kvantitativním popisu umožňují velmi přesné výpočty teoretických hodnot jednotlivých veličin a modelování poruchových stavů, aniž by tyto stavy musely nastat. To je velká výhoda oproti metodám založeným na zpracování historických dat, kdy je často problémem nedostatek dat představujících poruchu. Na druhou stranu se často

teoreticky vypočtené hodnoty mohou lišit od skutečně měřených, aniž by technologie byla v poruše. Také tvorba modelů může být velmi náročná, zvlášť pokud se jedná o podrobné modely.

Metody založené na kvalitativním popisu

Tato skupina metod je založena na apriorní informaci která není vyjádřena pomocí exaktních matematických rovnic, ale v podobě expertních znalostí [9,10,1]. Tyto znalosti bývají vyjádřeny nejčastěji pomocí pravidel, které popisují zákonitosti fungování dané technologie. Tyto znalosti mohou být vyjádřeny v přirozeném jazyce, kdy místo přesného vyjádření teploty se použijí například výrazy horký, vlažný nebo studený. K převodu do kvalitativních kategorií a zpět se využívá fuzzy logiky [1]. Na základě báze znalostí lze vytvořit **expertní systém** který vyhodnocuje data měřená na technologii a uplatňuje jednotlivá pravidla a usuzuje, zda došlo k poruše, případně se snaží podat vysvětlení, proč k poruše došlo. Podrobněji se problematice expertních systémů věnuje následující kapitola.

Mezi hlavní přednosti metod založených na kvalitativním popisu patří jejich jednoduchost a přímočarost, neboť expertní pravidla jsou, na rozdíl od matematických modelů, snadno srozumitelná. Jsou vhodné pro nekritické procesy, kdy má výstup spíše charakter doporučení pro operátora, což odpovídá použití v HVAC. Problematické může být stanovení konzistentní sady pravidel. Každá sada pravidel je navíc využitelná pouze na konkrétní typ zařízení.

VYBRANÉ METODY DETEKCE

V této kapitole jsou uvedeny dvě vybrané metody, která každá představuje odlišný přístup k detekci. První metodu VPACC lze zařadit mezi metody založené na znalosti historických dat, případně mezi kvalitativní metody (dle způsobu získání podmíněných hustot pravděpodobnosti měření), zatímco APAR pravidla představují znalostní přístup k detekci a spadají proto do kategorie metod založených na kvalitativním popisu.

VPACC

Statistický přístup k detekci poruch je uplatněn například v metodě označované jako VPACC (Variable-air-volume Box Performance Assessment Control Charts) [12]. Tato metoda je založena na vyhodnocování statistických vlastností měřených hodnot na systému s proměnným objemem vzduchu (Variable Air Volume, VAV), resp. jejich odchylek od požadovaných hodnot. K vyhodnocení se využívá sekvenčních testů, konkrétně CUSUM testu.

O měřených datech jsou vysloveny dvě hypotézy: H_0, která říká, že systém není v poruše, a H_1, která říká, že na monitorovaném systému došlo k poruše. Dále jsou známé podmíněné hustoty pravděpodobnosti měření při bezporuchovém chodu a při poruše. S každým měřením y_k je vyhodnocena statistika představovaná logaritmem poměru věrohodností měření.

$$\lambda_k = \frac{p(y_k \mid H_1)}{p(y_k \mid H_0)}$$

Její hodnota je v čase nasčítávána

$$\Lambda_k = \max(0, \Lambda_{k-1} + \lambda_k)$$

a porovnávána s prahovou hodnotou, po jejímž překročení je detekována porucha v čase *t*.

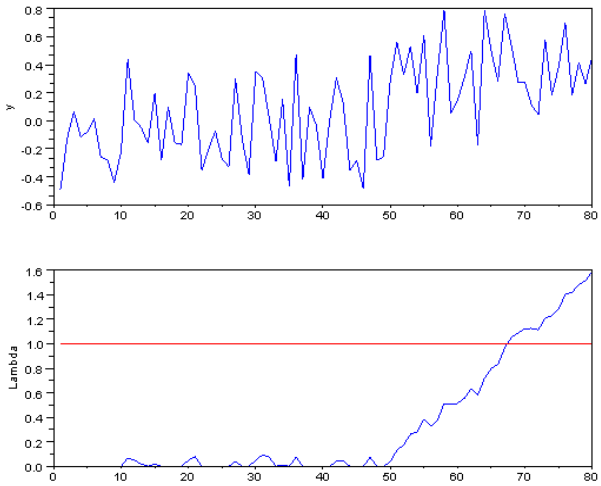
$$t = \min(t : \Lambda_t > h)$$

Při předpokladu Gaussovského rozložení pravděpodobnosti měřené veličiny y_k můžeme detekovat odchylku střední hodnoty. Pak se vyhodnocovaná statistika zjednoduší na

$$\lambda_k = \frac{\Delta(y_k - \bar{y}_k - \Delta/2)}{\sigma^2},$$

kde Δ je minimální rozpoznatelná odchylka, $\bar{y}_k$ je požadovaná střední hodnota a σ je rozptyl. Poznamenejme, že je potřeba testovat jak kladnou, tak zápornou odchylku od požadované střední hodnoty.

Na obrázku 1 je zaznamenán experiment, kdy byla data od padesátého vzorku generována se změněnou střední hodnotou. Hned po této změně začíná stoupat hodnota statistiky Λ_k. Je patrné, že touto metodou je možné pozorovat změnu i ve značně zašuměných datech.



Obr. 1 *Průběh CUSUM testu, kdy se od padesátého vzorku generovala data se střední hodnotou posunutou z 0 na 0.3 (y_k=0, Δ=0.2, h=1, σ=1). Na horním grafu je průběh měřené veličiny, na spodním grafu je vývoj statistiky Λ_k.*

APAR pravidla

House a spol. definoval v roce 2001 sadu expertních pravidel [10], která se stala základem APAR pravidel (Air handling unit Performance Assessment Rules), což je soubor 28 výpočetně nenáročných pravidel pro detekci poruch klimatizačních jednotek. Kompletní výčet všech pravidel lze nalézt například v [9]. Pravidla jsou rozdělena do skupin podle režimu, v jakém klimatizace pracuje. Režimy jsou jsou následující :

- vytápění (zimní období)
- chlazení venkovním vzduchem (přechodné období)
- strojní chlazení využívající 100% venkovního vzduchu (venkovní vzduch je chladnější než vnitřní)
- strojní chlazení využívající minimum venkovního vzduchu (venkovní vzduch je teplejší než vnitřní)
- neidentifikovatelný mód

APAR pravidla využívají následující měřené veličiny

- požadovaná teplota přívodního vzduchu
- teplota přívodního vzduchu
- teplota vzduchu z prostoru

- teplota za směšovací komorou
- teplota venkovního vzduchu
- řídicí signál ventilu topení
- řídicí signál ventilu chlazení
- řídicí signál směšovací klapky
- relativní vlhkost vzduchu v prostoru
- relativní vlhkost venkovního vzduchu

V případě, že některý senzor není přítomen, jsou vypuštěna pravidla, která s daným senzorem pracují. Dále jsou definovány parametry jako nárůst teploty vzduchu při průchodu větrákem, případně prahové hodnoty určující nepřesnost měření.

V zásadě umožňují APAR pravidla detekovat následující poruchy

- zaseklé nebo podtékající ventily, případně klapky
- vadný senzor teploty
- chybně navržené parametry klimatizační jednotky (například poddimenzované výměníky)
- chybně navržený algoritmus řízení
- nevhodný zákrok operátora

Výstupem není 100% detekce konkrétní poruchy, ale upozornění obsluhy na část klimatizační jednoty, které by měla být věnována pozornost, zejména pokud dojde k porušení několika pravidel najednou. Díky nízkým výpočetním nárokům může být detekční systém založený na APAR pravidlech zabudován i do jednoduchých řídících jednotek.

ZÁVĚR

Díky mnohaletému výzkumu metod detekce poruch který probíhá napříč všemi průmyslovými oblastmi je k dispozici široká škála metod, které lze využít pro detekce poruch klimatizačních jednotek. Při výběru konkrétní metody je nutné zvážit charakter a množství dostupných informací a podle toho provést návrh detekčního algoritmu. Dalším faktorem, který je třeba brát v potaz, jsou výpočetní nároky zvolené metody. Zatímco detekce pomocí APAR pravidel vyžaduje pouze vyhodnocování sady nerovností definovaných nad měřenými daty, tak při využití aktivního přístupu k detekci je nutné řešit obecnou úlohu dynamického porovnání, která nemusí být řešitelná v reálném čase ani při použití nejmodernějších softwarových a hardwarových výpočetních nástrojů. Doba návrhu detekčního algoritmu může také být limitujícím faktorem pro využití některých metod. Například vícemodelový přístup k detekci poruch umožňuje popsat poruchy, které většina ostatních metod nepostihne, ale vyžaduje tvorbu matematických modelů pro každou poruchu, což je samo o sobě komplikovaný problém a může návrh detekčního algoritmu nepřiměřeně prodloužit. Z těchto důvodů je z praktického hlediska vhodnější využít některou z jednodušších metod, jako jsou například VPACC nebo APAR pravidla, které byly v článku stručně popsány.

LITERATURA

[1] Hyvärinen J., S. Kärki IEA Annex 25, Building optimization and fault diagnosis source book Espoo, Finland: Technical Research Centre of Finland

[2] Katipamula S., Brambley M. R. Methods for fault detection, diagnostics, and prognostics for building systems – a review part I, HVAC&R Research, 2005, vol. 11, n1.

[3] Katipamula S., Brambley M. R. Methods for fault detection, diagnostics, and prognostics for building systems – a review part II, HVAC&R Research, 2005, vol. 11, n2.

[4] Bushby S. T., Castro S. N., Schein J., House J. M. Project 2.3 – Air Handling Unit and VAV Box Diagnostics. Energy Efficient and Affordable Small Commercial and Residential Buildings Research Program, 2001
[5] Basseville M., Nikiforov I. V. Detection of abruptchanges: Theory and application, Upper Saddle River: Prentice-Hall Inc., 1993
[6] Široký J. Metody detekce poruch, Diplomová práce, Plzeň, 2007
[7] Šimandl, M., Punčochář I., Herejt P. Optimal input and decision in multiple model fault detection, Preprints of the 16th IFAC World Congress. Prague, Czech Republic
[8] Lee, W.Y., J.M. House, C. Park, G.E. Kelly Fault diagnosis of an air-handling unit using artificial neural networks. ASHRAE Transactions 102(1):540-549.
[9] Schein, J.; Bushby, S. T.; Castro, N. S.; House, J. M. Rule-Based Fault Detection Method for Air Handling Units. Energy and Buildings, Vol. 38, No. 12, 1485-1492, December 2007.
[10] J.M, House, H. Vaezi-Nejad, J.M. Whitcomb, An expert rule set for fault detection in air-handling units, ASHRAE Transactions 107 (I) (2001) 858-871.
[11] Šimandl M. , Široký J. ,Punčochář I. Likelihood Function and Threshold Estimation for CUSUM Test Application, Modelling, Identification and Control, Innsbruck, 2009
[12] Schein, J., House, J.M. Application of control charts for detecting faults in variable-air-volume boxes, Transactions-american society of heating refrigerating and air conditioning engineers, volume 109, n. 2, pages 671-682, 2003, ASHRAE

Tento projekt byl realizován za finanční podpory z prostředků státního rozpočtu prostřednictvím Ministerstva průmyslu a obchodu v rámci grantu 2A-1TP1/084, „Integrace systémů budov, výzkum a aplikace inteligentních algoritmů ovlivňujících spotřeby energií budov a obytných domů“.

SLEDOVÁNÍ KVALITY VNITŘNÍHO PROSTŘEDÍ V HISTORICKÉ AULE

Lenka Špačková, Jiří Hirš

VUT v Brně, Fakulta stavební, Ústav TZB
spackova.l@fce.vutbr.cz, hirs.j@fce.vutbr.cz

ANOTACE

Autoři se v příspěvku zabývají zkoumáním kvality vnitřního prostředí v historické aule během cyklu promocí. Ve sledovaném období probíhalo v aule vlastní měření parametrů vnitřního prostředí. Tyto parametry byly současně zaznamenány i čidly monitorovacího systému budovy. V simulačním programu BSim2008 byl vytvořen model auly. Cílem autorů bylo ověřit, zda je v aule během promocí zajištěna přijatelná tepelná pohoda vnitřního prostředí.

ÚVOD

Objektem zájmu autorů se stala aula historické budovy A, která je součástí areálu Fakulty stavební, VUT v Brně. Aula je během roku využívána při různých příležitostech (konference, předávání cen, imatrikulace, promoce a další akademické obřady). Autoři článku si dali za cíl ověřit, zda v letním období nedochází k překročení limitu vnitřní teploty (T_i), který zajišťuje přijatelnou tepelnou pohodu vnitřního prostředí. Měření bylo provedeno během cyklu promocí v termínu od 7.7.2009 do 10.7.2009.

Seznámení s objektem

Aula se nachází v historické budově A, která byla postavena v roce 1911. Půdorysné rozměry zkoumané místnosti jsou 20,25 x 12,1 m, konstrukční výška je 9, 7 m. Aula se nachází ve 2.NP a probíhá přes 3.NP. Obvodové zdivo je masivní zděné, tl. 600 až 1050 mm. V obvodové stěně, orientované na SV, jsou osazena tři velká repasovaná okna. Přístup do auly je zajištěn třemi vchody z chodby 2.NP, další dva vchody jsou situovány za pódiem a spojují aulu se zasedací místností. Ze 3.NP je pomocí třech dveří zajištěn vstup na balkony. Aula je vyzdobena štukovou omítkou bílé a světle žluté barvy a do výšky 1,75 m nad podlahou je proveden dřevěný obklad stěn s reliéfem. Nášlapnou vrstvu podlah tvoří vlysy, na pódiu je umístěn koberec. V roce 2001 prošla celá budova A rozsáhlou rekonstrukcí [1], [2].

Popis systému VZT

Při rekonstrukci v roce 2001 bylo do objektu A nainstalováno několik vzduchotechnických jednotek. Samostatnou jednotku tvoří zařízení pro větrání a klimatizaci auly a přilehlých zasedacích místností. Střídavý provoz pak zajišťuje to, že v případě kdy není aula využívána, jsou klimatizovány obě přilehlé zasedací místnosti. Vzduchotechnická jednotka, která se nachází ve strojovně 4.NP, je vybavena přívodním a odtahovým ventilátorem, vstupní a výstupní klapkou, filtry, ohřívačem vzduchu, chladičem vzduchu a rekuperátorem. V jednotce i na trase vzduchotechniky jsou osazena čidla MaR. Jednotka pracuje se 100% čerstvého vzduchu. Vzduchotechnika byla navržena pro 300 osob. Distribuci přívodního vzduchu zajišťuje čtyřhranné vzduchotechnické potrubí, zakončené šesti obdélníkovými mřížkami ve stupínku pódia a podlahovými mřížkami v zadní části auly. V prostoru pod pódiem jsou osazeny jednotky fan-coil, které slouží k chlazení v letním období. Odvod znehodnoceného vzduchu je proveden mřížkami umístěnými pod stropem cca ve 2/3 výšky místnosti [1], [2].

Návrhové parametry vzduchotechniky auly pro letní období:

- Návrhová vnitřní teplota letní: t_{iL} = 26 °C
- Objemový průtok přiváděného a odváděného vzduchu: $V_o = V_p$ = 9000 m^3/h
- Tepelný výkon vodního chladiče: Q_{ch} = 53 kW

ZPŮSOB MĚŘENÍ

Během promocí byly v aule měřeny následující veličiny: teplota (t,°C), relativní vlhkost (φ, %) a teplota rosného bodu (t_r, °C). Veličiny byly zaznamenávány dataloggery v pětiminutových intervalech. Teplota a vlhkost byly současně zaznamenávány i čidly monitorovacího systému budovy, který spravuje firma Synerga. Monitorovací systém zaznamenává parametry v šestiminutových intervalech. Sledované období začínalo dnem 4.7.2009 (sobota) a končilo dnem 13.7.2009 (pondělí). Promoce probíhaly ve dnech 7.7.2009 (úterý) až 10.7.2009 (pátek).

Provoz auly

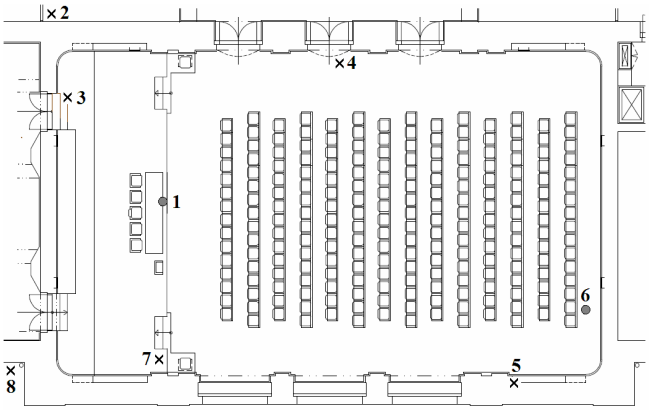
V úterý 7.7.2009 začínaly cykly promocí v 8:30, 10:00, 11:30, 13:00, 14:30, 15:45 a 17:00. Od středy 8.7.2009 do pátku 10.7.2009 pak byly začátky cyklů v 8:30, 9:45, 11:00, 12:15, 13:30, 14:45, 16:00 a 17:15, přičemž čtvrtek 9.7.2009 končil cyklem v 16:00 a pátek 10.7.2009 končil cyklem ve 14:45. Obsazenost auly se pohybovala kolem 160 lidí.

Provoz VZT

Informace o provozu vzduchotechniky byly získány z monitorovacího systému firmy Synerga. V období promocí byla aula větrána a chlazena. Chlazení bylo zapnuté od 6.7.2009 1:00 do 10.7.2009 17:00. V tomto rozmezí byl regulován přívod chladící vody směšovacím ventilem v rozmezí od ¼ výkonu do plného výkonu. Ventilátory byly v režimu zapnuto od 7.7.2009 7:00 do 10.7.2009 17:45.

Umístění vlastních čidel

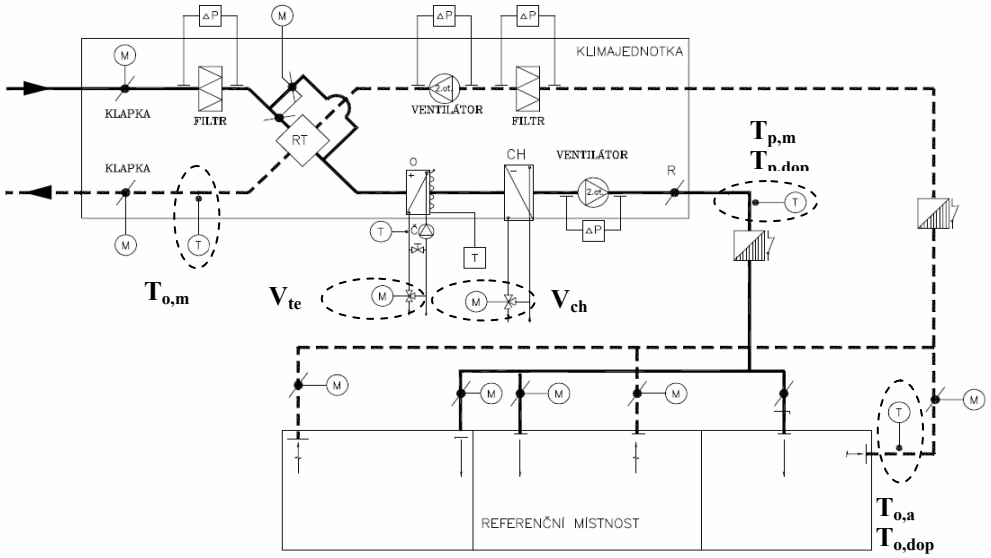
Rozmístění čidel v prostoru auly je znázorněno na obr. 1. Hodnoty vnitřních teplot v aule, naměřené v jednotlivých stanovištích znázorňuje obr. 3.



Obr. 1 *Rozmístění dataloggerů v prostoru auly (1 – vyústka pod pódiem, 2 - chodba, 3 – za promovanými studenty, 4 – na balkoně, 5 – u muziky (radiátor), 6 – vyústka v podlaze u muzikantů, 7 – řečnický pult, 8 – venkovní parapet)*

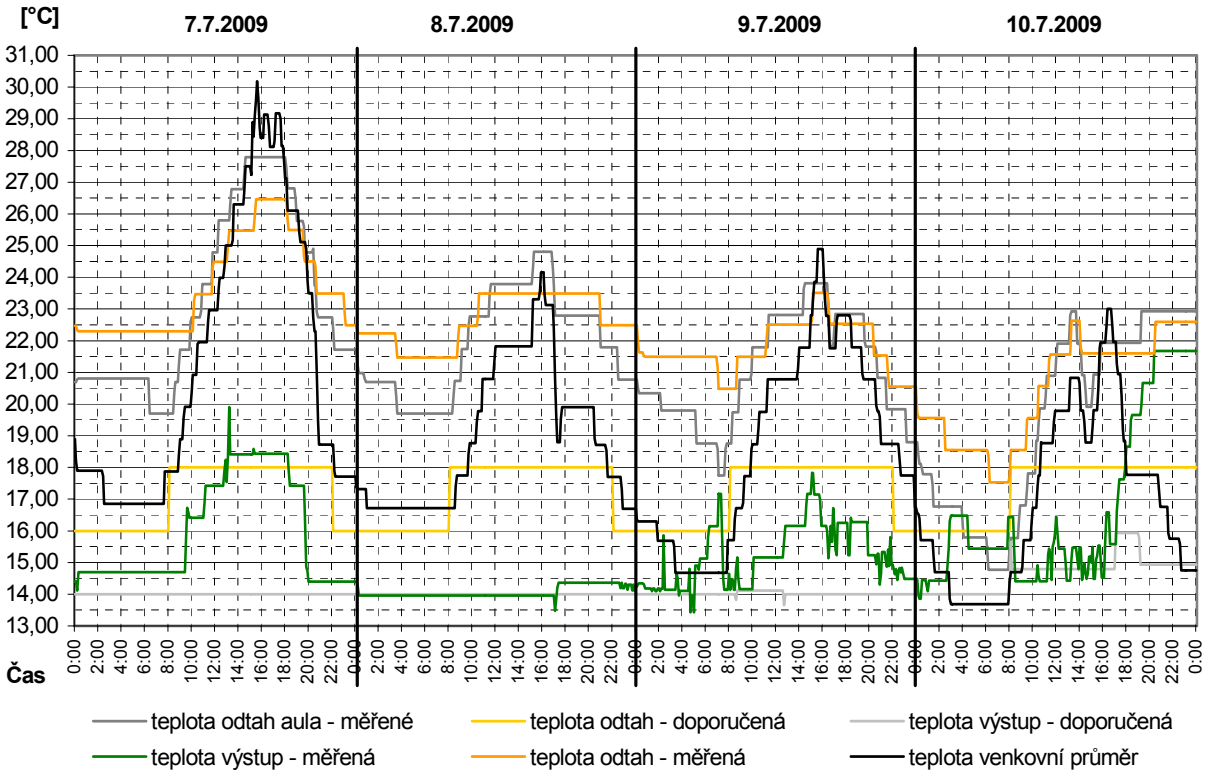
Umístění čidel monitorovacího systému budovy

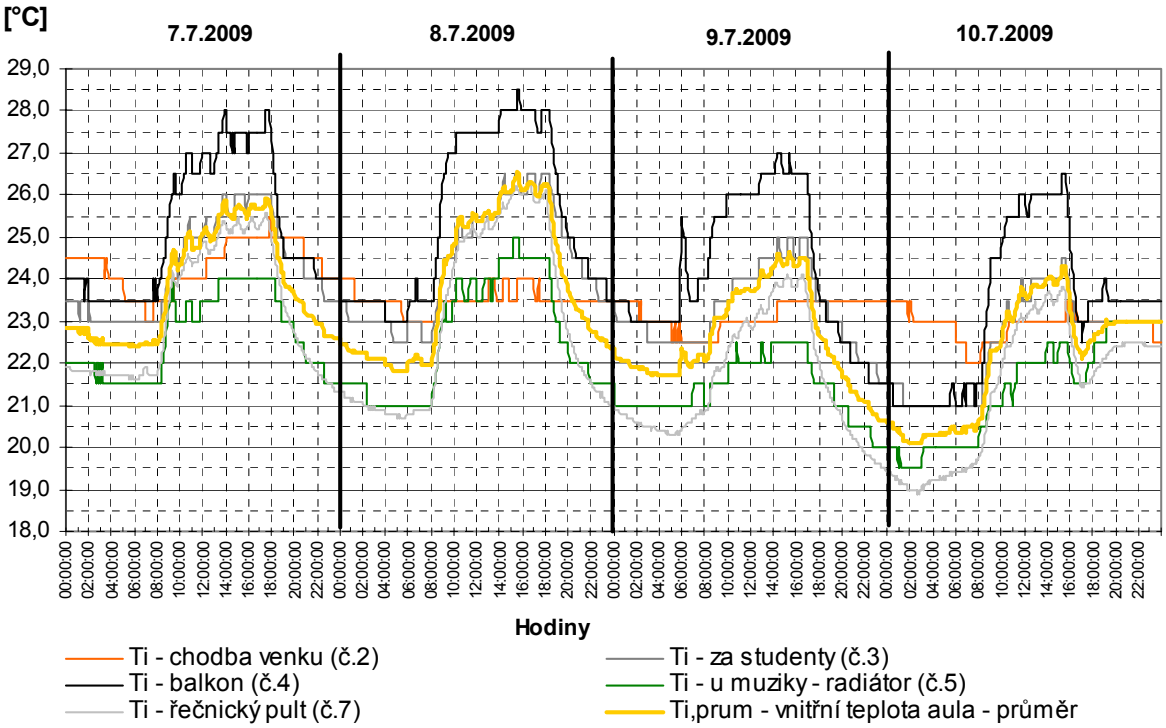
Čidla, jejichž hodnoty byly využity jsou v obr. 2 označeny. Graf teplot, získaných z čidel monitorovacího systému je znázorněn na obr. 4.



Obr. 2 *Rozmístění čidel monitorovacího systému budovy ($T_{o,m}$ – teplota odtah – měřená, $T_{o,dop}$ – teplota odtah – doporučená, $T_{o,a}$ – teplota odtah aula – měřená, $T_{p,m}$ – teplota výstup – měřená, $T_{p,dop}$ – teplota výstup – doporučená, V_{tep} – otevření směšovacího ventilu – teplo [%], V_{chl} – otevření směšovacího ventilu – chlad [%])*

Obr. 3 *Graf průběhu teplot z jednotlivých stanovišť v aule od 7.7.2009 do 10.7.2009*





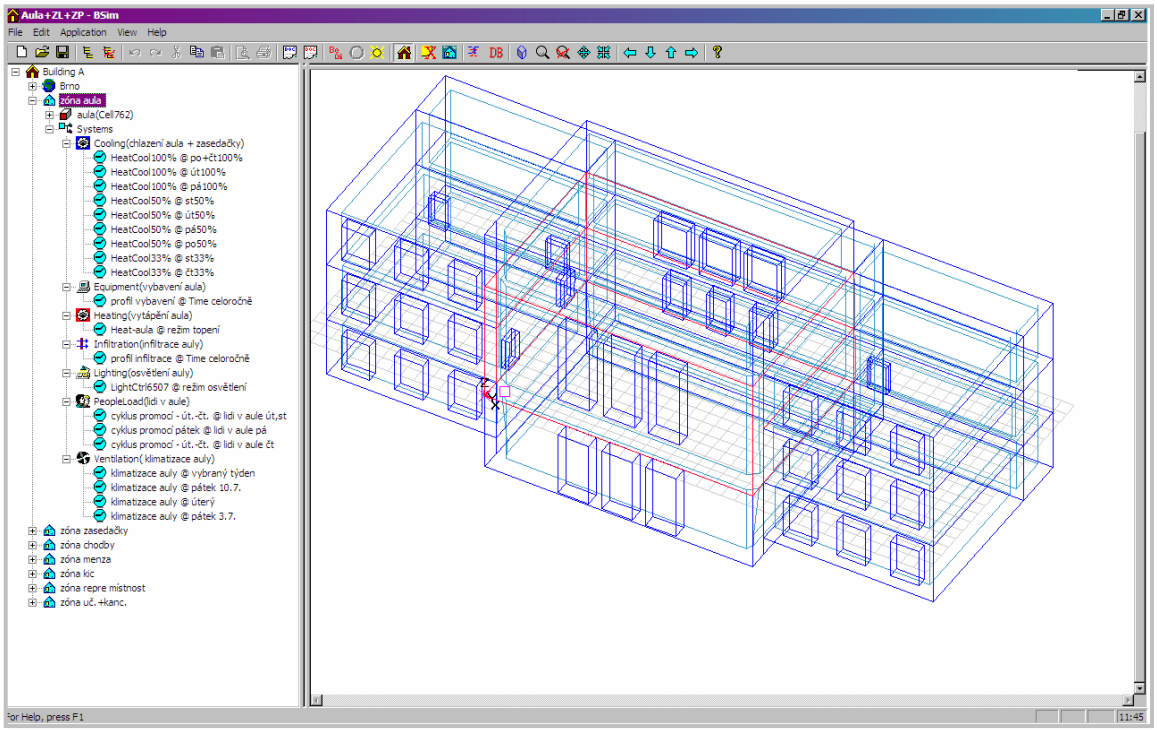
Obr. 4 *Graf průběhu teplot naměřených monitorovacím systémem od 7.7.2009 do 10.7.2009*

MODEL AULY

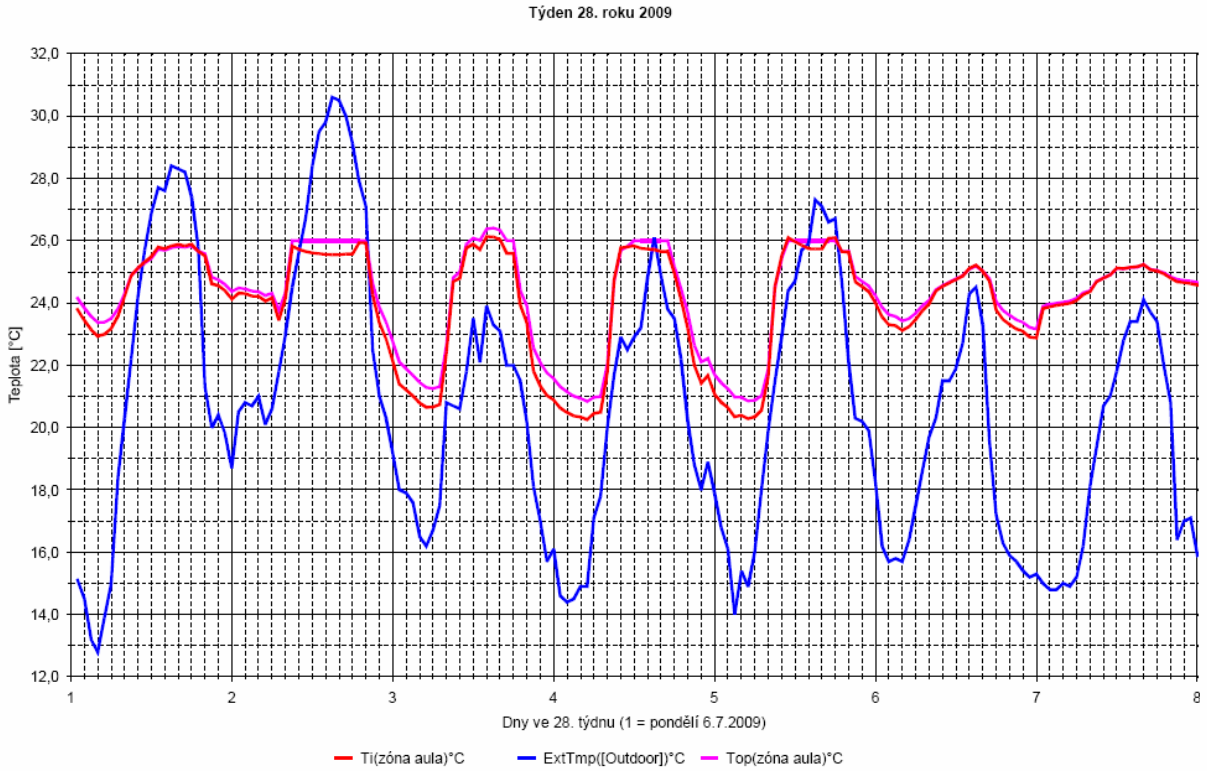
Model auly byl vytvořen v simulačním programu BSim2008. V modelu je postihnuta i návaznost auly na jednotlivé místnosti. Parametry provozu systémů TZB a způsob obsazenosti byly nastaveny jednotlivě, pro skupiny místností (zóny) s obdobným profilem užívání. Aula představuje samostatnou zónu, kde kromě geometrie byly zohledněny parametry systému: chlazení, topení, osvětlení, klimatizace, infiltrace, provoz vybavení auly a obsazenost osobami. Prostředí programu BSim2008 a geometrii modelu znázorňuje obr. 5.

Výsledky simulace

Pro simulaci byla použita klimatická data ze stanice Brno – Tuřany. Jednalo se o data referenčního roku (patnáctiletý průměr), upravená pro program BSim2008. Simulace byla nastavena s krokem 120/hod. Pro srovnání s naměřenými hodnotami byly ze simulace získány následující parametry (viz obr. 6): T_i – teplota vzduchu v aule (simulovaná vnitřní teplota se nachází ve středu zadané zóny; v případě auly se tento referenční bod nachází zhruba v polovině výšky auly a uprostřed jejího půdorysného průmětu), ExtTmp – venkovní teplota (průběh venkovní teploty odpovídá hodnotám získaným z patnáctiletého průměru),T_{op} – operativní teplota v aule (jedná se o teplotu získanou váženým průměrem z teploty vzduchu (T_i) a střední radiační teploty okolních ploch (T_{mrt}).



Obr. 5 *Okno programu BSim2008 (pravá část představuje geometrický model auly s návazností na přilehlé místnosti; strom v levé části představuje rozdělení budovy na zóny - zde dochází k nadefinování způsobu provozu, obsazenosti a okrajových podmínek)*

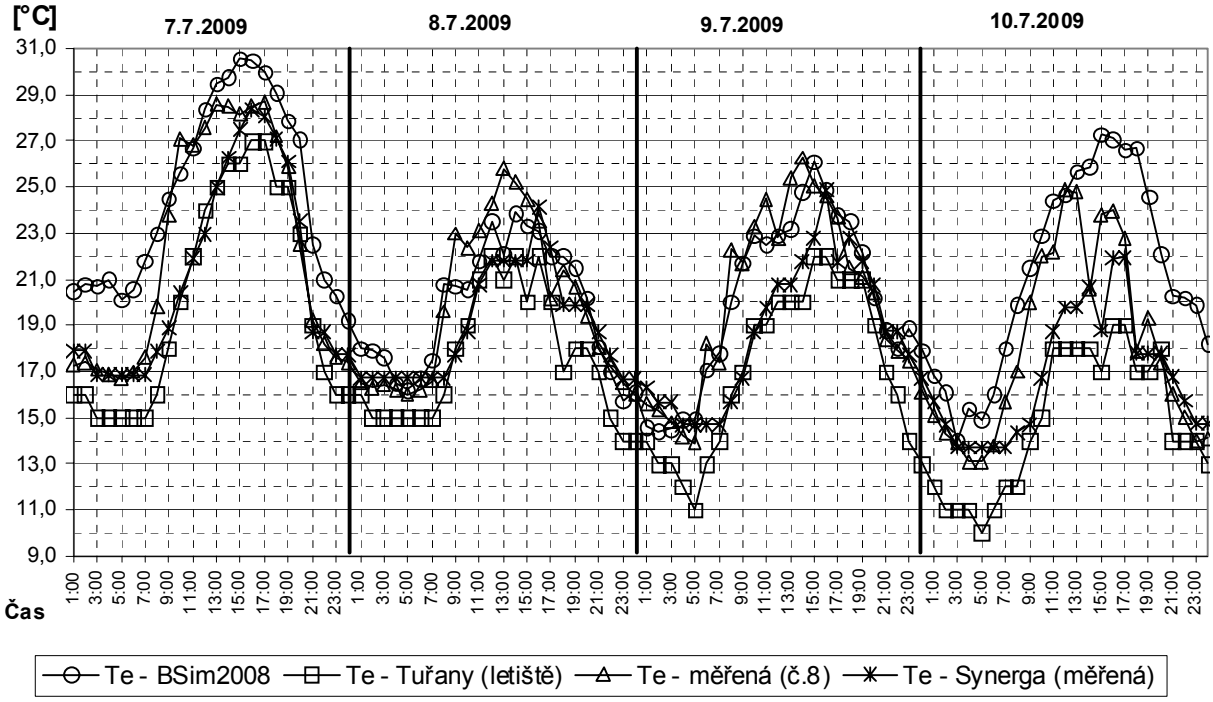


Obr. 6 *Průběh teplot získaný simulací v programu BSim2008*

SROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

Vzájemně byly porovnány hodnoty získané z vlastního měření, hodnoty monitorovacího systému budovy a hodnoty získané simulací v programu BSim2008.

Průběh venkovních teplot t_e

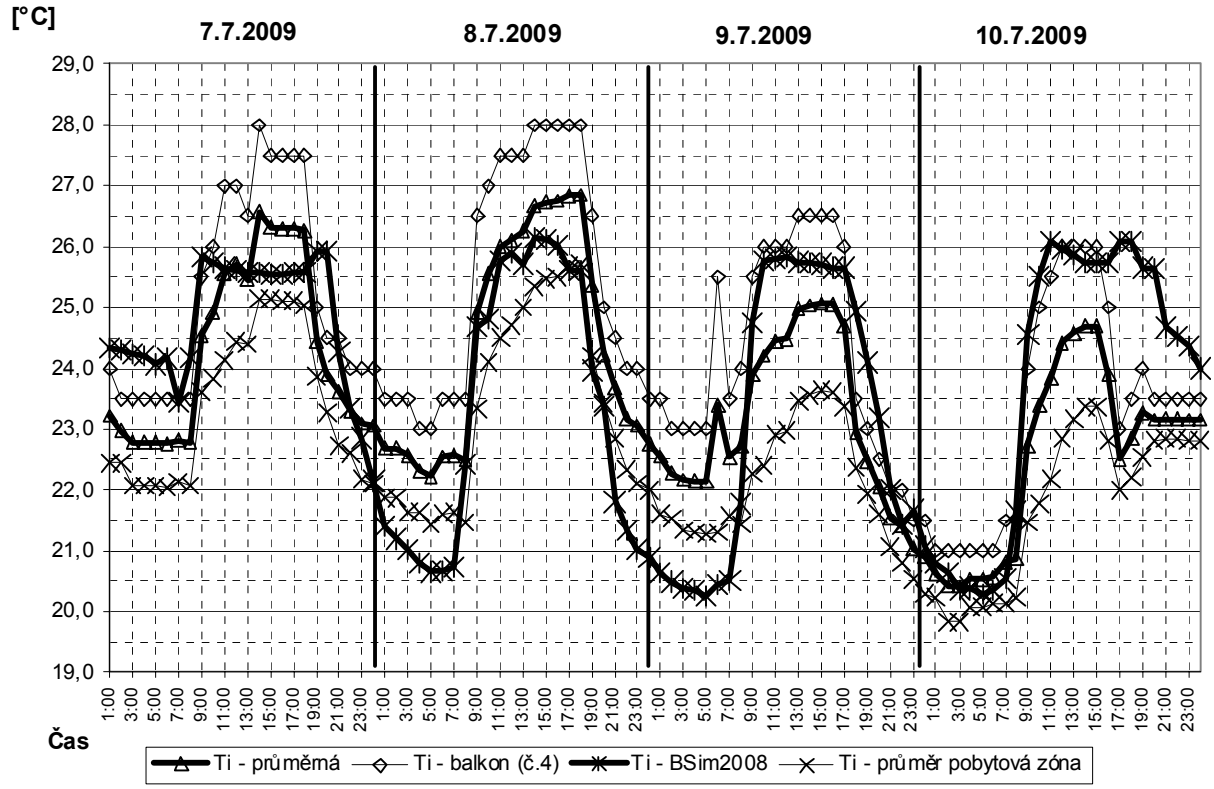


Obr. 7 *Porovnání průběhu venkovních teplot získaných vlastním měřením, monitorovacím systémem a simulací*

Z výše uvedeného grafu (obr. 7) je patrné, že průběh venkovních teplot získaný simulací (T_e – BSim2008) nabývá vyšších hodnot oproti skutečně naměřeným teplotám. Jak již bylo zmíněno, simulace pracuje s daty referenčního klimatického roku, která jsou získaná z 15ti letého průměru, proto se v některých případech liší od aktuálních teplot až o několik stupňů. Pokud srovnáme hodnoty naměřené vlastním dataloggerem (T_e – měřená (č.8)), zjistíme, že se blíží hodnotám simulace (T_e – BSim2008). Lze tedy předpokládat, že simulace ostatních parametrů bude vykazovat obdobnou odchylku, která je způsobena rozdílem v aktuálních klimatických datech. Pro srovnání je v grafu zobrazen ještě průběh teplot zaznamenaný monitorovacím systémem budovy (T_e – Synerga (měřená)) a průběh teplot ze stanice Brno – Tuřany (T_e – Tuřany (letiště)).

Průběh vnitřních teplot T_i

Z teplot naměřených na stanovištích 3 (za promovanými studenty), 5 (u muzikantů) a 7 (řečnický pult), které se nacházely v jedné výškové úrovni cca 1,5 až 2 m nad podlahou, byla stanovena průměrná teplota „pobytové zóny“ T_i – průměr pobytová zóna. Jak již bylo zmíněno výše, program BSim získává výslednou vnitřní teplotu v bodě, který se nachází uprostřed objemu místnosti. Proto bylo nutné vytvořit průměrnou teplotu Ti – průměrná, ve které je zohledněna jak průměrná teplota pobytové zóny, tak i teplota na stanovišti balkon (ve výšce 4,8 m). S touto průměrnou teplotou bylo provedeno porovnání simulace (viz obr.8).



Obr. 8 *Porovnání průběhu průměrných vnitřních naměřených teplot se simulací*

Průměrná odchylka obou hodnot činí 1,15 °C, z toho max. odchylka dosahovala rozdílu 3,58 °C, min. odchylka pak 0,03 °C. Odchylka mohla být způsobena rozdílem aktuální venkovní teploty od teploty referenčního roku. Další zkreslení hodnot mohlo být způsobeno tím, že nebylo možné provést měření teplot v oblasti stropu. Tyto hodnoty by zcela jistě přispěly ke zvýšení průměrné teploty v místnosti. Dále mohlo dojít k ovlivnění výsledků měření neřízeným otevřením oken během promocí.

Stanovení optimální výsledné teploty

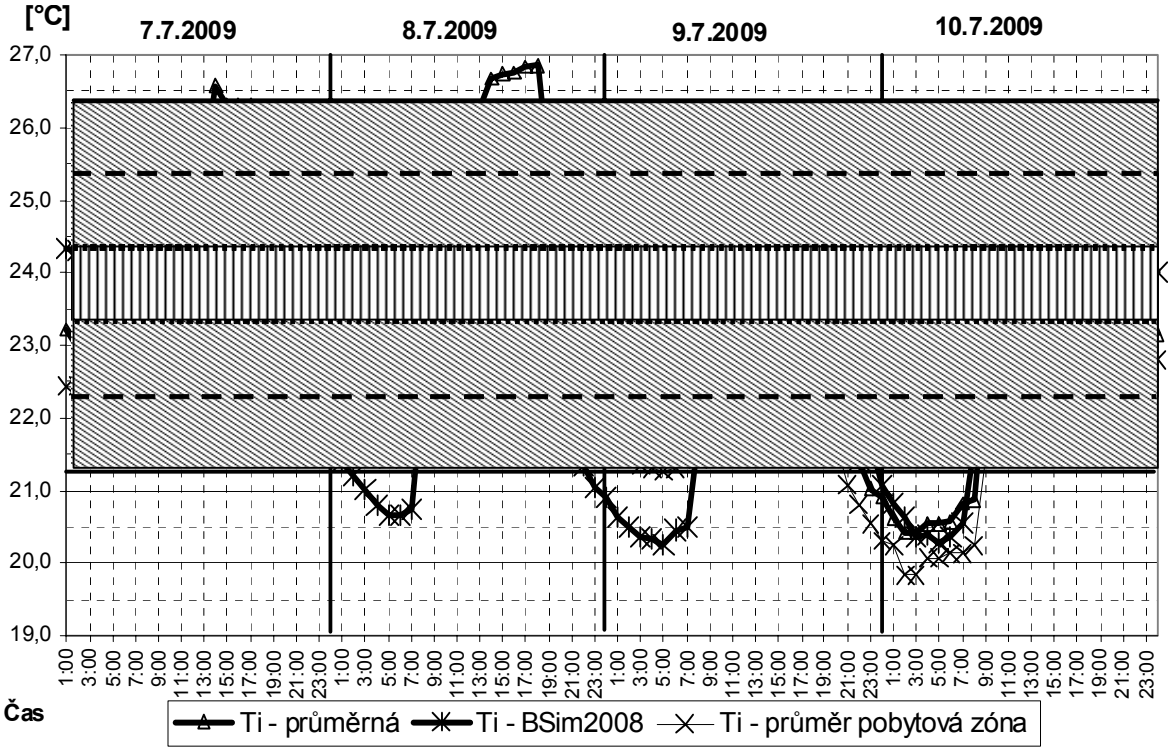
Při určení optimální výsledné teploty bylo zohledněno složení osazenstva v aule, způsob oblečení a fyzická aktivita. Oblečení je vyjádřeno tepelným odporem v jednotkách *clo* (1 clo = 0,155 m^2K/W), fyzická aktivita je pak vyjádřena jednotkou *met* (1 met = 58 W/m^2 = 100 W). Návštěvnost auly během promocí představovala průměrně 160 osob. Z toho zde bylo průměrně 34 promovaných studentů (cca 25 mužů v oblecích – clo = 1, met = 1,3 a 9 žen v letních šatech – clo = 0,28, met = 1,3), 7 promujících funkcionářů v talárech (clo = 1,7, met = 1), 3 muzikanti v oblecích (clo = 1, met = 2), 3 fotografové a kameramani v oblecích (clo = 1, met = 2) a 113 osob v publiku (cca 58 mužů v oblecích – clo = 1, met = 1 a 55 žen v šatech nebo kostýmcích – clo = 0,33, met = 1). Průměrné *clo* osazenstva auly je 0,76, *met* nabývá průměrné hodnoty 1,1 [3].

Z výše uvedených hodnot *clo* a *met* bylo stanoveno rozmezí, ve kterém se má pohybovat optimální výsledná teplota. Podle předpokládaného procenta nespokojených (PPD) je rozmezí členěno do 3 kategorií [4]:

- Kategorie A – PPD < 6 % → optimální výsledná teplota 24 °C ± 0,5 °C
- Kategorie B – PPD < 10 % → optimální výsledná teplota 24 °C ± 1,5 °C

- Kategorie C – PPD < 15 % → optimální výsledná teplota 24 °C ± 2,5 °C

V grafu jsou naznačena rozmezí, ve kterých by se měla výsledná teplota pohybovat (obr. 9).



Obr. 9 *Graf s naznačeným rozmezím optimální teploty podle kategorií*

ZÁVĚR

Přestože teplota vzduchu během promocí splňuje projektované parametry vnitřního klimatu, je z obrázku 9 patrné, že především v odpoledních hodinách se aula řadí do nevyhovujícího mikroklimatu z hlediska subjektivního pocitu tepla. Přibližně do 10 hodin dopoledne se předpokládaný počet nespokojených bude pohybovat na hodnotě < 10 %. Od 10 hodin stoupá předpokládané procento nespokojených na hodnotu < 15 %.

LITERATURA

[1] ŠPAČKOVÁ L. *Monitorování parametrů vnitřního klimatu v historické aule.* Juniorstav2009, 11.odborná konference doktorského studia, ISBN 978-80-214-3810-1, Brno 2009

[2] HIRŠ J., ŠPAČKOVÁ L. *Klimatizace historické auly.* Konference BUDOVA-ENERGIA 2008, Podbanské 2008

[3] CENTNEROVÁ L. *Izolace oblečení*. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=576>, článek ze dne 7.6.2001, CENTNEROVÁ L. *Hodnota metabolismu.* Dostupné z: < http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=569>

[4] ČSN EN 12 831 – Tepelné soustavy v budovách – výpočet tepelného výkonu

Příspěvek vznikl s podporou specifického výzkumu VG FAST 2009 – projekt č.288 – Analýza energetického managementu VUT z hlediska úspor energie na FAST.

PROUDĚNÍ VZDUCHU V BLÍZKOSTI VÍŘIVÉHO ANEMOSTATU - VÝSLEDKY EXPERIMENTU A ZJEDNODUŠENÉHO MODELU V CFD

Luděk Tóth, Jan Schwarzer

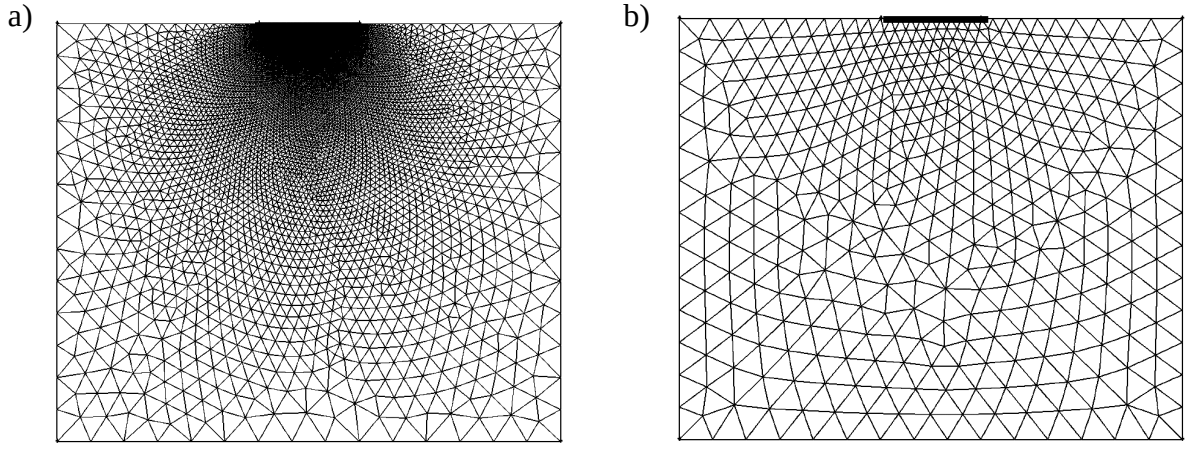
ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav techniky prostředí
Ludek.Toth@fs.cvut.cz, Jan.Schwarzer@fs.cvut.cz

ANOTACE

Příspěvek se zabývá experimentálním ověřením charakteru proudění vzduchu v blízkosti vířivého anemostatu. Experiment je proveden za účelem ověření CFD výpočtů s využitím tzv. zjednodušeného modelu distribučního prvku. Experimentální data byla měřena všesměrovými čidly HT 412 a metodou laserové anemometrie (PIV). Výsledné rychlostní profily získané experimenty a CFD jsou porovnány.

ÚVOD

Pro předpověď proudění vzduchu v místnosti se často využívá CFD (počítačová mechanika tekutin). Při simulování proudění vzduchu z přiváděcích výustí nastává problém s tvorbou numerické sítě a s korektním zadáním okrajových podmínek. Rozměry dílčích částí výstupního prvku musí být zasíťovány numerickou sítí o odpovídající velikosti kontrolních objemů. Jedná-li se o štěrbiny vířivého anemostatu, velikost kontrolních objemů by měla být v řádu milimetrů. Oproti tomu může být zkoumaná místnost vyplněna kontrolními objemy o velikostech v řádu stovek milimetrů (obr. 1a). Následkem nepoměru mezi velikostmi kontrolních objemů u distribučního prvku a ve zbylém prostoru místnosti může být jejich velký počet. To klade vysoké požadavky na výkon počítače a dobu, potřebnou k dosažení výsledků. Dalším omezujícím faktorem může být i maximální dosažitelný počet kontrolních objemů, který umožňuje používaný software. S výhodou lze proto používat tzv. zjednodušené metody, jejíž podstatou je nahrazení detailního tvaru distribučního prvku zjednodušeným tvarem. Tím lze v blízkosti distribučního elementu použít hrubší numerickou síť (obr. 1b). Použití zjednodušeného tvaru distribučního prvku je však podmíněno zadáním správných, ekvivalentních okrajových podmínek. Jedná se zejména o rychlost a směr vystupujícího vzduchu a také o intenzitu turbulence. Tato problematika se nejvíce uplatňuje u vířivých anemostatů.

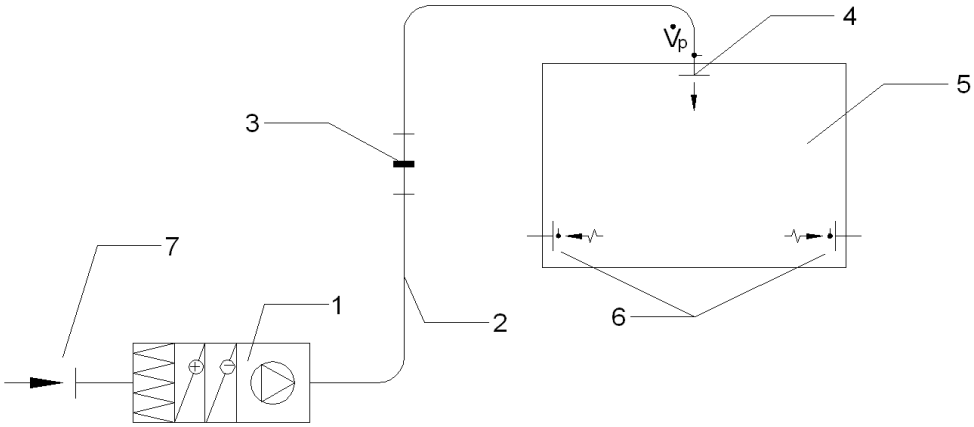


Obr. 1 *Schématický obrázek hustoty numerické sítě, a) reálný model distribučního prvku, b) zjednodušený model distribučního prvku*

Správnost okrajových podmínek u zjednodušeného modelu distribučního prvku lze ověřit pouze na základě porovnání s provedeným experimentem.

EXPERIMENT

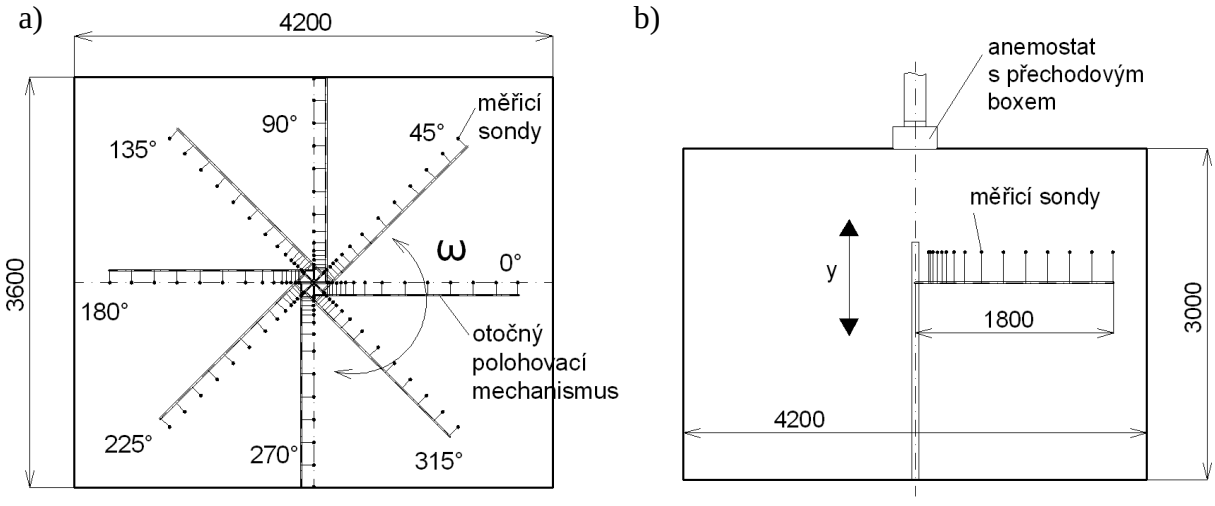
Použita byla vířivá výusť firmy Trox WDV Q 400x16, o rozměrech 400x400 mm s 16-ti přívodními lamelami (obr. 7a). Na desku vířivého anemostatu byl instalován přechodový box s vertikálním napojením z důvodu rovnoměrného výtoku proudu vzduchu z výusti. Proměřován byl izotermní přívod vzduchu o objemovém průtoku V_P = 200 $m^3.h^{-1}$. Experiment byl realizován ve stávající měřicí komoře na Ústavu techniky prostředí fakulty strojní, ČVUT v Praze. Půdorysné rozměry komory jsou 4,2 m x 3,6 m a výška 3 m. Stropní vířivý anemostat byl instalován do středu stropu měřicí komory. Schéma experimentálního měření je na obr. 2.



Obr. 2 *Schéma experimentálního měření: 1) vzduchotechnická jednotka, 2) potrubní rozvody, 3) clonková trať, 4) distribuční prvek, 5) experimentální komora, 6) odvodní otvory, 7) nasávání vnitřního vzduchu*

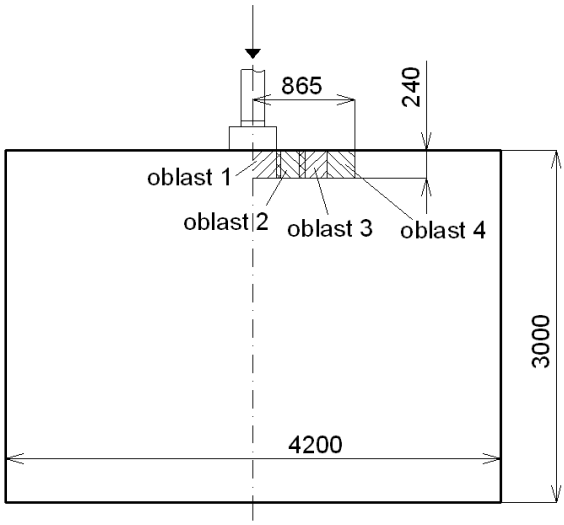
Termoanemometrické sondy

Měření vertikálních rychlostních profilů bylo provedeno soustavou termoanemometrů. Systém se skládá z 16 sond HT-412, každá se samostatným A/D převodníkem HT-428. Pro



Obr. 3 *Schéma polohovacího mechanismus; a) půdorys experimentální komory, měřicí sondy umístěny na otočném rameni, b) bokorys měřicí komory*

Obr. 4 *Pohled na část polohovacího mechanismu - otočné nosné rameno se sondami*



Obr. 5 *Znázornění proměřovaných čtyř oblastí systémem PIV*

posun a rotaci čidel byl sestrojen polohovací mechanismus. Rychlostní profil byl proměřován ve svislém směru do vzdálenosti $h = 0{,}6$ m od stropu. Pro každou svislou polohu byla provedena série měření, kdy nosné rameno, na kterém jsou umístěny měřicí sondy, byly pootočeny vždy o úhel $\omega = 45$ °. Schéma polohovacího mechanismu je na obr. 3. Na obr. 4 je vidět otočné nosné rameno s instalovanými sondami.

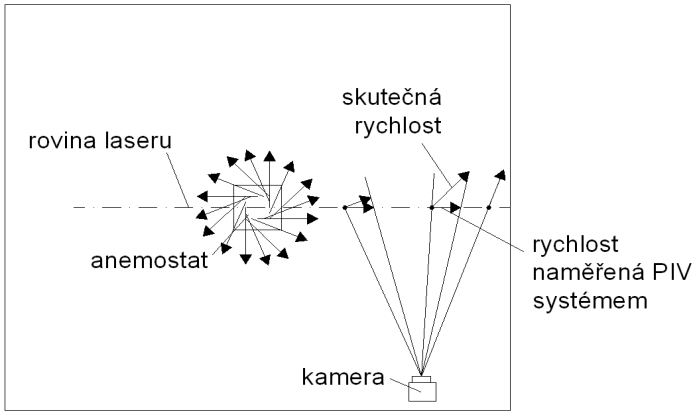
Systém rovinné laserové anemometrie (PIV)

Systémem PIV byly měřeny rychlostní profily pro oblasti, kterým odpovídá natočení ramene polohovacího mechanismu $\omega = 0$ ° a 90 °. Pro každé natočení byly proměřovány čtyři oblasti, z nichž každá měla přibližně rozměry 0,24 x 0,24 m (obr. 5). Systémem PIV byl také stanoven úhel vystupujícího proudu vzduchu z vířivého anemostatu. Úhel vystupujícího proudu vzduchu odpovídá úhlu usměrňovacích lamel na desce vířivého anemostatu $\alpha = 45$ °. Rychlost vzduchu je dána jednotlivými složkami rychlosti

$$w = \sqrt{w_x^2 + w_y^2 + w_z^2} \tag{1}$$

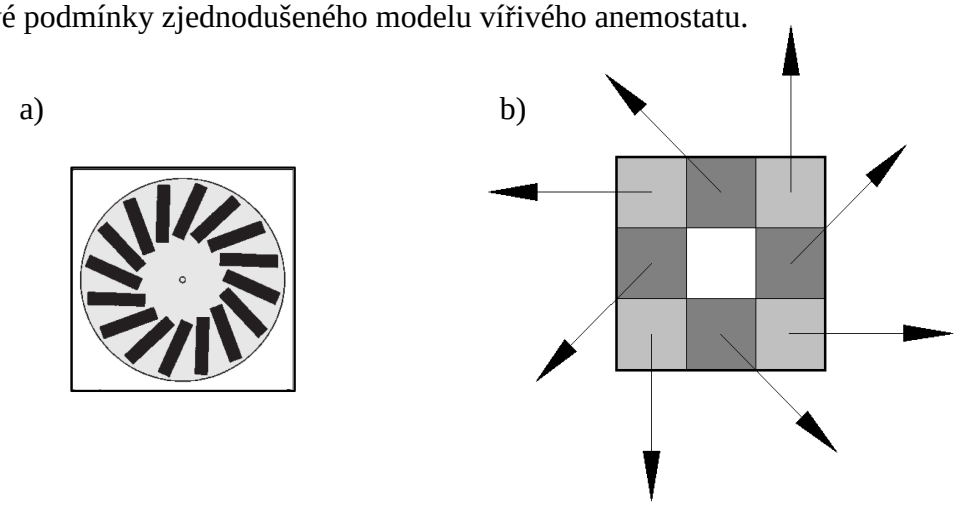
Použitým systémem PIV lze však vyhodnotit charakter proudění pouze ve 2D, tím je negativně ovlivněno určení výsledné rychlosti; složku rychlosti w_z nelze tímto způsobem změřit. Výsledky získané systémem PIV lze proto korektně porovnávat pouze se CFD simulací (je umožněn export i jednotlivých složek rychlostí). Problematika vyhodnocení skutečné rychlosti systémem PIV je znázorněna na obr. 6.

Obr. 6 *Problematika vyhodnocení skutečné rychlosti systémem PIV*

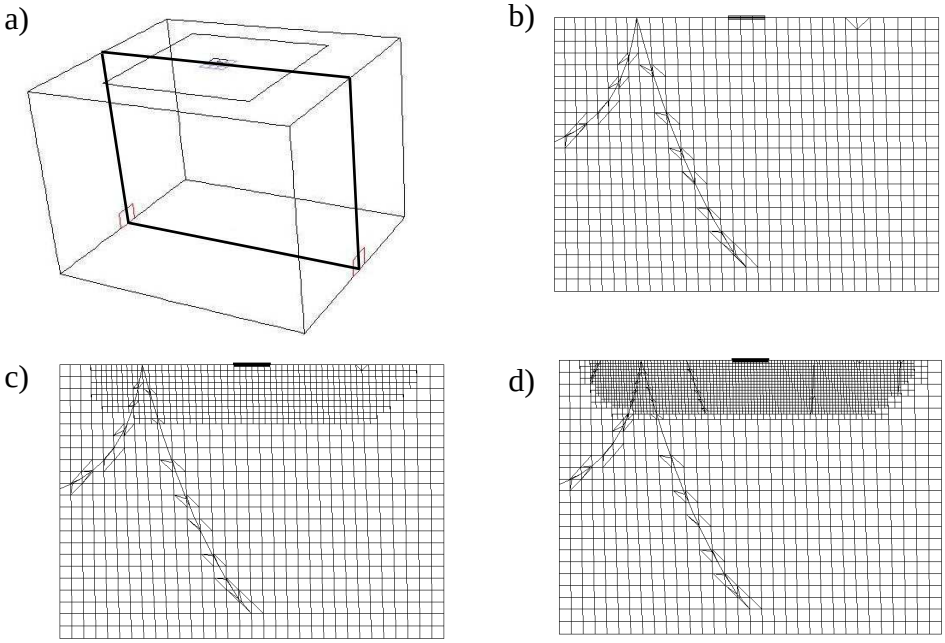


CFD - ZJEDNODUŠENÝ MODEL VÍŘIVÉHO ANEMOSTATU

Vířivý anemostat byl v souladu se zjednodušenou metodou nahrazen čtvercovou plochou o stejných rozměrech jako výusť. Vzhledem k tangenciálnímu směru výstupního proudu vzduchu byla plocha rozdělena na 9 (3x3) dílčích ploch. Každá dílčí plocha je charakterizována odlišnými okrajovými podmínkami. Jedná se o směr vystupujícího vzduchu do prostoru určený jednotlivými složkami rychlostní. Pro středovou dílčí plochu je definován nulový průtok vzduchu. Vířivý anemostat a princip zjednodušené metody je vidět na obr. 7. Průtok vzduchu je rovnoměrně rozdělen mezi 8 dílčích ploch. Pro zpřesnění výpočtu byla provedena dvojí adaptace výpočetní sítě v oblasti poblíž anemostatu, obr. 8. V tab. 1 jsou vidět okrajové podmínky zjednodušeného modelu vířivého anemostatu.



Obr. 7 *Vířivý anemostat a princip zjednodušené metody; a) Vířivá výusť Trox WDV Q 400x16, b) nahrazení vířivého anemostatu dílčími plochami*



Obr. 8 *Znázornění dvojí adaptace výpočetní sítě v oblasti poblíž anemostatu; a) model meřicí komory s vyznačenou plochou řezu ve kterém je charakter numerické sítě prezentován, b) charakter numerické sítě bez adaptace, c) numerická síť po první adaptaci vybrané oblasti, d) numerická síť po druhé adaptaci vybrané oblasti*

Tab. 1 *Okrajové podmínky zjednodušeného CFD modelu*

Rozměry celého modelu (shodné s experimentální komorou)	4,2 x 3,6 x 3,0 m
Charakter proudění	izotermní
Typ distribučního elementu	Vířivá výusť
Celkový průtok vzduchu výustí	200 m^3/h
Celková velikost výusti	0,4 x 0,4 m
Počet dílčích ploch	8 (obr. 7 b)
Celkový průtok přiváděného vzduchu	200 m^3/h
Průtok vzduchu na dílčí plochu	25 m^3/h
Velikost dílčí plochy	0,133 x 0,133 m
Zadání rychlostí na dílčích plochách	Ve směru os x, y, z
Výchozí počet ploch kontrolních objemů na dílčí ploše	1 (před adaptací)
Počet ploch kontrolních objemů na dílčí ploše po adaptacích	16
Celkový počet kontrolních objemů výchozího modelu	19 872 (BA)
Celkový počet kontrolních objemů modelu po první adaptaci	41 026 (A1)
Celkový počet kontrolních objemů modelu po druhé adaptaci	199 597 (A2)
Model turbulence	RNG k-ε
Stěnové funkce	nerovnovážné

VYHODNOCENÍ

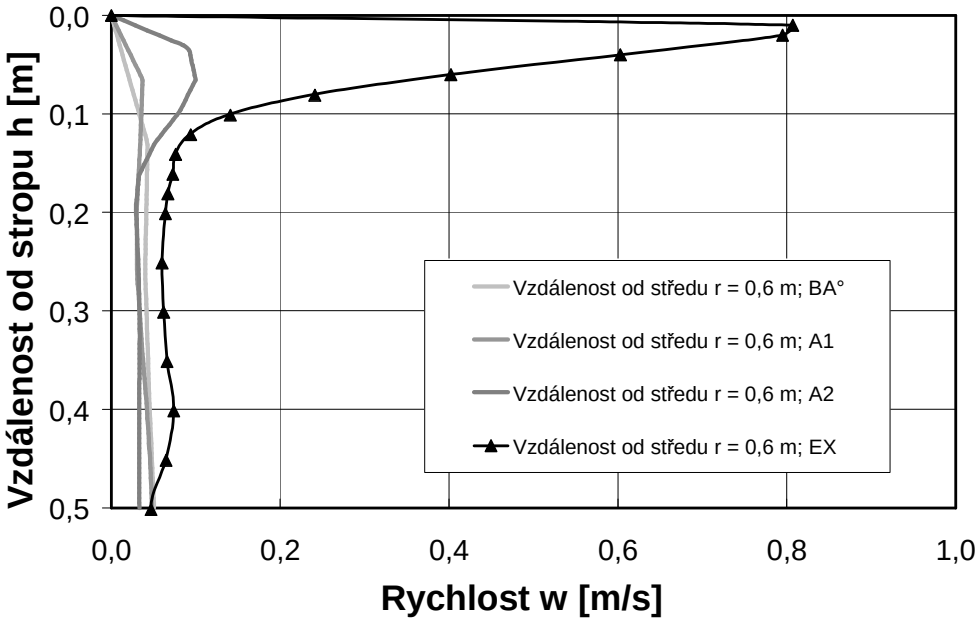
Při experimentálním měření bylo měřeno a vyhodnoceno celkem 16 vertikálních rychlostních profilů (použito 16 termoanemometrických sond) pro každé natočení nosného ramene polohovacího mechanismu. V textu je prezentován rychlostní profil, který byl naměřen ve vzdálenosti r = 0,6 m od středové osy anemostatu, úhel natočení nosného ramene ω = 0 °.

Na obr. 9 jsou vidět výsledné svislé rychlostní profily ve vzdálenosti od osy anemostatu r = 0,6 m. Úhel vystupujícího proudu vzduchu je v CFD zadán dle skutečného naměřeného úhlu vystupujícího vzduchu z anemostatu α = 45°. Prezentované svislé rychlostní profily jsou získány na základě experimentu a na základě numerické analýzy pro numerickou síť:

a) bez adaptace (BA),

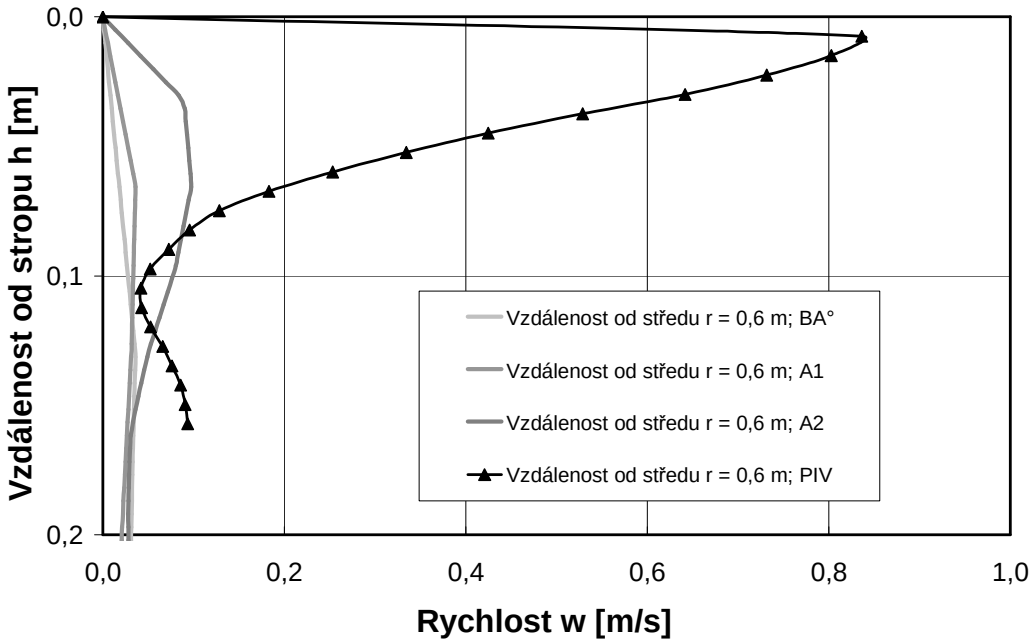
b) po první adaptaci vybrané oblasti (A1),

c) po druhé adaptaci vybrané oblasti (A2).



Obr. 9 *Svislé rychlostní profily ve vzdálenosti r = 0,6 m od středové osy anemostatu; získané na základě experimentu a pro numerickou síť bez adaptace (BA), po první adaptaci vybrané oblasti (A1) a po druhé adaptaci vybrané oblasti (A2).*

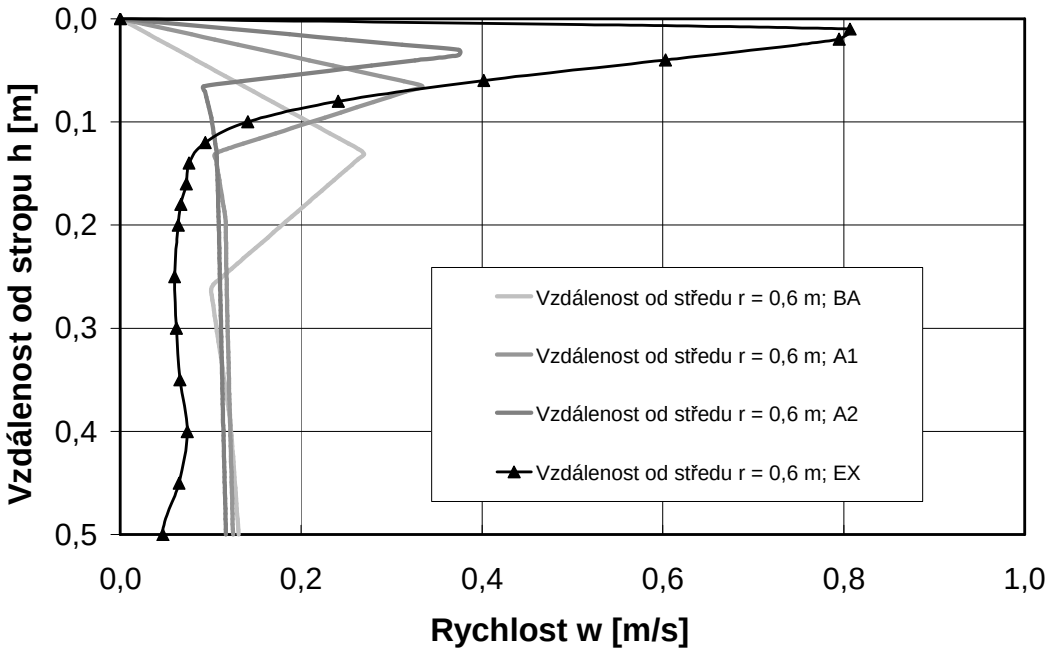
Na obr. 10 je vertikální rychlostní profil ve 2D (složky rychlostí w_x a w_y) naměřen systémem PIV a získaný numerickou analýzou (vyhodnocovány exportované složky rychlostí w_x a w_y).



Obr. 10 *Svislé rychlostní profily ve vzdálenosti r = 0,6 m od středové osy anemostatu; získané na základě měření systémem PIV a pro numerickou síť bez adaptace (BA), po první adaptaci vybrané oblasti (A1) a po druhé adaptaci vybrané oblasti (A2) - vyhodnoceny složky rychlostí w_x a w_y*

Jak je z obr. 9 a 10 vidět, rychlostní profily získané numerickou analýzou na základě použití zjednodušeného modelu se od experimentu značně liší. Vystupující proud vzduchu z vyústky v CFD modelu (na rozdíl od experimentu) nepřilne ke stropu, neuplatňuje se tzv. Coanda efekt. Postupnou adaptací numerické sítě sice dochází ke vzniku výraznějšího rychlostního profilu, přesto rozdíl oproti skutečnosti je značný.

Na základě této skutečnosti byly provedeny nové numerické analýzy, kdy byl měněn úhel vystupujícího proudu vzduchu α. Výpočty byly provedeny pro výstupní úhly α = 30 °, 10 °, 5 ° a 3 °, a sice pro numerickou síť bez adaptace (BA) a po adaptacích (A1 a A2). Na obr. 11 je vidět porovnání rychlostního profilu získaného experimentem a numerickou analýzou pro α = 5 ° (rychlostní profily ve vzdálenosti od středové osy anemostatu r = 0,6 m).



Obr. 11 *Svislé rychlostní profily ve vzdálenosti r = 0,6 m od středové osy anemostatu; získané na základě experimentu a pro numerickou síť bez adaptace (BA), po první adaptaci vybrané oblasti (A1) a po druhé adaptaci vybrané oblasti (A2), zadaný úhel vystupujícího proudu vzduchu* α *= 5 °*

ZÁVĚR

Při numerických analýzách je počet kontrolních objemů jedním z důležitých parametrů, které ovlivňují rychlost výpočtu. Vzhledem k dosažení optimálního počtu kontrolních objemů při předpovědi charakteru proudění v místnosti s vířivými anemostaty je vhodné použít tzv. zjednodušené metody modelování distribučních elementů. Protože charakter vystupujícího vzduchu z distribučních elementů ovlivňuje proudění v celém prostoru, je nezbytné správné zadání okrajových podmínek.

Článek se zabývá popisem experimentálních měření, které byly provedeny za účelem znalosti rychlostního pole v blízkosti vířivého anemostatu. Výsledky experimentu slouží k ověření použití zjednodušené metody modelování distribučních elementů s ohledem ke vhodnému zadávání okrajových podmínek.

Na základě experimentu bylo prokázáno, že u vířivého anemostatu při úhlu vystupujícího vzduchu α = 45 ° dochází ke Coanda efektu. Při provedených numerických analýzách při

použití metody zjednodušeného modelování se však pro zadaný úhel vystupujícího vzduchu α = 45 ° Coanda efekt neuplatňuje. Pro přiblížení k reálnému charakteru rychlostního pole v blízkosti anemostatu je proto účelné v CFD analýzách úhel vystupujícího vzduchu optimalizovat. Ani při zadání úhlu vystupujícího proudu vzduchu α = 5 ° nebylo dosaženo shody rychlostních profilů ve zkoumaném místě (r = 0,6 m, ω = 0 °), jak je vidět na obr. 11.

Dalším zjištěním je skutečnost, že určité zjemnění sítě v blízkosti anemostatu má své opodstatnění, jak je vidět z průběhů rychlostních profilů na obr. 11.

LITERATURA

[1] HEMZAL, K. *Vybrané stati z větrání.* ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav techniky prostředí, 1973

[2] SCHWARZER, J. TÓTH L. *18. Konference klimatizace a větrání 2008*. Příspěvek Modelování koncových prvků ve vzduchotechnice. Společnost pro techniku prostředí, 2008, ISBN 978-80-02-01978-7

[3] SCHWARZER, J., TÓTH L. *XII. Mezinárodní vědecká konference, Sekce 1 –Technická zařízení staveb a energie budov,* Příspěvek: Ověření charakteru proudění vzduchu v blízkosti vířivého anemostatu, Akademické nakladatelství CERM®, s.r.o. Brno, 2009, ISBN 978-80-7204-629-4

[4] SCHWARZER, J. 2006. "Vliv hustoty numerické sítě a metodiky výpočtu na charakter rychlostní mezní vrstvy",*Simulace budov a techniky prostředí 2006, Sborník 4. konference IBPSA-CZ,* ISBN 80-01-03577-8

SEZNAM OZNAČENÍ

V_P	objemový průtok přiváděného vzduchu [m^3/h]
h	svislá vzdálenost od stropu [m]
r	vzdálenost od středové osy anemostatu [m]
w	rychlost [m/s]
α	úhel vystupujícího proudu vzduchu zadávaný jako okrajová podmínka v CFD analýzách [°]
ω	úhel natočení ramene polohovacího mechanismu [°]

Článek je součástí výzkumného záměru MŠM 6840770011 Technika životního prostředí.

SBĚR DAT PRO VYHODNOCOVÁNÍ SPOTŘEB ENERGIE KLIMATIZAČNÍCH JEDNOTEK

Jan Vidim

Domat Control System s. r.o.
jan.vidim@domat.cz

ANOTACE

Při úkolu energeticky optimalizovat již pracující i nové klimatizační systémy musíme v první řadě získat historická data o spotřebách energií, ale i o dalších veličinách v jednotce. Některé senzory a měřiče již v jednotkách najdeme, jiné je nutné doplnit. Tento příspěvek souvisí s příspěvkem „Metody detekce poruch klimatizačních jednotek“ a popisuje možnosti sběru a registrace dat, nutných pro vyhodnocování energetické náročnosti klimatizačních jednotek. Uvádí způsoby používané jak pro trvalé použití, tak pro dočasné instalace pro zkušební nebo sezónní měření. Seznamuje se systémy ukládání dat a hodnotí jejich použitelnost pro různé typy zařízení: velké klimatizační jednotky i systémy individuální klimatizace místností. V závěru popisuje zkušenosti s integrací na procesní úrovni a uvádí konkrétní příklady měřicích systémů i s orientačními pořizovacími náklady. Naměřené hodnoty se stávají podkladem pro další zpracování jak běžnými statistickými nástroji, tak pokročilými metodami, jako jsou například algoritmy pro detekci poruch.

ÚVOD

Staré úsloví praví, že měřit znamená vědět. Pokud chceme vyhodnocovat spotřeby energií klimatizačních jednotek a optimalizovat jejich provoz, musíme mít k dispozici provozní veličiny pro konkrétní jednotky naměřené nejlépe během několika sezón. Ne všechny instalace jsou vyhovujícím souborem čidel a měřičů vybaveny; spíše můžeme říci, že se jedná o výjimky. Rozvody topné vody mají kalorimetr v nejlepším případě na větvi pro všechny jednotky společné, chladná voda se u zdroje zpravidla neměří vůbec. Elektrická energie se měří na vstupu do budovy a podružná měření médií následují pouze tehdy, je-li od počátku jasné, že určitá část budovy s příslušejícími technologiemi bude pronajata cizímu subjektu. Za těchto podmínek je velmi obtížné vyhodnocovat spotřeby energie, natož podnikat úsporná opatření, založená na analýze spotřeb, a detekovat poruchy pomocí pokročilých statistických metod.

SKUPINY MĚŘENÝCH DAT

Měřené hodnoty a snímané signály můžeme rozdělit do tří skupin:

Přímé signály poruch

Jedná se většinou o binární vstupy, které přímo hlásí poruchy technologie, například signál z protizámrazového termostatu, diferenčního manostatu na filtru, pomocného kontaktu motorové ochrany atd. Aktivní signál znamená poruchu. Většina těchto signálů je již dostupná v systému měření a regulace (MaR), zaintegrovaném do řídicího systému budovy (Building Management System, BMS) – a data jsou tak k dispozici v databázích historických hodnot. Pokud příslušné signály nejsou vzorkovány, nebývá problém je k trendovaným hodnotám přidat. K přímým signálům poruch také patří vybočení mimo pevné meze analogových hodnot, například pokles tlaku freonu nebo vody v topném či chladicím systému. Tyto signály mohou vznikat již v BMS, protože podmínky pro jejich aktivaci jsou pevně dané (například jako zámraz na zpátečce ohřevu je vyhodnocován pokles teploty v potrubí pod 15 °C).

Kumulované hodnoty

Do této skupiny patří především naměřené spotřeby médií, ale i provozní hodiny i další zajímavé údaje, jako jsou četnosti spínání kompresorů. Jedná se o veličiny, jejichž hodnoty se v čase trvale zvyšují, a má smysl u nich počítat denní, týdenní, měsíční i roční přírůstky. Zdrojem těchto hodnot jsou převážně elektroměry, kalorimetry, vodoměry, ale i virtuální datové body, jako již zmíněné počty startů agregátů. Měřiče médií je dobré řešit samostatně a integrovat je do řídicího systému po sběrnici; viz dále. Poslední skupinou jsou

Odvozené signály poruch.

Jsou to výsledky vyhodnocování řady naměřených dat, i historických, pomocí pokročilých statistických metod detekce poruch. Podstatné je těmto algoritmům poskytnout středně- až dlouhodobé soubory relevantních dat, což z hlediska MaR představuje okamžité měřené i kumulované hodnoty. Odvozené signály nemají v systému MaR žádný obraz, jsou to hodnoty vypočtené ve statistické nadstavbě nad BMS. V blízké budoucnosti nás ale díky zvyšujícímu se výpočetnímu výkonu a rostoucí záznamové kapacitě regulačních podstanic čeká prorůstání těchto funkcí i na automatizační úroveň, což představuje významnou změnu v pohledu na detekci poruch vůbec.

INSTALACE MĚŘICÍCH MÍST

Při projektování rozlišujeme mezi dočasnou a trvalou instalací. Dočasná instalace bude po skončení měření opět odstraněna a slouží pro jednorázové (např. sezónní) měření, které má například vyhodnotit, zda se vyplatí rekonstrukce zařízení nebo demontáž a instalace nového. U přímých signálů a okamžitých hodnot většinou dočasná instalace nepředstavuje zásadní položku v rozpočtu. Využije se buď přenosný systém sběru dat s možností exportu ve vhodném formátu, ideálně připojený na IT infrastrukturu pro pohodlné odečty, nebo v jednodušších případech dataloggery (např. Comet). Ty mají ovšem tu nevýhodu, že je nutné je čas od času obejít a odečítat do PC. Bezdrátová čidla, byť jejich instalace je nejjednodušší, se pro vyšší pořizovací náklady a riziko nedostatečného dosahu zatím příliš nepoužívala; pokud se pohybujeme pouze ve strojovnách, je navýšení pro bezdrát srovnatelné s cenou kabeláže čidel drátových.

Pro měření el. energie jsou poměrně dostupné buď komunikativní elektroměry a síťové analyzátory za cenu již od 6 000 Kč, měřicí transformátory pro zvýšení rozsahu stojí několik set korun. Pro jednodušší případy se dají použít elektroměry s impulsním výstupem a čítací moduly na sběrnici např. M-Bus, cenový rozdíl ale není velký a nevyváží komfort nasazení komunikativního elektroměru. Pro měřiče ostatních médií (hlavně kalorimetry) ovšem pořizovací cena měřiče bývá významnou položkou rozpočtu a tedy často důvodem, proč dočasnou instalaci raději nerealizovat. Měřič tepla pro průtok 60 m3/h vyjde přibližně na 30 000 Kč, nepočítaje v to náklady na montáž a sběr dat a komplikace spojené s vypouštěním systému.

Proto je už při projektování nových zařízení vhodné přinejmenším uvažovat s pozdější instalací podružných měřičů a dalších měřicích míst. Vícenáklady na přípravu u nových instalací jsou minimální (kulové ventily, mezikus, jímky, trasa pro vedení...). Dále je možné využívat periferie, které již některé potřebné hodnoty poskytují, například řada frekvenčních měničů komunikuje kumulované hodnoty spotřeby energie a tím může nahradit podružný elektroměr.

Samozřejmě ve světle neustávajících snah o snižování investičních nákladů se asi nepodaří zdůvodnit instalaci dvou kalorimetrů a elektroměru pro každou jednotku s tím, že tyto přístroje napomohou optimalizaci provozu. Je však dobré – alespoň tam, kde investor je

zároveň provozovatelem, tedy u výrobních provozů atd. – pracovat s celkovými náklady na vlastnictví po celou dobu životnosti (Total Costs of Ownership, TCO); jedině ty mohou být argumentem pro instalaci úsporných opatření. Může se ovšem také ukázat, že potenciální úspory nebudou tak velké, aby vyvážily potřebné navýšení, například u jednotek s velmi krátkou dobou životnosti (čisté prostory - výrobní linky, které se musejí amortizovat třeba do tří let a poté jsou rozebrány).

Projektant MaR obvykle narazí na překážku v podobě nevyhovující topologie rozvodů médií – například rozvaděč napájí několik klimajednotek najednou, klimajednotka zásobuje celé patro, které patří několika nájemcům atd. Tam nelze spotřeby efektivně přiřadit jednotlivým spotřebitelům a musejí nastoupit rozpočítávací metody, vesměs značně nepřesné – až desítky procent. Pomoci může MaR, která předpřipraví vybrané hodnoty (požadavky na vytápění a chlazení, provozní hodiny) nebo zkomunikuje výkony dohřevů ze zónových regulátorů, které tyto hodnoty obsahují.

NĚKTERÉ PŘÍKLADY ZAŘÍZENÍ S KOMUNIKACÍ

V další části se podívejme, jak a z kterých zařízení je například možné vyčítat hodnoty zajímavé pro optimalizaci. Neřešíme použitý komunikační protokol, pokud to není výslovně uvedeno. Pozor, na straně BMS může potřebný převodník nebo softwarový driver představovat další náklady, typicky to platí pro sběrnici LON.

Zdroje tepla a chladu

Kotle: komunikativní systémy (např. Buderus Ecoport, EMS) dávají, samozřejmě kromě okamžitých hodnot, k dispozici nejvýše počet provozních hodin, výjimečně spotřebu paliva (Viessmann Vitotronic). Provozní hodiny je pak vhodnější čítat v systému MaR, pokud komunikace není instalována tak jako tak nebo integrace není extrémně nenáročná (bez nutnosti pořizovat hardwarové rozhraní navíc). U chladicích strojů jsou k dispozici okamžité hodnoty, někdy výkon (Sabroe), elektřinu ovšem není problém měřit předřazeným elektroměrem, jehož cena v dodávce zdroje chladu nehraje významnější roli.

Tepelná čerpadla

Prudce se rozvíjející obor, ze zařízení jsou zatím k dispozici většinou okamžité hodnoty. Nebývá ale problém doplnit podružným elektroměrem, protože tepelné čerpadlo představuje jeden odběrný bod. Velmi zajímavé bude sledovat závislost topného faktoru na venkovní teplotě během několika let provozu. Existují systémy, např. Haier (v ČR zastoupen firmou Sokra), které umožňují doplnit o server pro rozpočítávání nákladů na jednotlivé vnitřní jednotky - i když i zde se jedná o poměrové rozpočítávání spolu s integrací pulsních elektroměrů, nikoli o přímé měření chladicí a topné energie.

Klimatizační jednotky splitové a multisplitové

Známé značky mají rozhraní pro integraci do BMS po standardních protokolech (LON, BACnet/IP, BACnet-MS/TP, Modbus). Cena rozhraní nebývá předmětem standardní nabídky a může znamenat vícenáklady, pokud požadavek na zaintegrování není výslovně uveden v zadání. Např. Toshiba a Mitsubishi poskytují pouze okamžité hodnoty, Daikin (VRV) i kumulované spotřeby elektřiny jednotlivých vnitřních jednotek.

Kompaktní VZT jednotky s vlastní regulací (Carel, Regin a další)

Zde záleží často i na autorovi aplikace – u stejných regulačních systémů najdeme různé funkce. Jednotka vždy „žije v přítomnosti“, nejvýše poskytuje kumulované provozní hodiny či celkovou dobu větrání podle čidla CO_2. Pro funkce detekce poruch můžeme ovšem dobře použít okamžitý průtok vzduchu nebo tlak na výstupu, někdy dokonce výkon přívodního a odtahového ventilátoru (Swegon).

Zónové regulátory (regulace jednotlivých místností, IRC)
Podle dostupných dat jsou ze zónových regulátorů k dispozici pouze okamžité hodnoty. Výjimečně (Siemens RXC) v jejich rámci okamžitý výkon el. dohřevu, počítaný ze zadaného jmenovitého výkonu a míry buzení (tedy na kolik procent se dohřívá).

Zvlhčovače
Zde bývají k dispozici celkové provozní hodiny a okamžitý výkon na páře (kg/h), např. Flair.

Frekvenční měniče
Opět jsou na rozhraní k dispozici vesměs okamžité hodnoty a výkon motoru (Danfoss), někdy včetně provozních hodin (ABB) či dokonce kumulované spotřeby (Omron Varispeed).

MĚŘENÍ KUMULOVANÝCH HODNOT

Základním prostředkem pro sběr dlouhodobých dat ale zůstává měření kumulovaných hodnot po vlastní sběrnici, kterou je nejčastěji M-Bus nebo Modbus (ten v případě elektroměrů, např. Lovato, Janitza a řady dalších). Výjimečně se vyskytne uzavřený standard (např. Frako) a pak je třeba počítat s cenou rozhraní, např. OPC serveru, která se může včetně engineeringu vyšplhat i na šestimístnou částku (v Kč).

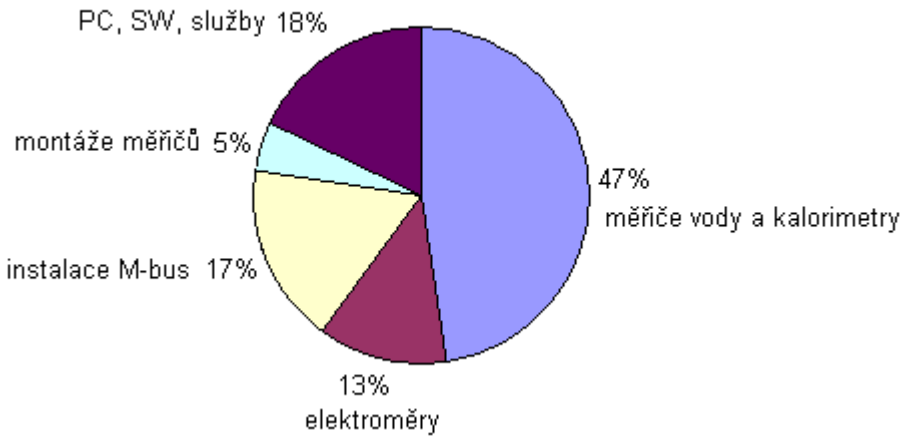
V zásadě lze říci, že se velmi vyplatí nasazovat měřiče s komunikačním rozhraním místo měřičů s impulsním výstupem a následnými převodníky. Při použití impulsních převodníků bývá problém během uvádění do provozu zjistit váhu impulsu zejména u elektroměrů a plynoměrů, některé měřiče nejsou později dostupné (zamčené rozvodny) a delší impulsní vedení může způsobovat problémy s rušením, kdy se impulsy ztrácejí nebo naopak přibývají. U rozhraní M-Bus je sice pravda, že každý výrobce má poněkud jinou strukturu telegramu, ale kvalitní systém sběru dat obsahuje drivery pro běžně se vyskytující typy – nebo by pro jeho dodavatele neměl být problém tyto typy do driverů doplnit.

Příklad
Podívejme se nyní na příklad rozpočtu pro doplnění systému měření energií pro velký hotel. V budově již byly některé měřiče nainstalovány. Doplnit se mělo 12 kalorimetrů, 9 vodoměrů a 14 podružných elektroměrů. Deset stávajících měřičů mělo být vybaveno převodníky impulsy/M-Bus a také zaintegrováno.

Tab. 1 *Příklad rozpočtu pro doplnění měřicího systému*

Položka	**Cena (tis. Kč)**
měřiče tepla, chladu a vody	381
elektroměry vč. měřicích transformátorů	101
instalace sběrnice M-Bus (trasy, kabeláž, svorkování)	138
montáže měřičů na odběrná místa (voda i elektro)	39
M-Bus převodníky, PC, licence, konfigurace, školení, služby	145

Pro větší názornost je na obrázku poměrné zastoupení jednotlivých položek:



***Obr. 1** Poměrné zastoupení položek v celkové ceně*

Vidíme, že zásadní roli hraje cena měřičů, další větší položkou je cena softwaru a služeb (zde nešlo pouze o sběr a ukládání dat, ale o aplikaci na míru, započtena je také cena projektu). Náklady na kabeláž a montáže měřičů by se daly významně snížit, kdyby se s měřiči počítalo již při stavbě; zde šlo ale o dvacet let starý objekt.

ZÁVĚR

Sběr dat pro vyhodnocování spotřeb energie a detekci poruch klimatizačních jednotek je pouze část úlohy, jejímž konečným cílem je optimalizace chodu a úspory energie. Možná vhodnější výraz než „úspory energie“ je „úspory celkových provozních nákladů“, protože se může ukázat, že některá opatření, vedoucí k přímým úsporám energie, s sebou mohou nést vyšší výdaje na realizaci. Proto je nutné nahlížet na tento problém jako na celek a nebát se například uznat, že v horizontu životnosti jednotky je již výhodnější nechat ji „dožít“, než instalovat nákladný měřicí systém a výstupy z něj mít k dispozici v okamžiku, kdy jednotka je beztak na hranici provozuschopnosti.

O to důležitější je ale tato analýza u zařízení nových, která mají ještě celý život před sebou a u nichž se optimalizační opatření vyplatí. Pokročilé diagnostice bude také hodně napomáhat zvyšující se výkon a „inteligence“ regulačních systémů, od autonomní regulace se přes volně programovatelné systémy řízení budov dostáváme k chytrým komunikativním regulátorům, které se dodávají již instalované v jednotkách. Výrobce pak může optimalizovat algoritmy podle vlastních zkušeností a představ, ale zároveň umožní integraci a přenos hodnot do automatizační úrovně systému BMS, kde obsluha má k dispozici všechny vstupy, výstupy a parametry, jako je tomu u volně programovatelných systémů. (Tento trend pozorujeme hlavně v zemích, kde VZT jednotky s vlastní regulací představují převážnou většinu dodávaných jednotek, například Slovinsko. Dodavatel MaR se pak stává opravdovým systémovým integrátorem, který se již tolik nemusí starat o oživování periferií a vlastní regulace, ale může se soustředit na koordinační funkce, grafiku BMS, jednotné uživatelské rozhraní pro všechny regulační systémy - a na optimalizaci provozu. Nemusí se bát vystoupit jako oponent vůči dodávané regulaci, protože není jejím dodavatelem. To může mít pozitivní vliv na celkovou funkčnost systému.)

Posledním článkem v řetězu tak ale stále zůstává člověk, který s informacemi z řídicího systému pracuje. Operátor by neměl pouze kvitovat alarmy, ale měl by aktivně přispívat k efektivnějšímu provozu technologie. Pro větší celky se osvědčila dvoustupňová úroveň obsluhy, kdy (záměrně v uvozovkách) „technik“ udržuje zařízení v chodu a „manažer“, většinou energetik nebo koordinátor více budov, kontroluje, jestli je technologie provozována za předepsaných podmínek. Tak se zabrání situaci, kdy „technik“ nechá zařízení postupně degradovat pomocí různých provizorních opatření, jako jsou přemostěná čidla, provoz „na ruku“ atd. – pro „manažera“ porucha neznamená práci navíc, a proto nemá problém přimět „technika“ k řádné nápravě a nesnaží se problém zamést pod koberec.

LITERATURA

[1] Firemní dokumentace ke komunikačním převodníkům jednotlivých firem

[2] TIERSCH F., KUHLES C. *BACnet und BACnet/IP. Wie funktioniert das?* CCI Promotor, 2007

SYSTÉM ŘÍZENÍ LONWORKS© V LABORATOŘI IB

Martin Zálešák, Tomáš Habrovanský

Ústav automatizace a řídicí techniky, Fakulta aplikované informatiky, Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, Nad stráněmi 4511, 760 01 Zlín

zalesak@fai.utb.cz

ANOTACE

Na Univerzitě T.Bati ve Zlíně v laboratoři IB, byla vybudovaná nová technologie se sběrnicovým systémem řízení LONWORKS©. Technologie sestává z tepelného akumulačního panelu, fotovoltaických panelů, termoelektrického chlazení a pokročilého energetického systému. Celý system je řízen a monitorován sběrnicovým systémem LONWORKS©. Příspěvek popisuje některé aspekty použité technologie a řídicího systému.

ENERGETICKÉ ASPEKTY ŘÍZENÍ SYSTÉMŮ V BUDOVÁCH

Nadpisy Tepelně izolační vlastnosti budov předepsané platnou regulativou jsou již na mezi ekonomické i energetické rentabilnosti (vložená energie spojená s dalším zvyšováním tepelně izolačních vlastností již převyšuje úsporu energie). Dálším faktem je, že vysoce izolované stavby (tzv. pasivní domy) s nízkými tepelně akumulačními vlastnostmi obvodového pláště, se v určitých situacích přehřívají a vyžadují chlazení – tedy snižování vytápěcích denostupňů má za následek zvyšování chladicích denostupňů (chladohodin). Dalo by se konstatovat, že energeticky pasivní domy z hlediska vytápění se mohou stát vysoce aktivními z hlediska chlazení.

Proto je snaha o snížení spotřeby energie i jinými prostředky. Reálnou možnosti snižování spotřeby energie je důsledná optimalizace všech parametrů, které mají vliv na spotřebu energie. V předmětném oboru (vytápění a větrání) jsou to především tyto parametry:

- parametry vnitřního prostředí;
- tepelně akumulační (dynamické) parametry budovy;
- vytápěcí, chladicí a větrací systémy, jejich dynamické parametry a řízení;
- osvětlovací systémy;
- geometrické parametry budovy, ve vztahu působení parametrů vnějšího klimatu.

Právě již zmíněné akumulační vlastnosti budovy mohou mít podstatný vliv jak na snížení počtu denostupňů, tak i na efektivnost využití obnovitelných a alternativních zdrojů energie. Z hlediska řízení stavu vnitřního prostředí budovy, se žádanou hodnotou regulované veličiny představovanou operativní teplotou, je velmi důležitá úroveň tepelné akumulace budovy, ale významné jsou i dynamické parametry řízené soustavy techniky prostředí, včetně použitého systému řízení. Respektive budova i soustava techniky prostředí, tvoří systém, který je možno optimalizovat tak, aby při očekávaných změnách a dynamice změn hodnot poruchových veličin tohoto systému byla pro dodržení žádané hodnoty regulované veličiny systému minimální dodávka energie (ať už na vytápění, nebo na chlazení). Analytické řešení složitého tepelného systému představovaným budovou a soustavou techniky prostředí je analytickými metodami možné pouze pro jednoduché aplikace. Složitější studium je možno provádět pomocí simulačních metod. Existuje celá řada simulačních metod, avšak experimentální ověření simulace je obtížné. Proto bylo záměrem vybudovat zařízení s akumulací, které by umožňovalo jednoznačné ověření těchto metod. Na základě experimentálního ověření těchto metod a jejich verifikaci (především nastavení okrajových podmínek), by bylo možno tyto

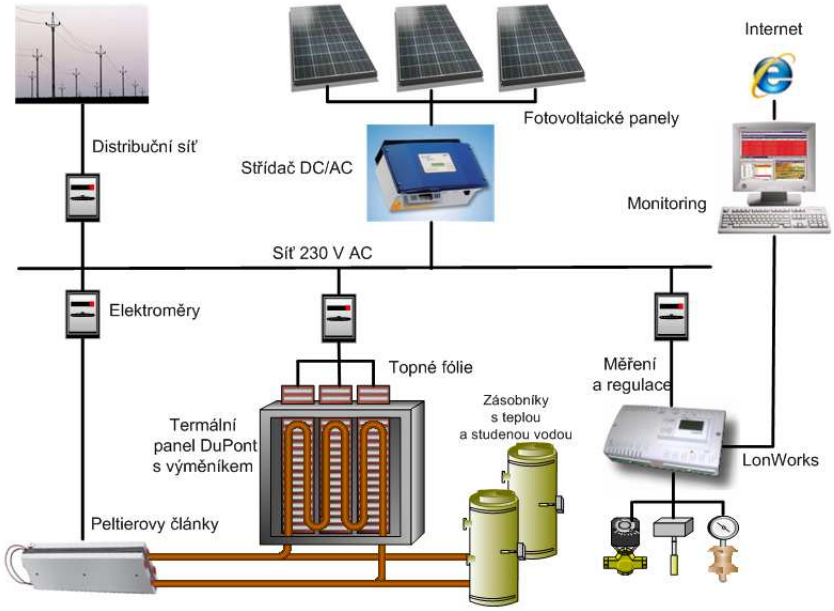
simulační metody použít pro návrh optimalizace soustav techniky prostředí a jejich řízení. Také z tohoto důvodu byla na Univerzitě T.Bati ve Zlíně, Fakultě aplikované informatiky vybudovaná laboratorní regulovaná soustava s řízenou akumulací energie.

NAVRŽENÝ SYSTÉM

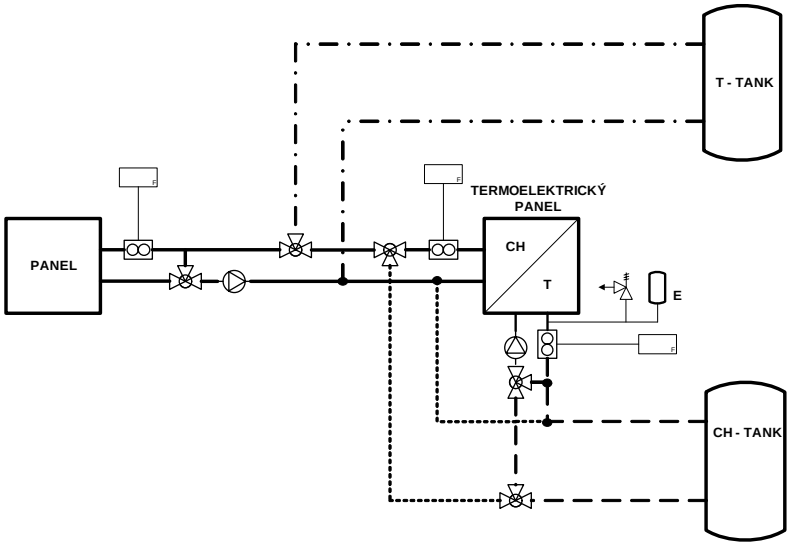
Vybudovaný systém obsahuje tepelně akumulační panel s aktivním ohřevem a chlazením, se zapojení fotovoltaických panelů a progresivních prvků chlazení. Řízení systému je po sběrnici LONworks©, s nastavitelnými parametry P,I,D regulátorů.

Systém je napájen z distribuční sítě střídavým napětím 230 V a současně je možno jej napájet z fotovoltaických panelů. Stejnosměrný proud z fotovoltaických článků je pomocí DC/AC měniče transformován. Vyrobená elektrická energie je měřena elektroměrem s rozvodem napojeným na síť a i na přívod do systému vytápění a chlazení termálních panelů DuPont™ Energain®, kde je rovněž měřená spotřebovaná energie. Pro ohřev panelů jsou použity topné fólie, napájené síťovým napětím, ale je také možnost ohřevu vodou zabudovaným chladicím výměníkem. Chlazení je provedeno pomocí termoelektrických článků s chlazením ve vodním systému, ale je také možnost chlazení s externím chladicím zdrojem existujícího systému HVAC s tepelným čerpadlem. Ohřev termálních panelů je možno zajistit buď topnými foliemi a nebo vodním systémem ze zásobníku s teplou vodou, jehož teplo je rovněž získáváno z jiného zdroje.

Celý popsaný systém je řízen prostřednictvím kompaktních řídicích jednotek DDC které komunikují na platformě sběrnicového systému LONWorks©. Výsledky měření, průběhu regulačních procesů a stavu technologie je zaznamenáván a ovládán pracovní stanicí, kterou lze ovládat vzdálenou správou přes internet. Obecné schema technologie je uvedeno na obrázku 1. Schema hydraulických obvodů systému je uvedeno na obrázku 2. Hydraulické obvody jsou napojeny na existující zásobníky teplé a studené vody z již popsaného systému HVAC. Hydraulický systém je navržen tak, aby bylo možno tepelně akumulační panel ohřívat anebo ochlazovat jak termoelektricky, tak přímo ze zásobníků. Pohled na hydraulické obvody je na obrázku 3.



Obr. 1 *Schéma technologického systému*



Obr. 2 *Schéma hydraulických rozvodů*

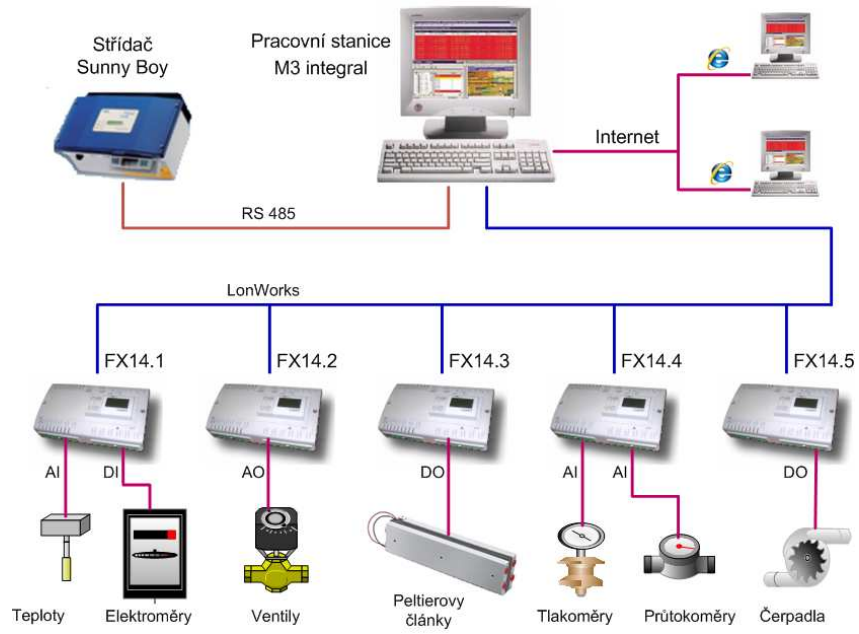
Obr. 3 *Pohled na hydraulické rozvody s tepelně akumulačním panelem*

TEPELNĚ AKUMULAČNÍ PANEL

Z hlediska výzkumného záměru je jedna ze stěžejních částí systému tepelně akumulační panel. Tepelně akumulační panel je vytvořen jako sestava termálních panelů DuPont™ Energain® .Materiál termálních panelů tvoří směs obsahující organický PCM parafinový vosk se změnou skupenství v rozmezí 21 ^{o}C - 27 ^{o}C. V rozsahu předpokládaných pracovních teplot 14 ^{o}C až 30 ^{o}C udává výrobce měrné teplo c_p > 170 kJ/kg. Tepelná vodivost material je λ = 0,14 W/(m.K) až 0,18 W/(m.K).

MĚŘENÍ A ŘÍZENÍ

Řízení technologie využívá kompaktního řídicího systému budov fy Johnson Controls© METASYS™. Jádrem řízení technologie jsou kompaktní řídicí podstanice DDC. Tyto jednotky obsahují řídicí algoritmy, regulační procesy a zprostředkovávají styk s měřicími prvky a akčními členy. Zároveň obsahuje analogově digitální převodníky. Svými výstupy umožňuje ovládat akční prvky systému (čerpadla, ventily). Vzhledem k velkému počtu snímaných fyzikálních veličin je nutné pro řízení technologie použít více řídicích jednotek. Systém METASYS™ nabízí pro volně programovatelné aplikace řízení budov DDC jednotky řady FX. Z celé řady FX jednotek nejlépe vyhovuje k řízení technologie regulátor FX14 pro nejvhodnější kombinaci vstupů a výstupů za přijatelnou cenu. Jednotky FX14 obsahují 6 analogových vstupů a pro požadovaný počet 27 měřených veličin v systému bylo navrženo 5 podstanic. Podstanice komunikují a sdílejí informace pomocí sběrnicové sítě LONWorks©, která rovněž zajišťuje komunikaci řídicích jednotek s operátorskou pracovní stanicí. Obsluha má možnost celý systém ovládat pomocí pracovní stanice M3 integral. LNS server umožňuje správu, konfiguraci LONWorks sítě a přenos dat mezi jednotlivými prvky sítě. Pracovní stanice pak pomocí nástroje MCL přenáší hodnoty informačních bodů z LNS serveru do OPC serveru, se kterými pak uživatel má možnost pomocí přehledného grafického uživatelského rozhraní pracovat. Po připojení pracovní stanice do sítě internet lze technologii ovládat vzdálenou správou. Architektura řídicího systému je schematicky uvedena na obrázku 4.



Obr. 3 *Architektura řídicího systému*

ZÁVĚR

Výše popsaný instalovaný systém by měl umožnit experimentální ověření simulačních metod pro optimalizaci systémů techniky prostředí. Systém je v současné době ve stadiu provozních zkoušek a podle předběžných výsledků se jeví, že by mohl pro výzkumný záměr vyhovovat.

LITERATURA

[1] HABROVANSKÝ, T. *Řízení a monitorování vytápěcího a chladicího zařízení v laboratoři řídicích systémů budov*. Zlín, 2008. 102 s. . UTB Zlín, Fakulta aplikované informatiky. Vedoucí diplomové práce Ing.Martin Zálešák,CSc.

[2] ZÁLEŠÁK, M. *Tepelně akumulační panely jako aktivní prvky akumulace tepla v laboratoři inteligentní budovy*. Konference Tepelná ochrana budov 2009. 141-144. Vysoké Tatry, 2009. ISBN 978-80-969158-5-9

SEZNAM OZNAČENÍ

c_p	měrná tepelná kapacita	[J/(kgK)]
λ	tepelná vodivost	[W/(mK)]
ρ	hustota	[kg/m^3]

Tento příspěvek byl vypracován v rámci grantu MŠMT ČR č. MSM 7088352102

POROVNÁNÍ VODNÍCH KLIMATIZAČNÍCH SYSTÉMŮ Z HLEDISKA SPOTŘEBY ENERGIE

Vladimír Zmrhal

ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav techniky prostředí
Vladimir.Zmrhal@fs.cvut.cz

ANOTACE

Článek porovnává vodní klimatizační systémy na základě jejich charakteristických vlastností. Publikované analýzy vzájemně hodnotí chladicí stropy se systémem s ventilátorovými konvektory (fan-coil) z hlediska spotřeby energie a pořizovacích nákladů. Na základě jednoduchého simulačního modelu byla stanovena spotřeba energie pro oba systémy. Z výsledků vyplývá vhodnost použití chladicích stropů, které jsou obecně považovány za energeticky výhodnější.

ÚVOD

Z energetického hlediska patří chladicí stropy do skupiny nízkoenergetického vysokoteplotního chlazení. Už název naznačuje, že se jedná o úsporný systém, což je považováno za jednu z největších výhod systému. Spotřeba energie je také jedním z často diskutovaných témat, zejména v souvislosti s rostoucí cenou energie. Existuje mnoho autorů zabývajících se tímto problémem, kteří jednoznačně poukazují na nižší spotřebu energie sálavých chladicích systémů v rozsahu 15 až 30 % oproti běžným, převážně konvektivním systémům.

Skutečnost, že na tepelnou pohodu člověka má vliv i povrchová teplota okolních ploch má vliv i na spotřebu energie. V prostoru se sálavým chlazením lze totiž udržovat poněkud vyšší teplotu vzduchu, než je tomu u klimatizačních systémů s konvekčním přenosem tepla. Pokud chceme zachovat v prostoru stejný tepelný komfort, jako při použití klimatizace s konvekčním přenosem tepla, může být teplota vzduchu ve vnitřním prostoru, podle provedených analýz [2] až o 2 K vyšší, což vede k úsporám energie. Na povrchu chladicího stropu nedochází (a nesmí docházet) ke kondenzaci vodní páry, což má rovněž pozitivní vliv na spotřebu energie. Chladicí stropy proto pracují s poměrně vysokou teplotou chladicí vody (minimálně 16 °C) a tak je možné využít zdrojů chladu s nižším potenciálem chlazení (vyšší teplotou). Důkazem, že sálavé chladicí a vytápěcí systémy jsou energeticky úsporné, je jejich prosazování v tzv. „zelených budovách“ (green buildings).

VÝHODY A NEVÝHODY SYSTÉMŮ

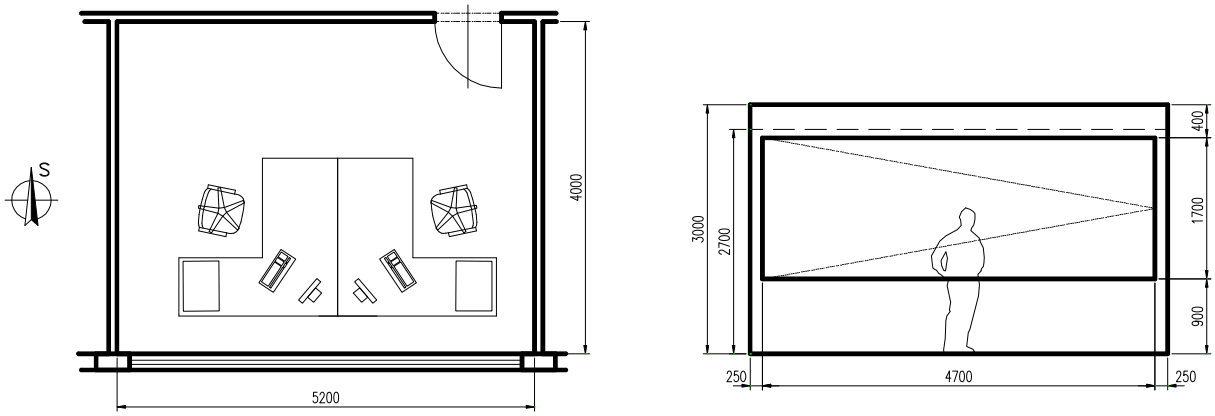
Každý systém má své výhody, ale také nevýhody. V *Tab. 1* je uvedeno porovnání vodních klimatizačních systémů na základě jejich typických vlastností. Ventilátorové konvektory jsou konvektivním systémem, což znamená, že upravují přímo teplotu vzduchu v místnosti, naproti tomu chladicí stropy jsou systémem převážně sálavým a kromě teploty vzduchu ovlivňují i střední radiační teplotu. Ventilátorové konvektory mohou využívat vodu o nízké teplotě, ovšem za cenu zhotovení odvodu kondenzátu. Naproti tomu teplota vody u sálavých systémů je omezena rizikem kondenzace. Vyšší teplotní spád u ventilátorových konvektorů představuje nižší nároky na dimenze potrubí a čerpací práci. Oba systémy lze využít jak pro chlazení, tak pro vytápění. Nevýhodou ventilátorových konvektorů je především potřeba elektrického napájení ventilátorů, dále nutnost výměny filtrů a především hlučnost.

Tab. 1 *Porovnání vodních klimatizačních systémů*

Vlastnosti	**Ventilátorové konvektory – FCU**	**Chladicí stropy – CHS**
Typ systému	vodní – konvektivní	vodní – sálavý
Teplota vnitřního vzduchu	26 °C	28 °C
Teplota vody	6/12 °C	16/18 °C
Teplotní spád	6 K	2 - 4 K
Odvod kondenzátu	ano (–)	ne (+)
Možnost využití pro vytápění	ano (+)	ano (+)
El. napájení ventilátoru	ano (–)	ne (+)
Filtrace oběhového vzduchu	ano (–)	ne (+)
Hlučnost	ano (–)	ne (+)
Využití pro přívod čerstvého vzduchu	ano (+)	ne (–)

ENERGETICKÝ MODEL

Pro porovnání obou systémů z hlediska spotřeby energie byl vytvořen jednoduchý model kanceláře v simulačním programu ESP-r. Geometrické parametry modelu jsou znázorněny na *Obr. 1*. Jedná se o model kanceláře se dvěmi pracovními místy a s fasádou orientovanou na jih. Součinitel prostupu tepla zasklení U = 1,4 W/m^{2}K (dvojité zasklení), okna jsou stíněna vnitřními žaluziemi, stínicí součinitel s = 0,55. Místnost je zatížena vnitřními zisky od osob (62 W/os) a elektronického vybavení, kterým je počítač (40 W/os) a monitor (58 W/os) s působením v pracovní době od 7.00 do 19.00 hodin. Časové rozložení vnitřních tepelných zisků během dne zohledňuje útlumy v ranních (7.00 až 8.00), poledních (11.00 až 12.00) a odpoledních hodinách (16.00 až 18.00), kdy působení vnitřních tepelných zisků bylo 50%. V sousedních místnostech se předpokládá totožný tepelný stav prostředí jako ve zkoumané místnosti.



a) *b)*

Obr. 1 *Model kanceláře a) půdorys, b) pohled na fasádu*

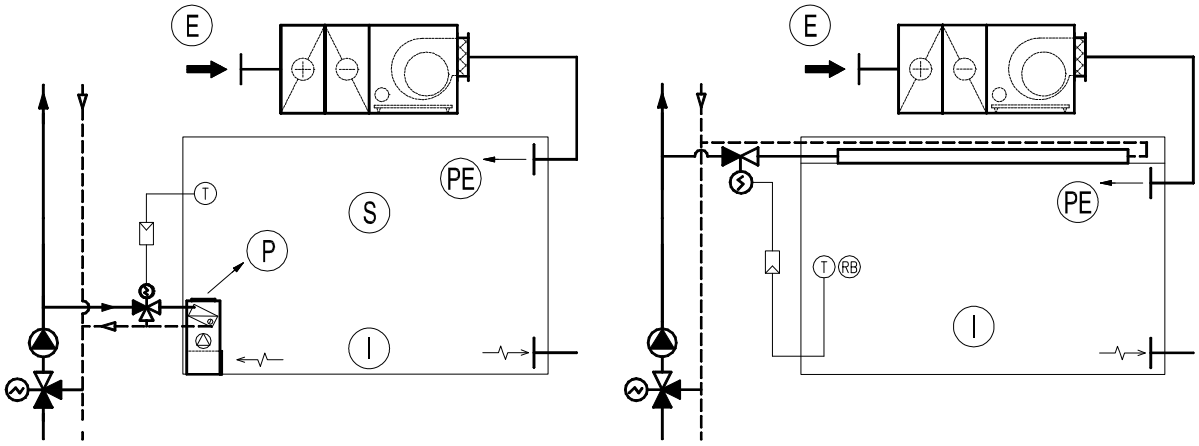
V rámci simulačních výpočtů byla využita klimatická data z roku 2003 pro Prahu. Léto roku 2003 bylo obdobím s dlouhodobým klimatickým extrémem pro ČR.

Výpočet byl realizován pro teplotu vnitřního vzduchu 26 °C (ventilátorový konvektor - FCU) a 28 °C (chladicí strop - CHS). Výstupem simulačního výpočtu je citelná tepelná zátěž prostoru v hodinových intervalech v období od 1.5. do 30.9.

POROVNÁNÍ SYSTÉMŮ Z HLEDISKA SPOTŘEBY ENERGIE

Na *Obr. 2* jsou znázorněna schémata obou zkoumaných klimatizačních systémů. Větrání kanceláře se předpokládá nucené s minimálním průtokem venkovního vzduchu pro osoby. Přívod čerstvého venkovního vzduchu je uskutečňován přímo do místnosti. U varianty s ventilátorovým konvektorem byl zvolen pracovní rozdíl teplot Δt s ohledem na distribuci vzduchu v prostoru (parapetní konvektor s mřížkou).

Návrh chladicího stropu byl realizován podle postupu popsaném v [4], návrh ventilátorového konvektoru pak podle [3] resp. [5]. Výstupem návrhu je potřebná plocha chladicího stropu resp. velikost ventilátorového konvektoru.



a) *b)*

Obr. 2 *Schéma zkoumaných systémů a) ventilátorový konvektor, b) chladicí strop*

Řešené varianty

Pro účely vzájemného porovnání vodních klimatizačních systémů s ventilátorovým konvektorem (FCU) a chladicím stropem (CHS) z hlediska spotřeby energie byly analyzovány 2 varianty provozu pro oba zkoumané systémy.

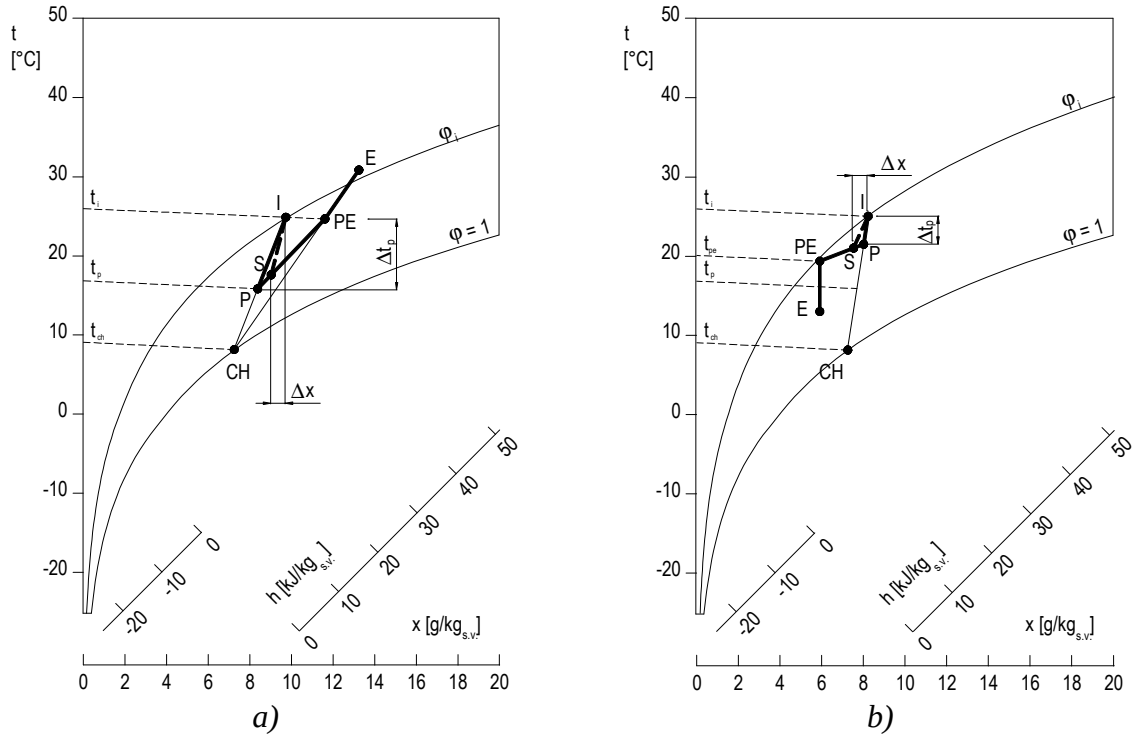
- FCU A) teplota přiváděného vzduchu z VZT jednotky t_{pe} = konst. = 26 °C
- FCU B) teplota přiváděného vzduchu z VZT jednotky $t_{pe} = t_e$ (min. 20 °C, max. 26 °C)
- CHS A) teplota přiváděného vzduchu z VZT jednotky t_{pe} = konst. = 28 °C
- CHS B) teplota přiváděného vzduchu z VZT jednotky $t_{pe} = t_e$ (min. 22 °C, max. 28 °C)

Ve variantě A) je teplota venkovního vzduchu upravována na konstantní teplotu, v tomto případě na teplotu vzduchu v místnosti t_i. V případě, že je teplota venkovního vzduchu t_e nižší, než požadovaná teplota vnitřního vzduchu t_i je možné venkovní vzduch použít pro chlazení - varianta B). Zejména v ranních hodinách, kdy teplota venkovního vzduchu může být velmi nízká nelze přivádět venkovní vzduch bez úpravy. V takovém případě je potřeba venkovní vzduch ohřívat na určitou teplotu. Pro oba zkoumané případy byla použita podmínka, kdy teplota venkovního přiváděného vzduchu t_{pe} může být maximálně o 6 K nižší, než je teplota vzduchu v místnosti. Popis řešených variant je uveden v *Tab. 2*.

Tab. 2 *Popis řešených variant*

Systém		**FCU**		**CHS**	
Varianta		**A**	**B**	**A**	**B**
Teplota vnitřního vzduchu [°C]	t_i	26		28	
Teplota přiváděného venkovního vzduchu [°C]	t_{pe}	26	$= t_e^*$	28	$= t_e^*$
Průtok čerstvého venkovního vzduchu pro osoby [m^3/h]	V_e	100		100	
Průtok cirkulačního vzduchu [m^3/h]	V_p	670		-	
Pracovní rozdíl teplot ($t_i - t_p$) [K]	Δt_p	8		-	
Maximální citelná tepelná zátěž prostoru [W] (výstup simulace)	$\dot{Q}_{z,cit}$	2160		2040	
Produkce vodní páry na osobu [g/h]	$\dot{M}_w$	116		135	
Příkon cirkulačního ventilátoru [W]	P_v	68		-	

* *Teplota přiváděného venkovního vzduchu je omezena podmínkou* $(t_i - 6) < t_{pe} < t_i$



Obr. 3 *Úprava vzduchu systému s ventilátorovým konvektorem v h-x diagramu a) letní extrém, b) případ, kdy je venkovní vzduch dohříván*

Metodika stanovení spotřeby energie

Chlazení venkovního vzduchu

V případech, kdy je teplota venkovního vzduchu t_e vyšší než teplota vzduchu vnitřního t_i je venkovní vzduch chlazen. Celkový výkon chladiče se skládá z citelného a vázaného tepla

$$\dot{Q}_{ch,c} = \dot{Q}_{ch,cit} + \dot{Q}_{ch,váz} = \dot{V}_e \rho_e \left(h_e - h_{pe} \right) = \dot{V}_e \rho_e \Delta h_{pe} \quad \text{[kW]} \tag{1}$$

Celková spotřeba energie na chlazení venkovního vzduchu je dána součtem chladicích výkonů vypočtených v hodinových intervalech

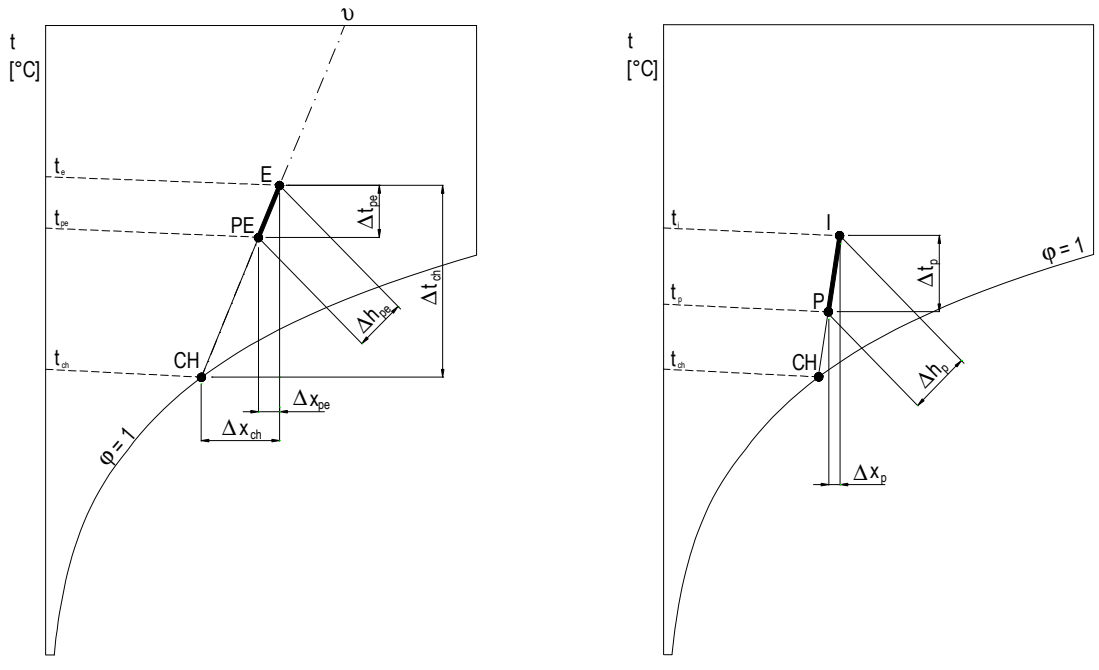
$$Q_{pe,c} = \sum_0^n \dot{Q}_{ch,c} \quad \text{[kWh/rok]} \tag{2}$$

Z klimatické databáze použité pro simulační výpočty jsou známy hodnoty teploty venkovního vzduchu t_e a relativní vlhkosti φ_e. Na základě psychrometrických výpočtů lze stanovit měrnou vlhkost x_e a entalpii venkovního vzduchu h_e. Směr změny při chlazení vzduchu je dán povrchovou teplotou chladiče t_{ch}, která se během výpočtu nemění (t_{ch} = konst., x_{ch} = konst. při p_b = konst.). Předpokládáme-li, že směr změny vzduchu při chlazení probíhá po přímce (*Obr. 4a*), lze rozdíl entalpií Δh_e stanovit na základě faktoru citelného tepla

$$\vartheta = \frac{c\Delta t_{pe}}{\Delta h_{pe}} = \frac{c\Delta t_{ch}}{\Delta h_{ch}} \tag{3}$$

kde rozdíl entalpií Δh_{ch} je

$$\Delta h_{ch} = c\Delta t_{ch} + l\Delta x_{ch} \quad \text{[kJ/kg]} \tag{4}$$



a) *b)*

Obr. 4 *Znázornění úpravy vzduchu v h-x diagramu a) chlazení venkovního vzduchu, b) chlazení cirkulačního vzduchu ve ventilátorovém konvektoru*

Chlazení cirkulačního vzduchu ve ventilátorovém konvektoru

Úkolem ventilátorového konvektoru (FCU) je úprava tepelného stavu prostředí v místnosti. V případech, kdy se využívá pro chlazení i přiváděný venkovní vzduch (varianty B), je část tepelné zátěže odvedena i větracím vzduchem

$$\dot{Q}_{cit} = \dot{Q}_{z,cit} - \dot{Q}_{vět} = \dot{Q}_{z,cit} - \dot{V}_e \rho_e c \left(t_{pe} - t_i \right) \qquad \text{[W]} \qquad (5)$$

Pro varianty s označením A) je tepelný tok odvedený větracím vzduchem $Q_{vět} = 0$. Citelná tepelná zátěž je odváděna vzduchem, který cirkuluje ventilátorovým konvektorem. Platí rovnice

$$\dot{Q}_{cit} = \dot{V}_p \rho_p c \Delta t_p = \dot{V}_p \rho_p c \left(t_i - t_p \right) \qquad \text{[W]} \qquad (6)$$

vlhkostní zisky jsou odváděny celkovým průtokem vzduchu

$$\dot{M}_w = \left(\dot{V}_p + \dot{V}_e \right) \rho_{sm} \left(x_i - x_s \right) \qquad \text{[W]} \qquad (7)$$

Poloha bodu I na izotermě t_i resp. měrná vlhkost x_i byla zjištěna iteračním výpočtem. Celkový výkon chladiče ventilátorového konvektoru (*Obr. 4b*) pak je

$$\dot{Q}_{FCU,c} = \dot{V}_p \rho_p \Delta h_p = \dot{V}_p \rho_p \left(h_i - h_p \right) \qquad \text{[W]} \qquad (8)$$

kde

$$\Delta h_p = c \Delta t_p + l \Delta x_p \qquad \text{[kJ/kg]} \qquad (9)$$

Celková spotřeba energie pro chlazení cirkulačního vzduchu ve ventilátorovém konvektoru je dána součtem chladicích výkonů vypočtených v hodinových intervalech

$$Q_{p,c} = \sum_0^n \dot{Q}_{FCU,c} \qquad \text{[kWh/rok]} \qquad (10)$$

Chladicí strop

U chladicích stropů je situace o poznání jednodušší, neboť odvádějí pouze citelnou tepelnou zátěž, Celkový výkon chladicího stropu je

$$\dot{Q}_{CHS,c} = \dot{Q}_{cit} \qquad \text{[W]} \qquad (11)$$

a celková spotřeba energie se stanoví obdobně jako v předchozím případě

$$Q_{p,c} = \sum_0^n \dot{Q}_{CHS,c} \qquad \text{[kWh/rok]} \qquad (12)$$

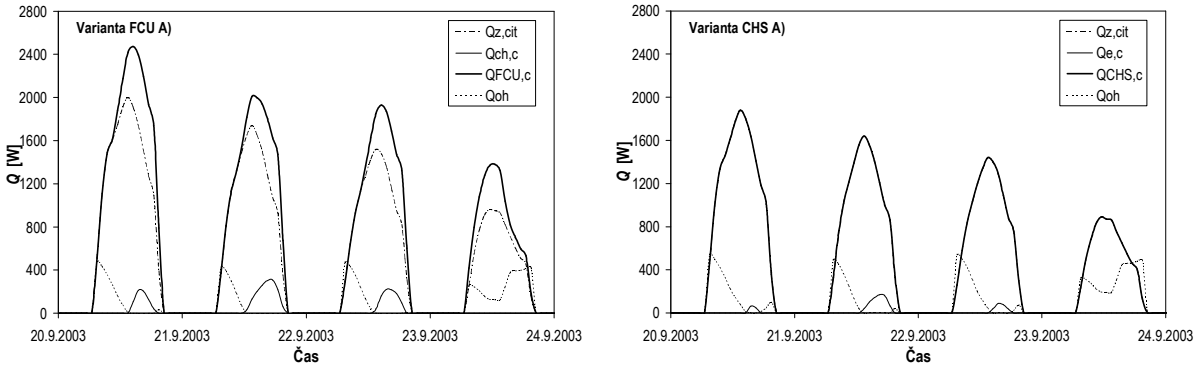
Ohřev vzduchu

Je-li teplota venkovního vzduchu t_e nižší, než požadovaná teplota přiváděného vzduchu t_{pe}, což nastává zejména v ranních hodinách a v přechodovém období, je nutné venkovní vzduch ohřívat. Celková spotřeba energie se stanoví obdobně jako v předchozích případech s tím, že výkon ohřívače (*Obr. 3b*) je

$$\dot{Q}_{oh} = \dot{V}_e \rho_e \left(t_{pe} - t_e \right) \qquad \text{[kW]} \qquad (13)$$

Výsledky analýzy

Na *Obr. 5* jsou znázorněny průběhy chladicích a otopných výkonů ve vybraném období pro oba zkoumané systémy (Varianta A). Z průběhů jsou zřejmé především vyšší nároky na celkový chladicí výkon ventilátorového konvektoru $Q_{FCU,c}$ způsobený kondenzací vodní páry na povrchu chladiče. Celkový výkon chladicího stropu $Q_{CHS,c}$ je roven tepelné zátěži prostoru $Q_{z,cit}$. Zejména v odpoledních hodinách, kdy je teplota venkovního vzduchu t_e vyšší než teplota vzduchu v místnosti t_i je patrná nutnost chlazení venkovního vzduchu. U systému s ventilátorovým konvektorem je potřeba vyšší, neboť pracuje s nižší teplotou přiváděného vzduchu. Naproti tomu v ranních hodinách je potřeba venkovní vzduch dohřívat a vyšší potřeba se naopak projevuje u systému s chladicím stropem.



a) *b)*

Obr. 5 *Průběhy výkonů pro zkoumané varianty a) FCU A, b) CHS A*

V *Tab. 3* jsou uvedeny výsledky spotřeby energie pro všechny zkoumané případy. Pro přepočet spotřeby tepelné energie pro chlazení na spotřebu elektrické energie byl použit průměrný chladicí faktor *EER* = 2,5. V analýze není uvažováno s lepšími chladicími faktory pro systém s chladicím stropem, neboť součástí systému je i chladič ve VZT jednotce, který pracuje s teplotou chladicí vody 6/12 °C.

Z *Tab. 3* je zřejmá nižší spotřeba energie pro chlazení venkovního vzduchu (o více než 50 %) a pro úpravu stavu prostředí (o 22,4 resp. 26,9 %) u systému s chladicím stropem. Naproti tomu, díky nižší teplotě vzduchu t_i, je spotřeba energie pro ohřev venkovního vzduchu nižší u systému s ventilátorovým konvektorem. Pro ohřev vzduchu lze s výhodou využívat rovněž výměník ZZT, avšak v uvedených analýzách s ním nebylo počítáno. U systému s ventilátorovým konvektorem je nutné navíc započítat spotřebu energie pro pohon ventilátoru. Díky malému teplotnímu rozdílu u systému s chladicím stropem (2 K) je nutné dopravovat větší množství vody, což má za následek větší nároky na dopravní práci a tedy i na spotřebu energie pro pohon čerpadla.

Dle provedených analýz činí celková úspora energie u systému s chladicím stropem v porovnání se systémem s ventilátorovým konvektorem 29 resp. 33 %, tedy téměř třetinu.

Tab. 3 *Spotřeba energie pro jednotlivé varianty*

Systém **Varianta**		**FCU** **A**	**CHS** **A**	**FCU** **B**	**CHS** **B**
Tepelná energie					
Spotřeba energie pro chlazení venkovního vzduchu [kWh/rok]	$Q_{pe,c}$	40,6	18,9	40,6	18,9
Spotřeba energie pro ohřev venkovního vzduchu [kWh/rok]	Q_{oh}	260	339	81	130
Spotřeba energie pro chlazení vnitřního prostředí [kWh/rok]	$Q_{p,c}$	1435	1108	1236	904
Elektrická energie					
Spotřeba elektrické energie pro chlazení [kWh/rok]	$Q_{el,ch}$	590,2	450,8	510,6	369,1
Spotřeba elektrické energie pro pohon ventilátoru [kWh/rok]	Q_{vent}	96,2	0	92,8	0
Spotřeba elektrické energie pro pohon čerpadla [kWh/rok]	$Q_{č}$	24,6	57,4	23,8	54,3
Celkem spotřeba el. energie [kWh/rok]	Q_c	711,0	508,2	630,6	423,5
Celková úspora při použití systému s chladicím stropem [%]			**29 %**		**33 %**

POROVNÁNÍ INVESTIČNÍCH NÁKLADŮ

Za jednu z největších nevýhod chladicích stropů se považuje jejich poměrně vysoká cena [6]. Například otevřené chladicí stropy jsou tvořeny převážně z tvarovaných hliníkových profilů, což je značně prodražuje. Existují však i konstrukce z plastu, které jsou cenově přijatelnější. V *Tab. 4* jsou uvedeny orientační ceny různých typů chladicích stropů. Protože cena za m^2 není příliš vypovídající, je v tabulce uvedena i cena vztažená k měrnému výkonu chladicího stropu resp. cena za 100 W/m^2.

Tab. 4 *Orientační ceny chladicích stropů*

Typ chladicího stropu	**Cena** **Kč/m²**	q_N* **W/m²**	**Cena** **Kč/100 W/m²**
Sendvičový panel	3 000	70	4 286
Chladicí panel - kontaktní	3 200	80	4 000
Otevřený chladicí strop	6 000	150	4 000
Kapilární rohože pod omítkou	740	82	902
Potrubní systém	750	80	938
Aktivní beton	1 000	40	2 500

* *Jmenovitý chladicí výkon stropu při* $(t_i - t_{ws}) = 10$ *K*

Porovnání pořizovacích nákladů pro vybrané klimatizační systémy je uvedeno v *Tab. 5*. Jedná se o pouze o orientační porovnání částí klimatizačního systému, které jsou umístěny ve zkoumané kanceláři. Do kalkulace nejsou zahrnuty potrubní rozvody (u kapilárních rohoží

mohou být z plastu), odvod kondenzátu (FCU), elektrické napájení (FCU), rozdělovače, sběrače a další komponenty strojovny chlazení jako deskový výměník (pro kapilární rohože) atd. Dále v ceně nejsou zahrnuty stavební práce. Ze zmíněných důvodu jsou zde uvedené ceny bez dalšího komentáře.

Tab. 5 *Pořizovací náklady vodních systémů*

Ventilátorový konvektor	**Parapetní Cena [Kč]**	**Kazetový Cena [Kč]**
Ventilátorový konvektor s opláštěním – 2 trubkový	16 400,-	31 000,-
Trojcestný rozdělovací ventil	3 000,-	3 300,-
Příložný termostat	2 600,-	2 600,-
Ovladač s termostatem	1 750,-	1 750,-
Cena celkem	**23 750,-**	**38 650,-**

Chladicí strop	**Chladicí panel kontaktní Cena [Kč]**	**Kapilární rohože Cena [Kč]**
Chladicí strop	62 200,-	14 600,-
Uzavírací ventil	2 100,-	2 100,-
Čidlo vlhkosti	990,-	990,-
Převodník	1 600,-	1 600,-
Cena celkem	**66 890,-**	**19 290,-**

ZÁVĚR

Na základě analýz provedených pro jednu místnost bylo zjištěno, že úspora energie na chlazení při použití sálavého systému s chladicím stropem oproti konvekčnímu systému s ventilátorovým konvektorem může být až 33 %. Pořizovací hodnota klimatizačního systému s chladicím stropem je však stále poměrně vysoká. Zmíněné skutečnosti ho staví na okraj zájmu nejen investorů, ale i projektantů, či dodavatelských firem. Některé typy chladicích stropů, převážně z plastu, jsou však cenově příznivější. Z hlediska vytvoření tepelného komfortu jsou sálavé chladicí stropy v kombinaci se zdrojovým větráním v některé literatuře dokonce označovány jako „komfortní chlazení“. V souvislosti s rostoucími nároky na kvalitu tepelného komfortu a nutností opatřovat budovy energetickými štítky s cílem co nejvíce snižovat spotřebu energie, je možné, že chladicí stropy najdou širší uplatnění i v našich podmínkách.

LITERATURA

[1] ČSN 73 0548: 1985 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů, Úřad pro normalizaci a měření, Praha 1985

[2] ZMRHAL V. *Tepelný komfort a energetická bilance systému s chladicím stropem*. 2005, Disertační práce, ČVUT.

[3] ZMRHAL V. *Úpravy vzduchu v klimatizaci (IV) – Klimatizační zařízení s ventilátorovými konvektory fan-coil*. portál TZB - info, 2006.

[4] ZMRHAL V. *Zkoušení a dimenzování chladicích stropů*, In Vytápění, větrání, instalace, 2007, roč. 16, č. 2.

[5] ZMRHAL V., DRKAL F. *Návrh a dimenzování chladivového klimatizačního systému*. Chladivové klimatizační systémy. Sborník semináře, 2007.

[6] ZMRHAL V. Sálavé chladicí systémy. Monografie. Vydavatelství ČVUT 2009. 217 s. ISBN 978-80-01-04318-9

[7] ESP-r, A Building Energy Simulation Environment, ESRU Manual. Energy System Research Unit, University of Strathclyde, Glasgow, 1998

SEZNAM OZNAČENÍ

c	měrná tepelná kapacita	[J/kgK]
h	entalpie	[J/kg]
l	výparné teplo	[J/kg]
P	příkon	[W]
q	měrný výkon	[W/m^2]
Q	výkon	[W]
t	teplota	[°C]
V	objemový průtok vzduchu	[m^3/h]
x	měrná vlhkost	[g/kg]
ρ	hustota vzduchu	[kg/m^3]
ϑ	faktor citelného tepla	[-]

indexy

c	celkový	*p*	přiváděný
cit	citelný	*pe*	přiváděný venkovní
CHS	chladicí strop	*oh*	ohřívače
č	čerpadlo	*váz*	vázaný
e	venkovní	*ven*	ventilátoru
FCU	ventilátorový konvektor	*vět*	větrání
i	vnitřní		

Příspěvek byl napsán s podporou výzkumného záměru MSM 6840770011 Technika životního prostředí.

REALITA VE VÝSTAVBĚ

Jaroslav Bambous

bambous@email.cz

ANOTACE

Splnit požadavky na dodržení parametrů mikroklimatu prostředí v obytných i pracovních prostorách je obecně technicky reálné a záleží na projektantech, jak se jim podaří zadaného úkolu zhostit. Hned první komplikací je zadání projektu, kdy investorovi není zcela jasné, co vlastně chce a nebo to není schopen nadefinovat. V průběhu projekčních prací pak neustále dochází k úpravám zadání, které vyvolávají změny v projektu. Podle stavu jeho rozpracovanosti se tyto změny musí řešit kompromisním způsobem, aby se nedotkly i ostatních profesí.

ANALÝZA

V okamžiku, kdy se připravuje realizace projektu a provádí se výběrové řízení na Dodavatele, dochází k přehodnocení projektu za účelem maximálně snížit náklady a to za každou cenu. A snížení ceny se hledá všude a často i bez ohledu, zda okleštěné zařízení bude plně funkční. Projektant, pokud je vůbec o těchto změnách informován, jim těžko dokáže zabránit.. O změnách rozhoduje na straně investora často jen ekonom bez jakýchkoliv znalostí v oboru techniky prostředí. A ten je často přímo placen za úsporu nákladů a nikoliv za výsledek.

Ušetření nákladů v jedné profesi např. zlevnění obvodového pláště budovy nebo vypuštění venkovních žaluzií se vůbec nepromítne do topení a chlazení a výsledkem pak je, že nelze v objektu udržet požadované teploty.

Další úspory si vyhledává Dodavatel a to často za cenu nedodržování standardů a výrobních technologií. A technologická nekázeň je způsobovaná nejen snahou o úsporu materiálu a času, ale i kvalifikací pracovníků na stavbě.Tím dochází k dalšímu snížení kvality objektu a jeho vlastností.

A výsledek většinou nikoho z realizačního teamu netrápí. Buďto investor staví objekt na zakázku a okamžikem předání pro něj v zásadě všechny starosti končí a provoz objektu ho vůbec nezajímá. S podivem není o mnoho lepší, kdy investorem je budoucí uživatel. Na investici je vyčleněna určitá částka peněz, a pracovníci investic musí s tímto rozpočtem vyjít. A tato pracovní skupina je většinou najímána jen výstavbu objektu po jeho uvedení do provozu končí. Situaci s předáním díla zjednodušuje zhotoviteli skutečnost, že budoucí uživatel potřebuje akutně objekt využívat a pod tímto tlakem je předání snazší. Zcela opačný případ je však v případě, kdy nejsou pro objekt nájemci a investor se pak všemi prostředky brání objekt převzít..

Je s podivem, jak často se hledají úspory jen v části technických zařízení budov, aniž by se hledal kompromis mezi představami architekta a účelností budovy. Je samozřejmé, že objekt musí svým způsobem reprezentovat firmu nebo osoby, které v ní sídlí, nicméně i zde lze velmi často najít výrazně lacinější řešení za cenu minimálních ústupků na vzhledu.

Z hlediska provozu jsou problematické úspory do systému Měření a regulace. Mám skutečně na mysli měření a regulaci, protože nedávná představa o jednotném systému řídící a monitorující chod celého objektu se z cenových důvodů opouští. Jednotlivá zařízení a systémy mají svojí autonomní regulaci a navázat pomocí integrace komunikaci s centrálním systémem stojí peníze. Na velín je pak vyveden ovládání nebo jen informace o provozu

jednotlivých systémů, což dává provozovateli jen omezené nebo nepřehledné informace a tím omezuje jeho možnost optimalizovat provoz celého objektu. Přitom cena systému měření a regulace je cca 2,5 % ceny celého (administrativního) objektu. Minimalizací měření a regulace lze ušetřit nejvíce 0,8 % z ceny budovy za cenu snížení možností optimalizovat provoz objektu. O nehospodárnosti špatně regulovaného objektu si lze udělat z jednoho krajního případu. V administrativní budově s nepříliš kvalitní fasádou došlo k výpadku systému MaR. Provoz vytápění byl pak řízen ručně. Spotřeba tepla za srovnatelné období v předchozím roce byla pak téměř trojnásobná !

Podle vyhodnocení nákladů na provoz některých administrativních objektů se tyto náklady po deseti letech vyrovnávají investičním nákladům. Přestože jsou provozní náklady vysoké, nikdo nehledá možnosti jak je snížit provozní náklady budovy již ve fázi formulace zadání projektu a zejména při jeho návrhu a vypracování realizační dokumentace. Na příklad světla. O typu svítidel a jejich energetické náročnosti a vhodnosti rozmístění se při návrhu osvětlení příliš neuvažuje. Přitom náklady na energii za svícení jsou velmi vysoké a navíc teplo, které tímto způsobem do objektu přivedu musím odvést prostřednictvím strojního chlazení, což jsou další náklady na energie a i zvýšení investičních nákladů.

Snaha o snižování investičních nákladů dále vede ke snižování úrovně technických zařízení budov a zhoršování tepelně izolačních vlastností objektu. V přípravné fázi projektu se vůbec neřeší, jakým způsobem bude budova provozována a zda bude možné jí provozovat efektivně.

Je logické a v praxi ověřené, že jednoduché zařízení vyrobené navíc z levných komponentů vyžaduje větší nároky na provozovatele výrazně vyšší náklady na opravy a údržbu. Vyšší budou pravděpodobně i náklady na energie.

Je třeba si však uvědomit, zda úspora na zařízení techniky prostředí které vede ke snížení standartu pracovního prostředí a je tím správným řešením. Pracovní výsledky jsou ovlivněny podmínkami, za kterých jsou prováděny. Vliv na objem a kvalitu vykonané práce má vliv mikroklima prostředí, které ovlivňuje zejména soustředění a únavu pracovníků.

Firma, která se vážně zabývá Facility managementem a provozuje objekty a jejich technická zařízení uvedené problémy dobře zná a již při zadání projektu a jeho zpracování byla schopna na ně včas upozornit investora i projektanty. To se však zásadně neděje a provozovatel se dostane na objekt až většinou po jeho předání nebo ještě později. To je příčinou řady zbytečných komplikací.

Nabízí se využití organizací zabývajících se FM je ve dvou etapách:

- ve fázi přípravy stavby, při formulaci zadání a vlastním projektování, kdy je možno včas posoudit návrh objektu z hlediska jeho využívání. Ve světě, kde již FM je zavedený bývá ve fázi projektování zpracovávána studie provozu objektu, která posuzuje objekt

z hlediska ekonomického využívání a navrhuje podrobně způsob, jak objekt provozovat.

V zemích, kde je využívání služeb FM běžnou praxí se již ve fázi projektu zpracovává Plán provozu objektu, který posuzuje objekt z hlediska ekonomického využívání a navrhuje podrobně způsob, jak objekt provozovat včetně vyčíslení nákladů. Tento plán mimo jiné upozorňuje na případné problémy daného řešení, které mohu být z hlediska provozování objektu nevhodné. Tyto připomínky je pak možné ještě včas do projektu zapracovat. Obdobný plán se v Čechách zpracovává jen výjimečně a pokud ano tak bez výsledného efektu.

- ve fázi uvádění do provozu. Zde je třeba, aby firma jenž má následně objekt provozovat,

zahájila svojí činnost již v době provádění komplexních zkoušek. Jen tak se může včas seznámit s objektem a jeho vybavením aby mohla objekt úspěšně provozovat. Dále by se tato firma měla přímo účastnit předávacího řízení. Jednak zná potenciální nedostatky objektů a potom je v jejím vlastním zájmu podchytit včas všechny chyby, jejichž odstranění by v budoucnu byla nucena sama řešit.

ZÁVĚR

Výsledkem spolupráce investora, projektanta a provozovatele by mělo být nalezení optimálního řešení vyhovující představám investora z hlediska investičních nákladů a i nákladů na následný provoz objektu.

NÁKLADY NA NÍZKOENERGETICKÝ PROJEKT

Radoslav Mažerik

Obermeyer Albis Stavoplan, spol s r.o.
mazerik@obermeyer.cz

ANOTÁCIA

Tento článok sa snaží analyzovať náklady na nízkoenergetické projekty a poukázať na momentálny stav v tejto problematike. Autor sa zaoberá nákladovou bilanciou na nízkoenergetický projekt a rozvádza úvahu o zvýšených priamych a vedľajších nákladov spojených s realizáciou nízkoenergetického projektu. Zároveň z pohľadu nákladov a ich vzájomných vzťahov špecifikuje hlavných účastníkov takýchto projektov.

ÚVOD

Problematika nízkoenergetických, pasívnych či nulových stavieb a projektov patrí medzi najdiskutovanejšie témy súčasných dní. Aj napriek stále narastajúcej reklame, mediálnej podpore, rôznym formám štátnych dotácií a podporných programov či zvýhodneným pôžičkám bankových subjektov stále platí, že sme v nízkoenergetických stavbách niekde tesne za štartovacou čiarou naproti okolitým krajinám. Len na porovnanie, kým v susednom Nemecku sa množstvo nízkoenergetických stavieb pohybuje v tisícoch, v ČR sa množstvo takýchto budov pohybuje rádovo v desiatkach či stovkách.

O malom záujme verejnosti o investície do takýchto stavieb hovoria aj štatistiky MŽP ČR, podľa ktorých bolo v rámci programu Zelená úsporám do 10/2009 podaných niečo okolo 1000 žiadosti o dotácie a z toho len cca 12 žiadosti na realizáciu nizkonenergetického objektu (domu).

Kde hľadať príčinu uvedeného stavu.

ANALÝZA NÁKLADOV NA NÍZKOENERGETICKÝ PROJEKT

Jednou z hlavných príčin sú vysoké počiatočné náklady a návratnosť investícií. Ak sa zameriame len na nízkoenergetické domy a porovnáme ich s klasickými domami, tak podľa odbornej verejnosti sú náklady na nízkoenergetické domy cca o 10 -15 % vyššie naproti klasickému bývaniu a návratnosť sa počíta cca do 12-15 rokov. Tu je nutné položiť si otázku, či sú do týchto nákladoch zakalkulované všetky investície budúceho majiteľa - investora. To znamená či v týchto číslach sú zahrnuté i vedľajšie náklady, náklady na kúpu pozemku či finančné náklady spojené s realizáciou celého projektu.

Náklady na akvizície

Nízko energetický objekt nie je možné postaviť na akomkoľvek mieste. Dôležitý je výber vhodnej lokality a pozemku. Podľa odbornej verejnosti je ideálny mierny svah s orientáciou na juh. Pokiaľ hodláme využiť solárnu energiu je potrebné brať do úvahy aj zatienenie pozemku stromami (lesom) či okolitou zástavbou. V prípade ak uvažujeme o čerpadle napríklad zem voda je potrebné počítať s cca 3 krát väčšou plochou pozemku ako je vykurovaná plocha. Ak to premeníme na drobné, už pri výbere lokality je potrebné uvažovať minimálne s radou odborníka alebo v lepšom prípadne poveriť odbornú firmu s týmto výberom. Samozrejme dobrá rada niečo stojí. K tomu je potrebné poznamenať, že takéto pozemky sú lukratívne a málo dostupné. Takže hneď v prvom kroku sa naše investície do akvizícií naproti klasickému domu o niečo predražia. Developerské spoločnosti z hlavného mesta sa snažia náklady na tieto akvizície znižovať umiestnením takýchto objektov do

okrajových častí. Často takto získané súkromie lepšie povedané takto znížené náklady sú na úkor dostupnosti infraštruktúre (školy, škôlky nákupné centrá a pod).

Priame stavebné náklady

Ak sa by sme porovnali klasický a nízkoenergetický dom narazíme na niekoľko rozdielov, ktoré zvyšujú investície i v priamych nákladoch. V krátkosti sa zameriam len na najhlavnejšie.

Pri architektonickom návrhu tvaru objektu sa odporúča vybrať si čo najjednoduchší kompaktný tvar, tak aby sme sa vyvarovali technický náročných riešeniam detailov a vznikaniu tepelných mostov. Tu záleží na investorovi, či chce nejaký architektonický skvost alebo sa uspokojí s jednoduchým riešením či použije nejaký typový projekt.

V ďalšom kroku nasleduje výber materiálu konštrukčného systému. Na trhu sa nachádza široký sortiment výrobkov od klasických tehliarskych kusových materiálov, cez drevo až po novodobé konštrukčné systémy so zabudovanou vrstvou izolácie. Všetky majú svoje za a proti. Úsporné materiály sú o niekoľko korún drahšie ako bežné, ale táto položka v bilancii nákladov na stavbu nezohráva až takú veľkú rolu.

Pokiaľ si nevyberieme nejaký systém už so zabudovanou izoláciou nasleduje výber tepelnej izolácie. Zabudovaním tepelnej izolácie do základových konštrukcií i do odvodových stien a strechy dostávame dokonale obalený objekt. Tu je nutné zdôrazniť, že nielen výber vhodného materiálu a návrh technického riešenia, ale i samotná realizácia zohráva dôležitú úlohu. Hlavne je potrebné zamedziť vzniku tepelných mostov a to ako v projekčnej časti tak aj v samotnej realizácii. Je nutné sústrediť sa na riešenie detailov.

Nemenej závažným krokom je výber výplňových konštrukcií fasády a to hlavne okien. Pri výbere je potrebné venovať zvýšenú pozornosť ako rámu okna tak aj na výplni okna. Na trhu sa nachádzajú plastové, drevené , hliníkové, plastovo hliníkové okná s izolačným dvojsklom aj trojsklom. Dnešný štandard a bežná prax počíta s prestupom tepla výplne okien U = 1,1 W/m2K. Bohužiaľ hoci sa na trh dostávajú okná s vylepšenými tepelne technickými vlastností, achylovou pätou je v súčasnosti rám okna a riešenie detailu napojenia okna na nosné konštrukcie. Finančne sa tieto položky prejavia už výraznejšie do celkového rozpočtu na nízkoenergetický dom.

Ďalej nízko eneregetický dom je naproti klasickému domu potrebné opatriť systémom meraného a regulovaného vetrania, topenia a prípravy TUV. Pri vetraní je na prvom mieste potrebné zamedziť tepelným ziskom a stratám otváraním okien. Napríklad, použitím vetrania s rekuperáciou tepla, predhrievaním nasávaného vzduchu v zemnom výmenníku, či využitím tepelného čerpadla s rekuperáciou vzduchu. Pri výbere systému topenia je niekoľko možností. Tu je dôležité zodpovedať otázku čo bude zdrojom energie resp. čím budeme topiť (elektrinou, plynom, tepelným čerpadlom, diaľkovým teplom, biomasou, kogeneračnou jednotkou apod.) a aké zariadenia na vytápanie využijeme t.j. lokálne vykurovacie zariadenie alebo centrály zdroj tepla s rozvodom vhodného média (vzduch, voda). Ideálne je spojiť tieto systémy do jedného celku.

Nákladovo to pre nás znamená nielen navýšenie investícii za tieto zariadenie (tj. napríklad rozvody VZT, koncové elementy a centrálne jednotky VZT, tepelného čerpadla a MaR), ale aj zvýšené náklady na priestory pre ich umiestnenie (vyššia svetlá výška, zvýšené požiadavky na plochy pre umiestenie napr. tepelného čerpadla či vzduchotechnickej jednotky), náklady na izoláciu proti hluku týchto systémov, požiarnu ochranu, či napojenie na elektrickú energiu (zvýšený príkon).

Toto je len výňatok z priamych nákladov na stavebné materiály a konštrukcie a systémy TZB, ktoré je potrebné do nízkoenergetického bývania investovať naproti klasickému. K tomu je nutné prirátať výber dobrej spoločnosti, ktorá Vám nízkoenergetický dom postaví. Pokiaľ niekto uvažuje o svojpomocnom postavení nízkoenergetického domu je buď majiteľom stavebnej spoločnosti alebo hazardér, takže túto myšlienku ďalej nebudem rozvádzať. Výber spoločnosti, ktorá Vám zrealizuje nízkoenergetický dom je možné ponechať na odbornej znalosti investora, alebo požiadať znova niekoho o radu, ktorú si opäť investor zaplatí. Existuje viacero kritérií výberu ale, asi najväčšiu váhu majú referencie, profesná úroveň robotníkov, ale i technikov a manažmentu realizačnej spoločnosti. Samozrejme tieto kritéria nezaručia, že počas výstavby nezlyhá ľudský faktor a miesto navrhnutého materiálu sa použije lacnejšia náhrada, predlží sa termín výstavby apod. Preto investor je nútený siahnuť po nezávislom stavebnom dozore. A tu sa dostávame z priamych nákladov na výstavbu do tzv. vedľajších nákladov. Tieto náklady zahrnujú položky ako riadenia projektu a TDI, projekčná či poradenská činnosť a ďalšie.

Vedľajšsie náklady

Nájsť dobrého projektanta resp. projekčnú kanceláriu, ktorá by koordinovala celý projekt tak, aby sa vyvarovala nevhodnému architektonickému návrhu, nevhodne vybraným materiálom či chybám spojených s neznalosti konštrukčných princípov či technológie výstavby je dá sa povedať málo. Renomované spoločnosti si investor musí zaplatiť. Pokiaľ koketuje s myšlienkou znížiť náklady špekuláciou s výberom projektanta riskuje. Takže i pri výbere projektanta je potrebné počítať s vyššími nákladmi na projekčnú činnosť.

Riadenie projektu profesionálom znižuje rizika za nevydarený projekt. Pokiaľ investor uvažuje s riadením projektu takouto osobou môže už v projekčnej fázy odhaliť chyby. Minimálne by mal investor počítať s účasťou TDI v realizačnej fázy. I tu platia podobné princípy ako pri výbere projektanta, či realizačnej spoločnosti. Vysokokvalifikovaných odborníkov v tejto oblasti je málo. Špecialistov bude nutné dobre zaplatiť.

Finančné náklady

K týmto vyššie uvedeným vedľajším nákladom by mal investor pripočítať aj finančné náklady spojené s realizáciou nízkoenergetického domu. Tieto náklady zahrnujú položky spojené s financovaním celého projektu ako napríklad bankové poplatky spojené s financovaním projektu bankovou pôžičkou, úroky z úverov či náklady spojené s vlastním financovaním, právnym poradenstvom a pod.

Návratnosť investícií

Predpoklad návratnosti vyšších počiatočných investícií do nízkoenergetického domu je založený na nižších prevádzkových nákladoch za teplo na takéto úspornej stavby a každoročnom náraste cien energií. Prepočty návratnosti vychádzajú z faktu, že nízkoenergetické domy majú spotrebu tepla do 50 KWh/m2/rok naproti bežnému bývaniu, kde sa spotreba tepla pohybuje často za 150 KWh/m2/rok a z každoročného rastu nákladov na energie. Niektoré kalkulácie uvádzajú medziročný nárast cien energií 3%, pesimistické odhady viac ako 5%.

K uvedenému je nutno poznamenať, že náklady na prevádzku nízkoenergetického domu nie sú tvorené len nákladmi na energie, ale i nákladmi na opravy a údržbu. Pokiaľ zanedbáme možné chyby a budeme predpokladať ideálne prevedenie projektu, tak u konštrukcií by investor v rámci záruk a životnosti nemal očakávať nejaké vyššie náklady na údržbu ako pri bežnej stavbe.

Väčším problémom sú systémy TZB, kde sa u nízkoenergetických domoch naproti klasickým stretávame s vyšším podielom točivých strojov a elektrických zariadení. Bežná zmluvná záručná doba na točivé stroje a elektrické zariadenia (čerpadlá, vzduchotechnické jednotky a pod) je len 24 mesiacov. Zvýšená záručná doba je podmienená servisnými zmluvami. Takže už po 24 mesiacoch by mal investor nutne počítať s nákladmi na údržbu a opravy týchto zariadení. Ďalej si dovolím podotknúť, že s rastúcim časom strácajú niektoré systémy účinnosť napr. fotovoltajické články. Potom plánovaná návratnosť sa znižuje, často výrazne. Možné riziká spojené s opravami a údržbou je možné dosiahnuť s použitím kvalitných ale o niečo drahších výrobkov.

REVITALIZÁCIA

Okrem realizácie nových nízkoenergetických domov a projektov je možné uvažovať i s revitalizáciou starej zástavby. Už niekoľko rokov sa zateplením a výmenou okien upravujú staré zástavby na energetické úspornejšie stavby. Je možné uvažovať aj o komplexnej prestavbe starého objektu na nízkoenergetický štandart. Takéto projekty sú však náročné a to nielen na predprojekčnú prípravu (náklady na prieskumy) ale i na projekciou a na samotnú realizáciu. Nejedná sa len o výmenu okien a dodatočnú izoláciu, ale i o komplexné riešenia systémov TZB. Projektant musí uvažovať a riešiť úskalia a detaily spojené napríklad s vedením nových trás VZT, topenia, umiestnenie centrálnych jednotiek v náveznosti na dispozície, ďalej sa riešia búracie práce. Takže investor musí kalkulovať s vyššími nákladmi ako v projekčnej tak i v realizačnej fázy.

V súčasnosti je pri rekonštrukciách a revitalizáciách starších budov je možnosť využitia dotačných programov ako sú Zelená úsporám, Panel (resp. Nový panel), pre podnikateľov programy OPPI (Operační program podnikání a inovace) a ďalšie ako OIP, OPŽP vid http://www.knaufinsulation.cz/cs/prvni-pomoc. Na stavbu nových pasivných rodinných a bytových domov je možnosť využitia prostriedkov z programu Zelená úsporám. Prostriedky z týchto programov môžu dosiahnuť v niektorých prípadoch až 100 % nákladov. Zároveň je možnosť čerpania dotácií aj na vypracovanie projektovej dokumentácie.

ZÁVER

Článok sa snažil poukázať na to, že pozitíva spojené s realizáciou nízkoenergetických projektov sú spojené s nedôverou investorov s návratnosťou investícií. Pochybovačnosť súvisí hlavne s návratnosťou investovaných financií v rozumnom časovom horizonte.

Realizácia nízkoenergetických projektov je podmienená dostatkom kvalifikovaných odborníkov vo svojich profesiách.

Zvýšené náklady na nízkoenergetické projekty je potrebné hľadať ako v priamych investíciách do konštrukcií či systémov TZB nízkoenergetickej stavby tak i vo vedľajších nákladoch či akvizíciách.

LITERATURA

[1] ADAMEK J. *Potenciální chyby při výstavbě nízkoenergetických domů.* Dostupné z http://www.obcanskavystavba.cz

[2] www. knaufinsulation.cz

SROVNÁVACÍ ANALÝZA DEZINFEKČNÍCH METOD S POUŽITÍM UV ZÁŘIČŮ V KLIMATIZAČNÍCH ZAŘÍZENÍCH

Petr Andres

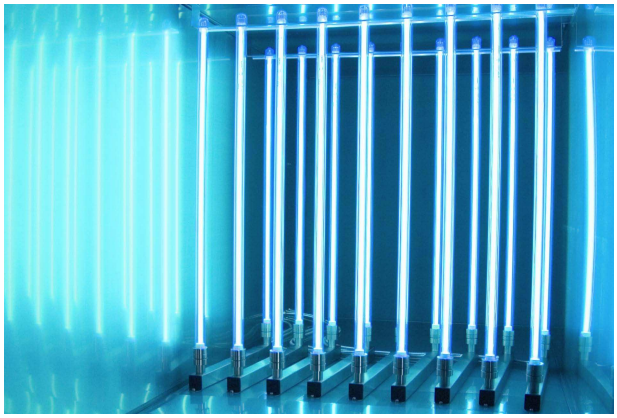
Flair,a.s.

ANOTACE

Vzduchotechnická a klimatizační zařízení dnes ovlivňují pracovní a obytné prostředí mnoha miliónů lidí na celé planetě. Podle statistik VDI si přibližně čtvrtina těchto osob stěžuje na pocity nevolnosti.

ÚVOD

Důvodem pro provedení srovnávací analýzy několika dezinfekčních metod byl akutní požadavek zlepšení kvality vzduchu v administrativním centru firmy Colonia-Nordstern Management AG v Kolíně nad Rýnem.



***Obr. 1** UVC zářiče sterilAir EFD 2000 v klimajednotce*

Cílem projektu bylo získání podkladů pro analýzu s dokonale srovnatelnými výsledky. Administrativní centrum Colonia-Nordstern poskytovalo stejné technické rámcové podmínky pro různé dezinfekční metody, resp. zařízení. Disponovalo šesti vzduchotechnickými zařízeními s klimatizačními jednotkami s adiabatickými zvlhčovači s cirkulačními pračkami vzduchu, která měla identickou konstrukci, sloužily stejnému účelu a pracovaly za stejných vnějších podmínek[i].

Voda z pěti praček vzduchu byla dezinfikována různými dezinfekčními zařízeními s technologií UVC[ii], jedna pračka pracovala původním způsobem s přípravkem na bázi peroxidu vodíku.

Ve čtyřech klimajednotkách nainstalovali technici průtokové reaktory, u nichž je voda z pračky dezinfikována pomocí externího cirkulačního čerpadla. V jednom zařízení působily ponorné zářiče steril*Aqua*® AQT přímo v pračce.

Dezinfekční zařízení byla testována na následující kritéria:

- dezinfekční výkon jednotlivých metod,
- koncept a bezpečnost systému
- technické provedení a vhodnost za provozních podmínek,
- ovládání a kontrola systému centrálním systémem řízení budovy
- nároky na údržbu a servis,
- náklady na pořízení, obnovu a provoz

Program pro analýzu byl vypracován a sledován osobou odpovědnou za technické vybavení tohoto administrativního centra Colonia-Nordstern. Za odborně technické provedení hygienického průzkumu byl zodpovědný hygienický institut Porúří.

Zpracování veškerých dat bylo provedeno vlastní technickou službou firmy Colonia-Nordstern.

Nevolnosti způsobované vzduchotechnickými zařízeními v uzavřených prostorech

Symptomy lze shrnout do dvou různých kategorií:

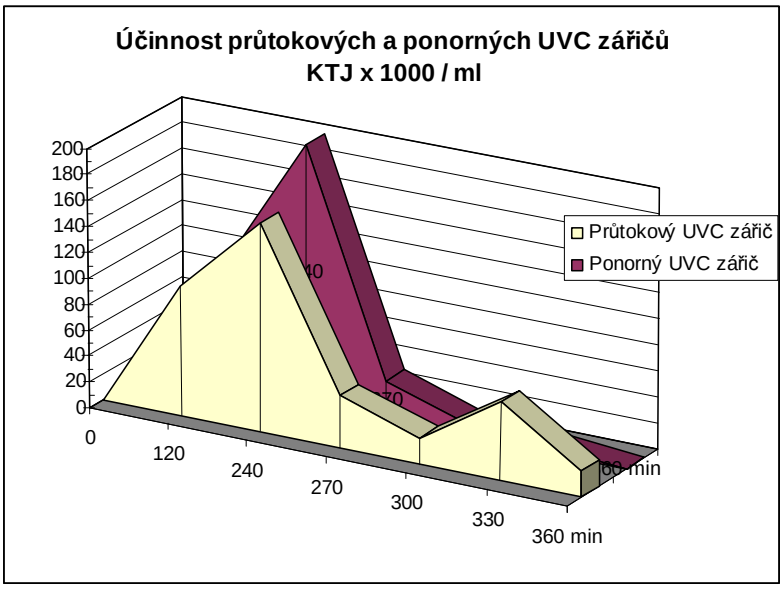
SBS = Sick-Building-Syndrom a BRI = Building Related Illness

Termín SBS zahrnuje velké množství různých symptomů[iii]. Pro všechna specifická medicínská onemocnění související s problémy se vzduchem uvnitř místností[iv] se užívá pojem BRI.

Vedle zdravotních problémů se do centra zájmu staví především i ekonomické aspekty. Jedna studie EU[v] tak dokládá, že optimalizací klimatizace lze dosáhnout snížení nákladů o faktor 8 oproti nákladům způsobeným o 1% častější nepřítomností zaměstnanců zapříčiněnou nemocí.

Nejčastější příčinu problémovosti kvality vzduchu v uzavřených prostorech je třeba dnes hledat v použití adiabatických zvlhčovačů vzduchu s cirkulací vody ve vzduchotechnických zařízeních. Určujícím faktorem je zde stupeň zatížení vody používané v pračce. Mikrobiologická kontaminace vody z pračky[vi] 1000 KTJ/ml[vii] je podle platných směrnic VDI ošetřování vody ve zvlhčovačích přípustné pouze *„fyzikálními látkami nebo látkami s testovanou použitelností“*[viii]. VDI 6022 jde v tomto ohledu ještě dále, vyžaduje doklad o nezávadnosti odpovídajících přísad do vody.

Jako dezinfekční prostředky se v současnosti používají většinou biocidy, jejichž toxikologická nezávadnost je však zajištěna pouze za určitých podmínek. Tyto přísady se dostávají spolu se přívodem čerstvého vzduchu do klimatizovaných prostor a proto nelze vyloučit jejich chronický vliv na osoby. Potlačování růstu bakterií v komorách praček těmito prostředky je proto třeba z hygienického hlediska odmítnout.[ix]



Obr. 1 *Porovnání účinnosti průtokových a ponorných UVC zářičů*

V posledních letech se jako účinná alternativa k použití biocidů při dezinfekci vody pro zvlhčovače stále více prosazují dezinfekční stanice s technologií UVC. Výhodou tohoto typu dezinfekce je to, že se obejde bez chemikálií a nemá problémy s dávkováním. Zároveň tato metoda předchází zvyšování rezistenci stávajících bakteriálních kmenů.

Ultrafialové zářiče vytvářejí světelné záření o určité vlnové délce (100 - 280 nm = UVC), které deaktivuje genetický materiál (DNA) mikroorganismů a tím způsobuje smrt buněk.

Nevýhoda dezinfekce ultrafialovým zářením - ve srovnání s biocidy - spočívá v absenci setrvačného působení, tzn. že při přerušení ozařování může v krátké době dojít k silné kontaminaci prací vody.

Této nevýhodě lze čelit dvěma postupy:

1. Použitím technických sledovacích zařízení, která se používají při metodě průtokové dezinfekce, nebo
2. použitím ponorných zářičů steril*Aqua*® AQT vložených přímo do vodní náplně pračky.

Metody a materiály mikrobiologických a hygienických zkoušek

V rámci popisované analýzy pro zjištění účinků různých dezinfekčních metod a různých systémů byly poskytnuté pračkové komory nejdříve vyčištěny a naplněny pitnou vodou. Pro dosažení zvýšené kontaminace prací vody bylo vzduchotechnické zařízení provozováno 4,5 hodiny bez dezinfekce. Po uvedení dezinfekčních zařízení do provozu byly v půlhodinových intervalech odebírány vzorky pro zjištění dezinfekčního účinku v průběhu 2 hodin.[x]

Dezinfekční účinek byl testován ve dvou cyklech průzkumu, které trvaly po čtyřech týdnech[xi], jak s pitnou vodou z veřejné vodovodní sítě[xii], tak s vodou upravenou pomocí reverzní osmózy.[xiii] Na začátku a na konci cyklů průzkumu byly vzorky navíc analyzovány na fekální indikátory[xiv], fakultativně na rody, příp. druhy baktérií[xv] a na akciomycety[xvi].

Ve všech vzorcích vody byl zjišťován počet kolonií baktérií[xvii] a hub[xviii] a dále obsah celkového organického uhlíku (TOC)[xix]. Jako živné prostředí byly použity želatinový agar a agar R2A[xx].

Použití obou živných prostředí umožňuje srovnání s DIN 1946 a poskytuje obsáhlý obraz o mikroorganismech, které se skutečně vyskytují ve vodní náplni pračkových komor.

Odběr prvního vzorku byl proveden vždy bezprostředně po naplnění pračky, aby bylo pokud možno stanoveno existující základní bakteriální zatížení komor. Poté byly odebírány každý týden dva vzorky. První z nich byl odebírán vždy první pracovní den po víkendu před zapnutím klimatizačních zařízení, druhý vždy poslední pracovní den před víkendem za normálního provozu vzduchotechnického zařízení. Byla tak zjištěna mikrobiologická kvalita pračkové vody v obou extrémních situacích.

HYGIENICKÁ KRITÉRIA

Z hygienického pohledu je voda v pračce vhodná pro zvlhčování vzduchu vzduchotechnických zařízení až do hodnoty 1000 KTJ/ml (DIN 1946/ VDI 6022). Při vyšších hodnotách do 10 000 KTJ/ml je nutné provést podrobnou kontrolu dezinfekčních zařízení. Při počtu kolonií nad 10 000 KTJ/ml by se mělo vzduchotechnické zařízení ze zásady odstavit mimo provoz.

HODNOCENÍ POUŽITÝCH DEZINFEKČNÍCH METOD A ZAŘÍZENÍ

Hodnocení dezinfekčního výkonu

Použití biocidů

V pračkové komoře dezinfikované přípravkem z peroxidu vodíku nebylo možné v žádném ze vzorků až do konce pokusu prokázat bakteriální kontaminaci. I v doplňkových odběrech na povrchu a v ústí rozprašovacích trysek zvlhčovače a na vnitřních površích komory byly výsledky rovněž dobré, protože všechny díly smáčené vodou byly zasaženy dezinfekčním prostředkem. Průzkum houbových kultur jednou ukázal v několika vzorcích slabé napadení.

Z hlediska kvality vzduchu bez následné zátěže interiéru chemickými přísadami je tento mikrobiologicky bezvadný postup předmět další možné diskuse.

Použití dezinfekčních zařízení s technologií UVC (obecně)

Alternativní metodou bez chemických přísad pro dezinfekci užitkové vody v pračkových komorách je použití záření UVC. Ozářením vody paprsky UVC je možné udržovat mikrobiologickou kontaminaci na úrovni, která je z hygienického hlediska dostatečně nízká. Výsledky se shodují jak u celkového počtu zárodků, tak i u doplňujících zkoušek na fekální indikátory[14], fakultativně na rody[15], případně druhy baktérií a na akciomycety[16].

Průzkumy kolonizace v oblasti rozprašovacích trysek a na vnitřních površích pračkových komor však ukázaly, že použití záření UVC pro účely dezinfekce v zásadě nemá setrvačný účinek[xxi].

Z tohoto pozorování vyplývá, že použití průtokových reaktorů pro dezinfekci cirkulující vody je systémově nevýhodné, protože ozařování probíhá pouze v malé omezené části systému.

Přímé ozařování pomocí ponorných zářičů steril*Aqua*® uvnitř pračkových komor proto při všech zkouškách vedlo k výrazně lepším výsledkům.

Průtokové zářiče

Prakticky rovnocenné uspokojivé výsledky podávala zařízení s průtokovými zářiči, která dezinfikují vodu mimo pračkovou komoru vždy pomocí jednoho zářiče UVC a příslušného cirkulačního čerpadla. Kontaminace bakteriemi a houbami se pohybovala v přijatelném rozmezí. Opakovaně však byly zjištěny zvýšené kontaminace, způsobené zčásti koncepčními a konstrukčními nedostatky , popř. instrukcemi výrobce. Cílová představa cca 1000 KTJ/ml v pračkové vodě na začátku větrání po víkendových přestávkách proto nemohla být vždy dodržena[xxii].

Ponorné zářiče

Nejlepšího výsledku v průzkumu z hygienického hlediska bylo dosaženo při použití ponorných zářičů steril*Aqua*® *přímo ve vodě pračkové komory.*[xxiii]

Počet kolonií zde činil většinou 1 KTJ/ml, často však dosahoval detekčního limitu, popř. ležel pod ním.

Předepsaná hodnota 1000 KTJ/ml stanovená podle DIN 1946 a VDI 6022 tak byla s velkou rezervou splněna.

Obr. 2 *Ponorné UVC zářiče sterilAir AQT 2000 v pračkové komoře*

Nadprůměrně dobré výsledky testů bylo možné potvrdit i v následujících později provedených průzkumech nezávislých institucí[xxiv].

Posouzení konceptu, systémové bezpečnosti a vhodnosti pro provozní prostředí

Vícenásobný systém, jakým je koncept ponorných zářičů steril*Aqua*®, poskytuje díky své konstrukci vyšší provozní a funkční bezpečnost než zařízení, která jsou vybavena pouze jednou účinnou jednotkou a doplňujícími komponentami zařízení. Ponorné zářiče se vyznačují jednoduchou montáží a nemají žádné mechanické součásti vystavené opotřebení (např. cirkulační čerpadla). Kvalitní komponenty odpovídají současnému stavu znalostí a jakosti. Konstrukce zohledňuje hygienické nároky ve vztahu k montáži a snadnosti servisu a údržby.

Komunikační modul steril*Aqua*® umožňuje řízení a sledování funkcí každé jednotlivé jednotky ponorného zářiče bez dalších nákladů na sledování mimo centrální systém řízení budovy. Řízení potřeb je tak možné realizovat za podmínek s minimálním rizikem a optimální hospodárností. Při případném výpadku je chybějící výkon automaticky vyrovnán[xxv]. Díky inteligentnímu využití možností takového konceptu bylo dosaženo významného příspěvku ke snižování nákladů na počet pracovníků a dobu pohotovosti.

Přímé ozařování UVC ve vodní nádrži pračkové komory vede k výraznější zátěži zárodků na površích a umožňuje tak trojnásobně prodloužený interval údržby oproti nárokům na čištění, které vyžaduje běžný průtokový zářič[xxvi].

Použitím ponorných zářičů steril*Aqua*® tak lze dosáhnout rozhodujících úspor v nákladech na čištění a údržbu.

---

[i] Tato zpráva je založena na rozsáhlých pracích, které nám pro naši vnitrofiremní informaci a školení poskytla společnost Colonia-Nordstern Management AG v Kolíně nad Rýnem po skončení testovací fáze a následného uvedení do provozu našich zařízení sterilAqua AQT s ponořenými zářiči ve všech 10 pračkách vzduchu prvního stupně výstavby.

[ii] Dezinfekční zařízení na bázi ultrafialového záření byla poskytnuta předkladateli nabídek, pozvanými k testu, a byla provozována za podmínek specifikovaných příslušnými dodavateli.

[iii] Bolesti hlavy, únava, problémy se soustředěním, podráždění/pocit vysušení sliznic, atd.

[iv] Infekce, alergie, onemocnění rakovinou

[v] EU Report 4 "Sick Building Syndrome"

[vi] Směrnice VDI 3803/ Směrnice VDI 6022

[vii] kolonie tvořící jednotky v jednom mililitru

[viii] Podle DIN 1946, díl 2 (Vzduchotechnika v uzavřených prostorech, zdravotně technické požadavky)

[ix] Péče o zdravé a bezpečné pracovní prostředí a zároveň odůvodněná skepse zodpovědných osob ve vztahu k poměru ceny a užitku dosud používané chemické dezinfekce byly prapůvodní příčinou toho, že byly provedeny pokusy s takto vysokými náklady.

[x] Vzorky byly odebírány ze všech praček, v nichž byly instalovány dezinfekční stanice s technologií UVC. Z praček dezinfikovaných biocidy byly z provozních důvodů odebírány vzorky až ve druhém cyklu průzkumu.

[xi] Doba zkoušky od 2.5.2005 do 26.6.2005
1. cyklus průzkumu od 18. kalendářního týdne do 22. kalendářního týdne roku 2005,
2. cyklus průzkumu od 22. kalendářního týdne do 26. kalendářního týdne roku 2005

[xii] Kvalita pitné vody optimálně vyhovuje požadavkům pro dezinfekci technologií UVC. (Propustnost ultrafialového záření při 254 nm τ_{10mm} => 95%, tvrdost vody = 7° dH)

[xiii] připravená v rámci interního technického vybavení budovy

[xiv] Bakterie Escherichia coli/coliforme svědčí o fekálním znečištění, např. ptačími exkrementy.

[xv] Druh Legionella může způsobovat horečnatá onemocnění, eventuálně i atypické zápaly plic se smrtelným průběhem. Pseudomonas aeruginosa způsobuje hnisavé záněty ran a středouší

[xvi] Akciomycety jsou - podobně jako mikromycety (houby) - odpovědné za alergie

[xvii] při 20°C a inkubační teplotě 36°C

[xviii] při inkubační teplotě 30°C

[xix] (Total Organic Carbon), potenciální živiny, které podporují růst bakterií.

[xx] Citlivý živný substrát s 10^2 - 10^3 krát vyšší mírou detekce než želatinový agar, takže jsou zjištěny např. i lipopolysacharidy (součásti buněčné stěny všech gramnegativních bakterií), které mohou při inhalaci působit senzibilizačně.

[xxi] doplňující doporučení:

Jsou-li při vysoké kontaminaci prací vody zjištěny již silné bakteriální povlaky na stěnách, je třeba prací komoru důkladně vyčistit. Při každém čištění je třeba věnovat zvláštní pozornost dezinfekci rozprašovacích trysek. Při větrání bez zvlhčování (např. během letních měsíců), má smysl zabránit existenci hnízd vlhkosti v pračce. Je třeba demontovat trysky, rozvodná potrubí a čerpadlo, vyčistit je a znovu namontovat teprve na začátku topné sezóny, resp. období zvlhčování.

[xxii] V některých pokusech s průtokovými reaktory steril*Aqua*® (srovnatelnými se zařízeními použitými při testu) se ukázalo, že při trvalém provozu (24 hodin denně) a při dodržování průtoku vody v nádrži se výskyt zárodků významně snížil.

[xxiii] Rozmístění šesti ponorných zářičů steril*Aqua*® AQT v nádrži pračky.

[xxiv] Průběžné průzkumy ukázaly, že při použití 5 ponorných zářičů v jedné pračce při zapnutých čerpadlech pračky a 3 ponorných zářičů za klidu čerpadel bylo vždy dosaženo hodnot < 20 KTJ/ml za normálního provozu, resp. maximálních hodnot < 1000 KTJ/ml před zapnutím v pondělí ráno. Zároveň bylo možné drasticky snížit intervaly čištění pračky. Od zahájení normálního provozu do konce roku 2005 nebylo třeba čištění pračky vůbec provádět.

[xxv] Optimalizační pokusy v praxi vedly za normálního provozu mimo jiné k bezrizikovému snížení použití UVC, takže je neustále alespoň jeden ze šesti použitých ponorných zářičů připraven pro "nárazové využití".

[xxvi] Hygienickým ústavem je pro všechny pračky s průtokovou dezinfekcí doporučen interval čištění 4 týdny.

ZATEPLENO, NOVÁ OKNA… A CO DÁL?

Petr Bohuslav

Hoval CZ s.r.o.
bohuslav@hoval.cz

V současné době se díky dotačnímu programu „Zelená úsporám“ rekonstruuje mnoho objektů. Jejich vlastníci investovali do výměny oken i do obkládání fasád centimetry izolací. Je dobře, že vládní investice pomohly oživit otázku energetických úspor; chybou však je, že jen málo firem je schopno pohlédnout na problém komplexně.

Díky zateplení budovy a výměně oken zpravidla dojde k výraznému snížení tepelných ztrát a ke vzduchotěsnému uzavření stavby. Vložené investice se projevují zpočátku velmi rychle - snížením provozních nákladů. Po roce či dvou však přichází rozčarování: uživatel zjistí, že sice instaloval okna s velmi účinným těsněním a trojitými skly, ale protože je nutné objekt větrat (jinak dochází ke tvorbám plísní), nechává těsná okna trvale otevřená alespoň na mikroventilaci.

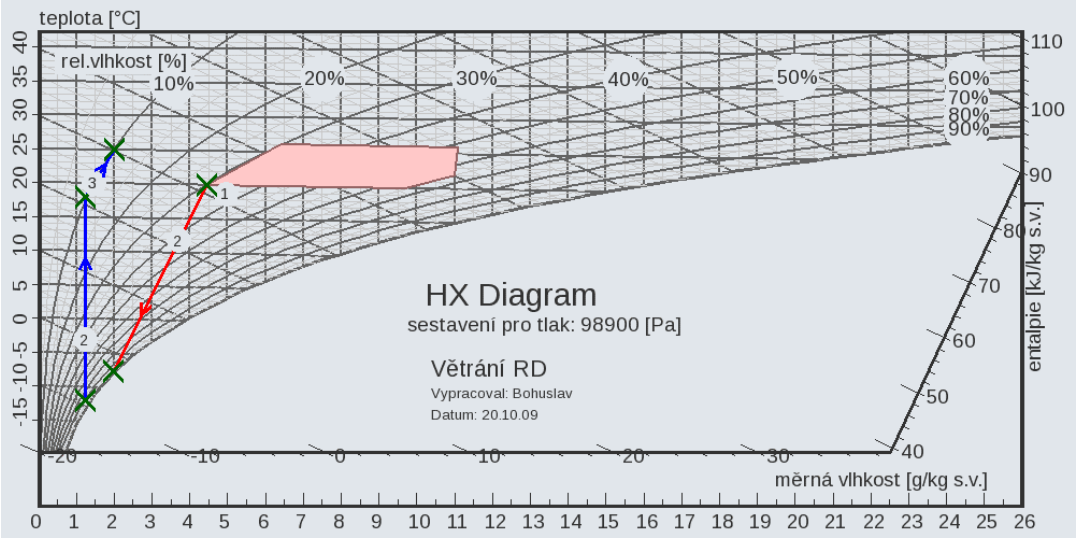
Obr. 1 *Tvorba plísně na vychlazeném ostění okna s mikroventilací.*

Tehdy se investor možná poprvé zamyslí nad otázkou, zda provedená opatření jsou skutečně tak účinná, jak slibovaly studie a obchodní nabídky. Pravděpodobně by tomu tak bylo, kdyby se nezapomínalo na další aspekt: nucené větrání. Bohužel - v tomto ohledu již není investor pobízen vidinou další dotace.

Nucené větrání je řešením tehdy, pokud provozovatel odmítá pravidelně větrat okny (a nemusí být nutně spojováno pouze s oblastí nízkoenergetických a pasivních staveb, kde patří k neopomenutelnému standardu). Nucené větrání zajistí výměnu vzduchu v uzavřeném prostoru, bez navýšení ztrát tepla jeho odvodem s opotřebovaným vzduchem. Způsoby, jakými je se vzduchem nakládáno, se liší podle typu výrobku. Vždy by však měly být zajištěny optimální podmínky pro pobyt osob, což znamená relativní vlhkost mezi 30 – 65 % a teplotu zpravidla v rozmezí 20 – 26 °C - podle typu využití daného prostoru.

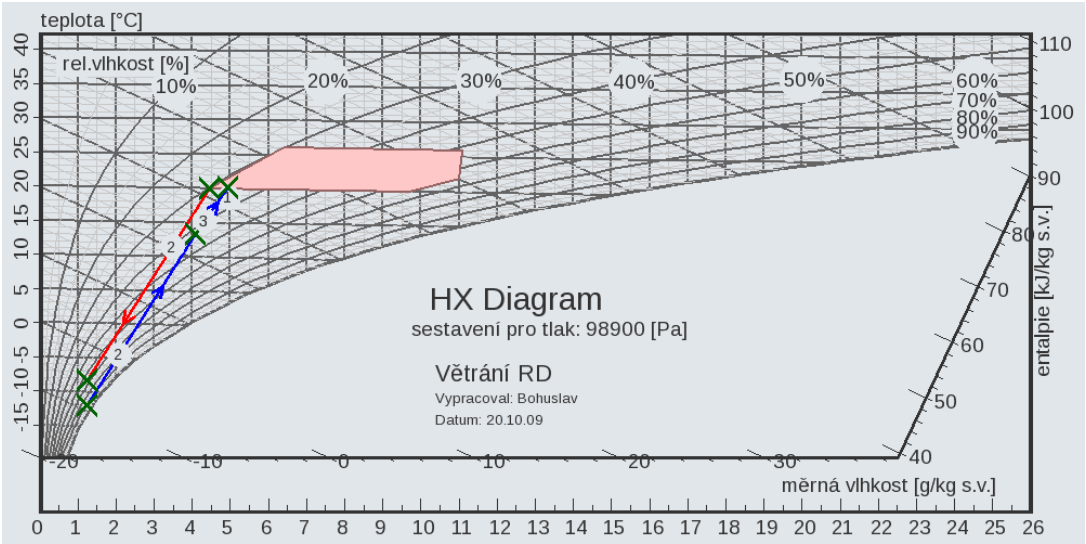
Většina vzduchotechnických jednotek pro větrání obytných prostor používá deskové výměníky pro zpětné získávání tepla z odváděného vzduchu. Takové jednotky využívají pouze teplo - a s odváděným vzduchem je odváděna rovněž vlhkost. Člověk během dne odevzdá svému prostředí formou páry ve vydechovaném vzduchu přibližně 0,5 litru vody. Přibližně stejné množství dále vyprodukují jeho aktivity (hygiena, vaření, …). Zde je však nutno zvážit, zda i tato vlhkost se dostane do vnitřního prostředí, či zda je odvedena vzduchotechnikou mimo objekt. Na modelu situace, kdy pro příklad uvažujeme se vzduchovou výměnou 100 m^3/h, pak vliv všech činností dodávajících vlhkost do prostředí představuje hodnotu cca $1g/m^3$ přivedeného vzduchu (4-členná domácnost). Zakreslením této situace do Moliérova H-X diagramu lze dokumentovat, že v zimním období dochází

vlivem nuceného větrání k přílišnému vysušování prostředí (viz obr. 2: bod 1-odváděný vzduch, děj 2-zpětné získávání tepla, děj 3-zahrnutí vlivu osob a prostředí na přiváděný vzduch). V tomto případě je tedy nutno uvažovat o způsobu dalšího dovlhčení prostředí, popřípadě o použití jednotky umístěné u silného zdroje vlhkosti (např. bazén).



Obr. 2 *Nucené větrání se zpětným získáváním tepla*

Jinou možností je použití jednotky s regeneračním výměníkem, který kromě zpětného získávání tepla umožňuje také zpětné získávání vlhkosti. Díky přenosu entalpie vodní páry (obsažené v odváděném vzduchu) je výměník schopen přenést 1,5x více energie v porovnání s výměníkem rekuperačním. Tato zvýšená účinnost dovoluje nezávisle oddělit systém vytápění a systém větrání. Změny vzduchu za stejných podmínek po zanesení do H-X diagramu ukazují výhody tohoto řešení (obr. 3: bod 1-odváděný vzduch, děj 2-zpětné získávání tepla a vlhkosti, děj 3-zahrnutí vlivu osob a prostředí). Přiváděný vzduch tak není nutno dohřívat a vliv větrání na tepelnou bilanci je ještě více minimalizován. Z uvedeného rovněž vyplývá, že takovýto cyklus je trvale udržitelný a regulace je schopna udržet podmínky vnitřního prostředí v požadovaných hodnotách.



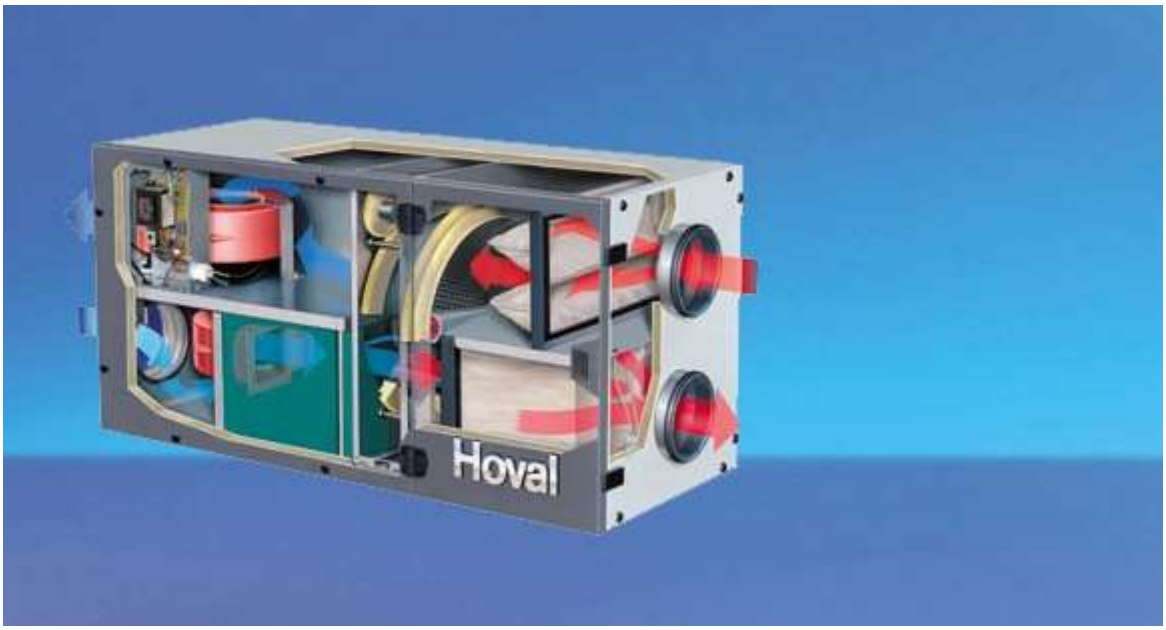
Obr. 3 *Hoval HomeVent® – nucené větrání se zpětným získáváním tepla a vlhkosti*

Konstrukce jednotky a systému rozvodů musí odpovídat hygienickým normám (např. VDI 6022) v takovém rozsahu, aby bylo možné udržet jednotku ve 100% stavu a jednotka tak do budoucna nepředstavovala možnost hygienického zatížení; vnitřní povrch jednotky musí být samozřejmě hladký a jednoduše čistitelný. Je-li jednotka schopna filtrovat přiváděný vzduch od jemného prachu a pylů, znamená to výrazné zlepšení životních podmínek pro alergiky. V některých lokalitách uživatel navíc velmi ocení možnost odstranění pachů z přiváděného venkovního vzduchu díky filtraci s aktivním uhlím. Pokud má řešený objekt vyhovět požadavkům na nízkoenergetické či pasivní budovy, je základním předpokladem nízká spotřeba elektrické energie: té lze dosáhnout díky moderním EC motorům ventilátorů s plynule regulovatelnými otáčkami.

Tab. 1 *Základní parametry jednotek Hoval HomeVent®*

Typ	**RS-180**	**RS-250**
Vzduchový výkon [m^3/h]	180	250
Elektrický příkon [W]	33	50
Účinnost zpětného získávání tepla [%]	86	86
Účinnost zpětného získávání vlhkosti [%]	87	87
Třída filtrace přiváděného vzduchu	F7	F7

Větrání je nutné regulovat. Regulaci zajišťuje regulátor, který podle vlhkosti vzduchu v řešeném prostoru automaticky upravuje množství vyměňovaného vzduchu. Obsluha tak pouze jednoduše nastaví požadavek a o zbytek se postará moderní technika.



Obr. 4 *Jednotka Hoval HomeVent® RS-250*

ENERGETICKÉ ÚSPORY S VÝROBKY GEA

Bohumil Cimbál

GEA Klimatizace spol. s r.o.
Bohumil.Cimbal@GEAgroup.com

ANOTACE

Článek představuje výrobky, které společnost GEA Klimatizace s.r.o. prodává na českém trhu. Věnuje se novinkám z prodejního sortimentu zaměřeným na snižování spotřeby energie. Na příkladech z jednotlivých výrobkových skupin, jako jsou centrální vzduchotechnické jednotky, bazénové jednotky, zdroje chladu, přesná a komfortní klimatizace, ukazuje možnosti energetických úspor a další výhody produktů světové značky.

ÚVOD

Společnost GEA Group působí po celém světě prostřednictvím dlouhé řady výrobních, výzkumných a prodejních organizací, z nichž většina se zaměřuje na otázky spojené s energetikou, přenosem a úsporami energie. Stejně tak i naše divize „HVAC“ si vytknula za svůj hlavní cíl výrobu a prodej zařízení úsporných a ekologických. Na českém trhu jsou zahraniční výrobky této divize prodávány prostřednictvím šesti regionálních prodejních kanceláří společnosti GEA Klimatizace s.r.o.

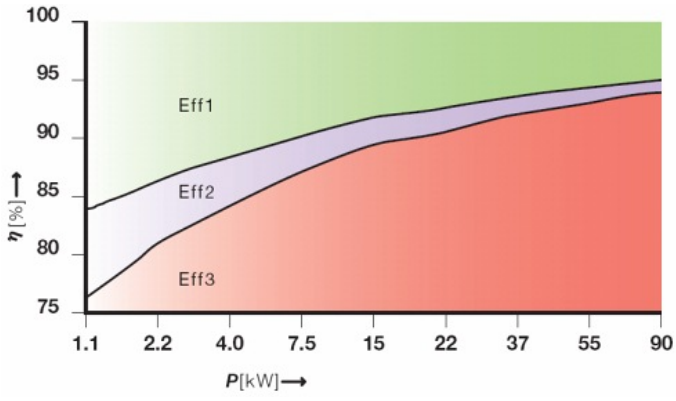
Abychom mohli prodávat kvalitní produkty na nejvyšší úrovni, je třeba mít silné zázemí s vývojovým centrem a moderní výrobou. Tyto předpoklady jako vůdčí společnost na evropském trhu máme. Pojďme si ukázat, s jakými novinkami přichází GEA na trh letos. Vše se točí kolem financí a proto je i většina našich novinek zaměřena na snižování zejména provozních nákladů.

CENTRÁLNÍ JEDNOTKY SESTAVNÉ

Centrální vzduchotechnické jednotky jsou hlavním segmentem našeho prodeje. Nosným sortimentem jsou sestavné jednotky typu CAIR. Jejich velkou výhodou je naprostá variabilita a široká nabídka velikostních profilů, umožňující ekonomický návrh celé sestavy. Když hovoříme o úsporách energie, určitě se zaměříme na ventilátory, jako hlavní spotřebiče, a na rekuperátory, které naopak výrazně snižují spotřebu tepla na vytápění.

Ventilátory

GEA používá ve svých jednotkách ventilátory se spirální skříní i s volnoběžnými koly od několika světových výrobců. Tím umožňuje projektantovi vybrat vždy optimální produkt. Ventilátory náš software optimalizuje podle hluku, účinnosti nebo nejnižší pořizovací ceny. Projektant má dostatek podkladů pro rozhodnutí a v našich prodejních inženýrech najde partnery k odborné diskusi.



Nyní přicházíme s nabídkou vysoce účinných elektromotorů kategorie EFF1. Konkrétně u menších výkonů, tedy například u ventilátorů pro obytné budovy, je spotřeba energie výrazně nižší.

Nově budeme schopni naše jednotky osazovat EC motorventilátory, které se vyznačují velmi nízkou spotřebou energie především při částečném zatížení ventilátoru. To bude mít velký vliv na celoroční spotřebu energie. Pro snižování investičních nákladů zas bude vhodné jejich využití ve „ventilátorových stěnách" – kde v průřezu jednotky bude instalováno více menších EC ventilátorů místo klasického jednoho spirálního nebo volnoběžného kola. Tím se zkrátí ventilátorová komora, což ocení projektant ve stísněných prostorech, ale také to sníží celkovou cenu zařízení. Nižší hlučnost a jednoduché řízení jsou bonusy navíc.

Zpětné získávání tepla

V oblasti zpětného získávání tepla je GEA na předním místě pro svoji schopnost nabídnout čtyři různé systémy: tepelné trubice vlastní výroby s chladivem R134A, oddělené výměníky vlastní výroby propojené kapalinovým okruhem, deskové rekuperátory a rotační regenerátory a to vždy v několika variantách a od několika výrobců pro každou aplikaci.

Deskové výměníky

Letos přichází GEA nově s nabídkou dvojitých deskových rekuperátorů do standardních jednotek. Toto řešení je ve srovnání s velkými deskovými výměníky výhodnější zejména poměrem účinnosti a tlakové ztráty. Musíme si uvědomit, že každý systém zpětného získávání energie vnáší do VZT zařízení přídavnou tlakovou ztrátu a tím působí negativně na spotřebu energie ventilátorů. Cílem je tedy minimalizovat tuto tlakovou ztrátu, respektive optimalizovat z celoročního pohledu poměr energie získané rekuperací a ztracené ve ventilátorech. V jednotkách GEA je proto možné měnit nejen velikost deskového rekuperátoru, ale přímo zadávat také rozteče lamel tohoto výměníku. Stále náročnější požadavky na účinnost však směřují vývoj od jednoduchých křížových výměníků dále. Geou propagovaný dvojitý deskový rekuperátor má v porovnání s jedním velkým křížovým výměníkem vyšší účinnost a přitom nižší tlakovou ztrátu. Další výhodou je také možnost využití bypassů na přívodní i odtahové straně. Tím se minimalizuje tlaková ztráta a tedy spotřeba energie ve ventilátorech při provozních režimech, kdy rekuperace není využívána. Řešení s dvojitým deskovým výměníkem je již léta používáno v našich bazénových jednotkách Fricostar, kde se výborně osvědčilo.

Rotační výměníky

Druhým nejběžnějším způsobem zpětného získávání tepla jsou rotační regenerátory. V našich výrobcích používáme komponenty špičkových firem v oboru: Klingenburg a Enventus. Rotory nabízíme pro stejné průtoky v různých velikostech, kvůli optimalizaci účinnosti, tlakové ztráty a ceny. Rotory mohou být ve třech různých materiálových provedeních podle požadavku na přenos vlhkosti. Novinkou v roce 2009 byly vysoce účinné rotační regenerátory od firmy Enventus. Tento rotor má standardní průřez, ale akumulační hmota je větší. To sice přináší větší tlakovou ztrátu, ale jednotky GEA vybavené těmito rotory dosahují účinnosti až 90% při běžných průtokových rychlostech vzduchu.

Life cycle costs

Protože se GEA soustřeďuje na úspory energie a chce projektantům a zákazníkům poskytovat odborné rady v této oblasti, je náš firemní software pro návrh výrobků vybaven modulem, jenž umožňuje výpočet LCC (life cycle costs), tedy celoživotních nákladů na instalaci a provoz jednotlivých technických zařízení. Díky tomuto nástroji můžeme snadno porovnávat komplexní energetickou náročnost a tím i ekonomickou návratnost různých variant řešení a opatření. Každá naše VZT jednotka je již v návrhovém softwaru označena energetickou kategorií dle Eurovent a tento energetický štítek ji také provází z produkce až k uživateli.

CENTRÁLNÍ JEDNOTKY KOMPAKTNÍ

Novým trendem v oboru vzduchotechniky v západních evropských a skandinávských zemích jsou kompaktní jednotky. Ve velikostech pro průtoky nad 5000 m^3/h v Čechách stále příliš nezdomácněly. Na rozdíl od jednotek sestavných, které jsou vždy originálem a nabízejí plnou variabilitu v uspořádání i výběru jednotlivých komponent, jsou tyto kompaktní jednotky zkonstruovány a poté sériově vyráběny bez možnosti zásahu projektanta nebo zákazníka. Výhodou tohoto přístupu je možnost optimalizace z hlediska účinnosti, hluku a podobně. Jejich výroba je rychlejší a levnější. Také projektování a instalace jsou výrazně jednodušší.

Firma GEA prodává řadu jednotek COM4plus (komfór plus) s rotačním nebo deskovým rekuperátorem a integrovanou regulací pro výkony od 1.600 do 25.000 m^3/h. Jednotky vynikají až 90% účinností zpětného získávání tepla, frekvenčně řízenými ventilátory a dokonalou regulací. K dispozici jsou v devíti velikostech ve vnitřním i venkovním provedení.

Druhou řadou kompaktních jednotek z továren GEA jsou ploché jednotky CAMPOS. Základem zařízení je protiproudý deskový rekuperátor s účinností až 90% a dva EC ventilátory doplněné filtrací. Regulace GEA Matrix zaručuje energeticky velmi šetrný provoz. Jednotky se vyrábějí ve dvou velikostech pro 750 a 1500 m^3/h.

Tyto dvě řady kompaktních jednotek najdou své uplatněni zejména tam, kde hraje hlavní roli rychlost realizace, nízká hlučnost, tlak na cenu a požadavek nízkých energetických nákladů během celé životnosti zařízení.

VZT JEDNOTKY PRO VĚTRÁNÍ BAZÉNŮ

Vývojem a výrobou vzduchotechnických jednotek pro větrání bazénových prostorů se GEA zabývá již přes čtyřicet let. Jsme jeden z mála výrobců, kteří skutečně odlišují kvalitu pro standardní použití a pro bazény.

Vlastnosti bazénových jednotek

Dle našich zkušeností jsme vyvinuli řadu jednotek Fricostar, které se od běžných jednotek liší zejména v těchto bodech: Zaprvé je to kvalita obvodového pláště. Nejen tepelný odpor panelů v celé ploše, ale především eliminace lokálních tepelných mostů, které ve vlhkém prostředí způsobují kondenzaci a návaznou degradaci pláště. Za druhé je to antikorozní úprava všech povrchů a komponent. GEA nabízí tři základní stupně antikorozních úprav od klasických sladkovodních bazénů, přes bazény s mořskou vodou až po zařízení využívající minerální vody. Pro aplikace s individuálním chemickým složením vody dokážeme vypracovat návrh ochrany šitý na míru. Kvalitní nerezové oceli, plastové povrstvení všech měděných komponent, lakování ventilátorů a teplosměnných ploch výměníků, ruční nátěry všech montážních řezů a spojů, speciální šrouby, to je jen namátkový výběr materiálových odlišností standardní bazénové jednotky od jednotky klasické vzduchotechnické. Třetím bodem je možnost nastavení všech potřebných provozních módů. Provoz s rekuperací a spuštěným kompresorovým odvlhčováním se může střídat s různými úrovněmi bypassů, až po

zcela jednoduchý a energeticky výhodný provoz nočního útlumu nebo letního větrání, kde je podmínkou minimální tlaková ztráta zařízení a velký průtok vzduchu. Čtvrtým a posledním bodem, kterým se bazénová jednotka liší od standardní vzduchotechniky je měření a regulace. Musí zvládat všechny složité provozní stavy a zároveň chránit chladivový okruh a zajišťovat ten nejekonomičtější provoz v každé situaci. Komunikace s nadřazenými systémy se u značkového výrobku automaticky předpokládá. Všechny jednotky Fricostar od vzduchových výkonů 800 m^3/h až po 40.000 m^3/h se uživateli vyplatí díky nízké provozní spotřebě energie a dlouhé životnosti.

Nová jednotka FricoMicro

I v tomto, pro nás tak tradičním oboru, máme pro letošní rok připravenu novinku. Jedná se o kompaktní jednotku FricoMicro, která má, tak jako všechny jednotky řady Fricostar, obvodový plášť s výbornými tepelně akustickými hodnotami a speciální antikorozní ochranu pláště i všech komponent. Jednotka je vybavena deskovým rekuperátorem a kompresorovým okruhem pro odvlhčování, čímž se dosahují maximální úspory tepla při provozu bazénu. Samozřejmostí je integrovaná regulace nabízející plný komfort mnoha provozních režimů. Jednotka FricoMicro se v rodině Fricostar vyznačuje malými rozměry a napojením vzduchových potrubí shora. To se uplatní především ve stísněných prostorech, které musí vzduchotechnika často sdílet s technologií pro úpravu bazénové vody. Předností této novinky bude nižší cena a vysoká kvalita.

PŘESNÁ KLIMATIZACE

Poměrně novým segmentem v sortimentu GEA je přesná klimatizace. Anglická firma Denco, která se před několika lety stala součástí skupiny GEA Group, vyrábí špičkové zařízení pro klimatizaci počítačových a datových sálů, laboratoří, depozitářů a podobně. Značka Denco není na českém trhu neznámá a my se tak snažíme navázat na dlouhou tradici těchto kvalitních výrobků. Mnoho variant kompresorových systémů a široká škála vnitřních i venkovních jednotek je opět vyvinuta v první řadě s ohledem na minimalizaci energetické spotřeby. Přesná klimatizace se od standardně používaných komfortních klimatizačních jednotek liší tím, že aktivně pracuje s vlhkostí prostoru a přináší jak úspory energetické tak ve spotřebě vody. Zvláště u těchto zařízení, která jsou v provozu 24 hodin denně, 365 dní v roce, je ekonomika provozu primárním hlediskem. Proto nabízíme také jednotky vybavené volným chlazením (free-coolingem). Jedná se o využití příznivých podmínek v exteriéru pro chlazení interiéru. Systém je vhodný zejména pro celoročně provozované chlazení prostor s velkými tepelnými zisky. V loňském roce přišly na náš trh nově také vnitřní jednotky s úspornými EC motor-ventilátory.

ZDROJE CHLADU

GEA, to není jen vzduchotechnika. Již po šestnáct let, od počátku své existence v České republice, se GEA Klimatizace věnuje také prodeji zdrojů chladu. V našem sortimentu jsou kondenzační jednotky a výrobníky studené vody různých konstrukcí. Kompresorové chladicí jednotky kompaktní vzduchem chlazené, vodou chlazené, ale také jednotky s oddělenými kondenzátory. V nabídce je výkonová řada od jednotek kilowatt až po 2,5 MW. Zákazník od nás získává plnou podporu při projektování, při vlastní realizaci, až po záruční a pozáruční servis na stavbě.

Jednotky GLFC s Free-coolingem

Letos přicházíme s řadou (výkony od 40 do 360 kW) vzduchem chlazených výrobníků studené vody doplněných o volné chlazení (free-cooling). Jedná se o úpravu klasického kompaktního, vzduchem chlazeného výrobníku studené vody. Ten je na straně kondenzátoru doplněn ještě druhým, freecoolingovým výměníkem jímž protéká přímo chladicí médium,

nejčastěji glykolová směs. Toto médium je v závislosti na venkovních podmínkách předchlazováno a teprve v případě potřeby je iniciován kompresorový chladič, který zajistí dochlazení na požadovanou teplotu. Trojcestný ventil se stará o správnou teplotu výstupní kapaliny a inteligentní regulace zajišťuje maximální ekonomičnost provozu při zaručeném komfortu. V závislosti na požadovaném teplotním spádu chlazené směsi můžeme říci, že v rozmezí teplot venkovního prostředí mezi 0 °C a 15 °C budou kompresorový a freecoolingový zdroj pracovat současně. Při nižších teplotách se kompresor vypne úplně a spotřeba energie tak prudce poklesne. V zimním období již bude konzumentem elektrické energie jen čerpadlo chlazené směsi a axiální ventilátory chladicího vzduchu.

Výhoda zdrojů chladu GLFC, tedy minimální spotřeba energie, se vyplatí nejvíce v budovách s celoroční potřebou chladu, jako jsou průmyslové závody nebo telekomunikační objekty. Tento nový výrobek může v našich podnebných podmínkách přinést energetické úspory až 40%.

KOMFORTNÍ KLIMATIZACE

V závěru se zmíníme o komfortní klimatizaci značky Mitsubishi Electric, kterou na českém trhu firma GEA také zastupuje. Celá široká nabídka těchto zařízení je zaměřena na tichý a hospodárný provoz. Od jednoduchých splitových jednotek, přes multisplity až po velké VRF systémy zajišťující komfort v celých komplexech budov. V tomto oboru je konkurence skutečně velká, ale kvalitní značka si své zákazníky stále nachází. Mitsubishi Electric se na trhu etablovala jako nositel nejnovějších japonských technologií, určující směr v celém oboru.

Zastavme se u novinky letošního roku, jíž je tepelné čerpadlo vzduch-voda, nebo vzduch-vzduch, které japonští konstruktéři nazvali Zuba Dan a které mnohé překvapí svými technickými parametry. Vývoj této jedinečné kompresorové jednotky nebyl, na rozdíl od mnoha konkurenčních výrobků, motivován zvyšováním COP při nějakých omezených, normou stanovených podmínkách, ale naopak rozšířením výkonu do celoročního provozu při zajištění velmi dobré účinnosti. Tepelné čerpadlo Zuba Dan dosahuje nominálních výkonů při venkovních teplotách od +7 až do –15 °C. Teprve pod touto hranicí začíná výkon tohoto obdivuhodného zdroje tepla klesat. Ale ještě při extrémní venkovní teplotě –25 °C bude do vašeho domu dodávat 75% svého jmenovitého výkonu. Teplou vodu bude ohřívat téměř zdarma i při letních teplotách +35 °C. Na rozdíl od mnohých jiných výrobků bude zajišťovat pro topný systém vodu o teplotě 55 °C i při venkovních –15 °C a voda o teplotě 47 °C umožní podlahovému vytápění zajistit vaše pohodlí i při mrazech pod –20 °C. Zuba Dan je vybaven unikátní technologií Flash Injection vycházející z principu dvoustupňového kompresoru a díky precizní japonské regulaci nabízí komfort a finanční úspory po celý rok.

ZÁVĚR

Doufáme, že Vás tato stručná informace o energeticky orientovaných novinkách ze sortimentu výrobků GEA oslovila. Těšíme se na další spolupráci s vámi. Tým společnosti GEA Klimatizace s.r.o.

JANKA – LÉTY PROVĚŘENÁ KVALITA

Radka Čapková

JANKA ENGINEERING s.r.o
radka.capkova@janka.cz

ANOTACE

Janka – tradiční výrobce vzduchotechnických jednotek, průmyslových chladičů a ventilátorů v roce 2009 změnil majitele. Novým vlastníkem se stala nadnárodní společnost Lloyd. Společnost Janka se v loňském roce dodavatelsky podílela na několika zajímavých projektech. Rekonstrukce vzduchotechniky brněnské haly RONDO byla nestandardní z pohledu konstrukce dodávaných jednotek a zároveň realizace probíhala za běžného provozu.

NOVÝ VLASTNÍK SPOLEČNOSTI JANKA

Dne 23.listopadu došlo k převodu všech aktiv společnosti JANKA Radotín a.s na společnost JANKA ENGINEERING s.r.o, která je vlastněna mezinárodní společností LLOYD ELECTRIC & ENGINEERING Ltd.

Společnost LLOYD ELECTRIC & ENGINEERING Ltd. byla založena v roce 1988 a v současnosti zastává přední místo mezi výrobci tepelných výměníků, splitů a především klimatizačních jednotek pro vlaky, autobusy, metro a další veřejné dopravní prostředky v Indii. Zahraniční obchod tvoří značnou část objemu prodeje, zakázky směřují zejména do Evropy, Austrálie, na Blízký východ a do Koreji. Mezi její významné zákazníky patří např. Samsung, Electrolux, Whirlpool nebo LG Electronics. Společnost sídlí v Novém Dillí. V Indii jsou také umístěny 3 výrobní závody společnosti; obchodní zastoupení je ve Spojených Arabských Emirátech, v USA a v několika zemích EU. V současnosti poskytuje společnost Lloyd pracovní příležitost více než 1000 zaměstnancům. Společnost je kotována na burze v Indické Bobmaji a aktuálně má obrat přes 100 mil. EUR.

Součástí skupiny LLOYD ELECTRIC & ENGINEERING Ltd. je od roku 2008 také společnost Lloyd Coils Europe s.r.o., jeden z největších evropských výrobců lamelových tepelných výměníků nabízející kompletní servis při návrhu a vývoji výparníků, kondenzátorů a vodních výměníků.

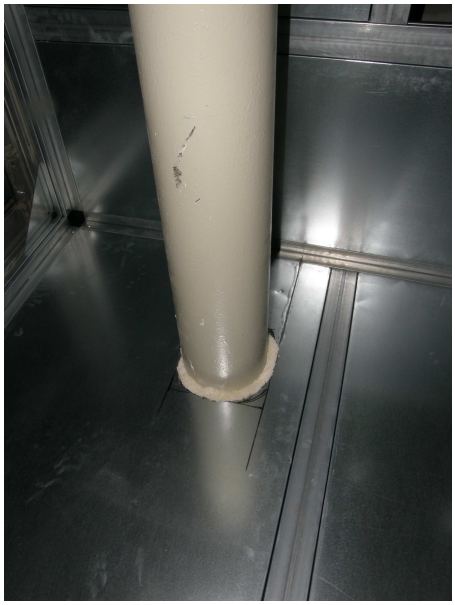
Sesterskou společností LLOYD ELECTRIC & ENGINEERING Ltd. je společnost Fedders Lloyd Corporation Limited, která existuje více než 50 let a je též kotována na burze v Indické Bobmaji, a také společnost Perfect Radiators & Oil Coolers Private Limited, výrobce chladičů pro lokomotivy a automobily se sídlem v Indii.

Společnost JANKA ENGINEERING pod vedením nového vlastníka pokračuje ve standardní výrobě vzduchotechnických jednotek, ventilátorů a průmyslových chladičů. Cílem roku 2010 je zefektivnění výrobních procesů, využívání vlastních kapacit a omezení kooperací. Nový vlastník by chtěl rozšířit výrobu na specielní typ klimatizačních jednotek pro veřejnou dopravu.

Předpokládá se možnost spolupráce a využívání vzájemných zkušeností s ostatními výrobními závody společnosti LLOYD ELECTRIC & ENGINEERING Ltd. Novému vlastníkovi JANKA tato akvizice přinesla pozitivní ekonomické výsledky neboť okamžitě po převodu společnosti JANKA ENGINEERING stouply akcie společnosti LLOYD ELECTRIC & ENGINEERING Ltd. o 2,02%.

REALIZACE REKONSTRUKCE VZDUCHOTECHNIKY V HALE RONDO

Realizace tohoto projektu byla urychlena se vstupem hokejového klubu Kometa Brno do Extraligy ledního hokeje. Tato stavba má několik specifických bodů, které velice ztěžovaly rekonstrukční práce. Budova se nachází na frekventované křižovatce v centru města. Zajištění dodávek komplikovala přístupnost k objektu. Jejich logistika byla organizačně velice náročná. Rekonstrukce probíhala za plného provozu haly, kde se v pravidelných intervalech konaly zápasy hokejové Extraligy. Den před utkáním bylo vždy nutné stavbu vyklidit včetně přilehlého parkoviště a pokračovat bezprostředně po ukončení zápasu. Transport zařízení ovlivňovali omezené průchody, které na mnoha místech mají rozměry jen 2m x 2,1m. Vzduchotechnické jednotky se musely připravit ve zcela rozebratelném provedení. Výměníky byly specielně navrženy a složeny z několika sekcí. Prostory strojoven byly omezeny stávající dispozicí. Středem jedné vzduchotechnické jednotky dokonce prochází nosný sloup konstrukce haly. Z těchto důvodů musela být navržena atypická konstrukce vzduchotechnických jednotek.



Obr. 1 *Nosný sloup haly – v komoře vzduchotechnické jednotky*

Technické data

1. Množství čerstvého vzduchu

Celkový přívod čerstvého vzduchu pro halu činí:

Zař.č.11 – 14	4x	80.000 m^3/h	tj. 320.000	m^3/h
Zař.č.41, 42, 44,45,47,48,49,52,54,81, 82, 101– 105			tj. 60.000	m^3/h
Hala celkem			**380.000**	**m^3/h**

2. Předpokládané využití a kapacita haly

Pro dimenzování vzduchotechnických parametrů se předpokládá:

Počet diváků při hokejovém utkání:	7.440
Dávka vzduchu na osobu	51,4 m^3/h na osobu
Počet diváků při koncertu	8.500
Dávka vzduchu na osobu	45,0 m^3/h na osobu
Při chodu všech zařízení pro větrání haly je výměna vzduchu v hale:	7 h^{-1}

U jednotek č. 11-14 je možné snižovat množství čerstvého vzduchu.

Četnost hokejových zápasů při plně obsazené hale se v průběhu hokejové sezóny předpokládá 2x týdně. Četnost akcí typu koncert se předpokládá max. 1x za měsíc. Při teplotách pod 0 °C a teplotách nad 26 °C (venkovního vzduchu) bude využívána možnost snížení množství dávky čerstvého vzduchu na 50 %.

3. Stavy vnitřního mikroklimatu

Při navrhování požadovaných technických parametrů se vycházelo z následujících údajů:

Hala – větrání tribun

při t_e = -12°C, RH = 95%

množství čerstvého vzduchu	50 %
teplota přiváděného vzduchu	t_p = min. 20 °C
relativní vlhkost přiváděného vzduchu	*RH* = cca 30 %
v činnosti: rekuperace, směšování, ohřev	

při t_e = 0°C, RH = 60%

množství čerstvého vzduchu	100 %
teplota přiváděného vzduchu	t_p=min. 18 °C
relativní vlhkost přiváděného vzduchu	*RH* = cca 20 %
v činnosti: rekuperace, ohřev	

při t_e= 26°C, RH = 40%

množství čerstvého vzduchu	100 %
teplota přiváděného vzduchu	t_p= cca 17 °C
relativní vlhkost přiváděného vzduchu	*RH* = cca 68 %
v činnosti: chladič	

při t_e= 26°C, RH = 70%

množství čerstvého vzduchu	100 %
teplota přiváděného vzduchu	t_p= 23 °C
relativní vlhkost přiváděného vzduchu	*RH* = cca 70 %
v činnosti: chladič, dohřev	

při t_e= 29°C, RH = 40%

množství čerstvého vzduchu	100 %
teplota přiváděného vzduchu	t_p= 19 °C
relativní vlhkost přiváděného vzduchu	*RH* = cca 70 %
v činnosti: chladič	

při t_e= 29°C, RH = 40%

množství čerstvého vzduchu	50 %
teplota přiváděného vzduchu	t_p = 21 °C
relativní vlhkost přiváděného vzduchu	*RH* = cca 70 %
v činnosti: směšování, chladič, dohřev	

při t_e= 32°C, RH = 40%

množství čerstvého vzduchu	50 %
teplota přiváděného vzduchu	t_p= 22,5 °C
relativní vlhkost přiváděného vzduchu	*RH* = cca 65 %
v činnosti: chladič	

Zařízení a jejich provozní stavy

Zařízení č.11-14 – Větrání haly

Pro větrání prostoru haly jsou použity čtyři VZT jednotky o vzduchovém výkonu 4 x 80.000 m3/h s rotačním regenerátorem. Každá přívodní jednotka má pro přívod vzduchu 4 středotlaké ventilátory o průměru 560 mm zapojené paralelně. Zařízení jsou umístěny ve stávajících strojovnách VZT, kde nahradí zařízení stávající. Systém pracuje v přetlakové bilanci. Přívod, úpravu a odvod vzduchu do resp. z haly zajistí pro každý kvadrant haly VZT jednotka pracující s až 100% čerstvého vzduchu s možností využití vzduchu cirkulačního. Zařízení částečně kryje tepelné ztráty prostorů.

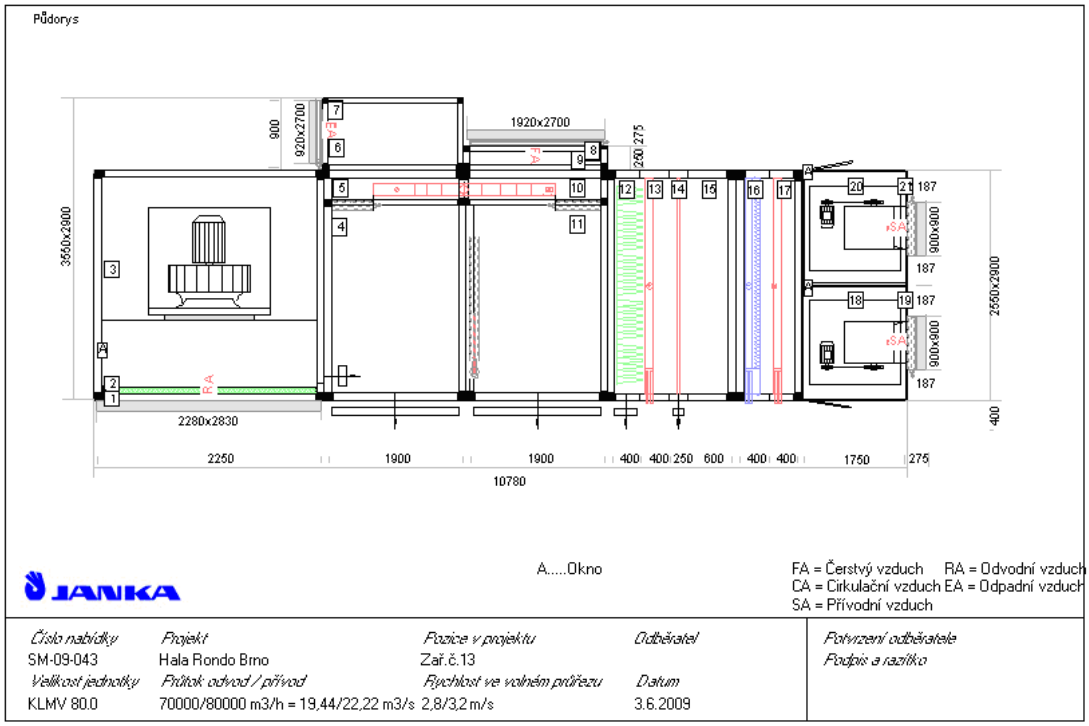
Přívodní část klimatizační jednotky:

- tlumící vložka – zamezuje přenosu chvění z klimajednotky do potrubního systému,
- uzavírací klapka - slouží k uzavírání přívodu venkovního vzduchu v případě nebezpečí zamrznutí ohřívače a při odstavení jednotky z provozu, servopohon je s havarijní funkcí pro automatické uzavření při výpadku zařízení,
- filtrační komora s 1° filtrace G4 – výměna při dvojnásobku tlakové ztráty čistého filtru,
- ZZT rotační výměník,
- směšovací komora,
- ohřívací díl – topná voda 80/60 °C, pomocí automatické regulace je udržována požadovaná teplota,
- chladicí komora s eliminátorem kapek – voda 7/13 °C,
- dohřívací díl – topná voda 80/60 °C,
- ventilátor – jednootáčkový motor 4 kusy,
- tlumící vložka – zamezuje přenosu chvění z klimajednotky do potrubního systému.

Odvodní část klimatizační jednotky:

- tlumící vložka – zamezuje přenosu chvění z klimajednotky do potrubního systému,
- uzavírací klapka,
- filtrační komora s filtrem G4 – slouží jako ochrana rekuperátoru, výměna při dvojnásobku tlakové ztráty čistého filtru,
- ventilátor – volné oběžné kolo
- směšovací komora,
- ZZT rotační výměník,
- tlumící vložka – zamezuje přenosu chvění z klimajednotky do potrubního systému.

Sání a výfuk vzduchu jsou řešeny přes protidešťové žaluzie zakončující velkoobjemové sací a výfukové kanály. Kanály sání čerstvého vzduchu vedené ze střechy budou (2x2 ks) byly po výšce stávající ocelové konstrukce pod střechou haly vybaveny pozinkovaným oplechováním a nátěrem.



Obr. 2 *Vzduchotechnická jednotka č.13*

Distribuce přívodního upraveného vzduchu do prostoru haly je vedena přes stupně tribun pomocí stávajícího potrubního rozvodu. Vzhledem k technickému velmi dobrému stavu potrubního rozvodu a složité přístupnosti byl potrubní rozvod pod tribunami zachován.

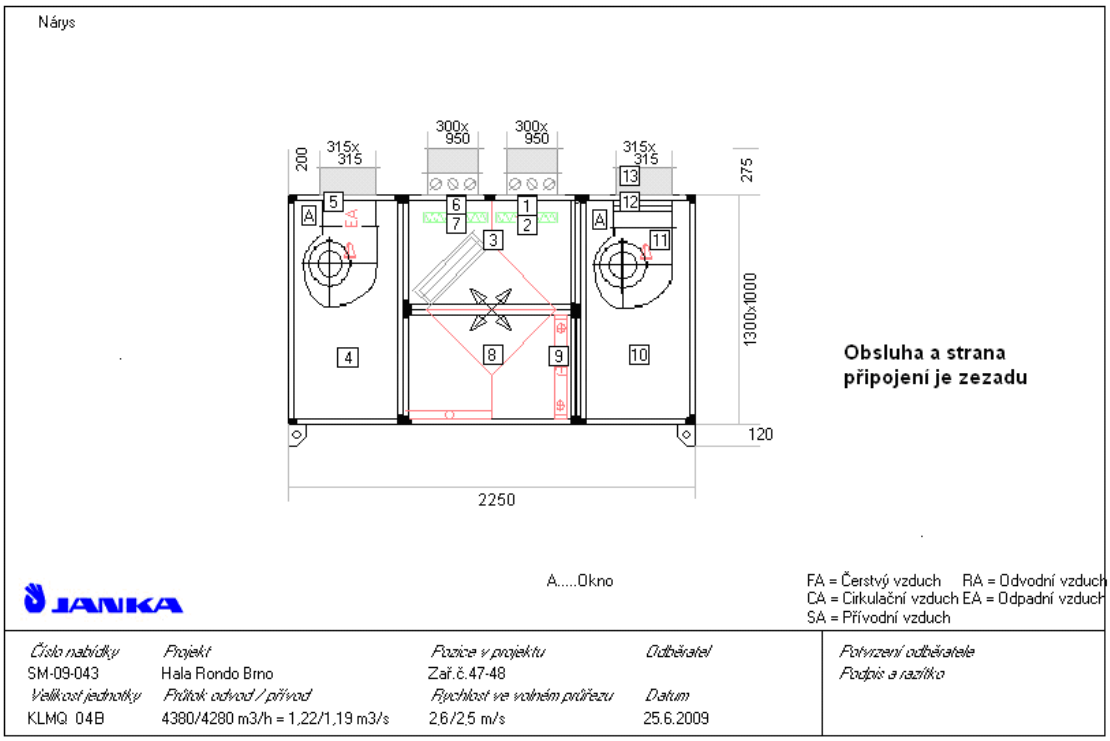
Koncovým elementem jsou přívodní mřížky vestavěné do konstrukce tribun. Kanály přívodu čerstvého vzduchu pod tribunami byly opraveny a částečně vyměněny.

Odsávání vzduchu

Odvod vzduchu je řešen pomocí stavebně vytvořených komor pod tribunami A1, B1, C1 a D1. Koncovým elementem je velkoobjemová mřížka. Hluk šířící se do potrubí od VZT jednotky bude utlumen tlumiči hluku (sání, výfuk, přívod, odvod).

Zařízení č. 41, 42, 44,45,47,48,49,52,54,81, 82, 101– 105 – Větrání zázemí haly

Pro větrání zázemí haly jsou instalovány atypicky navržené komorové jednotky, které jsou upraveny dle možností umístění do prostoru strojovny. Zařízení č. 47, 48 - kompaktní jednotky KLMQ se vzduchotechnickým výkonem 4280 m3/h., které byly speciálně zkrácené na požadovanou délku 2250 mm.



Obr. 3 *Vzduchotechnická jednotka KLMQ- zařízení č.47,48*

Provozní stavy

Ovládání zařízení zajišťuje profese MaR plně automatickým systémem. Předpokládají se tři provozní režimy a klidový stav. Oba provozní režimy pracují se stejným množstvím vzduchu. První stav je čerstvovzdušný provoz, druhý stav využívá cirkulační vzduch, např. 50 % při minusových teplotách, dále bude zařízení možno provozovat v cirkulačním režimu pro urychlení docílení žádané teploty v hale (není možno při obsazenosti haly).

ZÁVĚR

Rekonstrukce haly RONDO, je dalším příkladem výměny technologie, která musí zajistit zvyšující se požadavky na komfortní prostředí, náročnější parametry moderní budovy a zároveň nezbytný důraz na ekonomiku provozu. Ztížené podmínky realizace, atypické konstrukční řešení jsou faktory, které značně ovlivnily průběh rekonstrukce, nikoli její výsledek.

LITERATURA

[1] AZ klima divize 2 – projekce, *Technická zpráva a výkresová dokumentace.*

ÚSPORA ENERGETICKÝCH NÁKLADŮ - POROVNÁNÍ ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI KOMPAKTNÍHO FILTRU KS FP, F7 A KAPSOVÉHO FILTRU KS PAK, F7

Yveta Čechová, Jiří Beseda

KS Klima-Service, a.s.

yveta.cechova@ksklimaservice.cz; jiri.beseda@ksklimaservice.cz

ÚVOD

V současné době, kdy každý z nás začíná evidentně vnímat pozitivní výsledky související se zlepšením životního prostředí, je zásadním ukazatelem také úspora energetických nákladů. Společnost KS Klima-Service, a.s. již 16 let přispívá svými výrobky ke zvýšení kvality ovzduší. Jedním z hlavních úkolů naší firemní laboratoře je vývoj nových filtračních elementů, které musí splňovat vynikající parametry odlučivosti v součinnosti s nízkými energetickými nároky.

Úspora energií je v dnešní době tématem, které neustále nabývá na významu. Náklady na pořízení filtračních vložek, výměnu a jejich likvidaci jsou jen zlomkem celkových nákladů, jež připadají na provoz filtračních zařízení. Náklady na energii (při celoročním provozu) představují 70-80% celkových nákladů.

POROVNÁNÍ KOMPAKTNÍCH FILTRŮ KS FP VE TŘÍDĚ FILTRACE F7 S KAPSOVÝMI FILTRY VE TŘÍDĚ FILTRACE F7 DLE STANDARDU EN 779:2002

Novým trendem v oblasti filtrů, které provozovatelům vzduchotechnických zařízení zaručí co nejdelší dobu nasazení filtru, co nejnižší spotřebu elektrické energie za dobu jejich provozu a tím i úsporu celkových nákladů, jsou kompaktní filtry KS FP. Robustní provedení zaručuje lepší ochranu média a snadnější manipulaci při výměně filtru. Při porovnání energetických nákladů, kompaktní filtr vykazuje až o 30% nižší energetickou náročnost oproti kapsovému filtru. Konstrukce kompaktních filtrů je kompatibilní s kapsovými filtry.

Je však patrné, že kapsové filtry budou patřit v oblasti atmosférické filtrace vždy mezi nejpoužívanějšími produkty. Nová progresivní struktura syntetických médií z polypropylenových vláken používaná k výrobě kapsových filtrů je jednou z jejich velkých předností a společně s filtrační plochou, která má zásadní vliv na tlakovou ztrátu filtru, velkou jímavostí a možností výroby atypických rozměrů a pochopitelně i cenou budou i v budoucnu žádaným produktem.

Bohužel zákazník má tendenci vnímat v mnoha případech pouze cenu filtru jako okamžitý náklad a přitom opomíjí další vstupní faktory, jako je spotřeba el.energie, náklady na výměnu, ekologickou likvidaci atd., které celkovou cenu určují. Níže uvedené výpočty vypovídají, že největší část skutečné ceny filtrů je cena za jejich provoz a nikoli cena pořizovací. Pořizovací cena filtru činí pouze cca 6% z celkových provozních nákladů po dobu životnosti filtru.

Pro názornost uvádíme dále porovnání energetické náročnosti kapsového filtru KS PAK 85,F7 (dle EN 779:2002) v provedení s osmi kapsami a kompaktního filtru KS FP-610,F7 (dle EN 779:2002) s čtyřmi kompaktními komorami.

Popis kompaktního filtru KS FP-610, F7

Kompaktní filtry (obr. 1) pro jemný prach KS FP, F7 odlučují ze vzduchu nečistoty tvaru jemných prachových částic a aerosolů. Hodí se tedy nejlépe pro nasazení ve všech

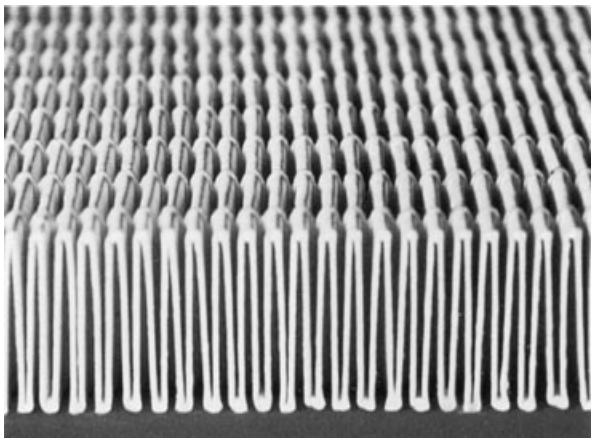
klimatizačních a větracích zařízeních jako koncové filtry nebo jako předfiltry osazené před HEPA filtry.

Kompaktní filtr KS FP může být osazen libovolně ve směru proudění vzduchu. Jeho největší předností je velká filtrační plocha 18 m², která je zárukou obrovské jímavosti (až 630 g), nízké tlakové ztráty a dlouhé doby nasazení až 1,5 roku. Rámeček filtru a krycí lišty jsou vyrobeny z bezhalogenového recyklovaného polystyrolu a stabilní konstrukce zaručuje vysokou pevnost v tahu a nemožnost průniku prachových částic. Konstrukce a provedení rámu (25 mm) umožňuje snadnou instalaci do ukládacích rámů či ližin běžných pro kapsové filtry. Speciální médium - filtrační papír ze submikronových skelných vláken - je poskládáno do složenců (viz obr.č. 2). Tento systém zhuštěných skladů tvaru „V“ a ojedinělé fixace separátorů umožňuje vytvoření velké filtrační plochy a tím i extrémně dlouhé životnosti filtru (obr. č. 3). Kompaktní filtry mohou být nasazeny pro jmenovitý průtok vzduchu až do 5000 m3/h. Zalévací hmotou je polyurethen.

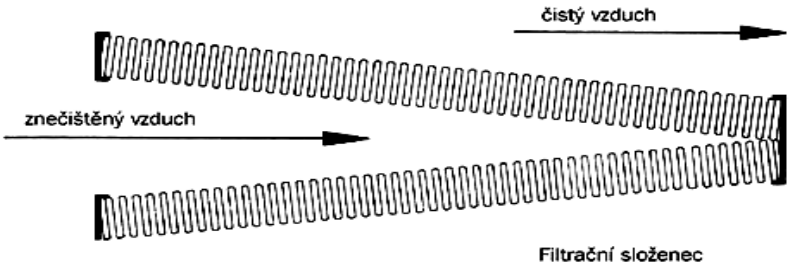
Filtry jsou vyráběny s teplotní odolností do 75 °C (NT) nebo do 120 °C (HT). Jediným omezením jsou pouze 4 stavební výšky (287x592x292, 402x592x292; 490x592x292; 592x592x292 mm) přičemž není možná výroba atypických rozměrů. Provedení filtru je celospalitelné.

Kompaktní filtry KS FP lze plně využít jako náhrady kapsových filtrů ve třídách filtrace F6 – F9 dle standardu EN 779.

Obr. 1 *Kompaktní filtr KS FP, F7*



Obr. 2 *Speciální filtrační médium s unikátní fixací skladů*



Obr. 3 *Schématický nákres - průchod vzduchu kompaktním filtrem KS FP*

Popis kapsového filtru KS PAK 85, F7

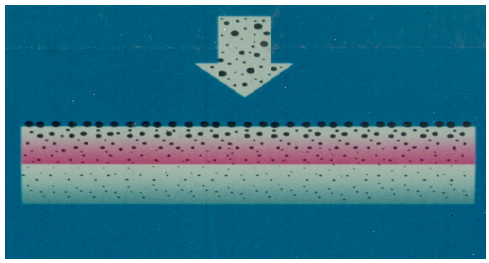
Kapsové filtry (obr. 4) pro jemný prach KS PAK 85, F7 jsou vyrobeny z filtračního média ze syntetických nebo skelných vláken, které je uspořádáno do optimalizovaných filtračních kapes. Šité kapsy jsou upevněny do čelního rámu z U-profilu. Náběhové spoje kapes jsou opatřeny krycí ochrannou lištou pro lepší mechanickou pevnost a lepší rozložení proudu vzduchu. Kapsy jsou dále vybaveny rozpěrkami umožňujícími maximální využití filtrační plochy.

Použití syntetických médií z polypropylenových vláken umožňuje obměňovat a kontrolovat strukturu materiálu (viz obr. 5). Použitím vláken různých velikostí lze vytvářet „síť“ filtru s otevřenou strukturou na vstupní straně s možností záchytu větších částic, a s jemnější strukturou směrem do středu pro zachycení menších částic. Nárůst tlakové ztráty v čase lze tedy udržet v nízkých relacích, čímž se dosáhne nižších nákladů po dobu životnosti.

Filtry jsou standardně vyráběny v ceslopalitelném provedení s plastovým rámečkem a dřevěnými separátory, nebo na přání s pozink rámem a kovovými separátory.

Přednosti kapsového filtru KS PAK 85 jsou především velká filtrační plocha, vysoká jímavost prachu, nízké tlakové ztráty a výroba v atypických rozměrech.

Obr. 4 *Kapsový filtr KS PAK 85, F7*



Obr. 5 *Progresivní struktura média při použití vláken s různými průměry.*

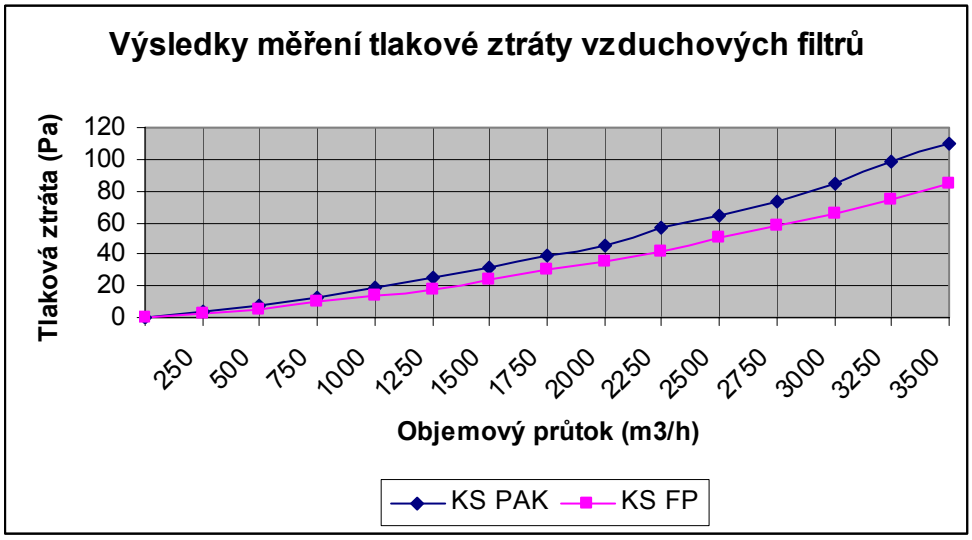
Tab. 1 *Srovnávací tabulka hodnot KS PAK a KS FP*

Typ filtru/třída filtrace	**mj**	**KS PAK 85 F7, 8 kapes 592x592x635 mm**	**KS FP-610,F7, 4 komp. komory 592x592x300 mm**
Jmenovitý průtok vzduchu na filtr o daném rozměru	m³/h	3400	3400
Účinnost (E_m) dle EN 779	%	80-90	> 90
Počáteční tlaková ztráta při jmenovitém zatížení	Pa	105	80
Doporučená koncová tlaková ztráta	Pa	450	450
Požární třída dle DIN 53438, kovový rám (plastový rám)	°C	K1/F1 (K2/F2)	K2/F2 (pouze plast.rám)
Filtrační plocha média	m²	6,1	18

Laboratorní měření: porovnání tlakových ztrát filtrů

kapsový filtr KS PAK 85,F7 592x592x635 mm a

kompaktní filtr KS FP-610, F7 592x592x300 mm



Výpočet energetické náročnosti a úspory nákladů pro kompaktní filtr KS FP-610, F7 a kapsový filtr KS PAK 85, F7

Pokud snížíme tlakovou ztátu a zvýšíme filtrační plochu filtru, snížíme automaticky i náklady na energii. Pro výpočet úspory energetických nákladů zvolíme následující matematický vzorec:

$$E = \frac{q \cdot \Delta p \cdot t}{1000\eta} \qquad (1)$$

Kaps.filtr KS PAK 85, F7 592x592x635 mm	Kompakt. filtr KS FP-610, F7 592x592x300 mm
$E = \frac{0{,}94 \; x \; 105 \; x \; 6000}{0{,}5 \; x \; 1000}$	$E = \frac{0{,}94 \; x \; 80 \; x \; 6000}{0{,}5 \; x \; 1000}$
$E =$ **1 184,4 kWh/rok**	$E =$ **902,4 kWh/rok**

Porovnání výsledků výpočtů:

1 184,4 kWh …….. KS PAK 85, F7

\- 902,4 kWh …….. KS FP-610, F7

282,0 kWh …….. úspora

Vezmeme-li v úvahu cenu elektrické energie pro odběratele v úrovni 4,11 Kč/kWh bez DPH, nespotřebovaná energie pro průtok vzduchu 3 400 m3/h přes jediný kompaktní filtr

KS FP-610, F7 dává úsporu 1 159,- Kč.

Budeme-li kalkulovat dále, má-li odběratel energie celkové množství vzduchu např.

100 000 m3/h, při použití kompaktního filtru namísto kapsového filtru bude podíl uspořené energie následující: 1 159,- Kč x (100 000 m^3/h/3 400 m^3/h) = **34 088,80 Kč/rok**.

Výsledky jsou jednoznačné. Kompaktní filtr KS FP je filtr s nízkou energetickou náročností a můžeme ho tedy zařadit do pomyslné energetické třídy „A“.

ZÁVĚR

Cílem společnosti KS Klima-Service, a.s. je ukázat cestu, která zaručí všem provozovatelům vzduchotechnických zařízení optimalizaci filtračních systémů a úsporu provozních nákladů při zachování vynikající kvality. V blízké budoucnosti by mělo také dojít k významné úpravě normy EN 779, která by měla zahrnout i zatřídění filtrů do energetických tříd. Tím bude provozovateli VZT umožněn výběr filtračních vložek podle mj. i energetické náročnosti.

Nesmíme také zapomínat, že prodloužením životnosti filtru také přispějeme ke snížení ekologické zátěže na životní prostředí.

LITERATURA

[1] Čerpáno z výsledků vývojového střediska zkušební laboratoře KS Klima-Service , a.s.
[2] ČSN EN 779:2002 – filtry na odlučování částic pro všeobecné větrání
[3] KS Klima-Service, a.s.

SEZNAM OZNAČENÍ

E	spotřeba el.energie	[kWh]
q	množství vzduchu	[m³/h]
Δp	průměrná tlaková ztráta	[Pa]
t	provozní doba	[h/rok]
η	účinnost soustrojí elektromotor/ventilátor (přibližně 0,5)	

SYSTÉM VRF – CITY MULTI

Kamil Hanyk

M-tech, s. r. o., Masarykovo náměstí 1544, Pardubice
hanyk@mtech.cz, www.mtech.cz

ANOTACE

Tento příspěvek slouží k základnímu popisu a orientaci v sortimentu klimatizačních systémů VRF (Variable Refrigerant Flow – proměnný průtok chladiva) typu City Multi od výrobce Mitsubishi Electric.

ÚVOD

Klimatizační systémy typu VRF jsou v dnešní době stále více používány ke klimatizaci všech typů budov. Moderní budovy vyžadují individuální přístup k řešení úpravy vnitřního prostředí. Systém City Multi je nejuniverzálnějším systémem a je schopen splnit všechny požadavky investora. Bývá zejména navrhován do administrativních budov, nákupních center, hotelů, nemocnic a jiných veřejných budov. Tyto systémy se velmi osvědčily při rekonstrukcích, protože minimalizují požadavky na prostor a navazující profese. Výhodou těchto systémů je široký výběr vnitřních i venkovních jednotek, které tak zajišťují vysokou flexibilitu při projektování a vysoký komfort vnitřního prostředí.

VRF SYSTÉMY CITY MULTI

Systém City Multi je rozdělen dle technických parametrů a účelu použití do osmi hlavních skupin.

Základní rozdělení systému City Multi

- *S – série (PUMY)* – malé systémy VRF (chlazení nebo vytápění)
- *Y – série* – standardní systém VRF (chlazení nebo vytápění)
- *Y – série High COP* – systém Y se zvýšenou energetickou účinností (chlazení nebo vytápění)
- *HP (Zubadan) – série* – systém pracující až do venkovní teploty -25 °C, 100 % topný výkon do venk. teploty -15 °C (chlazení nebo vytápění)
- *R2 – série* – dvoutrubkový systém s rekuperací energie (chlazení a vytápění současně)
- *R2 – série High COP* – systém R2 se zvýšenou energetickou účinností (chlazení a vytápění současně)
- *WY – série* – systém Y– hlavní jednotky chlazené vodou (chlazení nebo vytápění)
- *WR2 – série* – systém R2– hlavní jednotky chlazené vodou (chlazení a vytápění současně)

Přehled dodávaných typů vnitřních jednotek pro systém City Multi

- Kazetové jednotky – jednocestné, dvoucestné, čtyřcestné eurorastr, čtyřcestné
- Nástěnné jednotky
- Podstropní jednotky
- Parapetní jednotky – s opláštěním, bez opláštění, s vysokým tlakem, designové
- Potrubní jednotky – s horiz. prouděním, extra plochá konstrukce, s přívodem čerstvého vzduchu, nízkotlaké, středotlaké, vysokotlaké
- Booster jednotky pro přípravu teplé vody o teplotě až 70 °C
- Teplovodní výměníky (HEX units) pro přípravu teplé (až 45 °C) resp. chladicí vody (5 °C)

- PFD jednotky – přesná klimatizace
- Připojovací rozhraní pro tepelné výměníky (chlazení i vytápění)
- Dveřní clony (chladivové)

ZÁKLADNÍ SYSTÉMY CITY MULTI

Všechny systémy jsou vybaveny kompresory s plynulou regulací pomocí inverterové technologie. V systémech City Multi od výrobce Mitsubishi Electric nenajdete On/Off kompresory. Systémy pracují s chladivem R410A. Pro odbočky se nepoužívají investičně drahé refnety, ale stačí tvarovky „T“. Na vedení chladiva není potřeba dělat tzv. sifony. Výrobce tato opatření garantuje.

Systém City Multi S - série

Systém City Multi S – série je nejmenším VRF systémem od Mitsubishi Electric. Venkovní jednotky tohoto systému se označují PUMY. Systém se skládá z jedné venkovní jednotky, na kterou je možné připojit několik vnitřních klimatizačních jednotek. Venkovní jednotky jsou ploché se dvěma ventilátory umístěnými nad sebou. Rozvod vedení chladiva je tzv. páteřový to znamená, že hlavní vedení je osazeno odbočkami tzv. T-kusy k jednotlivým vnitřním jednotkám. Scroll kompresor venkovní jednotky je vybaven technologií Frame Compliance Mechanism (FCM), díky níž má minimální třecí ztráty vzniklé při kompresi. Tímto je garantována jeho vysoká účinnost v celém rozsahu otáček.

Produktová řada S – série je k dispozici s výkony v rozmezí 11,2 / 12,5 kW až 15,5 / 18,0 kW v režimu chlazení nebo vytápění. Režim vytápění je u S – série garantován výrobcem Mitsubishi Electric až do venkovní teploty -20 °C. Při vytápění se využívá principu tepelného čerpadla vzduch / vzduch. Tato zařízení patří do energetické třídy A a mají vysoké COP a EER.

Systém City Multi Y – série

Jedná se o standardní systém VRF od výrobce Mitsubishi Electric. Venkovní jednotky Y – série se označují jako PUHY-P. Systém se skládá z jedné venkovní jednotky věžového typu, na kterou lze napojit až 50 vnitřních klimatizačních jednotek. Rozvod vedení chladiva je tzv. páteřový to znamená, že hlavní vedení je osazeno odbočkami k jednotlivým vnitřním jednotkám. Celková délka vedení chladiva je až 1000 metrů a výškový rozdíl mezi venkovní a vnitřní jednotkou je až 50 metrů.

Y – série přináší vysoký komfort a maximální flexibilitu při navrhování. Tento systém pracuje pouze ve vytápěcím nebo chladicím režimu, nelze proto současně chladit a vytápět. Velký výběr z vnitřních klimatizačních jednotek ve spojení s téměř neomezenými možnostmi ovládání, nabízí řešení pro jakýkoliv klimatizovaný objekt.

Produktová řada Y – série je k dispozici s výkony v rozmezí 22,4 / 25,0 kW až 140,0 / 156,5 kW v režimu chlazení nebo vytápění. Režim vytápění je u Y – série garantován výrobcem Mitsubishi Electric až do venkovní teploty -20 °C. Při vytápění se využívá principu tepelného čerpadla vzduch / vzduch. Tato zařízení patří do energetické třídy A a mají vysoké COP a EER.

Systém City Multi Y – série High COP

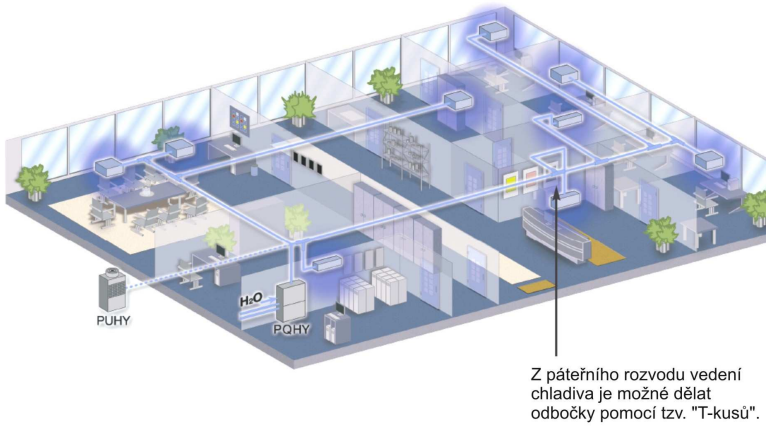
Série Y má jednotky se zvýšenou energetickou účinností, které se označují jako PUHY-EP.

Hodnoty COP u těchto zařízení dosahují hodnoty až 4,33 a EER až 4,32. Volbou těchto systémů se velmi sníží provozní náklady.

Dimenzování obou sérií S i Y je stejné. Celkově je možné navrhnout celkový chladicí výkon všech vnitřních jednotek na 130 % výkonu venkovní jednotky za předpokladu, že nebude potřeba u všech vnitřních jednotek současně 100 % chladicího výkonu (platí např. pro umístění vnitřních klimatizačních jednotek v místnostech orientovaných na různé světové strany, takže slunce bude vždy svítit pouze na jednu zeď budovy a nikoliv na všechny obvodové zdi najednou). Systém je možné za speciálních podmínek nadimenzovat až na 200 % výkonu venkovní jednotky.

Systém S – série je díky svým výkonům určen spíše na klimatizování menších budov nebo pouze částí rozsáhlejších budov.

Systém Y – série je svým rozsahem výkonů schopen pokrýt veškeré možné požadavky zákazníka a zajistit komfortní prostředí ve všech druzích budov. Díky svému širokému výkonovému rozsahu a velkému výběru vnitřních jednotek a zařízení je schopen splnit všechna přání zákazníka.



Obr. 1 *Schéma klimatizačního systému City Multi Y – série*

Systém City Multi Y – série nabízí tyto výhody

- rychlá reakční schopnost systému při náhlé změně tepelného zatížení
- každá vnitřní jednotka může mít vlastní regulaci, tj. lze nastavit různou teplotu, sklon výfukové žaluzie, otáčky ventilátoru, čas vypnutí / zapnutí
- na jednu venkovní jednotku lze připojit až 50 vnitřních jednotek
- všechny komponenty City Multi jsou založeny na nejvyšší energetické účinnosti a s chladivem R410A dosahují vysokých hodnot COP resp. EER
- rozsah chladicího výkonu u venkovních jednotek dle typu od 11,2 kW až do 140 kW (celkem 25 výkonových řad)
- velký výběr vnitřních jednotek (výběr celkem z 18 druhů, celkem 96 typů, 15 výkonových řad)
- nízký elektrický příkon (vysoké COP/EER – jedna venkovní jednotka – jeden spirálový (Scroll) kompresor s plynulou regulací výkonu od 16 do 100 %)
- inverterová technologie – nízký náběhový el .proud, plynulá regulace
- speciální konstrukce tepelného výměníku a ventilátor řízený pomocí inverteru garantují nejlepší naměřené hladiny akustického tlaku u venkovních jednotek 44 dB(A) ve vzdálenosti 1 metr, měřené za nočního provozu (jednotka se jmenovitým výkonem 25 kW)

- tepelné výměníky povrchově upraveny technologií Blue Fin, která zaručuje ochranu před poškozením v důsledku agresivních složek obsažených ve venkovním vzduchu
- zcela hladké lamely, díky speciální technologii lisování (odpuzují nečistoty)
- velký výběr z lokálních a centrálních ovladačů (administrativa, hotely)
- garantovaný rozsah vytápění až do venkovní teploty -20 °C
- špičkové hlukové parametry u vnitřních jednotek
- distribuce vzduchu s Coanda efektem – dvou a čtyř - cestné kazetové jednotky (minimalizace průvanu – vzduch se vede podél stropu)
- Mitsubishi Electric jako jediný výrobce nabízí nástěnné jednotky **velikosti 15** s chladicím výkonem 1,7 kW pro prostory s nepatrným energetickým zatížením
- nový inverterový kompresor s minimální nastavitelnou frekvencí 15 Hz umožňuje snadno optimalizovat chladicí výkon až na velmi nízké hodnoty
- funkce automatického sledování naplnění chladivem (kontrola celého systému do 60 minut)
- možnost zvýšení připojovacího výkonu vnitřních jednotek pomocí speciálního softwaru, ze standardních 130 % (pokud nebude potřeba u všech vnitřních jednotek současně 100 % chladicího výkonu) na 160 % resp. 200 % u zařízení složených z jednoho modulu resp. ze dvou modulů (ideální pro řešení na míru – pouze na poptání)
- dostatečné délky vedení chladiva až do vzdálenosti 1000 metrů, převýšení mezi venkovní a vnitřní jednotkou až 50 metrů
- kompaktní rozměry (snadná manipulace, transport a instalace jednotek)
- možnost připojení jakéhokoliv externího řídicího systému např. LonWorks®, BACnet, OPC Server, EIB, Fidelio (Hotel-Software)
- flexibilní projektování, snadný transport (výtahy apod.) a instalace jednotek

Systém City Multi HP (Zubadan) - série

Po úspěšném uvedení technologie Zubadan na trh pro systémy Mr. Slim, přichází nyní naše speciální VRF série se všemi výhodami systému Zubadan v rozsahu výkonů od 22,4 kW do 63,0 kW. Díky této moderní technologii, garantujeme 100% topný výkon až do venkovní teploty -15 °C a provoz až do venkovní teploty -25 °C. Venkovní jednotky City Multi Zubadan se označují jako PUHY- HP. Systém se skládá z jedné venkovní jednotky věžového typu, na kterou se napojí až 43 vnitřních klimatizačních jednotek.

Systém City Multi R2 – série

R2 – série byla vyvinuta jako nízkoenergetický, efektivní a ekologický klimatizační systém. Využívá schopnosti rekuperovat energii. Systém převádí přebytečnou energii získanou například z prostorů serveroven a předává ji do místností s požadavkem na vytápění. Systém R2 je ideálním řešením pro budovy s fasádami orientovanými na různé světové strany.

Série R2 je jediným systémem na světě se zpětným získáváním tepla, který používá při současném chlazení a vytápění pouze dvoutrubkový systém vedení chladiva. Proto nejdůležitější součástí všech jednotek série R2 je rozdělovač chladiva tzv. BC-Controller, který tvoří společně s venkovní jednotkou vlastní regulační systém, pomocí kterého dochází k vlastní rekuperaci tepla. Pomocí až tří BC-Controllerů může být napojeno až 50 vnitřních klimatizačních jednotek na jednu venkovní jednotku. Venkovní jednotky R2 – série se označují jako PURY- P. Systém se skládá z jedné venkovní jednotky věžového typu, BC-Controlleru a až 50 vnitřních jednotek.

Produktová řada R2 – série je k dispozici s výkony v rozmezí 22,4 / 25,0 kW až 90,0 / 100,0 kW v režimu chlazení i vytápění. Režim vytápění je u R2 – série garantován výrobcem Mitsubishi Electric až do venkovní teploty -20 °C. Při vytápění se využívá principu tepelného

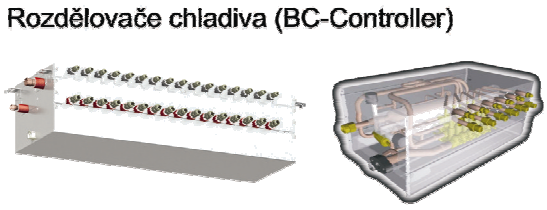
čerpadla vzduch / vzduch. Tato zařízení patří do energetické třídy A a mají vysoké COP a EER.

Systém City Multi R2 – série High COP

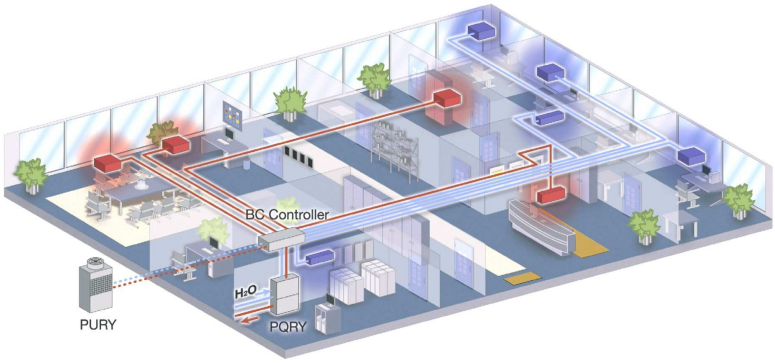
Série R2 má také jednotky se zvýšenou energetickou účinností, které se označují jako PURY-EP. Hodnoty COP u těchto zařízení dosahují hodnoty až 4,30 a EER až 4,28. Volbou těchto systémů se velmi zvýší úspory elektrické energie nutné na chlazení resp. vytápění.

BC-Controller

Rozdělovače se liší dle počtu vývodů pro připojení (4 – 16 ks). Každý vývod umožňuje individuální nastavení režimu chlazení nebo vytápění. Na jeden vývod může být napojeno i více vnitřních jednotek, které budou pracovat vždy ve stejném režimu. Celková délka vedení chladiva je až 950 metrů a výškový rozdíl mezi venkovní a vnitřní jednotkou je až 50 metrů.



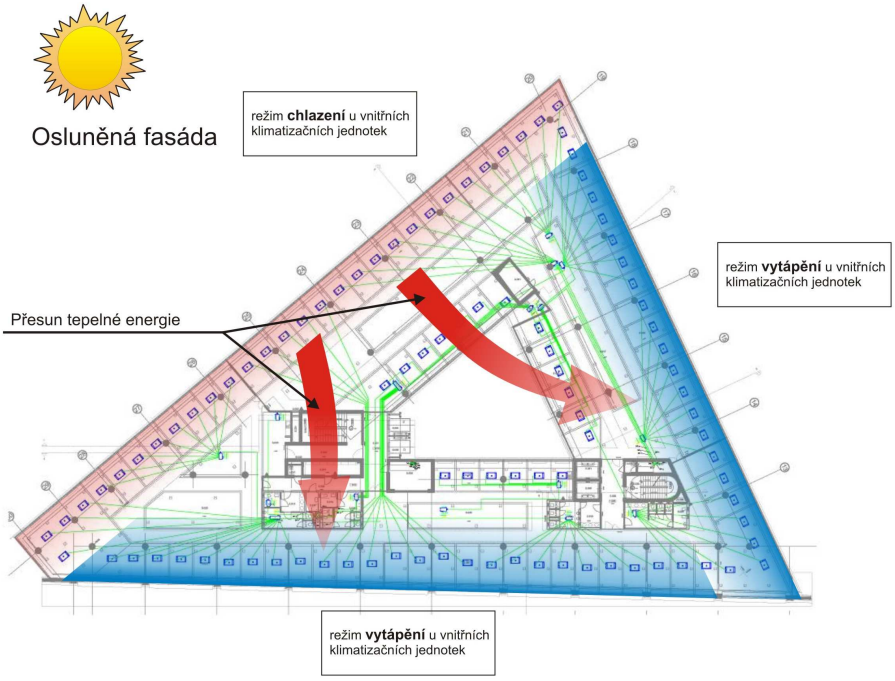
Obr. 2 *Rozdělovače chladiva (BC-Controllery)*



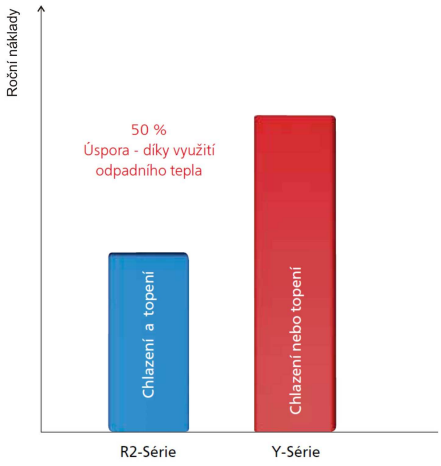
Obr. 3 *Schéma klimatizačního systému City Multi R2*

Stejně tak jako u základního systému Y, je zde možné dimenzovat celkový chladicí výkon všech vnitřních jednotek na větší výkon, než má venkovní jednotka. Rozdíl u systému série R2 je v tom, že můžeme navrhnout až na 150 %, avšak za předpokladu, že nebude potřeba u všech vnitřních jednotek současně 100 % chladicího výkonu (toto platí např. pro umístění vnitřních klimatizačních jednotek v místnostech orientovaných na různé světové strany – slunce bude vždy svítit pouze na jednu stěnu budovy, nikoli na všechny obvodové zdi najednou).

Při projektování (návrhu systému) je vhodné využít cíleně technické výhody, tj. možnosti přesunu tepelné energie mezi vnitřními klimatizačními jednotkami, u kterých dochází k současnému režimu chlazení nebo vytápění. Například u moderní kancelářské budovy s prosklenými fasádami trojúhelníkového půdorysu, je vhodné využít tepelnou zátěž od slunce z jedné fasády pro vytápění kanceláří umístěných na druhé straně budovy, viz obrázek níže. Díky tomuto využití odpadního tepla se dají redukovat náklady na energie až na 50 %. Při optimálně navržených systémech je možné dosáhnout hodnoty COP více než 8.



Obr. 4 *Schéma přesunu tepelné energie mezi vnitřními klimatizačními jednotkami u systému CITY MULTI R2 (roční období – jaro/léto/podzim, rozmezí venkovní teploty od -5 do 18 °C, přímé sluneční záření - bez mraků)*

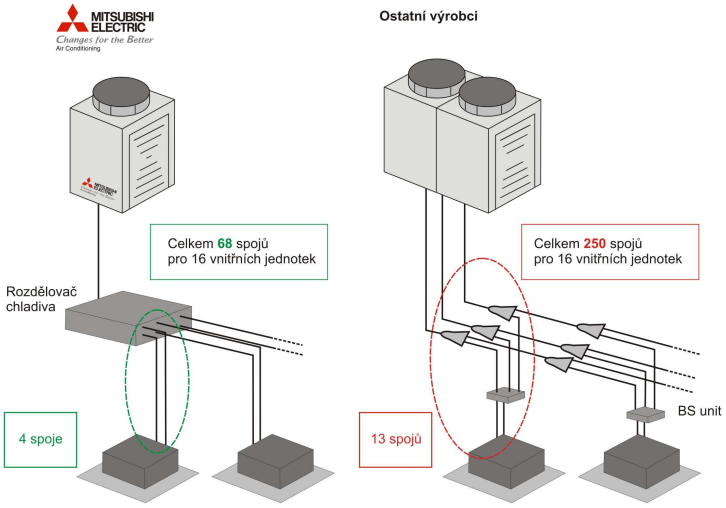


Obr. 5 *Porovnání nákladů na energie při chlazení a vytápění probíhajícího současně – rekuperace energie (administrativní budova o zastavěné ploše 10 000 m^2)*

Systém City Multi R2 – série nabízí tyto výhody

- rychlá reakční schopnost systému při náhlé změně tepelného zatížení
- každá vnitřní jednotka může mít vlastní regulaci, tj. lze nastavit různou teplotu, sklon výfukové žaluzie, otáčky ventilátoru, čas vypnutí / zapnutí, individuální režim chodu (chlazení nebo vytápění)
- na jednu venkovní jednotku lze připojit přes BC-Controllery až 50 vnitřních jednotek
- rozsah chladicího výkonu u venkovních jednotek dle typu od 22,4 kW až do 90 kW (celkem 13 výkonových řad)
- velký výběr vnitřních jednotek (výběr celkem z 18 druhů, celkem 96 typů, 15 výkonových řad)

- nízký elektrický příkon (vysoké COP / EER)
- velký výběr z lokálních a centrálních ovladačů (administrativa, hotely)
- garantovaný rozsah vytápění až do venkovní teploty -20 °C
- špičkové hlukové parametry jak u venkovních, tak u vnitřních jednotek
- systém je kompletně dvoutrubkový, tj. méně spojů vedení chladiva (vyšší spolehlivost viz obrázek níže)
- kompaktní rozměry (snadná manipulace, transport a instalace jednotek)
- flexibilní projektování, snadný transport (výtahy apod.) a instalace jednotek
- zařízení se dodává s chladivem R410A (ekologické chladivo)



Obr. 6 *Znázornění výhody pouze dvoutrubkového rozvodu vedení chladiva u klimatizačního systému City Multi R2, v porovnání s jinými výrobci s třítrubkovým rozvodem*

Systémy City Multi WY a WR2 – série

Klimatizační systémy City Multi WY a WR2 se od předešlých systémů liší ve venkovní jednotce, která místo vzduchu jako zdroje nízkopotenciální tepelné energie využívá vodu (tzn. nechladí se vzduchem, ale vodou – proto označení W z anglického slova „water“). Projektant tímto dostává další možnosti z hlediska umístění venkovní jednotky. Ta se nyní umisťuje do technické místnosti uvnitř budovy. Rozsah použití je stejný jako u série Y a R2. Jediná nutná podmínka, která se musí splnit je zajistit jí průtok vody o teplotě od -5 do 45 °C (nemrznoucí směs).

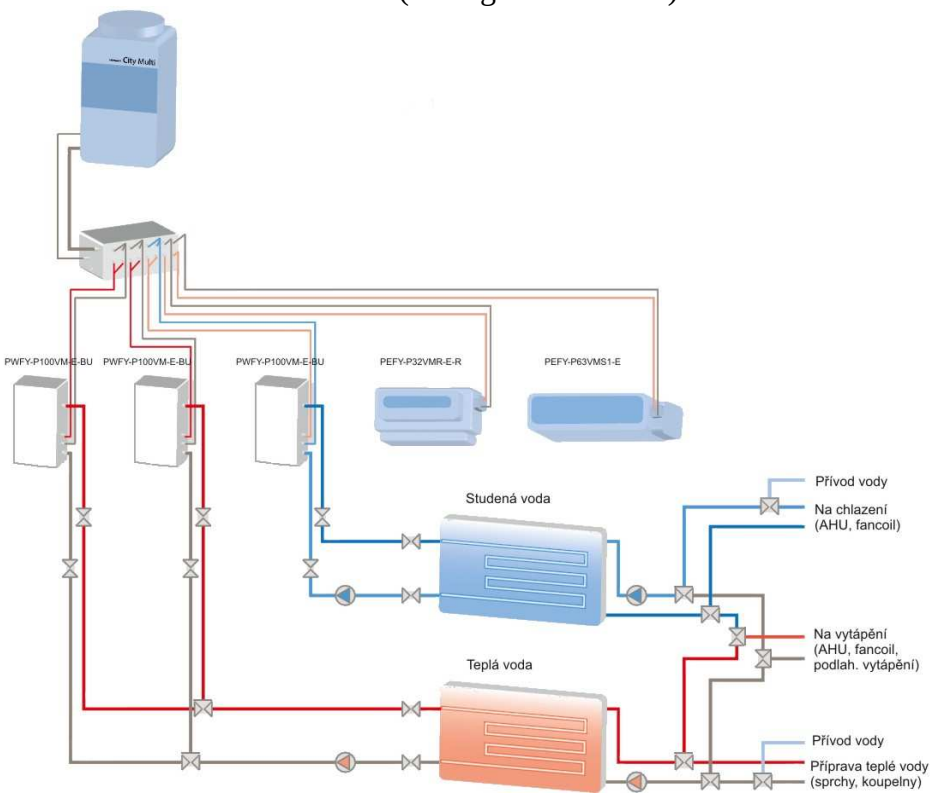
Jako zdroj chladné vody může být použit suchý výměník umístěný ve venkovním prostředí (uzavřený vodní okruh s venkovním výměníkem opatřeným ventilátory pro jeho chlazení) nebo například chladná voda z řeky nebo vodní nádrže (nutné povolení). Též se zde nabízí využití odpadního tepla vzniklého při chlazení (ve formě ohřáté vody) pro předehřev teplé vody, popřípadě pro vytápění.

Zajímavá je instalace těchto jednotek společně s tepelným čerpadlem země / voda. Systém WY nebo WR2 se napojí na zemní vrty tepelného čerpadla a bude nám je v letním období regenerovat. V zimním období bude tepelné čerpadlo využívat teplo z těchto vrtů (vrty budou ochlazovány) a naopak v letním období bude náš systém (WY nebo WR2) využívat chlad z těchto vrtů (v létě odvedené přebytečné teplo z objektu bude odvedeno do těchto vrtů, které jsou obrovským zásobníkem energie, tím se regenerují vrty pro zimní období).

***Obr. 7** Hlavní jednotka systému CITY MULTI WY/WR2 (YHM)*

Systémy City Multi WY a WR2 – série nabízejí tyto výhody

- rychlá reakční schopnost systému při náhlé změně tepelného zatížení
- regenerace vrtů tepelného čerpadla země / voda
- kompaktní rozměry venkovní jednotky (šířka 880 mm a výška 1160 mm)
- každá vnitřní jednotka může mít vlastní regulaci, tj. lze nastavit různou teplotu, sklon výfukové žaluzie, otáčky ventilátoru, čas vypnutí / zapnutí
- rozsah chladicího výkonu u venkovních jednotek dle typu od 22,4 kW až do 69,0 kW
- velký výběr vnitřních jednotek (výběr celkem z 18 druhů, celkem 96 typů, 15 výkonových řad)
- nízký elektrický příkon (vysoké COP / EER)
- snadná obsluha
- velký výběr z lokálních a centrálních ovladačů (administrativa, hotely)
- garantovaný rozsah vytápění až do venkovní teploty -20 °C
- špičkové hlukové parametry jak u venkovních, tak u vnitřních jednotek
- systém WR2 je kompletně dvoutrubkový, tj. méně spojů vedení chladiva (vyšší spolehlivost)
- kompaktní rozměry (snadná manipulace, transport a instalace jednotek)
- flexibilní projektování, snadný transport (výtahy apod.) a instalace jednotek
- zařízení se dodává s chladivem R410A (ekologické chladivo)



***Obr. 8** Univerzální řešení – vše od jednoho dodavatele*

POPIS NĚKTERÝCH VNITŘNÍCH JEDNOTEK SYSTÉMU CITY MULTI

Vnitřní jednotky

Mitsubishi Electric nabízí široký sortiment vnitřních jednotek, zákazník má na výběr z celkem 18 druhů, 96 typů a 15 výkonových řad. Chladicí výkony vnitřních jednotek se pohybují v rozmezí od 1,7 kW do 56,0 kW. Topné výkony se pohybují od 1,9 kW do 63,0 kW. Jako jediný výrobce dodává Mitsubishi Electric vnitřní jednotku o chladicím výkonu 1,7 kW (velikost 15) a to v nástěnném a potrubním provedení.

Obr. 9 *Přehled některých vnitřních jednotek a zařízení pro systémy City Multi*

Booster jednotky

Prostřednictvím Booster jednotek lze dosáhnout v primárním okruhu teploty vody až 70 °C. Toto řešení je ideální k ohřevu teplé vody v budovách, kde je instalován systém City Multi. Ideální pro hotely, fitcentra a podobně.

Booster jednotka obsahuje kompresor řízený inverterem a uzavřený oběh s chladivem R134A. Při instalaci k systému City Multi R2 lze získané teplo z chlazených prostor dále využít k ohřevu teplé vody v booster jednotce. Hodnoty COP pro ohřev vody se pohybují okolo 5,5 při ohřevu vody na 70 °C. Booster jednotka se dodává o topném výkonu 12,5 kW.

Teplovodní výměníky (HEX units)

Prostřednictvím teplovodních výměníků lze dosáhnout teploty vody v provozu vytápění až 45 °C. Toto řešení je ideální pro podlahové vytápění nebo teplovodní konvektory. Těmito jednotkami lze také připravit chladící vodu o teplotě až 5 °C.

Při instalaci k systému City Multi R2 lze získané teplo z chlazených prostor dále využít k ohřevu teplé vody v teplovodním výměníku. Jednotky pracují ve čtyřech základních režimech a to v chladicím, vytápěcím, temperovacím a vytápěcím ECO. Při režimu vytápění ECO se požadovaná teplota optimálně mění v závislosti na venkovní teplotě (ekvitermní řízení). Mitsubishi Electric tyto jednotky nabízí ve dvou výkonových velikostech a to s topným resp. chladicím výkonem 12,5 / 11,2 kW a 25,0 / 22,4 kW.

Jednotky přesné klimatizace PFD (EDV)

Jednotky PFD jsou ideálním řešení pro chlazení technických místností a serveroven. Pomocí velkého tepelného výměníku je faktor citelného tepla až 93 %. Díky tomu již není nutné dodatečné vlhčení vzduchu v klimatizovaném prostoru.

Upravený vzduch vystupuje z jednotky v její spodní části do dvojité podlahy. Venkovní jednotka s kompresorem řízeným inverterem umožňuje velmi nízký rozběhový proud – jen 8 A. Více zapojených jednotek do jednoho systému se automaticky startuje po sobě s intervalem 1 sekundy, pro ochranu el. sítě. Systém umožňuje vzdálenost mezi venkovní a vnitřní jednotkou až 165 metrů.

Připojovací rozhraní pro tepelné výměníky (tzv. AHU boxy)

Klimatizační systém City Multi lze použít také jako zdroj chladu resp. tepla pro vzduchotechnická zařízení. AHU box je možné připojit jako jednu z několika vnitřních jednotek nebo i ve „splitovém“ provedení (celá venkovní jednotka je určena pro jeden výparník VZT jednotky). Základní dodávka obsahuje ovládací box se základní deskou, elektronikou a třemi teplotními čidly. Součástí dodávky jsou i příslušné lineární expanzní ventily, pomocí kterých se připojují externí tepelné výměníky na potrubní systém vedení chladiva.

Jednotky řady Replace Multi

Tyto jednotky mají přijít na evropský trh v průběhu tohoto roku. Jedná se o jednotky, které se používají k náhradě stávajících klimatizačních systémů s chladivem R22, při ponechání původních rozvodů chladiva. Jednotka do sebe nasaje zbývající olej ze starého systému, který není kompatibilní s novou technologií a tím vyčistí staré rozvody. Poté se systém naplní chladivem R410A a je plně funkční. V Japonsku tvoří v současné době tyto jednotky 1/3 podíl na trhu nových venkovních jednotek.

CENTRÁLNÍ SYSTÉMY ŘÍZENÍ, MONITOROVÁNÍ KLIMATIZAČNÍCH A VZDUCHOTECHNICKÝCH SYSTÉMŮ OD VÝROBCE MITSUBISHI ELECTRIC

Popis systémů řízení je svým rozsahem na samostatný článek. Kromě základních lokálních ovladačů (infračervené ovladače, nástěnné ovladače, zjednodušené ovladače) existuje řada centrálních ovladačů a časovačů. Mitsubishi Electric nabízí jak jednoduché On/Off ovladače, tak ovladače například pro 50 vnitřních jednotek v 16 skupinách. Tyto ovladače mají možnost napojení na počítačovou síť. Mezi tyto ovladače patří např. GB-50 nebo AG-150. Oba tyto ovladače se dají obsluhovat přes internet pomocí standardního webového prohlížeče. AG-150 má navíc dotykový barevný displej. Další možností řízení je software TG-2000 pro až 2000 vnitřních jednotek s graficky znázorněnými půdorysy budovy. Samozřejmostí jsou převodníky na jiné systémy MaR jako je např. LonWorks®, BACnet, OPC Server, EIB, Fidelio (Hotel-Software) a mnoho dalších.

ZÁVĚR

Klimatizační zařízení od výrobce Mitsubishi Electric je odzkoušené a zavedené na našem trhu již více než 15 let. Po celé České republice je řada firem, které jsou certifikovány pro montáž a servis těchto zařízení. Jsou zde sklady nových zařízení, tak i sklady s náhradními díly.

LITERATURA

[1] Projekční a technické materiály klimatizačního zařízení od výrobce Mitsubishi Electric

VZDUCHOTECHNICKÉ JEDNOTKY LOSSNAY S DESKOVÝM ENTALPICKÝM REKUPERÁTOREM

Jindřich Hvížďala

M-tech, s. r. o., Masarykovo náměstí 1544, Pardubice
hvizdala@mtech.cz, www.mtech.cz

ANOTACE

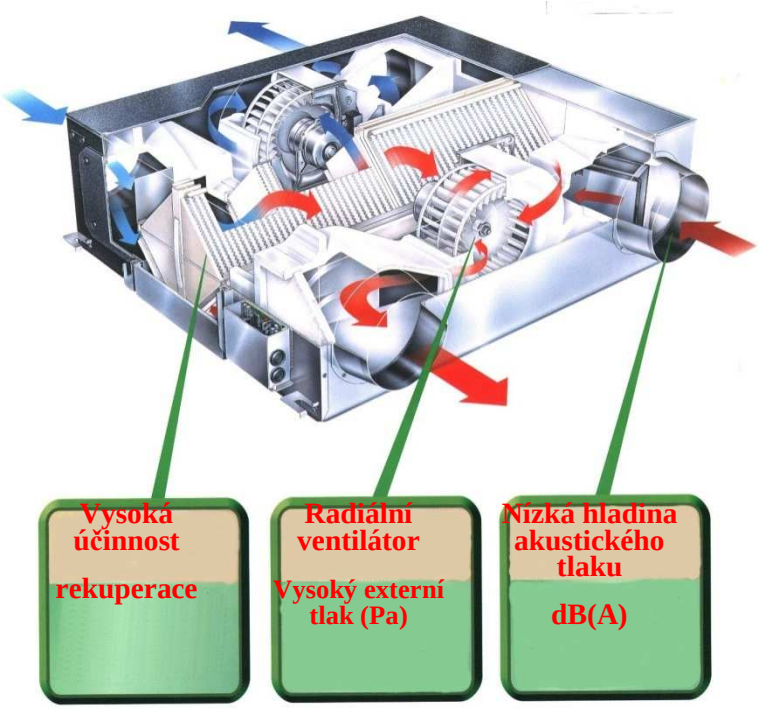
Přípěvek se zabývá popisem vzduchotechnických jednotek Lossnay od výrobce Mitsubishi Electric.

ÚVOD

Správně má mýt jakýkoliv obytný prostor zajištěné větrání – výměnu vzduchu. S novými technologiemi při výstavbě domů došlo k jejich dokonalému utěsnění, tj. nelze se z hlediska samovolného větrání již spoléhat na infiltraci čerstvého vzduchu skrz netěsnosti do vnitřních prostor.

V současné době s trendem úspor energií a ochranou životního prostředí se pro větrání začaly používat vzduchotechnické jednotky s rekuperací tepelné energie (řízená výměna vzduchu). Při výstavbě nízko-energetického nebo u pasivního domu je použití tohoto větracího zařízení s rekuperací tepelné energie již standardem.

Výrobce Mitsubishi Electric v roce 1973 uvedl na trh vzduchotechnické jednotky s deskovým entalpickým rekuperátorem. Materiál, ze kterého je vyroben rekuperátor, se nazývá Lossnay, tj. z toho názvu se odvodilo jméno celého sortimentu VZT jednotek. Do dnešní doby je to více jak 36 let zkušeností s výrobou a uplatněním těchto jednotek na celosvětovém trhu. Špičkové technické parametry této jednotky byly oceněny např. na výstavě Aquatherm v roce 2002 zlatou medailí, za nejlepší exponát.

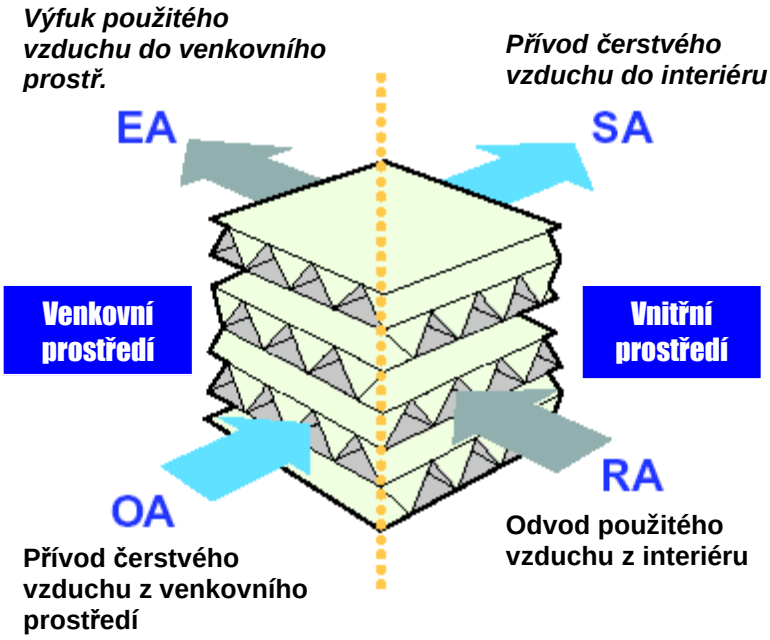


Obr. 1 *Schéma vzduchotechnické jednotky Lossnay*

VZDUCHOTECHNICKÉ JEDNOTKY LOSSNAY – ZÁKLADNÍ POPIS

Vzduchotechnické zařízení Lossnay se skládá z přívodního a odtahového radiálního ventilátoru, deskového entalpického rekuperátoru včetně jeho obtoku (by-pass), filtrů vzduchu a řídící elektroniky.

Touto vzduchotechnickou jednotkou zajistíme účinné odvětrání obytných prostor s minimální ztrátou tepelné energie - účinnost předání tepelné energie (citelného tepla) deskového entalpického rekuperátoru je min. 77 % a maximální hodnota dosahuje až 90 %, dle typu jednotky a nastaveného průtoku vzduchu. Deskový entalpický rekuperátor umožňuje přenášet s vysokou účinností mezi odváděným a přiváděným vzduchem jak citelné, tak i vázané teplo, tj. celkovou tepelnou energii obsaženou ve vzduchu. Přitom však nedochází k průniku jiných plynných látek a sloučenin, včetně virů a bakterií z odváděného vzduchu.



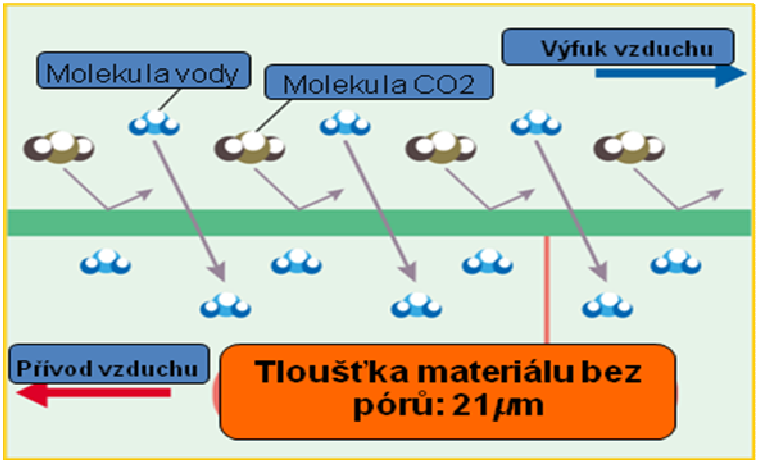
Obr. 2 *Schéma deskového rekuperátoru Lossnay, tj. křížové proudění a speciální materiál rekuperátoru*

Dále díky důmyslnému uložení všech komponentů se dá jednotka instalovat prakticky v každé poloze. Pouze nesmí být instalována servisním poklopem směrem dolů. Servisní poklop slouží pro čištění vnitřku jednotky, rekuperátoru, filtrů a popřípadě i pro výměnu filtrů.

U jednotky zásluhou rekuperace vázaného tepla (vlhkosti) není potřeba řešit svod kondenzátu. Možnost použití je však omezena do relativní vlhkosti vnitřního vzduchu 80%. Nelze je tedy použít pro zajištění výměny vzduchu v kuchyních, sprchách, prádelnách o podobných zařízeních, kde dochází k velkému vývinu vodních par.

Další předností je snadné propojení a řízení vzduchotechnické jednotky Lossnay spolu se systémy klimatizace od stejného výrobce Mitsubishi Electric. Zjednodušení je zde z hlediska ovládání a řízení pro uživatele, který nyní může ventilaci řídit přes sdružený ovladač klimatizace a vzduchotechniky. Navíc je zde další úspora na provozních nákladech z důvodu propojení elektroniky klimatizace a vzduchotechnické jednotky. Pokud je např. klimatizace v režimu chlazení a venkovní přiváděný čerstvý vzduch je chladnější než je požadovaná

teplota v místnosti, automaticky vzduchotechnická jednotka přepne na by-pass (obtok rekuperátoru) a pomáhá chladit prostory od přívodu chladného čerstvého vzduchu (tzv. volné chlazení). Stejný princip platí pro režim klimatizace topení.



Obr. 3 *Schéma principu rekuperace vázaného tepla (vlhkosti vzduchu) přes materiál Lossnay*

Zajímavostí je i možnost garantovaného chodu vzduchotechnické jednotky až do venkovní teploty (- 10 °C). Teprve při požadavku na zajištění chodu jednotky Lossnay při nižších venkovních teplotách jak (- 10 °C), je nutné instalovat elektrickou proti-mrazovou ochranu. I tato výhoda napomáhá k úspoře energií a ke snížení provozních nákladů (po větší část zimy není potřeba proti-mrazová ochrana).

Z hlediska hladiny hluku, dosahuje zařízení ke svým parametrům, myšleno průtok vzduchu a externí tlak, špičkové hodnoty. Deskový rekuperátor z materiálu Lossnay, včetně vnitřní izolace jednotky velmi účinně napomáhá zatlumit hluk od ventilátorů.

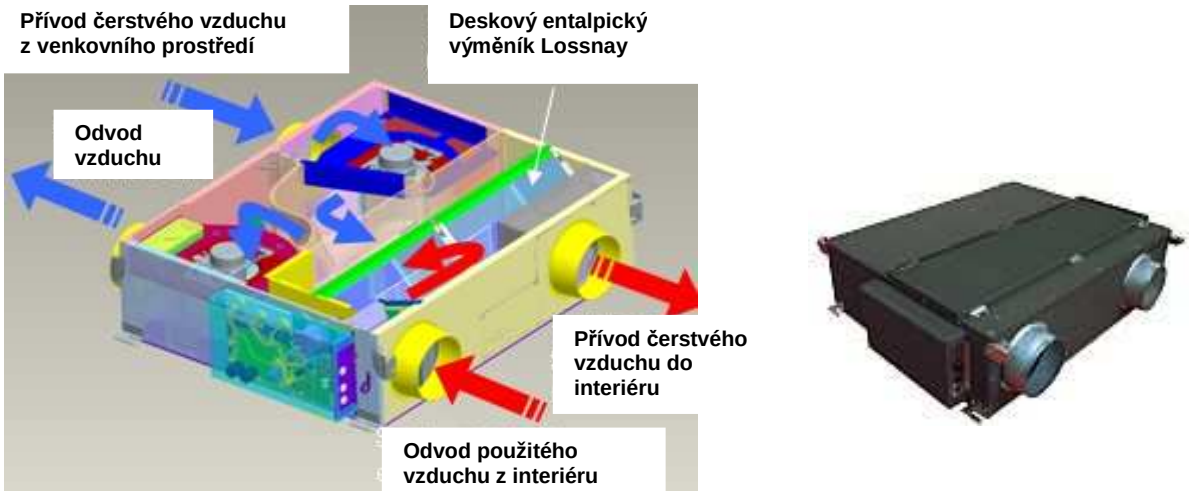
Tab. 1 *Výrobní řady vzduchotechnických jednotek Lossnay se základními parametry*

Typ jednotky	Objemový průtok vzduchu (m^3/hod)	Externí tlak (Pa)	Účinnost rekuperace (citelné teplo)	Hladina akustického tlaku dB(A)	El. příkon (W)
LGH-15RX5	150	65	82 %	24,0	80
LGH-25RX5	250	60	79 %	25,0	102
LGH-35RX5	350	75	80 %	28,5	160
LGH-50RX5	500	65	78 %	30,5	207
LGH-65RX5	650	60	77 %	32,0	308
LGH-80RX5	800	120	79 %	32,0	345
LGH-100RX5	1000	110	80 %	34,0	445
LGH-150RX5	1500	135	80 %	36,0	690
LGH-200RX5	2000	90	80 %	37,0	910

Poznámka: U zařízení je možné měnit otáčky v režimu – nízké, vysoké a extra vysoké. Parametry uvedené v tabulce jsou pro vysoké otáčky. Veškeré podrobné technické parametry viz samostatná dokumentace k jednotkám od výrobce (projektový manuál).

Vzduchotechnická jednotka Lossnay typ LGH-50RSDC-E

Z důvodu nastoleného trendu výstavby nízko-energetických a pasivních rodinných domů v celé Evropě, přišel výrobce Mitsubishi Electric se speciálním typem vzduchotechnické jednotky Lossnay, přímo určeným pro použití větrání v těchto objektech. U tohoto modelu je dosaženo ještě lepších technických parametrů, než má standardní řada jednotek Lossnay. Konstrukčně je zařízení i jinak postaveno. Jsou zde použity nové typy ventilátorů a elektrických motorů za účelem dosáhnout nejlepšího poměru – externí tlak/minimální elektrický příkon/hladina hluku.

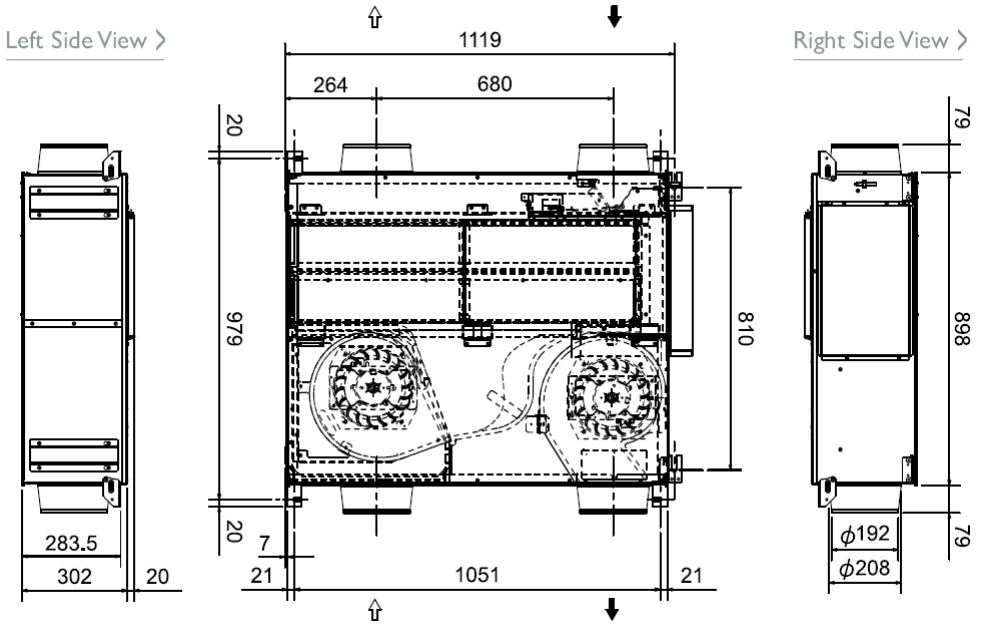


Obr. 4 *Schéma konstrukčního řešení VZT jednotky Lossnay, typ LGH-50RSDC-E*

Řídící elektronika jednotky je připravena pro zapojení (monitorování a řízení) do nového standardu elektroinstalace, která se v těchto domech používá (systém EIB/KNX). Uživatel nebo nadřazená řídící automatika si zde může volit v režimu rekuperace až z pěti různých otáček ventilátorů (pět různých stupňů nastavení průtoku vzduchu). V režimu by-pass (obtok rekuperátoru) dokonce z šesti různých otáček ventilátorů. Právě šestý stupeň v režimu by-pass (maximální průtok vzduchu) má být využíván v letním období v průběhu noci pro možnost tzv. volného chlazení (maximální přívod chladného čerstvého vzduchu do domu).

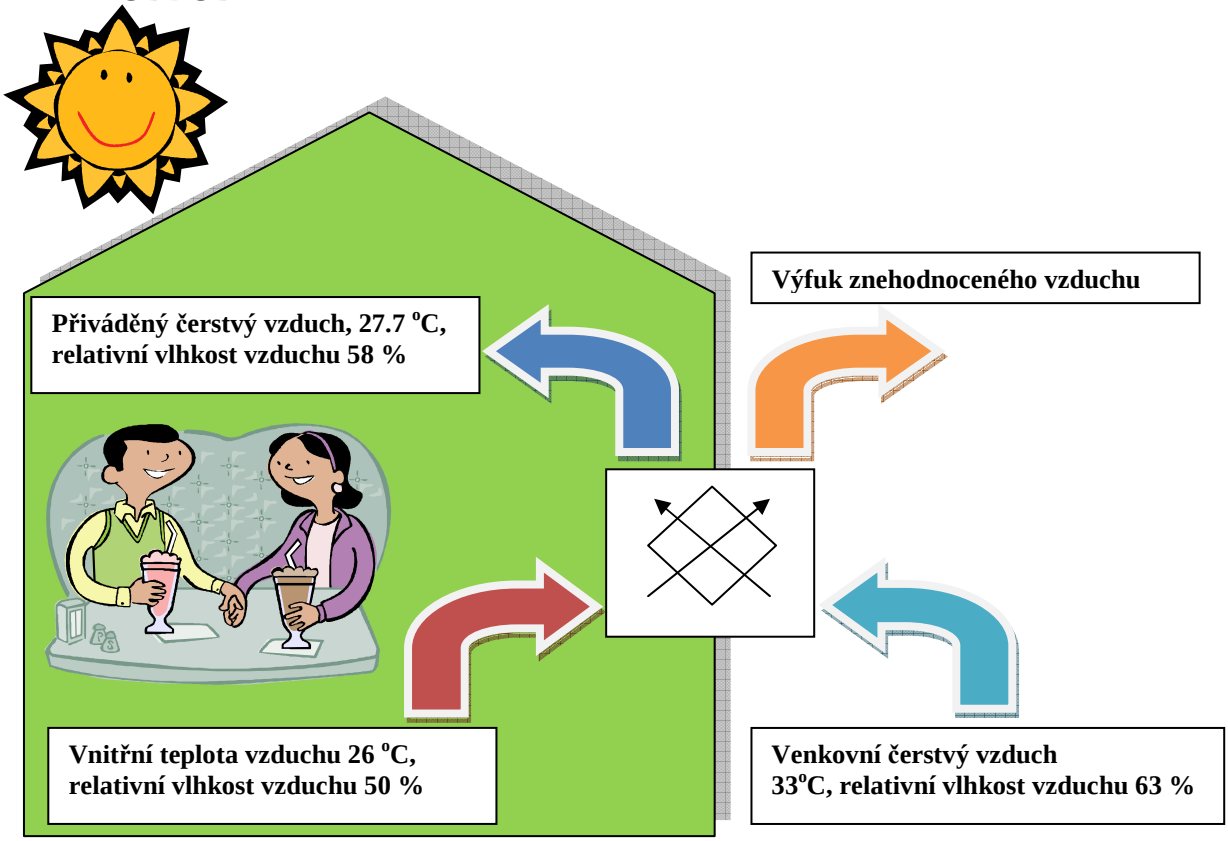
Tab. 2 *Technické parametry jednotky Lossnay LGH-50RSDC-E*

Typ jednotky		**Lossnay LGH-50RSDC-E**										
Elektrické napájení		230 V/ 50 Hz										
Startovací proud		2 A										
Režim jednotky		Rekuperace					By-pass (obtok rekuperátoru)					
Otáčky ventilátoru – stupeň		**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**Max. výkon**	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**
Průtok vzduchu	**(m^3/hod)**	395	305	215	144	90	468	395	305	215	144	90
Externí tlak	**(Pa)**	88	53	26	12	5	124	88	53	26	12	5
Hladina hluku	**dB(A)**	31	26	21	18	18	35	31	26	21	18	18
Elektrický příkon	**(W)**	166	90	41	24	14	264	164	84	40	21	14
Účinnost rekuperace – citelné teplo	**(%)**	78,5	82,0	85,5	88,0	90,0	-	-	-	-	-	-
Účinnost rekuperace – entalpie (topení)	**(%)**	71,0	75,0	79,0	82,0	84,0	-	-	-	-	-	-
Účinnost rekuperace – entalpie (chlazení)	**(%)**	68,0	72,5	77,0	80,5	83,0	-	-	-	-	-	-
Hmotnost	**(kg)**	45										



Obr. 5 *Rozměrové Schéma vzduchotechnické jednotky Lossnay, typ LGH-50RSDC-E*

LETNÍ OBDOBÍ



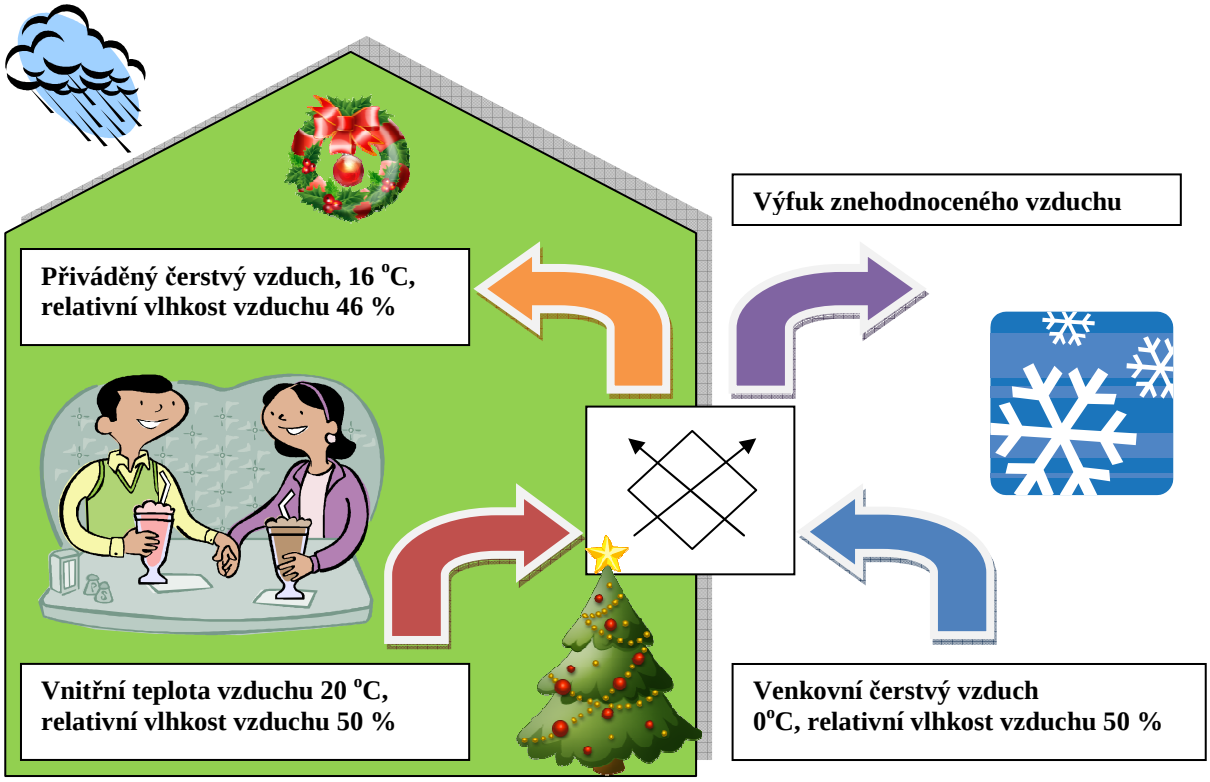
Obr. 6 *Hodnoty teploty a relativní vlhkosti vzduchu při provozu VZT jednotky Lossnay, typ LGH-50RSDC-E v letním období (režim rekuperace)*

Mezi největší výhodu celého sortimentu patří rekuperace vázaného tepla (vlhkosti vzduchu), oproti jiným vzduchotechnickým zařízením, které mají plastové nebo hliníkové deskové rekuperátory. Nejvíce toto uživatel ocení v zimním období, kdy větrání má za důsledek

snížení relativní vlhkosti v obytných prostorech (suchý vzduch). Což často bývá velmi nepříjemné.

V případě větrání s použitím vzduchotechnické jednotky s entalpického rekuperátoru docílíme zachování zde minimální relativní vlhkosti vzduchu a v mnoha případech není potřeba instalovat dodatečné zařízení pro zvlhčování.

ZIMNÍ OBDOBÍ



Obr. 7 *Hodnoty teploty a relativní vlhkosti vzduchu při provozu VZT jednotky Lossnay, typ LGH-50RSDC-E v zimním období (režim rekuperace), včetně tabulky porovnání relativní vlhkosti vzduchu u přiváděného čerstvého vzduchu při použití jiných materiálů u deskového rekuperátoru*

Tabulka porovnání hodnoty relativní vlhkosti u přiváděného čerstvého vzduchu při použití entalpického nebo plastového (hliníkového) deskového rekuperátoru. Předpokládá se zde u rekuperátorů stejná účinnost předání citelného tepla. Vstupní hodnoty venkovního a odsávaného odpadního vzduchu z interiéru jsou pro obě zařízení též shodná.

Materiál deskového rekuperátoru	Rekuperace vázaného tepla (vlhkosti vzduchu)	Teplota přiváděného vzduchu	Relativní vlhkost vzduchu
Lossnay, typ LGH-50RSDC-E	Ano	16 °C	**46 %**
Plastový nebo hliníkový	Ne	16 °C	17 %

ZÁVĚR

Zajištění výměny vzduchu v obytných prostorech pomocí vzduchotechnického zařízení s rekuperací tepelné energie je na trhu čím dále více žádané. Nabízí se zde použití

vzduchotechnického zařízení Lossnay, které má nesporně hodně výhod a též se jedná o odzkoušené a zavedené zařízení na našem trhu. Možnost seznámení a změření skutečných hodnot jednoty Lossnay LGH-50RSDC-E, budou mít nyní studenti na vysoké škole ČVUT FSI, katedry techniky prostředí, kde do laboratoří byla tato jednotka ve spolupráci firmy M-tech a výrobce Mitsubishi Electric věnována.

LITERATURA

[1] Projekční a technické materiály od výrobce Mitsubishi Electric

TEPELNÁ ČERPADLA TYPU VZDUCH-VODA S NÁZVEM ZUBADAN

Jiří Hvížďala

M-tech, s.r.o., Masarykovo nám. 1544, Pardubice
www.mtech.cz, jirihvizdala@mtech.cz

ANOTACE

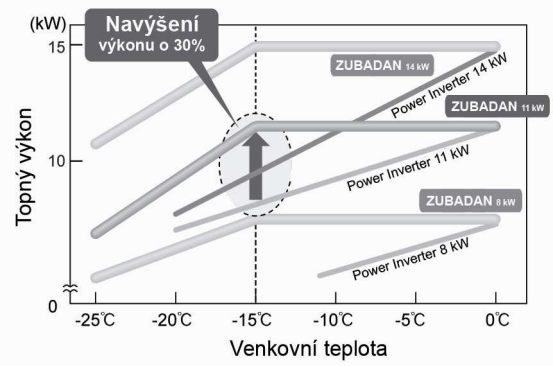
Tento krátký příspěvek slouží, jako základní popis nového tepelného čerpadla typu vzduch-voda s názvem ZUBADAN od výrobce Mitsubishi Electric.

ÚVOD

Tepelná čerpadla se v současné době stávají stále více žádanými. Výrazný vliv na rostoucí popularitu těchto energetických zařízení mají především neustále se zvyšující ceny energií. Tento trend bude bez ohledu na politické dění či změny v ekonomice nadále pokračovat. Uživatel tepelného čerpadla nemusí nakupovat až dvě třetiny energie určené na vytápění. Tuto energii lze jednoduše získat z okolí vytápěného objektu. S tím souvisí také ekonomická návratnost těchto zařízení, která činí přibližně 5 až 10 let (dle typu zařízení). Přednostmi tepelného čerpadla jsou tak bezesporu nízké provozní náklady, ale i bezobslužnost zařízení či ekologická šetrnost. Stále více oblíbeným nízkopotenciálním zdrojem tepla se tak stává okolní vzduch. Jeho intenzita využití se stále zvyšuje, a to zejména díky zdejším příznivým klimatickým podmínkám. Až doposud byl hlavním důvodem pro poměrně malé využití tepelných čerpadel typu vzduch-voda, značný pokles výkonu v zimním období. U většiny těchto tepelných čerpadel při snížení venkovní teploty ze 7 °C na -15 °C, poklesl výkon o 40 až 60%. V praxi tak musel být vždy sériově vřazen elektrický dohřev, který byl automaticky aktivován tepelným čerpadlem a dohřál tak výstupní teplotu užitkové, nebo topné vody z tepelného čerpadla na požadovanou hodnotu. Za těchto velmi nepříznivých venkovních podmínek je však zároveň největší potřeba tepla a tepelné čerpadlo se na celkovém topném výkonu podílelo jen velmi malou částí.

Tepelná čerpadla od Mitsubishi Electric

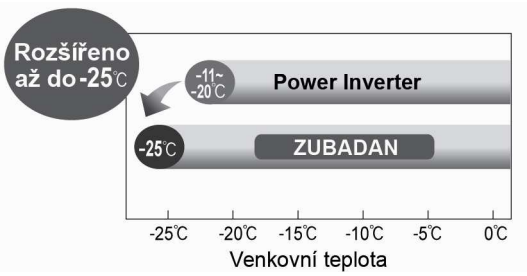
Výrobce Mitsubishi Electric přichází na trh s novými tepelnými čerpadly typu vzduch-voda s názvem ZUBADAN. Tato tepelná čerpadla jsou určena pro celoroční provoz, a to i v období, kdy venkovní teplota klesá k extrémním hodnotám hluboko bod mrazu až k -25 °C. Při venkovní teplotě -15 °C je jednotka schopna stále zachovávat svůj topný výkon na 100%.



Obr. 1 *Navýšení výkonu o 30% oproti jednotkám Power Inverter.*

Při extrémně nízkých venkovních teplotách dosahujících až -25 °C si jednotka je stále schopna udržet 75% svého jmenovitého topného výkonu. Značným odlišujícím parametrem

od všech ostatních tepelných čerpadel je tak mimořádně stabilní výkon v průběhu celého roku. Díky tomuto stabilnímu výkonu a vysokému topnému faktoru jsou nízké provozní náklady dosaženy i v zimních měsících.

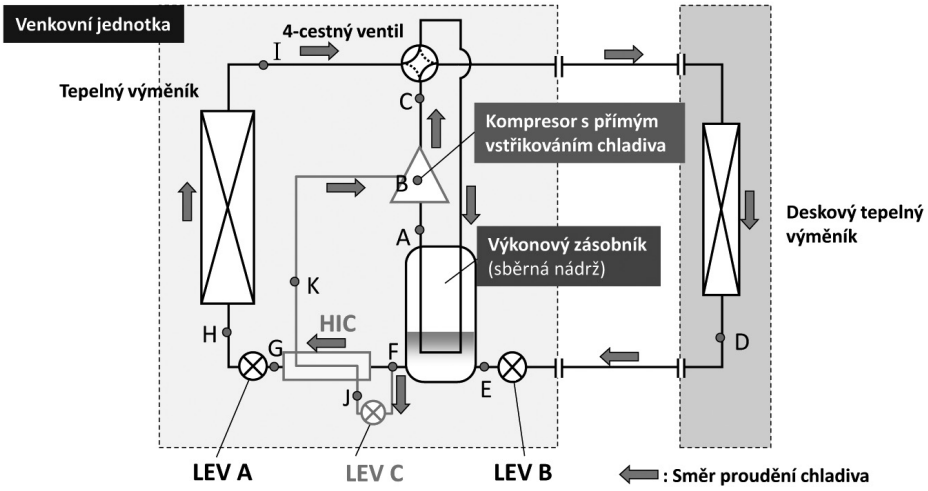


Obr. 2 *Rozšíření operačního rozsahu až do venkovní teploty -25 °C.*

Pro co nejnižší provozní náklady je jednotka navíc vybavena frekvenčně řízeným kompresorem a ventilátory, které jsou regulovatelné v širokém rozsahu. Pomocí tohoto frekvenčního měniče je jednotka schopna rychle reagovat na náhlou změnu potřeby výkonu a u většiny aplikací už není tak potřeba akumulační nádrže. Jednotka je vybavena nově konstrukčně navrženým kompresorem typu Scroll s přímým vstřikováním chladiva.

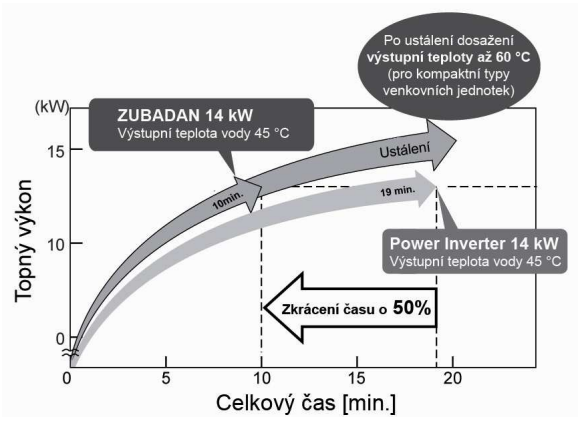
Obr. 3 *Frekvenčně řízený kompresor typu Scroll od Mitsubishi Electric s přímým vstřikováním chladiva.*

Další nevýhodou pro tepelná čerpadla typu vzduch-voda byla vlastní doba odmrazování, kdy jednotky při nejméně příznivých podmínkách odmrazovali příliš často a dlouho, nebo neodmrazovali vůbec a jednotky tak v zimním období často zamrzali. Tento problém byl vyřešen díky technologii přímého vstřikování chladiva pod hlavu kompresoru, výkonovým zásobníkem s chladivem a novou konstrukcí tepelného výměníku (HIC).



Obr. 4 *Zjednodušené schéma chladivového okruhu*

To vše má za následek zajištění plného komfortu i při velmi nízkých venkovních teplotách díky zkrácení samotného procesu odmrazování, který netrvá déle než 3 minuty. Po uplynutí této velmi krátké doby funguje jednotka opět na plný výkon. Zároveň dochází k prodloužení jednotlivých intervalů mezi jednotlivými odmrazovacími cykly. K odmrazování jednotky dochází maximálně každých 150 minut při nejméně výhodných podmínkách, kdy venkovní teplota kolísá kolem 5 °C, při poměrně vysoké relativní vlhkosti vzduchu. Systém vstřikování též příznivě působí na zkrácení doby, kterou tepelné čerpadlo potřebuje k dosažení ohřevu vody na požadovanou teplotu. Při venkovní teplotě 2 °C se doba ohřevu vody zkracuje až o 50%.



Obr. 5 *Zkrácení doby ohřevu až o 50% oproti jednotkám Power Inverter*

Zachováním jednotných příznivých rozměrů, které činí pouze 1350x950x330 mm a svojí hmotností pouze 140 kg, patří jednotky ZUBADAN k nejkompaktnějším na trhu. S těmito rozměry a velmi malou hmotností lze jednotku umístit ve venkovním prostředí téměř kdekoliv, na nástěnnou konzoli na fasádu domu, na stojanovou konzoli na střechu či za dům. Pomocí propojení vedením chladiva, lze venkovní jednotku umístit až na vzdálenost 75 m od výměníku chladivo/voda s výkonovou ztrátou maximálně do 5%. Díky této vlastnosti může být jednotka umístěna mimo okolí domu, v případě že by např. narušovala celkový vzhled vytápěného domu.

Obr. 6 *Nová tepelná čerpadla typu vzduch-voda s názvem ZUBADAN od Mitsubishi Electric s topným výkonem v rozmezí od 8 do 23 kW.*

Velkou nevýhodou tepelných čerpadel s obdobným konstrukčním řešením bývala navíc hladina akustického tlaku, která značně převyšovala hranici 60 dB (A), a narušovala tak pohodlí vytápěného domu. Venkovní jednotky ZUBADAN pomocí speciálně tvarovaných lopatek ventilátorů a dokonale odhlučněnému kompresoru, snížili maximální hladinu akustického tlaku na 52 dB (A), při 100% výkonu tepelného čerpadla, měřeno ve vzdálenosti 1 m od jednotky a ve výšce 1,5 m před jednotkou. Jednotky navíc disponují tzv. nočním režimem, kdy je možné jednotku v případě nočního klidu ztišit o 4 dB (A).

Obr. 7 *Schéma otopné soustavy s tepelným čerpadlem typu vzduch-voda s názvem ZUBADAN*

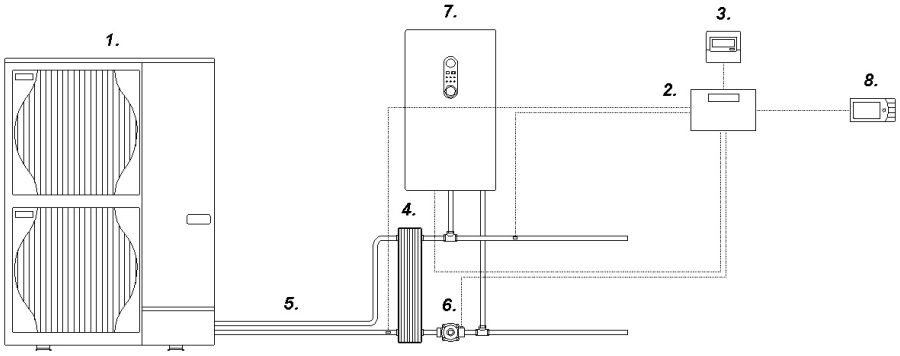
Systémová řešení tepelného čerpadla ZUBADAN

Venkovní jednotky ZUBADAN jsou k dispozici kromě splitového provedení také i v kompaktním provedení, kde deskový výměník chladivo/voda je integrován uvnitř venkovní jednotky a vodní vedení je tak připojeno přímo k venkovní jednotce. Chladivový okruh je pevně uzavřen ve venkovní jednotce a pomocí již integrovaného deskového výměníku, lze jednotku jednoduše připojit přímo na otopnou soustavu. Toto provedení však přináší svá úskalí v zajištění proti zamrznutí vodního vedení ve venkovním prostředí. Více možností tak nabízí splitové provedení venkovních jednotek, kde pomocí vedení chladiva s tzv.

ekologickým chladivem R410A, lze natáhnout vedení chladiva až na vzdálenost 75 m od vlastního výměníku chladivo/voda umístěnému v technickém zázemí budovy, které díky svým vlastnostem nezamrzá a není tak nutná žádná ochrana proti zamrznutí.

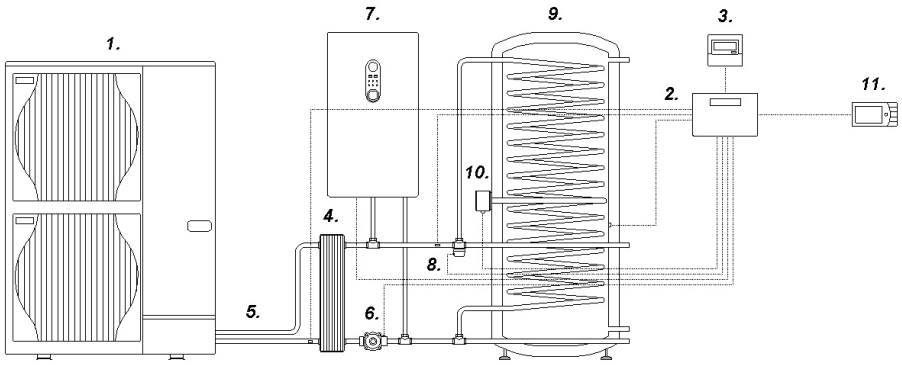
Obr. 8 *Kompletní systémové řešení tepelného čerpadla Zubadan s názvem Ecodan.*

Mitsubishi Electric má ve své nabídce kompletní systém řešení vytápění s názvem Ecodan. Venkovní jednotka ZUBADAN je propojena vedením chladiva (u splitového provedení venkovní jednotky), nebo vodním vedením (u kompaktního provedení) s vnitřní jednotkou tzv. hydroboxem, který je umístěn uvnitř vytápěného objektu. Součástí tohoto hydroboxu je již deskový výměník (pouze u splitového provedení venkovní jednotky), zásobník teplé užitkové vody, oběhové čerpadlo, ventily, el. dohřev (pro případ výpadku tepelného čerpadla, nebo pro sanaci zásobníku) a vlastní regulace. Výhodou tohoto systémového řešení je snadná a rychlá montáž a pomocí povedenému designovému opláštění a velmi malým rozměrům (1699x600x734 mm) vnitřní jednotky, může být umístěna téměř kdekoli. Mitsubishi Electric kromě kompletního systémového řešení s názvem Ecodan nabízí i tzv. individuální systémové řešení. Toto systémové řešení je určené pro přizpůsobení individuálním požadavkům, nebo zvláště výhodné pro rekonstrukce otopných soustav. V nejjednodušším případě se může skládat pouze z venkovní jednotky ZUBADAN, deskového výměníku chladivo/voda (pro splitové provedení) a řídící elektroniky, která slouží pro vlastní řízení tepelného čerpadla. Pomocí této elektroniky lze tepelné čerpadlo ovládat pomocí externích vstupů a výstupů (0-10 V, 1-5 V, 4-20 mA, nebo prostřednictvím beznapěťových kontaktů). Současně lze také pomocí této řídící elektroniky spouštět oběhové čerpadlo, přepínat třícestný ventil, nebo sepnout elektrický dohřev pro případ sanace zásobníku, nebo při náhlém výpadku tepelného čerpadla. Standardní součástí řídící elektroniky je kabelové dálkové ovládání, které slouží pro základní uživatelské nastavení (nastavení teploty, režimu provozu, nebo nastavení topné křivky pro režim Topení ECO atd.). V případě nadřazeného řízení, slouží toto ovládání pouze pro vizuální kontrolu, nebo vlastní servisní dohled (funkce vlastní diagnostiky).



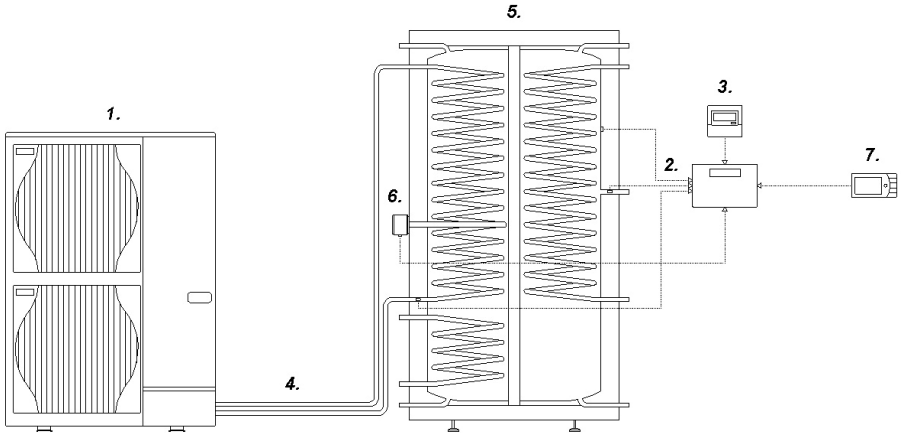
Obr. 9 *Individuální systémové řešení tepelného čerpadla ZUBADAN s deskovým výměníkem připojeném pouze na otopnou soustavu (1 – splitová venkovní jednotka, 2 – řídící elektronika, 3 – kabelové dálkové ovládání, 4 – deskový výměník chladivo/voda, 5 – vedení chladiva, 6 – oběhové čerpadlo, 7 – stávající elektrický kotel, 8 – prostorový termostat)*

Tepelná čerpadla ZUBADAN se navrhují jako monovalentní zdroj tepla. Z důvodu zálohy se však doporučuje vždy počítat např. s průtokovou elektrickou patronou pro případ výpadku tepelného čerpadla, nebo přímotopnou elektrickou patronou pro sanaci zásobníku. Prostřednictvím řídící elektroniky od Mitsubishi Electric, lze jednoduše zkombinovat tepelné čerpadlo s původním zdrojem vytápění a ponechat původní zdroj v případě pak rekonstrukce otopné soustavy jako zálohu při náhlém výpadku tepelného čerpadla.



Obr. 10 *Individuální systémové řešení tepelného čerpadla ZUBADAN s deskovým výměníkem připojeném na otopnou soustavu a ohřevem TV (1 – splitová venkovní jednotka, 2 – řídící elektronika, 3 – kabelové dálkové ovládání, 4 – deskový výměník chladivo/voda, 5 – vedení chladiva, 6 – oběhové čerpadlo, 7 – stávající elektrický kotel, 8 – třícestný ventil s pohonem, 9 – zásobník teplé užitkové vody, 10 – elektrická patrona, 11 – prostorový termostat)*

V současné době se stále více začíná využívat kombinace více zdrojů tepla. Často se dnes setkáváme s připojením krbu, kotle na dřevo, nebo ohřevu vody pomocí slunečních kolektorů. Pro případ kombinace těchto dalších zdrojů tepla s tepelným čerpadlem ZUBADAN, je možné využít jednoduché výměníkové stanice, pomocí které lze snadno využít výhod všech zdrojů tepla jak pro otopnou soustavu, tak ohřev teplé užitkové vody.



Obr. 11 *Individuální systémové řešení tepelného čerpadla ZUBADAN v kombinaci se slunečním ohřevem a možností připojení krbu, nebo kotle na dřevo pomocí výměníkové stanice připojené na otopnou soustavu a ohřev TV (1 – splitová venkovní jednotka, 2 – řídící elektronika, 3 – kabelové dálkové ovládání, 4 – vedení chladiva, 5 – výměníková stanice, 6 – přímotopná elektrická patrona, 7 – prostorový termostat)*

Výhodou tohoto systémového řešení jsou nízké provozní náklady na vytápění, bezobslužný celoroční provoz či ekologická šetrnost k životnímu prostředí.

ZÁVĚR

Zařízení od výrobce Mitsubishi Electric je odzkoušené a zavedené na našem trhu po dobu více než 15 let. Po celé České republice je již řada firem, které jsou certifikovány pro montáž a servis tohoto zařízení.

LITERATURA

[1] Projekční a technické materiály od výrobce Mitsubishi Electric

NOVÁ TECHNOLOGIE PRO VYSOKOTEPLOTNÍ TEPELNÁ ČERPADLA

Vladimír Macháček

Daikin Airconditioning Central Europe – Czech Republic spol s r.o.
machacek.v@daikin.cz

ANOTACE

Jednookruhová nízkoteplotní tepelná čerpadla vzduch-voda a jejich porovnání s novým kaskádovým řešením vysokoteplotního tepelného čerpadla Daikin Altherma HT. Technický popis kaskádového řešení vysokoteplotního tepelného čerpadla, kombinace chladivových okruhů R410A a R134a, p-h diagram, systém ohřevu teplé užitkové vody, simulace provozu a výpočet celoročního topného faktoru.

ÚVOD

Tepelná čerpadla vzduch–voda jsou stále více oblíbená jakožto energeticky úsporná alternativa k plynovým kotlům, elektrokotlům a kotlům na tuhá paliva. Velká většina těchto čerpadel používá pouze jeden chladivový okruh a díky tomu jsou perfektním řešením pro nízkoteplotní vytápěcí systémy v nových budovách. Naopak, v případě náhrady kotle ve stávajících objektech, kde je zapotřebí vyšší teplota vody v otopné soustavě, nelze tyto čerpadla využít. Nyní je na trhu nové vysokoteplotní tepelné čerpadlo Daikin Altherma HT, které díky dvěma chladivovým okruhům v kaskádě umožňuje vyrábět teplou vodu až 80°C a to s velmi vysokou účinností.

Velká obliba tepelných čerpadel vzduch – voda

V současné době jsou tepelná čerpadla vzduch–voda stále více populární především díky snadné instalaci, stále se lepšícím účinnostem a příznivé ceně. V celé Evropě jsou podporována různými programy jako ekologický zdroj vytápění s cílem snížit emise skleníkových plynů. Vytápění a ohřev teplé vody se podílí na celkových emisích CO_2 z 20ti až 30ti procent. Je tedy zřejmé, že změnou vytápění za energeticky úsporné a ekologicky šetrné systémy jako jsou tepelná čerpadla lze dosáhnout opravdu znatelného snížení emisí skleníkových plynů.

TECHNOLOGIE TEPELNÝCH ČERPADEL PRO NÍZKOTEPLOTNÍ SYSTÉMY

Tepelná čerpadla vzduch-voda čerpají energii z venkovního vzduchu a termodynamickým cyklem ohřívají vodu pro otopnou soustavu. Základními komponenty umožňujícími tepelnou výměnu jsou tedy vzduchem chlazený výparník a deskový kondenzátor ohřívající vodu. Chladivo je využíváno pro přenos energie.

Většina nízkoteplotních tepelných čerpadel využívá pouze jeden chladivový okruh s chladivem R410A. Výměník ve venkovní jednotce využije energii venkovního vzduchu a přemění chladivo v plyn. Tento plyn je následně stlačen kompresorem a tím dojde k jeho zahřátí. Stlačený plyn následně kondenzuje v deskovém výměníku ve vnitřní jednotce a tím předá energii vodě – zahřeje ji. Ohřátou vodu využíváme v nízkoteplotních otopných soustavách a pro předehřev teplé užitkové vody. Zkondenzované chladivo se díky snížení tlaku v expanzním ventilu opět vypaří a celý cyklus se opakuje. Takto navržená tepelná čerpadla jsou optimalizována pro teplotu vody 35 °C, protože při těchto hodnotách má chladivo R410A ideální vlastnosti. Proto jsou využívána především pro podlahové vytápění a jiné nízkoteplotní zdroje.

Příklad realizace nízkoteplotního čerpadla

Nízkoteplotní tepelné čerpadlo Daikin Altherma bylo testováno po dobu dvou let ve Vídni v Rakousku a byly detailně sledovány jeho parametry. Dům měl rozlohu 150m^2 a tepelné ztráty 6,8 kW při návrhové teplotě -13,2 °C. Sezónní topný faktor SCOP tohoto tepelného čerpadla byl naměřen 3,2.

Vliv tohoto tepelného čerpadla na životní prostředí byl určen metodou TEWI (Total Equivalent Warming Impact) a porovnán s jinými způsoby vytápění. TEWI metoda určuje množství emisí skleníkových plynů přepočtené na ekvivalent CO_2 za dobu životnosti tepelného čerpadla a bere v úvahu jak přímé, tak i nepřímé emise. Přímé emise jsou způsobeny případnými úniky chladiva a pro výpočet se uvažuje únik 30% chladiva za 15 let životnosti zařízení. Nepřímé emise jsou emise CO_2, které vzniknou při produkci elektrické energie potřebné pro chod tepelného čerpadla (kg CO_2/ kWh). Z takto provedených měření a výpočtů bylo stanoveno porovnání s kotlem na plyn a na olej. V Rakousku, díky místnímu energetickému mixu, bylo dosaženo úspory 68% ekvivalentu CO_2 oproti kotli na olej a 57% oproti plynu. Pokud byl brán v potaz energetický mix Evropské unie, pak byla úspora 61%, resp. 47%, což je opět velice výrazná úspora.

VYSOKOTEPLOTNÍ TEPELNÁ ČERPADLA PRO REKONSTRUKCE

Obrovský potenciál pro využití tepelných čerpadel v sobě skrývají stávající budovy, kde se prozatím využívá jako zdrojů tepla plynových kotlů či elektrokotlů. Pro náhradu těchto zdrojů za běžné nízkoteplotní tepelné čerpadlo je nezbytné rekonstruovat také otopnou soustavu a stávající vysokoteplotní radiátory nahradit radiátory nízkoteplotními. To samozřejmě zvyšuje investiční náklady a ne vždy lze tuto výměnu provést. Pomalu začínají dosluhovat plynové kotle z doby nejvýraznější plynofikace v ČR před 15ti lety a tyto kotle bude nutné vyměnit za nové systémy. I v porovnání s novými kondenzačními plynovými kotli mají tepelná čerpadla v nových budovách výrazně vyšší účinnost. Účinné tepelné čerpadlo, které by bylo schopné ohřívat vodu i pro stávající radiátory s optimalizovanou účinností právě pro tyto vyšší teploty, by bylo ideálním řešením pro náhradu za zastaralé zdroje tepla.

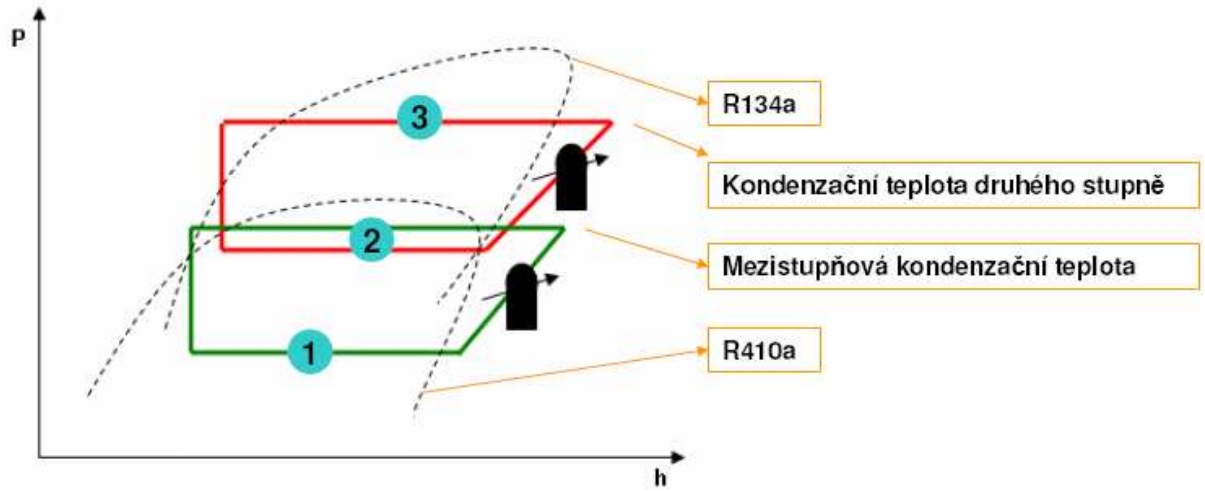
Nízkoteplotní tepelná čerpadla v těchto objektech lze použít velice omezeně a to z důvodu maximální výstupní teploty kolem 55°C. Běžný teplotní spád ve stávajících objektech je často vyšší než 65/55°C. Takto vysoké teploty nejsou vhodné ani pro kondenzační kotle, neboť zřídkakdy dochází ke kondenzaci a účinnost kotle je pak nižší. Řešení výměnou stávajících radiátorů za nízkoteplotní klade nároky na prostor a značně navyšuje investiční náklady.

Řešením je nová technologie tepelného čerpadla Daikin Altherma HT (High Temperature)

Nízkoteplotní tepelná čerpadla s jedním chladivovým okruhem jsou schopna vyrábět vodu o teplotě max. kolem 55 °C. Některá tepelná čerpadla, která využívají jeden chladivový okruh s nástřikem části objemu chladiva plynné fáze, čímž rozdělí kompresi na dva stupně, jsou schopna dosáhnout teploty až 65 °C. Tato čerpadla jsou napojena v některých případech na stávající radiátory, nicméně při takto vysokých teplotách vody pracují na hraně svých možností,což se projevuje značně sníženou účinností. Náhrada za stávající kotel tedy není tak efektivní.

Řešením je nová technologie kaskádového systému používající dva chladivové okruhy, která byla představena společností Daikin v červenci 2009. Tento kaskádový systém pracuje za podmínek, jichž nelze jedním chladivovým okruhem dosáhnout. Každý chladivový okruh pracuje ve svých ideálních podmínkách, a proto se dosahuje vysokých účinností a stabilního provozu.

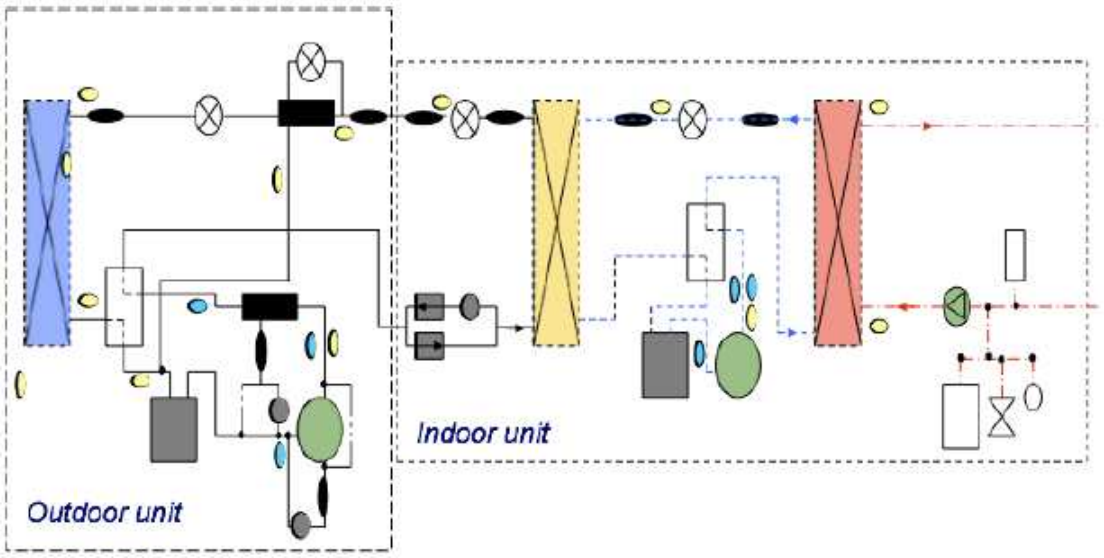
Vysokoteplotní tepelné čerpadlo Daikin Altherma HT pracuje s chladivovým okruhem R410A a R134a. Okruh s R410A má vynikající vlastnosti při nízkých vypařovacích teplotách, ale naopak nízkou kondenzační teplotu. Stabilní chování při vysokých teplotách má právě chladivo R134a a to se naopak nehodí pro nízké teploty. Schéma celého systému v ph diagramu je zobrazeno na obr. 1. Výsledkem kombinace obou chladiv a jejich ideálních vlastností při různých podmínkách je právě nová vysokoteplotní Daikin Altherma HT s teplotou vody až 80 °C při velkém provozním rozsahu až do -25 °C. Nejdůležitější je ale velmi vysoká účinnost tohoto systému optimalizovaná pro teplotu vody 65 °C, která je podstatně vyšší než u jednookruhových chladivových systémů s dvojí kompresí.



Obr. 1 *Zobrazení kaskády v p-h diagramu*

Kaskádový systém a jeho funkčnost

Na obr. 2 je zobrazeno schéma chladivového systému tohoto kaskádového tepelného čerpadla. První okruh s chladivem R410A propojuje venkovní a vnitřní jednotku, druhý okruh s chladivem R134a je pouze ve vnitřní jednotce. Oba kompresory jsou řízeny invertorem. První chladivový okruh je shodný s okruhem u klasického nízkoteplotního čerpadla. Chladivo se vypařuje ve venkovní jednotce a odebírá energii z venkovního vzduchu. Následně je stlačeno prvním invertorovým kompresorem ve venkovní jednotce, čímž se zvýší jeho teplota na střední hodnoty. Přes první deskový výměník ve vnitřní jednotce předává chladivo R410A kondenzační teplo chladivu R134a, které se vypaří a je dále stlačeno druhým invertorovým kompresorem ve vnitřní jednotce. Konečně toto chladivo kondenzuje v druhém deskovém výměníku a předává energii vodě, kterou zahřeje až na teplotu 80 °C.

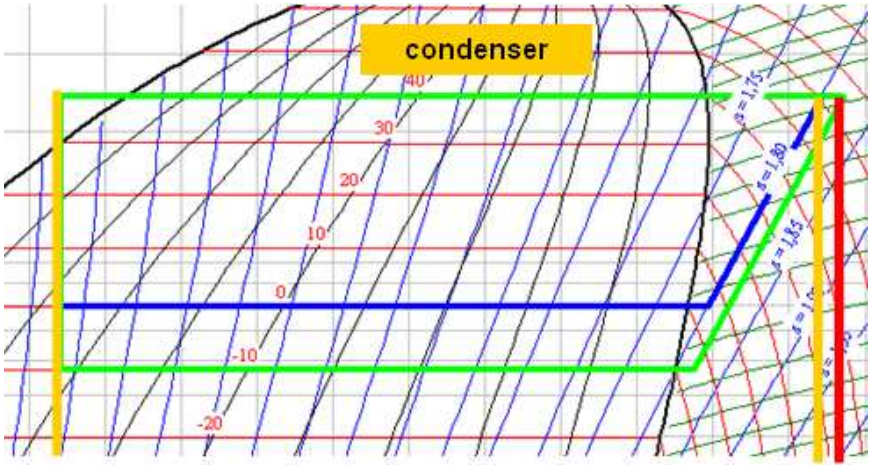


Obr. 2 *Schéma kaskádového chladivového systému (Outdoor unit = venkovní jednotka, Indoor unit = vnitřní jednotka)*

Vysoká účinnost při vysokých výstupních teplotách vody

Oddělení dvou nezávislých chladivových okruhů je klíčem k velmi vysoké účinnosti a velkým provozním rozsahům. Během provozu část systému s chladivem R410A drží téměř konstantní kondenzační teplotu a umožňuje tak druhému okruhu s R134a pracovat nezávisle na venkovní teplotě. Vyvážený provoz okruhu s R134a je zajištěn díky kontrole střední kondenzační teploty chladiva R410A.

Většina tepelných čerpadel vzduch-voda má velmi výrazný úbytek topného výkonu s klesající venkovní teplotou vlivem klesajícího objemového průtoku chladiva. Tento pokles objemového průtoku chladiva je zapříčiněn nízkým tlakem na sání kompresoru. Topný výkon je tedy určen jako násobek množství chladiva a rozdílu entalpie v kondenzátoru. Malý nárůst rozdílu entalpie (obr. 3) nenahradí velký úbytek objemového průtoku chladiva, proto výkon čerpadla klesá s klesající venkovní teplotou.

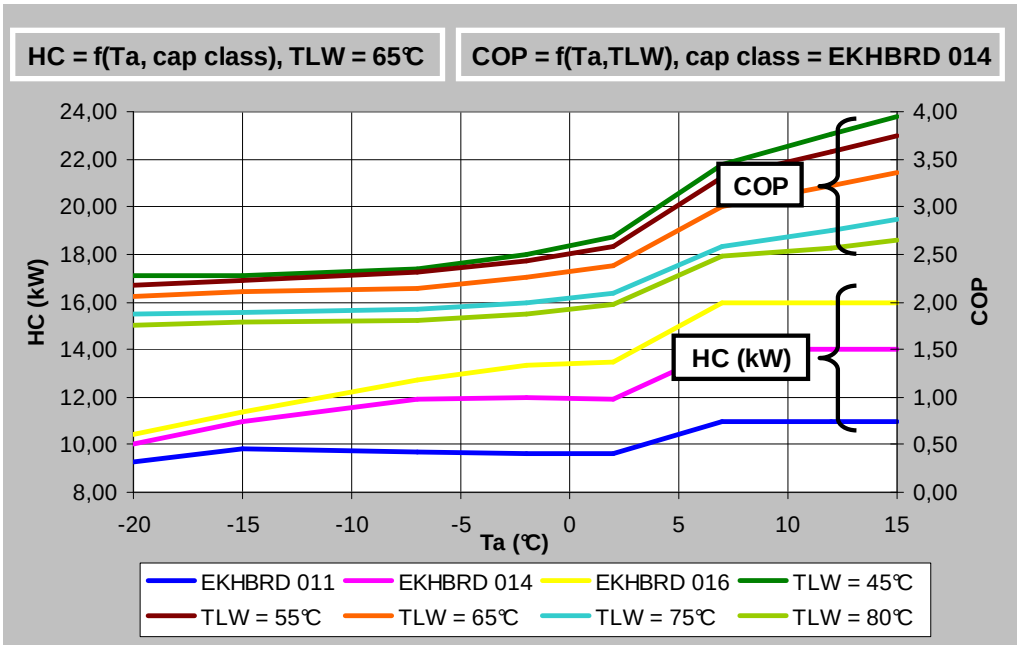


Obr. 3 *Vliv venkovní teploty na termodynamický cyklus chladiva R410A (condenser = kondenzátor)*

Kaskádový systém nabízí řešení, při kterém nedochází k takovému poklesu objemového průtoku chladiva. Pod nominálními hodnotami výkonu TČ nejsou otáčky invertorového kompresoru ve venkovní jednotce maximální, ale jeho výkon může být navýšen s klesající

venkovní teplotou a tím nedochází k poklesu objemového průtoku chladiva. Díky typickým termodynamickým vlastnostem (viz p-h diagram obr.1) pro vysokoteplotní tepelné čerpadlo je zřejmé, že venkovní jednotka je navržena s dostatečnou rezervou pro zajištění dostatečné kondenzační energie pro druhý okruh i při velmi nízkých teplotách. Získáváme tak konstantní výkon (bez započítání vlivu odmrazování) u některých modelů až do -20 °C. To umožňuje využívat toto tepelné čerpadlo bez záložního bivalentního zdroje, který u standardních jednotek dodává chybějící výkonu.

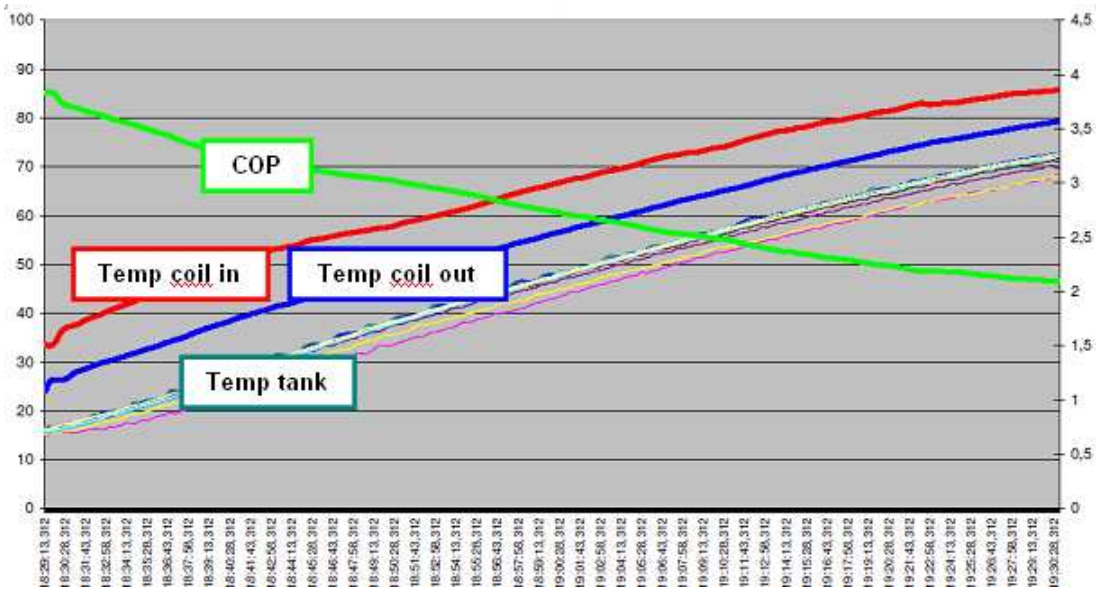
Na obr. 4 je znázorněn graf výkonů včetně započítání odmrazování pro tři výkonové řady 11, 14 a 16 kW při teplotě vody 65 °C a pro teploty venkovního vzduchu od 15 °C do -20 °C. Dále je na tomto obrázku znázorněn průběh topných faktorů COP pro jednotku 14 kW v závislosti na teplotě výstupní vody a venkovní teplotě, opět s již započítaným vlivem odmrazování venkovní jednotky.



Obr. 4 *Topný výkon a topný faktor v závislosti na venkovní teplotě*

Velmi vysoká účinnost při ohřevu teplé užitkové vody

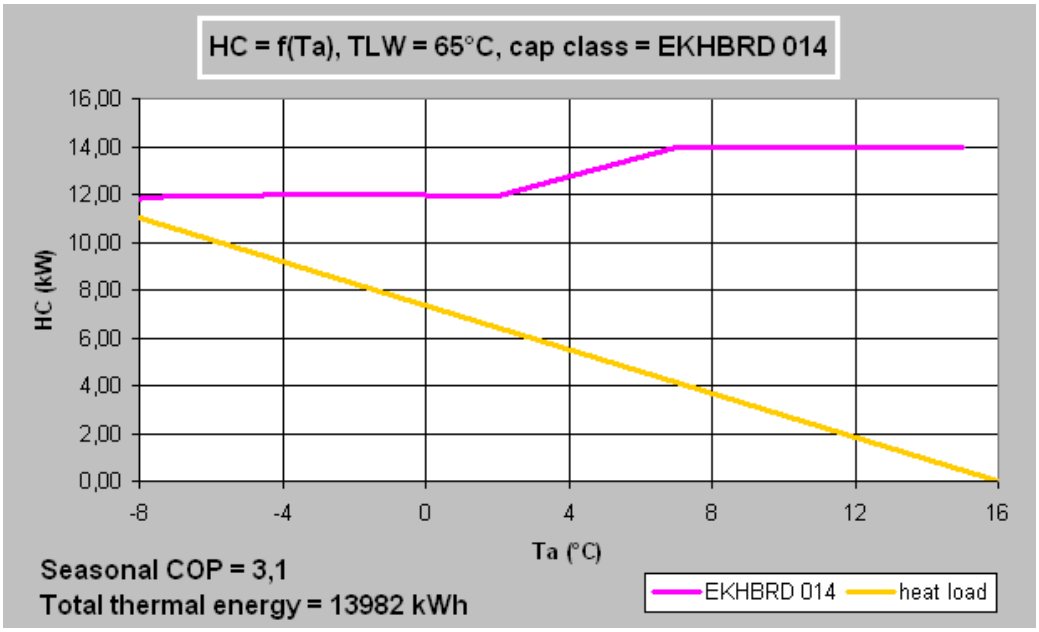
Kaskádový systém tepelného čerpadla Daikin Altherma HT umí dosáhnout teploty výstupní vody 80 °C a to lze velmi výhodně využít právě pro ohřev teplé užitkové vody. Teplotu vody v zásobníku můžeme vyhřát až 75 °C pouze tepelným čerpadlem bez potřeby elektrického dohřevu, takže jsou splněny i hygienické požadavky na ochranu proti legionele. Na obr. 5 je znázorněn graf z provedeného měření chodu tepelného čerpadla v režimu ohřevu TUV, kde vidíte průběh teplot a topného faktoru COP. Z grafu lze odečíst, že průměrná hodnota topného faktoru tepelného čerpadla pro ohřev vody z +15 °C na +70 °C při venkovní teplotě +7 °C je 2,7. To je opravdu znatelné vylepšení oproti jednookruhovým tepelným čerpadlům. Dokonce i tepelná čerpadla s dvojitou kompresí a rozsahem do 65 °C budou mít velice znatelný pokles topného faktoru při ohřevu TV na 60 °C. Pokud je potřeba dosáhnout vyšší teploty vody, pak je nutno použít elektrický dohřev, který výrazně negativně ovlivňuje celkový topný faktor.



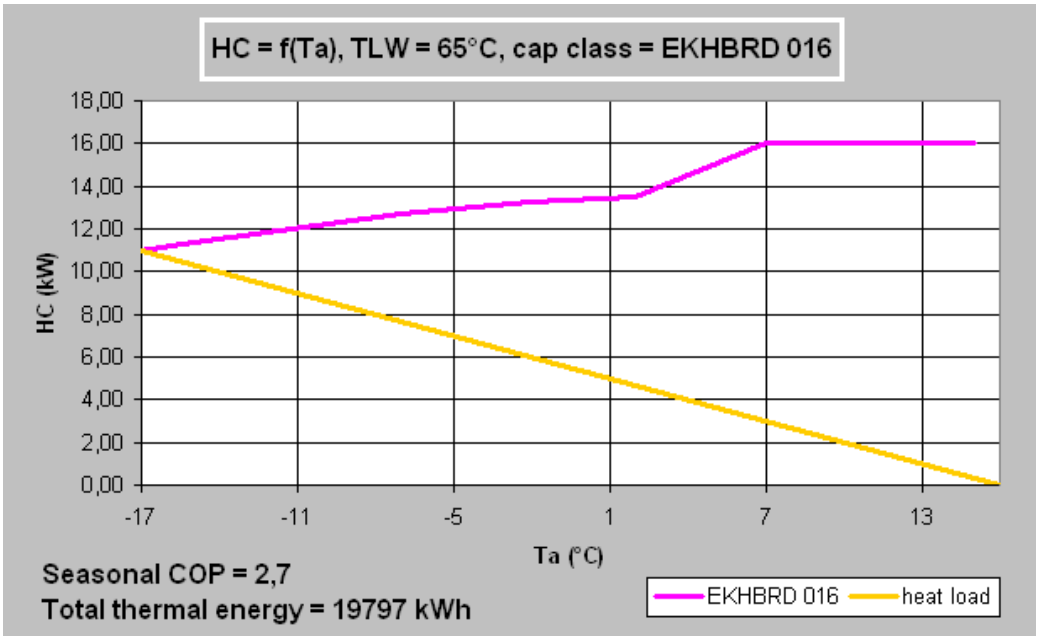
Obr. 5 *Simulace topného faktoru COP při ohřevu teplé užitkové vody při venkovní teplotě 7 °C a ohřevu z 15 °C na 70 °C (Temp coil in = teplota vody na vstupu, Temp coil out = teplota vody na výstupu, Temp tank = teplota vody v zásobníku)*

Simulace celoročního topného faktoru Daikin Altherma HT

Na obrázku 6 a 7 jsou znázorněny dvě simulace, které počítají sezónní topný faktor SCOP pro dva vzorové příklady. První z nich je tepelné čerpadlo s nominálním výkonem 14 kW, které je navrženo v návrhové oblasti -8 °C – Brusel. Druhé tepelné čerpadlo má výkon 16 kW a návrhová teplota je -17 °C – Stockholm. Obě simulace jsou pro tepelné ztráty objektu 11kW při návrhových podmínkách a teplotní spád 65/55 °C. V Bruselu byla celoroční SCOP 3,1, ve Stockholmu pak vynikajících 2,7. Takto vysoké účinnosti v evropském měřítku znamenají opět velice výrazné snížení emisí skleníkových plynů v porovnání se standardními kotli.



Obr. 6 *Simulace celoročního topného faktoru pro lokalitu Brusel, Belgie (heat load = tepelná zátěž, Total thermal energy = celková energie pro vytápění, cap class = třída)*



Obr. 7 *Simulace celoročního topného faktoru pro lokalitu Stockholm, Švédsko*

ZÁVĚR

Snížení nákladů na vytápění a zároveň snížení primární energie pro vytápění lze v novostavbách velice efektivně dosáhnout nízkoteplotními tepelnými čerpadly s jedním chladivovým okruhem. Topný systém ve starších budovách pracuje s vysokým teplotním spádem pro stávající radiátory. Pro tyto budovy je velice výhodné využít právě nový kaskádový systém tepelného čerpadla Daikin Altherma HT, který umožňuje výměnu stávajícího kotle bez nutnosti rekonstruovat otopnou soustavu s možností ohřátí topné vody až na 80°C. Tento systém zajistí výrazné snížení nákladů na vytápění a přispívá ke snižování emisí skleníkových plynů.

LITERATURA

[1] STEEN D., LOOGGHE J. *New technology for high temperature heat pumps.* REHVA Journal, 46/5, 31-36, 2009

[2] Daikin Airconditioning Central Europe – Czech Republic spol s r.o., Technical data EEDEN09-720, EEDEN09-720A

PROBLEMATIKA ŘÍZENÍ VZT JEDNOTEK A JEJÍ PERSPEKTIVY – ŘÍDICÍ SYSTÉM WEBCLIMA

Radek Pastorek

REMAK, a.s
elektrokonstrukce@remak.cz

ANOTACE

Ochrana životního prostředí, úspora přírodních zdrojů, snižování provozních nákladů, stoupající cena energií, to vše klade nemalé požadavky z pohledu úspory energií na řízení vzduchotechnického zařízení. Příspěvek se zabývá problematikou řízení a regulací vzduchotechnické jednotky řídicím systémem WebClima po celou dobu provozu a její perspektivy z pohledu možnosti šetřit elektrickou energii a snižovat tak provozní náklady. Posuzuje možnost úspory energie při návrhu a zprovoznění řídicího systému. Dále pak správného užívání (ovládání) v průběhu celého provozu zařízení.

ÚVOD

Energetická účinnost budov se stále více tlačí do podvědomí investorů, majitelů, projektantů a uživatelů vzduchotechnických jednotek. V článku posoudíme možnosti úspory energie z pohledu regulace VZT (vzduchotechnika) řídicím systémem WebClima. Jak je možno ovlivnit úsporu energie v celém procesu od projektování, volba řídicího systému, zaregulování, až po správné užívání a provozování. Možnou úsporu ovlivňuje již návrh VZT zařízení a s tím související použití zdrojů energie s možností plynulé regulace. Tuto problematiku vhodného návrhu VZT tento příspěvek nepostihuje.

Úspora energie při projektování VZT a volba řídicího systému

Aby VZT zařízení mohlo být provozováno s co nejnižší možnou spotřebou energie, je nutné uvědomit si důležitost projektové fáze, kde hlavní zodpovědnost leží na projektantech a projekčních společnostech. Tuto skutečnost vnímá i evropský normalizační institut, který vydal normu EN 13779. Tato norma je jednou z prvních evropských směrnic, která poskytuje projektantům pomoc při posuzování energetických účinností zařízení a směřuje k volbě vhodného řešení. Součástí této normy je i vliv inteligentních regulačních strategií na spotřebu energie.

První z otázek, které si projektant musí zodpovědět, je volba regulace na prostorovou nebo přívodní teplotu. Při regulaci na prostorovou teplotu je do prostoru dodáváno teplo přesně podle požadavku a potřeby. Zohledňují se tím jiné zdroje tepla (chladu) jako vytápění, ztrátové teplo přístrojů vybavení místnosti a i teplo vyvíjené lidskými těly. Řídicí systém WebClima je vyvinut právě pro tento účel a pro efektivnost jeho regulace, je vždy nutností umístění teplotních čidel v místnosti (odtahu), přívodní větvi a venkovním prostoru. Nicméně je nutné upozornit na riziko, že vysoké tepelné zisky v místnosti mohou mít za následek přerušení ohřevu přiváděného vzduchu, resp. jej omezí na nastavenou dolní limitní hodnotu. To může způsobovat, kromě zvýšení diskomfortu v prostoru také, zbytečné ztráty tepla do odváděného vzduchu. Tomu lze předcházet jedině správným „sladěním“ regulačních systémů vytápění a VZT.

U jednodušších systémů postačuje pro regulaci čidlo v přívodním vzduchu, v lepším případě s čidlem pro kompenzaci žádané hodnoty. Nevýhodou však je, že po celou dobu běhu je energie pro topení (chlazení) dodávána bez ohledu na teplotní zdroje v místnosti. Může tedy dojít k situaci, kdy místnost bude přetopena a VZT by nemusela dodávat plné množství tepla

(chladu). Tím je regulace na přívodní teplotu vzduchu značně nešetrná k úspoře energie a provozním nákladům oproti regulaci na prostorovou teplotu. Tato regulace je vhodná pro aplikace, kde je relativně stabilní vnitřní prostředí v místnosti a není požadována vysoká přesnost teploty v místnosti (popř. tam kde už je provedena regulace topení dle prostorové teploty).

Dalším faktorem pro úsporu energií je správná volba zdroje tepla, chladu, systému ZZT (zpětné získávání tepla). Pokud je zařízení možné regulovat plynule (v co největším rozsahu), může regulace docílit daleko přesnějších hodnot požadované teploty vzduchu v přívodu i prostoru klimatizované místnosti. Je si nutno uvědomit, že o 1 °C nižší teplota uzavřeného prostoru ušetří až 6% topné energie. Potom může mít regulační odchylka o 1,5 K pro provozovatele budovy za následek zvýšení spotřeby energie až o 9%. Řídicí systém WebClima je připraven pro plynulou regulaci vodního, elektrického, plynového ohřevu. Dále pro plynulou regulaci ZZT jako je rotační a deskový rekuperátor, glykolový okruh atd. Ať je použit systémem ZZT nebo ne (pokud tomu nebrání požadavek na kvalitu vzduchu), je vždy vhodné napomáhat úsporám energií částečnou cirkulací vzduchu s plynule řízenou směšovací komorou. Ta má velmi pozitivní účinek na stabilitu regulace i potřebu tepla (chladu). Je samozřejmostí, že i WebClima umožňuje plynulé řízení směšování, s nastavitelným parametrem minima čerstvého vzduchu. Dále podporuje invertorové kondenzační jednotky pro plynulé řízení chladu. Na druhou stranu je připravena i pro kontaktní řízení komponent v různých stupních.

Řízení otáček ventilátorů a volba ventilátorů je dalším faktorem vedoucím k úsporám energie, a to jeden z nejpodstatnějších. Protože směšování, popř. ZZT, jsou v poslední době obecně akceptovanými metodami k úspoře (tepelné) energie, zůstává ventilátor nejvíce energeticky náročný komponentem. U trvaleji běžících aplikací s motorovými pohony (s proběhem několika tisíc hodin ročně), u kterých není potřeba neměnného výkonu, je dnes jednoznačným technicky i ekonomicky prospěšným řešením zavedení frekvenčního řízení otáček. Instalace frekvenčního měniče regulujícího otáčky motoru dle skutečné zátěže (potřeby) přináší významné úspory. S proporcionální změnou objemového průtoku totiž příkon motoru roste, respektive klesá, s třetí mocninou rychlosti, respektive počtu otáček. Pokud tedy při jmenovitých otáčkách motoru je zapotřebí 100% vstupní energie, při poklesu otáček na 75% je to jen $(0,75)^3$ = 42% a při 50% pak dokonce již jen $(0,5)^3$ = 12,5% původního příkonu. Z tohoto důvodu je řídicí systém WebClima připraven na ovládání ventilátorů s moderními frekvenčními měniči HVAC VACON.

Je přitom stále častou chybou, že k řízení vzduchotechniky (včetně průtoku) jsou požadovány ruční ovladače, ať už plynulé nebo (více)stupňové. V okamžiku, kdy systém nepracuje automaticky, nemůže využít maximální optimalizace spotřeby elektrické energie. Byť ruční snížení otáček má samozřejmě stejný efekt na okamžitou spotřebu, nelze očekávat, že lidským zásahem dojde vždy ve správné chvíli k odregulování průtoku podle aktuální situace a potřeby, nehledě na nutnost zajištěné obsluhy.

Norma EN 13779 [1] stanoví úrovně kvality vzduchu, dle kterých se naprojektovaná VZT zařízení člení. Je tedy nutné, aby se uživatel s projektantem vždy předem shodli na stupni kvality vzduchu (s ohledem na požadavky prostoru). Cílem je zamezit zbytečné přepravě vzduchu a zbytečným spotřebám topné a chladící energie. V tabulce (Tab. 1) jsou uvedeny jednotlivé kategorie kvality vzduchu tak, jak je stanoví norma. V následující tabulce (Tab. 2) již jsou kategorie rozřazeny dle koncentrace CO_2.

Kategorie	Popis
IDA 1	vysoká kvalita vzduchu v uzavřeném prostoru
IDA 2	střední kvalita vzduchu v uzavřeném prostoru
IDA 3	nevalná kvalita vzduchu v uzavřeném prostoru
IDA 4	nízká kvalita vzduchu v uzavřeném prostoru

Tab. 1. *Všeobecná klasifikace kvality vzduchu v uzavřeném prostoru (IDA) [1]*

Kategorie	Obsah CO_2 větší než jeho obsah ve venkovním vzduchu v ppm	
	Běžný rozsah	Standardní hodnota
IDA 1	< 400	350
IDA 2	400 - 600	500
IDA 3	600 - 1000	800
IDA 4	> 1000	1200

Tab. 2*. Obsah CO2 v uzavřených prostorech [1]*

Norma nezapomněla ani na kategorizaci zařízení podle potenciálu regulace množství vzduchu. Tedy vliv regulační strategie na kvalitu vzduchu a spotřebu energie. Tabulka (Tab. 3) rozděluje do šesti kategorií IDA (Indoor air quality) C1 až C6 možné způsoby regulace kvality vzduchu. Přičemž třída C1 je nejméně sofistikované řešení a třída C6 nejvíce. Vždy je však nutno zvážit vhodnost daného řešení a neplatí, že vždy je třída C6 vzhledem k místním podmínkám nejvhodnější řešení.

Kategorie	Popis
IDA - C1	Zařízení běží konstantně.
IDA - C2	Manuální regulace (řízení). Zařízení podléhá manuálnímu ovládání.
IDA - C3	Časově závislá regulace (řízení). Zařízení se provozuje podle předvoleného časového plánu.
IDA - C4	Regulace v závislosti na obsazení (řízení). Zařízení se provozuje v závislosti na přítomnosti osob (světelné spínače, infračervená čidla atd.).
IDA - C5	Regulace v závislosti na potřebě (počet osob). Zařízení se provozuje v závislosti na počtu osob přítomných v uzavřeném prostoru.
IDA - C6	Regulace v závislosti na potřebě (plynová čidla). Zařízení se reguluje pomocí čidel, která měří parametry vzduchu v uzavřeném prostoru nebo přizpůsobených kritérií (např. CO_2, čidla směsného plynu nebo čidla VOC). Použité parametry musí být přizpůsobené druhu činnosti prováděné v uzavřeném prostoru.

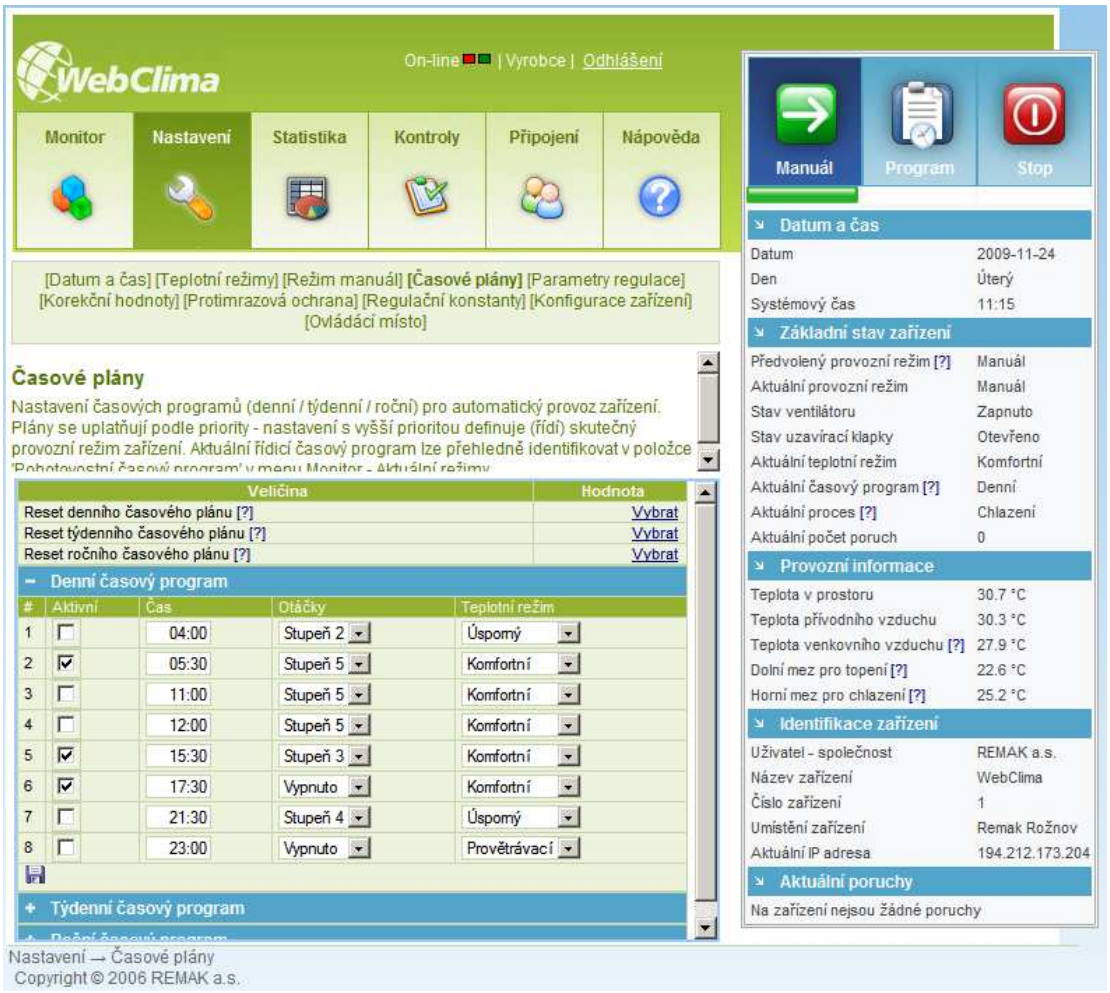
Tab. 3. *Možné způsoby regulace kvality vzduchu v uzavřeném prostoru (IDA-C) [1]*

WebClima je připravena (volitelná konfigurace) na řízení otáček ventilátorů na základě externího signálu. Tedy vyhovuje nejvyšší kategorii IDA-C6 dle příslušné normy. Pomocí této funkce mohou být řízeny otáčky ventilátorů přesně dle různých potřeb. Funkce je především využívána pro plynulé řízení otáček ventilátorů na základě čidla kvality vzduchu CO_2. Výsledkem je zvyšování otáček ventilátorů dle koncentrace CO_2. Touto regulací se dá v praxi dosáhnout úspor 30 až 50% [3]. Koncentrace CO_2 je indikátorem vydýchanosti vzduchu ve vnitřních prostorách a také velice dobře koresponduje s počtem lidí pohybujících se v daném prostoru. Úspory energie se dociluje nejen na ventilátorech, ale je si nutno uvědomit, že se snižuje také spotřeba topné a chladící energie. Dalšími přínosy regulace otáček jsou také snižující se opotřebení všech komponent, prodloužení životnosti, redukce hlučnosti zařízení.

V řídicím systému WebClima je možno nastavit převod mezi vstupním signálem a výstupním signálem pro otáčky ventilátorů. Tak je pro uživatele zajištěna možnost nastavení přesných podmínek pro větraný prostor. Také je tím zajištěna kompatibilita s různými zdroji řídicích

signálů CO_2, VOC (indikace směšných plynů), CO (odvětrávání garáží) a dalších. Zároveň je limitován minimální výkon (průtok), aby docházelo k trvalému promíchávání vzduchu v měřeném prostoru po dobu zapnuté VZT (podrobnosti viz [6]).

Pokud není zvolena funkce plynulého řízení otáček ventilátorů na základě externího signálu, je WebClima navržena na pětistupňové, dvoustupňové nebo jednostupňové řízení otáček. V možnostech jsou různé varianty regulace odpovídající dalším třídám IDA C2 až C5. Manuální přepínání otáček případně přepínání dle časového programu je samozřejmou součástí řídicího systému WebClima. Ovládat tyto funkce je možné přes internetovou stránku řídicí jednotky viz obr. 1, případně ručním nebo doplňkovým ovladačem.



Obr. 1 *Ovládací internetová stránka WebClima (obsažena přímo v systému řídicí jednotky)*

Kromě regulace množství vzduchu je možno hledat úsporu energie i u zdrojů tepla a chladu. Správná volby žádané teploty pro chlazení a topení je nezbytnou nutností pro úsporu energií. Čím je teplotní rozdíl venkovní a vnitřní teploty nižší, tím se dociluje větší úspory topné a chladicí energie. Samozřejmě však platí, že nejdříve je nutno zajistit komfort a až potom nejúspornější řešení. V tabulce (Tab. 4.) jsou uvedeny standardní projektované hodnoty žádaných teplot dle normy EN 15251.

Podmínky	Běžný rozsah	Projektovaná standardní hodnota
Zimní provoz s vytápěním	19 až 24 °C	21 °C(1)
Letní provoz s chlazením	23 až 26 °C	26 °C(2)
(1) při projektovaných podmínkách v zimě, nejnižší teplota ve dne (2) při projektovaných podmínkách v létě, nejvyšší teplota ve dne		

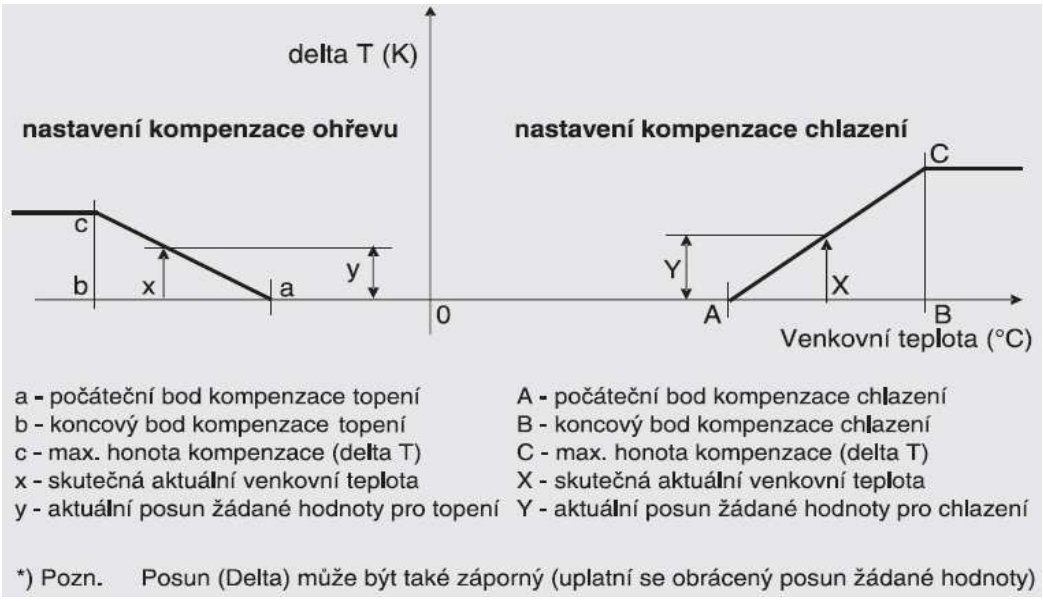
Tab. 4. *Projektované hodnoty pro operativní teplotu v kancelářských budovách [2]*

WebClima umožňuje nezávislou volbu nastavení žádané teploty pro topení a chlazení ve třech teplotních režimech – komfortní, úsporný, provětrávací. Uživatel si pak může přepínat předvolený teplotní režim dle potřeby, resp. může využít různých teplotních úrovní do časového programu provozu.

Veličina	Hodnota	Min	Max	
↘ Režim > Komfortní <				
Žádaná teplota TOPENÍ > Komfortní < [?]	23.6	21.6	23.6	°C
Žádaná teplota CHLAZENÍ > Komfortní < [?]	24.6	24.6	26	°C
↘ Režim > Úsporný <				
Žádaná teplota TOPENÍ > Úsporný < [?]	21.6	20.6	23.6	°C
Žádaná teplota CHLAZENÍ > Úsporný < [?]	26	24.6	28	°C
↘ Režim > Provětrávací <				
Žádaná teplota TOPENÍ > Provětrávací < [?]	20.6	10	21.6	°C
Žádaná teplota CHLAZENÍ > Provětrávací < [?]	28	26	35	°C

Obr. 2 *Předdefinované teplotní režimy řídicího systému WebClima*

Tím je zajištěno splnění požadavků na letní a zimní provoz zařízení. Z důvodu zvýšení energetické úspory je zaprogramována i funkce kompenzace žádané teploty dle venkovní teploty. Změnu žádné teploty na základě venkovní teploty zachycuje obrázek 3.



Obr. 3 *Energetická úspornost pomocí kompenzace žádané teploty*

Funkce se nejčastěji používá pro zmírnění tepelných rozdílů mezi teplotou venkovní a vnitřní, tedy k eliminaci teplotních šoků. Základní přednastavení, které si může uživatel změnit, je

korekce ΔT=1K pro topení (na intervalu 0 až -20°C venkovní teploty) a korekce ΔT=2K pro chlazení (na intervalu 25 až 35°C venkovní teploty). Je si nutno uvědomit, že s každým stupněm, o který je snížena úroveň teploty klimatizace a vytápění, se snižuje spotřeba topné a chladící energie o 3 až 6%.

Úspora energie při zprovozňování a zaregulování

Po projekční fázi následuje fáze realizace. Zde nastupuje montáž a zprovoznění zařízení. V této fázi je potřeba klást důraz na správné nastavení jednotlivých regulátorů, regulačních konstant (topení, chlazení, směšování, atd.). Špatně nastavený regulátor má za následek zvýšení energetické náročnosti. Pokud regulátor dosahuje žádané hodnoty pomalu, snižuje to komfort zařízení (rychlost, za kterou se dosáhne žádané hodnoty). Pokud je regulátor naopak moc rychlý, dosahuje překmitu žádané hodnoty, která se projeví na mírném zvýšení potřebné energie. Řídicí systém WebClima má všechny regulační konstanty přednastaveny na výchozí „univerzální“ hodnoty regulačních konstant. V mnoha případech (resp. obecně vždy), je však nutno provést korekci nastavení dle místních podmínek (zdrojů energií, dimenzování, druh provozu apod.).

Nespornou výhodu při zaregulování systému je možnost sledování a zobrazení měřených hodnot zařízení. Jde o systémy lokální, kde sledování umožňuje přímo řídicí jednotka nebo globální, kde jsou data ukládány v centrálních systémech BMS (Building Management System). Tyto systémy umožňují sběr dat, ze kterých se vyhodnotí kvalitativně a kvantitativně optimální závěr a je možno učinit rozhodnutí pro změnu regulačních konstant. WebClima je vybavena sběrem dat (statistikou), která umožňuje sledovat (a dočasně uchovávat) provozní parametry, režimy, teploty apod. VZT zařízení. Pro sofistikovanější systémy se nezapomnělo ani na možnost napojení do systému BMS přes různé komunikační standardy OPC, BACnet/IP, LONWorks. Po vyhodnocení dat je možno provést optimalizaci přes vzdálený přístup, internetovou stránku viz obr. 4. Takovýto vzdálený přístup zvyšuje komfort nejenom pro servisní partnery, provozovatele, ale i díky své jednoduchosti ovládání i koncovému uživateli. Také to dále snižuje náklady na provoz, servis a obsluhu VZT.

Obr. 4 *Vzdálený přístup ovládání VZT jednotky*

Energetickou účinnost lze prokázat pouze tehdy, když je odebraná energie měřena, sledována a vyhodnocována. Z těchto důvodů jsou systémy BMS bezesporným přínosem a ŘJ WebClima je na ně připravena.

Úspora energie v průběhu provozu vzduchotechnického zařízení

Základním požadavkem je jednoduchá obsluhovatelnost a ovladatelnost. Sebelepší regulační systém nedosáhne svého cíle, je-li například nastavení časových programů pro uživatele příliš složité a zdlouhavé. Nesprávnou obsluhou zařízení, nevhodným nastavením a provozem může

dojít k zmaření snahy maximalizovat úsporu energie. Řídicí systém WebClima maximalizuje komfort ovládání přes internetový prohlížeč. Každá řídicí jednotka WebClima objednaná v konfiguraci pro připojení do (standardní) IT sítě, má svou webovou stránku, pomocí které je možno komfortně a přehledně (i s integrovanou nápovědou) ovládat celé VZT zařízení. Vše je navrženo s maximálním důrazem na přehlednost, intuitivnost a komfort ovládání. Snadno a přehledně se monitoruje provoz zařízení nebo se nastaví časový program a teplotní režim (viz obr. 1 a obr. 2) a další parametry, na které je nutno klást důraz při zprovoznění zařízení, kvůli úsporám energie.

Proto, aby byla zajištěna vysoká energetická úspora po celou dobu provozu zařízení, je nutné provádět pravidelnou údržbu a kontrolu. Moderní funkce řídicího sytému WebClima umožňuje zadání plánu údržby přímo do jednotky. Přes internetový prohlížeč je možno vzdáleně zadat, měnit a kontrolovat plán údržby dle provozních hodin nebo dle zvoleného data údržby. Pokud je dosaženo provozních hodin nebo datum plánované údržby, je automaticky vygenerována informační zpráva. Tu je možno nechat automaticky zaslat pomocí emailu a servisní společnost má okamžitě potřebnou informaci k dispozici. Podobně je přenášena informace o poruše zařízení. Po údržbě je možno zapsat do provozního deníku, který je v podobě interní internetové stránky obsažen přímo v systému řídicí jednotky, jaké specifické úkony byly na zařízení provedeny (např. výměny filtrů, vyčištění jednotky, mazání ložisek motorů). Tak je zajištěna jednoduše a přehledně kontrola a údržba VZT zařízení po celou dobu provozu se snahou maximalizovat energetickou úsporu.

ZÁVĚR

Jen celkový souhrn všech výše popsaných možností zajisti maximalizaci úspory elektrické energie při provozu VZT jednotky. Vždy však platí formulace, šetřit energii, ale ne za každou cenu a na úkor komfortu! Pokud je použita moderní a efektivní regulační technika jakou bezesporu je řídicí systém WebClima a pokud je VZT zařízení navrženo a provozováno s ohledem na úsporu elektrické energie, projeví se tento vliv na nákladech životního cyklu LCC (Life Cycle Costs). Řídicí systém WebClima je tedy vhodné řešení pro maximální komfort ovládání, úsporu energie a nákladů v průběhu celého životního cyklu vzduchotechnického zařízení. S komplexní funkcionalitou, vlastnostmi a možnostmi řídicí jednotka WebClima je možno se seznámit v návod na montáž a obsluhu [6]. Vždy je nutno mít na paměti, že samotný řídicí systém ještě nezaručuje ideální provoz VZT zařízení.

LITERATURA

[1] ČSN EN 13779: Větrání nebytových budov - Základní požadavky na větrací a klimatizační zařízení, 2007

[2] ČSN EN 15251: Vstupní parametry vnitřního prostředí pro návrh a posouzení energetické náročnosti budov s ohledem na kvalitu vnitřního vzduchu, teplotního prostředí, osvětlení a akustiky, 2007.

[3] Edgar Mayer: Energetická účinnost prostřednictvím inteligentní regulační techniky

[4] Tomi Ristimäki: Energetická účinnost prostřednictvím otáčkově regulovaných pohonu s měniči kmitočtu

[5] Hannes Lütz: Energetická účinnost pomocí nových směrnic pro projektování na základě normy EN 13779 pro větrací a klimatizační zařízení

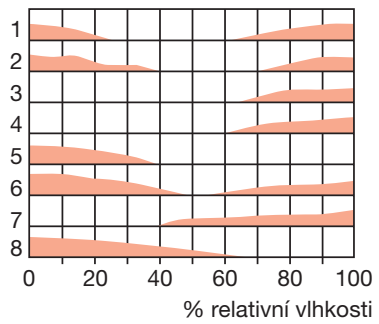
[6] Návod na montáž a obsluhu „ Řídicí systém WebClima pro vzduchotechnické jednotky“ http://www.remak.eu/cz/podpora/

Rekonstrukce větracích systémů bytových domů

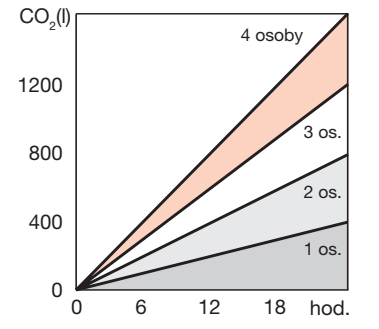
Úvod

Rekonstrukce větrání bytových domů je důležitou součástí celkové revitalizace bytového fondu a zateplování venkovních fasád s výměnou oken. Větrání je nutné pro:

- přívod čerstvého vzduchu (jedna osoba spotřebuje cca 20 000 l vzduchu za 24 hodin)
- udržení zdravé relativní vlhkosti, jedna osoba vyprodukuje cca 2 l vody během 24 hodin, další vlhkost vzniká při vaření apod. (při vysoké relativní vlhkosti dochází k množení plísní, bakterií a choroboplodných zárodků)
- udržení nízké hladiny CO_2, který ohrožuje zdraví uživatelů bytů, zvyšuje únavu a snižuje duševní aktivitu (jedna osoba vyprodukuje v závislosti na fyzické námaze cca 17 litrů CO_2 za hodinu)



1 – bakterie, 2 – viry, 3 – plísně, 4 – roztoče, 5 – respirační choroby, 6 – alergie, 7 – částice z konstrukčních materiálů, 8 – výpary z konstrukčních materiálů



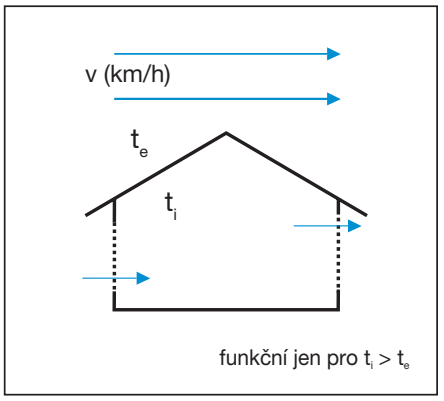
orientační graf produkce CO_2 za 24 hod.

Pro rekonstrukce starších objektů se vzhledem k existenci historických dispozic a nemožnosti instalace dostatečně dimenzovaných stoupacích vedení uvažuje výměna vzduchu cca 200–250 m³/h (WC a koupelna 100 m³/h, kuchyň 100–150 m³/h) na jednu bytovou jednotku.

V současné době jsou v závislosti na historickém období vzniku bytového domu v provozu zejména následující ventilační systémy.

1. Přirozené větrání s infiltrací

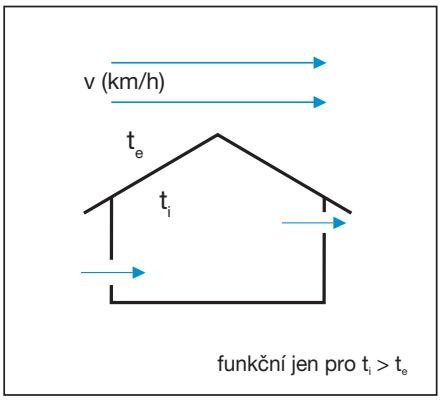
K větrání a výměně vzduchu dochází pronikáním vzduchu netěsnostmi v oknech, dveřích a stavební konstrukci. Při bezvětří je infiltrace iniciována pouze teplotním rozdílem vnitřního a vnějšího prostředí. Zvětšit intenzitu větrání je možno krátkodobým otevřením oken.



+ nejlevnější a bezúdržbová, historicky používaná metoda, přestože parametry neodpovídají soudobým komfortním a hygienickým požadavkům na větrání
− v letním období a za bezvětří je infiltrace díky malému teplotnímu rozdílu zcela nefunkční • komfort je mizivý • obtěžující přenos pachů mezi bytovými j ednotkami • uživatel nemůže rozhodnout o tom, kdy je nutné větrat (což je na WC, v koupelně a kuchyni nepřijatelné)
! v zimním období dochází k neřízenému intenzivnímu větrání a velkým tepelným ztrátám (v rozporu s energetickými požadavky) • při instalaci moderních těsných oken je princip nefunkční • rozvážení topného systému na návětrné a závětrné straně budovy • systém je absolutně závislý na povětrnostních podmínkách

2. Aerace, samočinné větrání

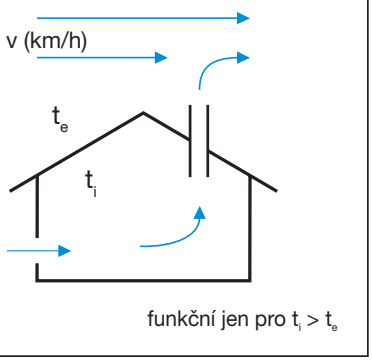
K větrání a výměně vzduchu dochází obdobným způsobem jako u infiltrace s tím rozdílem, že pro přívod a odvod vzduchu jsou vytvořeny zvláštní otvory v různých výškách v místnosti. Tím je definován a zvětšen průtočný průřez . Při bezvětří je aerace iniciována pouze teplotním rozdílem vnitřního a vnějšího prostředí, při vyrovnání teplot je větrání neúčinné.



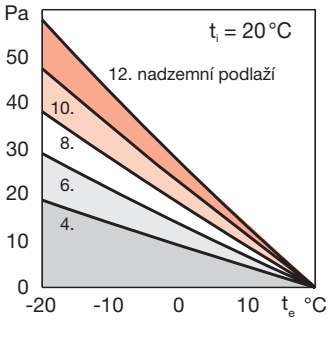
+ levná a bezúdržbová, historicky používaná metoda, přestože parametry neodpovídají soudobým komfortním a hygienickým požadavkům na větrání
− v letním období a za bezvětří je aerace díky malému teplotnímu rozdílu zcela nefunkční • v zimním období naopak dochází k neřízenému masivnímu větrání a velkým tepelným ztrátám • při instalaci moderních těsných oken je princip nefunkční • komfort je mizivý • obtěžující přenos pachů mezi bytovými jednotkami • uživatel nerozhoduje o tom kdy je nutné větrat (to je na WC, v koupelně a kuchyni nepřijatelné)
! v zimním období dochází k neřízenému intenzivnímu větrání a velkým tepelným ztrátám (v rozporu s energetickými požadavky) • při instalaci moderních těsných oken je princip nefunkční • rozvážení topného systému na návětrné a závětrné straně budovy • systém je absolutně závislý na povětrnostních podmínkách

3. Šachtové větrání

K větrání dochází díky rozdílu teplot uvnitř a vně budovy. Při šachtovém větrání jsou větrací mřížky z větraných místností vedeny do sběrné větrací šachty. Šachty mohou být podobné komínům, světlíkům, zděné nebo potrubní. Šachty mohou být jak pro odvod, tak pro přívod vzduchu. Obvykle se však používají pro odvod vzduchu a pro přívod se používají přívodní otvory za otopným tělesem, aby byl zajištěn ohřev přívodního vzduchu v zimním období. Naprosto nevhodný je přívod z prostor, kde může vzniknout podtlak (zejména schodiště a společné chodby), který znemožní větrání.



orientační hodnoty vztlaku v šachtě



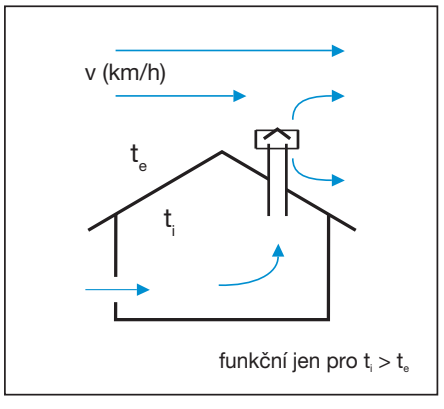
+ levná a bezúdržbová, historicky používaná metoda, přestože parametry neodpovídají soudobým komfortním a hygienickým požadavkům na větrání
− pronikání hluku přívodním otvorem z venkovního prostoru • poruchy funkce šachtového větrání působením větru • v přechodných obdobích, kdy dochází k vyrovnání vnější a vnitřní teploty je větrání nefunkční

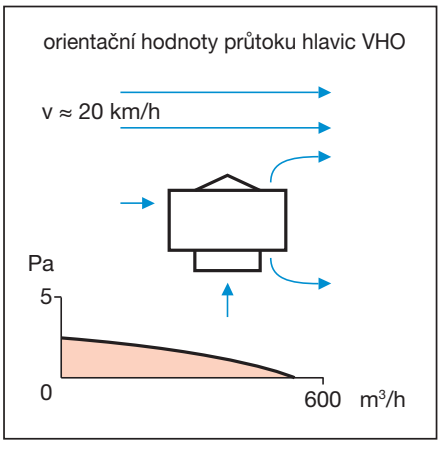
• v letním období může někdy díky nižším interním teplotám dojít k proudění v obráceném směru do interiérů • užívatel nerozhoduje o tom kdy je nutné větrat (to je na WC, v koupelně a kuchyni nepřijatelné)

! v zimním období dochází k neřízenému intenzivnímu větrání a velkým tepelným ztrátám (v rozporu s energetickými požadavky) • při instalaci moderních těsných oken je princip nefunkční • systém je absolutně závislý na povětrnostních podmínkách

4. Šachtové větrání s větracími hlavicemi

K větrání dochází díky rozdílu teplot uvnitř a vně budovy. Na funkci větrání má velký vliv vítr (stejně jako u komínů). Nasávací účinek šachty se zvětšuje větracími hlavicemi. Velmi rozšířené jsou větrací hlavice VHO. Další parametry viz předchozí kapitola.





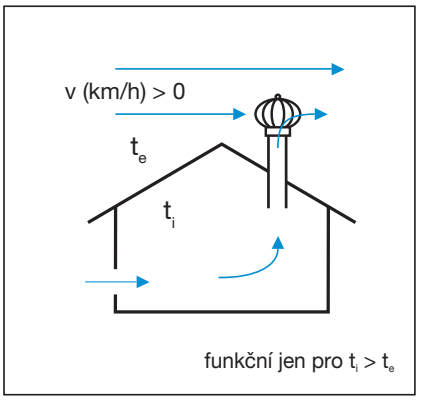
\+ levná a bezúdržbová, historicky používaná metoda, přestože parametry neodpovídají soudobým komfortním a hygienickým požadavkům na větrání

− pronikání hluku přívodním otvorem z venkovního prostoru • nemožnost použití tlumičů hluku pro nízký vztlak systému • poruchy funkce šachtového větrání působením větru • v přechodných obdobích, kdy dochází k vyrovnání vnější a vnitřní teploty je větrání nefunkční • v letním období může někdy díky nižším interním teplotám dojít k proudění v obráceném směru do interiérů • uživatel nerozhoduje o tom kdy je nutné větrat (to je na WC, v koupelně a kuchyni nepřijatelné)

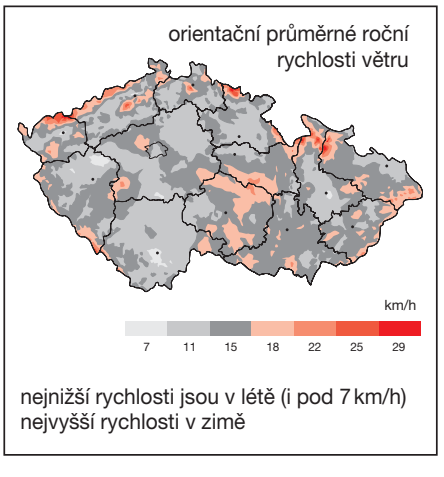
! v zimním období dochází k neřízenému intenzivnímu větrání a velkým tepelným ztrátám (v rozporu s energetickými požadavky) • při instalaci moderních těsných oken je princip nefunkční • systém je absolutně závislý na povětrnostních podmínkách • jsou větrány všechny bytové jednotky zároveň

5. Šachtové větrání s rotačními hlavicemi

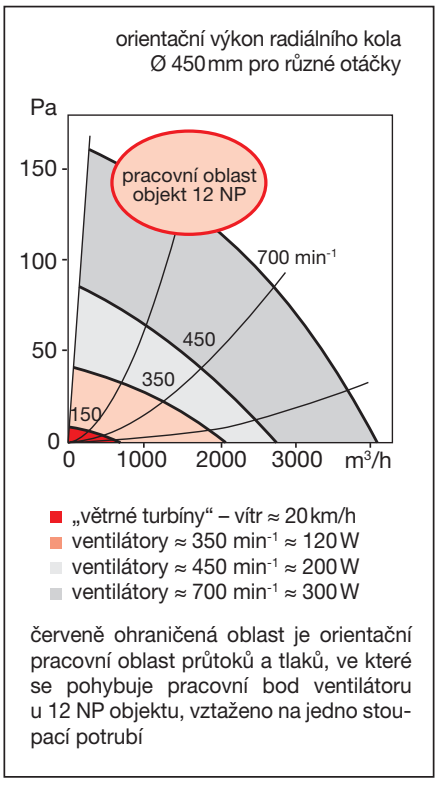
K větrání dochází díky rozdílu teplot uvnitř a vně budovy. Na funkci větrání má velký vliv vítr (stejně jako u komínů). Nasávací účinek šachty se obdobně jako v předchozím případě mírně zvětšuje rotačními větracími hlavicemi („větrné turbíny“). Rotační hlavice jsou historicky známy jako komínové hlavice a prvky ventilace dvouplášťových střech. Hlavice je tvořena „cibulovitým“ radiálním kolem, s dozadu zahnutými lopatkami. Pokud právě fouká vítr, dochází ke spojení účinku podtlaku v ústí připojeného potrubí (obdobně jako u hlavic VHO) a podtlaku na sací straně rotujícího radiálního kola.



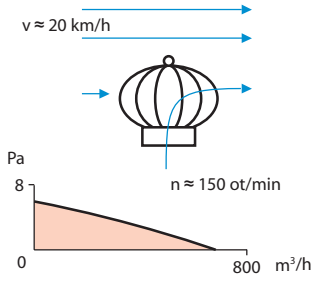
Na obrázku vpravo dole jsou vidět systémové charakteristiky hlavního stoupacího potrubí 12 NP objektu a pracovní oblast, ve které se pohybuje pracovní bod střešního ventilátoru s radiálním kolem Ø 450 mm. Do vyznačené oblasti se pracovní bod dostane při otáčkách n ≈ 700 min^{-1}. Dále je vidět, jak klesá výkon radiálního kola s nižšími otáčkami. Obdobné radiální kolo Ø 450 mm použité ve „větrné turbíně“ dosáhne takových otáček při rychlosti větru blížící se vichřici. Při rychlosti větru v ≈ 16 km/h dosahuje kolo „turbíny“ Ø 450 mm výkonu cca P_{max} ≈ 5 Pa (0 m^3/h) a M_{max} ≈ 500 m^3/h (0 Pa) při n ≈ 150 min^{-1}. Při rychlosti větru v pásmu v ≈ 5 km/h je příspěvek radiálního kola „turbíny“ zcela nepatrný.



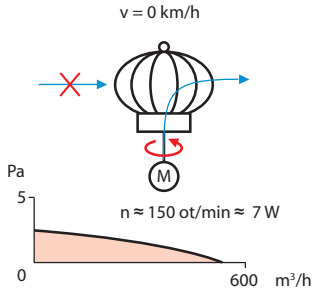
stupeň	vítr	km/h
0	**bezvětří**	**< 1**
	kouř stoupá kolmo vzhůru	
1	**vánek**	**1–5**
	směr větru poznatelný podle kouře	
2	**větřík**	**6–11**
	listí stromů šelestí	
3	**slabý vítr**	**12–19**
	listy a větvičky v trvalém pohybu	
4	**mírný vítr**	**20–28**
	zdvihá prach a útržky papíru	
5	**čerstvý vítr**	**29–39**
	listnaté keře se hýbají	
6	**silný vítr**	**40–49**
	používání deštníků je nemožné	
7	**mírný vichr**	**50–61**
	chůze nesnadná, stromy se kývají	
8	**čerstvý vichr**	**62–74**
	chůze nemožná, ulamují se větve	
9	**silný vichr**	**75–88**
	vítr strhává komíny, tašky se střech	
10	**plný vichr**	**89–102**
	vyvrací stromy, poškozuje budovy	
11	**vichřice**	**103–114**
	působí rozsáhlá pustošení	
12	**orkán**	**> 117**
	ničivé účinky	



červeně ohraničená oblast je orientační pracovní oblast průtoků a tlaků, ve které se pohybuje pracovní bod ventilátoru u 12 NP objektu, vztaženo na jedno stoupací potrubí

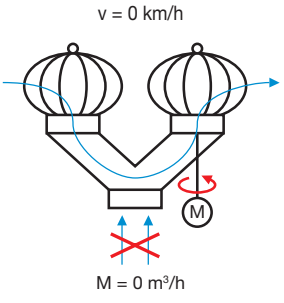


orientační hodnoty průtoku v potrubí



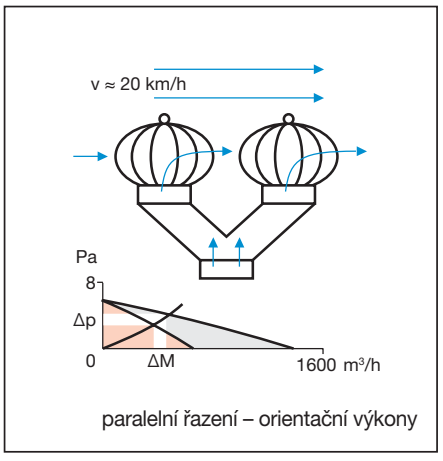
motorizovaná hlavice – orientační výkony

Paralelní spojování dvou hlavic nevede při malých rychlostech větru k žádanému výsledku. Jedná se o paralelní řazení radiálních kol, které v oblastech reálných hodnot systémové charakteristiky prakticky nezvyšuje dopravní tlak potřebný pro překonání tlakových ztrát stoupačky, odvodních a přívodních prvků, tvarovek a vedení. Motorizované verze „turbín“ mají význam, pokud má motor ve vztahu k rozměrům radiálního kola dostatečné otáčky a výkon (pro kolo s průměrem 450 mm lze uvažovat otáčky od 700 min^{-1} a P ≈ 300 W, 450 min^{-1} a P ≈ 200 W). Motorizovaná „turbína“ je ve skutečnosti radiálním střešním ventilátorem velice jednoduché konstrukce. Podmínkou pro řádnou funkci při vyšších otáčkách by ovšem bylo staticky a dynamicky vyvážené radiální kolo a tuhá konstrukce (tuto podmínku dostupné turbíny většinou nesplňují). Ostatní charakteristika viz předchozí bod.



nevhodná paralelní kombinace hlavic

+ levná metoda, dobře použitelná pro nenáročné aplikace jako je odvětrávání dvouplášťových střech, kanalizačních stoupaček a ostatních prostor bez nároku na spolehlivost funkce (vítr fouká jen někdy)



paralelní řazení – orientační výkony

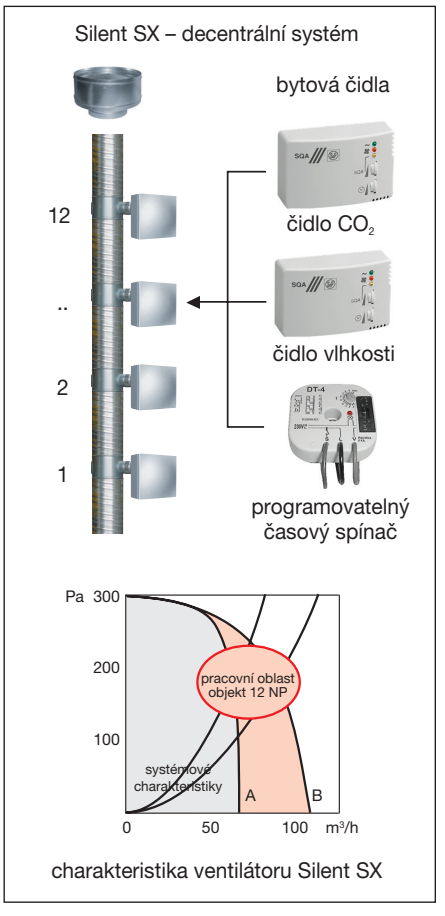
− pronikání hluku přívodním otvorem z venkovního prostoru • nemožnost použití tlumičů hluku pro nízký vztlak systému • v přechodných obdobích, kdy dochází k vyrovnání vnější a vnitřní teploty je větrání nefunkční • v letním období může někdy díky nižším interním teplotám dojít k proudění v obráceném směru do interiérů • nízký výkon motorizovaných hlavic neumožňuje zařazení tlumiče hluku na sání k odstranění akustických emisí rotujícího mechanismu • uživatel nerozhoduje o tom kdy je nutné větrat (to je na WC, v koupelně a kuchyni nepřijatelné)

! v zimním období dochází k neřízenému intenzivnímu větrání a velkým tepelným ztrátám (v rozporu s energetickými požadavky) • při instalaci moderních těsných oken je princip nefunkční • systém je absolutně závislý na povětrnostních podmínkách i v případě použití motorizovaných hlavic s nízkými otáčkami a výkonem motoru • jsou větrány všechny bytové jednotky zároveň.

6. Decentrální nucené větrání

Větrání se provádí pomocí ventilátorů, které jsou osazeny v jednotlivých místnostech a jsou připojeny do stoupacího sběrného potrubí. Tlakové ztráty stoupačky, tvarovek, přívodních a průchozích prvků jsou kryty výkonem individuálních ventilátorů v bytových jednotkách. Přívod vzduchu se zajišťuje přívodními prvky za otopnými tělesy, přívodními regulačními prvky v rámech oken, termostatickými přívodními prvky a podobně. Ventilátory jsou v provozu podle požadavku uživatelů, mohou být ovládány hygrostaty, termostaty, čidly CO_2, doplněny doběhovými spínači a spínači trvalého sníženého větrání.

+ účinná metoda odpovídající současnému stavu techniky • parametry větrání odpovídají soudobým komfortním a hygienickým požadavkům na větrání • ve spojení s elektronickými čidly CO_2, hygrostaty a programovatelnými časovými spínači doběhu a sníženého větrání mohou splňovat i soudobé požadavky na energeticky úsporné a účelné větrání (zejména při použití moderních motorů s nízkou spotřebou a vysokou účinností) • náklady na větrání jsou jednoznačně hrazeny uživatelem, který sám rozhoduje o režimu větrání • díky samoregulačním charakteristikám ventilátorů (křivka A v obrázku) lze eliminovat nectnosti šachtového větrání, u kterého je kvalita větrání závislá na povětrnostních



charakteristika ventilátoru Silent SX

podmínkách a vztlaku ve stoupačce • díky samoregulační chakteristice je zajištěno zachování přibližně stejného průtoku při změně systémové charakteristiky • při použití ventilátorů s těsnými klapkami nedochází k pronikání pachů mezi byty • systém má dostatečný tlak na krytí ztrát rozvodů, přívodních prvků včetně tlumičů hluku • vždy jsou větrány účelně jen potřebné prostory

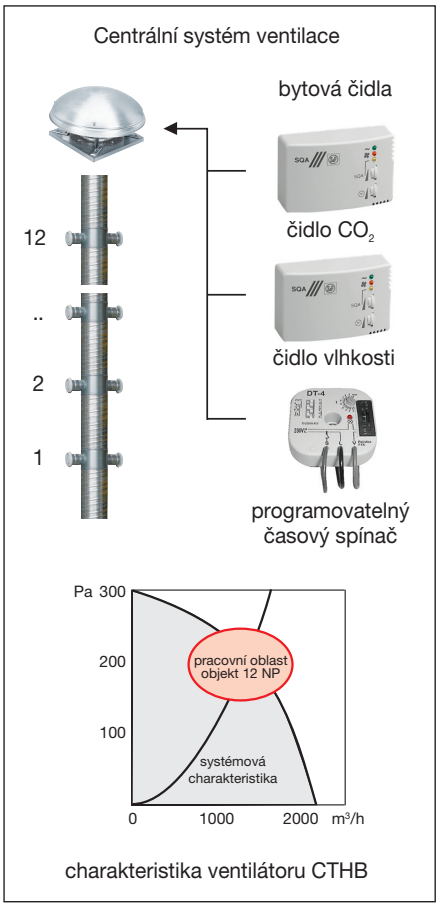
− výkonové dimenzování na 100% výkonu systému, s ohledem na stávající rozměry stoupacího potrubí a provozní rychlosti vzduchu (*) • nebezpečí chybné volby ventilátoru s nedostatečným externím tlakem a průtokem, který není schopen překonat tlakové ztráty systému • vždy je nutno volit radiální ventilátory, axiální ventilátory obvykle nemají dostateční dopravní tlak • nevýhodou je emise hluku ventilátory přímo v obytných místnostech • hluk lze snížit použitím speciálních ventilátorů s malým hlukem a filtry vibrací motorů

! při použití decentrálního větrání zůstává problémem odvětrání digestoří, digestoře s vlastními ventilátory není vhodné připojovat do společného stoupacího potrubí, protože dochází k přefukování a pronikání pachů do sousedních bytových jednotek, digestoře je pak nutno řešit jako centrální systém nebo vyvést přímo přes stěnu mimo objekt

(*) vzhledem k tomu, že jsou často rozměry stávajícího stoupacího potrubí poddimenzované, projektant VZT a provozovatel objektu musí zohlednit technické možnosti ve vztahu k projektovaným a hygienickým požadavkům (soudobost používání, maximální rychlosti proudění, výkon ventilátoru atd.)

7. Centrální nucené větrání

K větrání dochází pomocí centrálních ventilátorů, které jsou osazeny na konci stoupacího sběrného potrubí, většinou na střechách budov. Tlakové ztráty stoupačky, tvarovek, přívodních a odvodních prvků včetně tlumičů hluku jsou kryty výkonem centrálního ventilátoru. Přívod vzduchu se zajišťuje přívodními prvky s tlumiči hluku za otopnými tělesy, přívodními regulačními prvky s tlumiči hluku v rámech oken, termostatickými přívodními prvky a podobně. Ventilátory jsou v provozu podle požadavku uživatelů, mohou být ovládány hygrostaty, termostaty, čidly CO_2, doplněny doběhovými spínači a spínači trvale sníženého větrání.



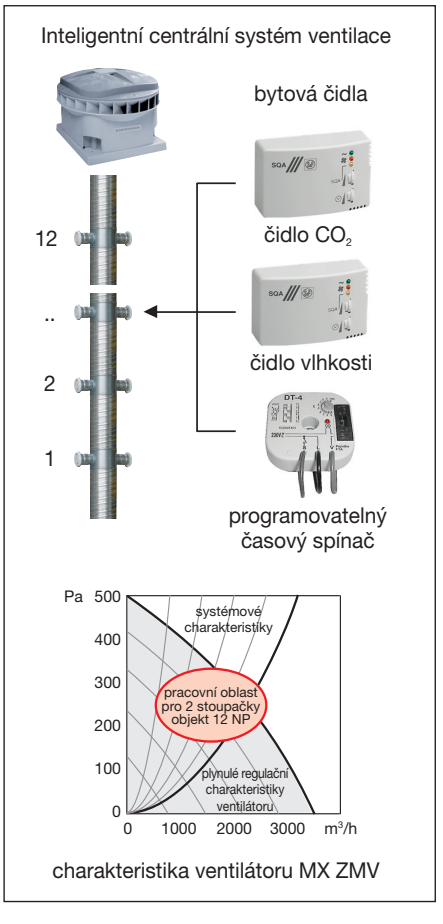
charakteristika ventilátoru CTHB

+ účinná metoda odpovídající současnému stavu techniky • parametry větrání odpovídají soudobým komfortním a hygienickým požadavkům na větrání • ve spojení s elektronickými čidly CO_2, hygrostaty a programovatelnými časovými spínači doběhu a sníženého větrání mohou splňovat i současné požadavky na energeticky úsporné a účelné větrání (zejména při použití moderních motorů s nízkou spotřebou a vysokou účinností) • náklady na větrání jsou společné pro všechny bytové jednotky • uživatel rozhoduje o potřebě větrání • eliminace nectností šachtového větrání, u kterého je kvalita větrání závislá na povětrnostních podmínkách • nedochází k pronikání pachů mezi byty • výkon systému bezpečně pokrývá ztráty tlumičů potřebných k odstranění vnějšího hluku pronikajícího do objektu přívodními prvky • ventilátor jako zdroj hluku do potrubí se instaluje mimo bytové jednotky • dimenzování ventilátoru na stávajícím hlavním potrubí stanovuje projektant VZT v součinnosti s provozovatelem objektu

− pokud ventilátor není vybaven regulační jednotkou otáček v závislosti na potřebě větrání a elektricky ovládanými talířovými ventily, je ventilátor mnohdy provozován s větším výkonem, než je právě třeba, a jsou větrány všechny byty, což výrazně zhoršuje energetické ztráty objektu

8. Centrální větrání řízené skutečnou potřebou

Větrání řízené skutečnou potřebou je založené na tom, že potřeba větrání se mění v závislosti na různých faktorech. V závislosti na stoupající lidské aktivitě (produkce CO_2, vlhkosti a nárůst teploty) je nutno výkon větrání zvýšit. V závislosti na povětrnostních podmínkách (pokud je dostatečný rozdíl teplot t_i, t_e a termický vztlak ve stoupačce), je možné výkon větrání snížit. Větrání se provádí pomocí „inteligentních“ centrálních ventilátorů (obsahují jednodeskový počítač a příslušná čidla tlaku, resp. průtoku). Jsou osazeny na konci stoupacího sběrného potrubí, většinou na střechách budov. Tlakové ztráty stoupačky, tvarovek, přívodních a odvodních prvků jsou kryty výkonem centrálního ventilátoru. Přívod vzduchu se zajišťuje zásadně hlukově izolovanými přívodními prvky za otopnými tělesy, přívodními regulačními prvky v rámech oken, termostatickými přívodními prvky a podobně. Ventilátory jsou v provozu pouze podle požadavku uživatelů. Vždy jsou ovládány inteligentními čidly CO_2 (doplněny čidly vlhkosti, teploty a programovatelnými časovými spínači a spínači trvale sníženého větrání).

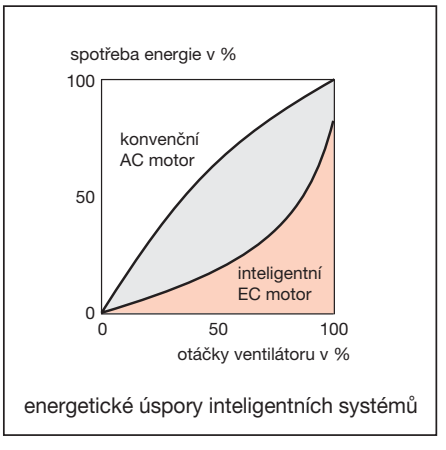


charakteristika ventilátoru MX ZMV

+ ekologicky šetrná a účinná metoda, odpovídající současnému stavu techniky • parametry systému vyhovují soudobým komfortním a hygienickým požadavkům na větrání • systém je vždy spojen s elektronickými čidly CO_2, hygrostaty a programovatelnými časovými spínači doběhu a sníženého větrání • splňuje přísné požadavky na energeticky úsporné a účelné větrání • systém většinou používá moderní EC motory s nízkou spotřebou a vysokou účinností • náklady na větrání jsou společné, ale minimalizované na nejnižší možnou úroveň • eliminace nectností šachtového větrání, u kterého je kvalita větrání závislá na povětrnostních podmínkách • nedochází k pronikání pachů mezi byty • zdroj hluku se instaluje mimo bytové jednotky • hluk do objektu se eliminuje tlumiči • ventilátor se výkonově dimenzuje podle rozhodnutí projektanta VZT a uživatele objektu (*) • díky systému elektricky ovládaných talířových ventilů a digestoří s elektrickými klapkami je větrána pouze příslušná místnost či pracoviště a výkon přesně odpovídá nejnižší nutné potřebě energie

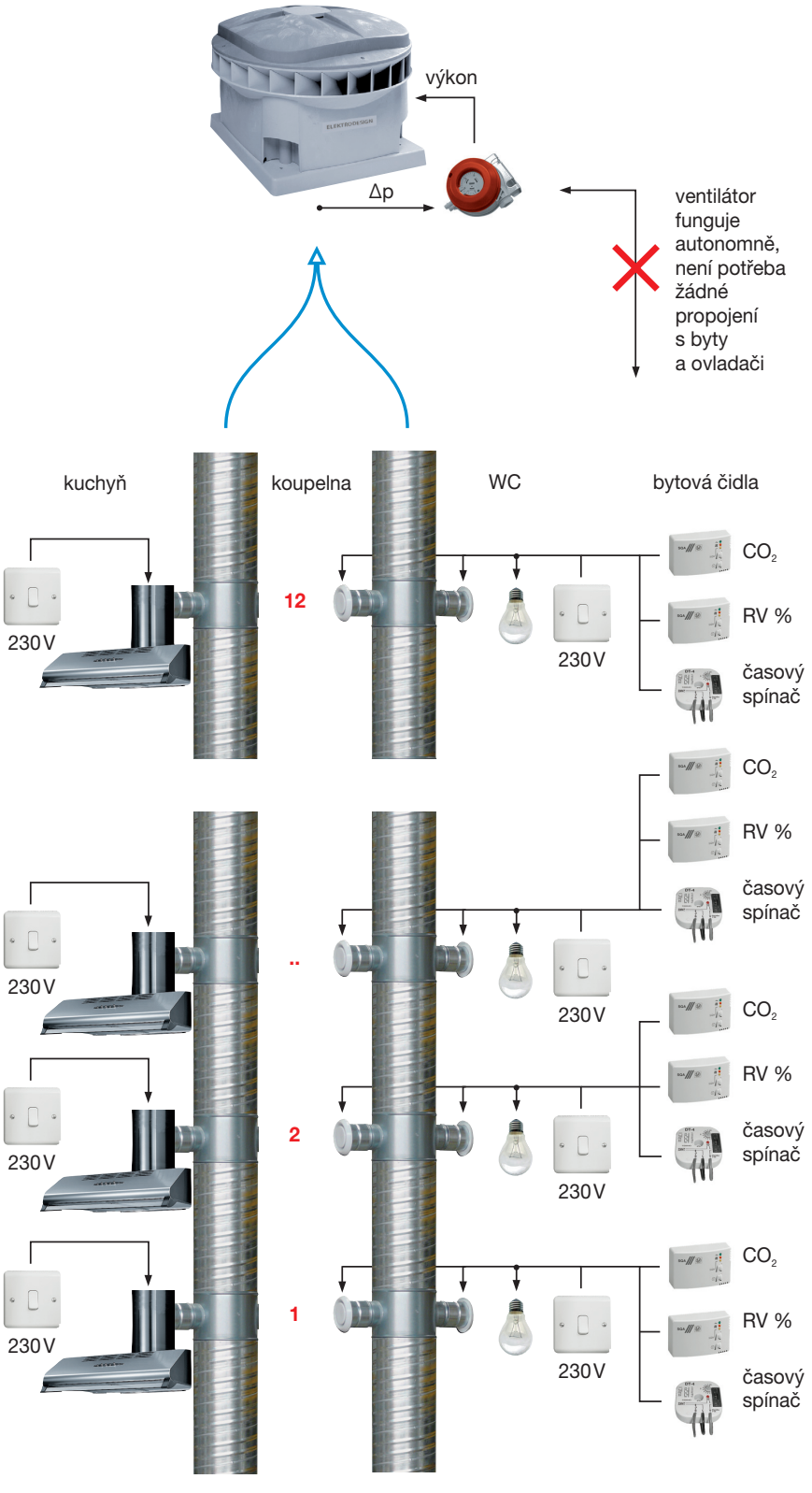
! jednodeskový počítač spolu s elektronikou ventilátoru (vestavěná čidla tlaku) rozpozná potřebu větrání (při otevření talířového ventilu na WC poklesne tlak v potrubí) a speciální elektronicky komutovaný stejnosměrný motor (řízený vlastní elektronikou) zvýší otáčky a zvedne výkon větrání • při zvětšení vztlaku ve stoupacím potrubí tlakový senzor rozpozná zvýšení tlaku a elektronika automaticky sníží výkon motoru • inteligentní ventilátor optimalizuje svůj vlastní výkon s ohledem na absolutní minimalizaci spotřeby energie při všech provozních režimech jako jsou:
– změna potřeby větrání (lidské činnosti)
– obsazenost objektu a bytů
– povětrnostní podmínky
– příspěvek termického vztlaku
– vliv infiltrace
– roční období
– denní období (denní a noční větrání)

− v případě potřeby rekuperace je nutno zvolit jiné systémové řešení



energetické úspory inteligentních systémů

(*) vzhledem k tomu, že jsou často rozměry stávajícího stoupacího potrubí poddimenzované, projektant VZT a provozovatel objektu musí zohlednit technické možnosti ve vztahu k projektovaným a hygienickým požadavkům (soudobost používání, maximální rychlosti proudění, výkon ventilátoru atd.)



schématické znázornění odvětrání bytových jednotek připojených na společné stoupací potrubí, digestoře a talířové ventily v koupelnách a na WC jsou ovládány samostatnými vypínači, talířové ventily na WC a v koupelnách mohou být ovládány od osvětlení, všechny elektrické ventily (digestoř, koupelna, WC) společně od čidel CO_2 RV % a programovatelného časového spínače

Inteligentní systém centrálního větrání MX ZMV

Systém je založen na použití speciálních moderních prvků pro DCV systémy (demand controled ventilation – větrání řízené skutečnou potřebou). Jedná se o ventilátory MX ZMV, vybavené inteligentním systémem s jednodeskovým počítačem, vestavěným diferenciálním čidlem tlaku, stejnosměrným EC motorem (elektronicky komutovaným), seriovým rozhraním RS 485, elektricky ovládanými odvodními talířovými ventily, čidly CO_2, čidly relativní vlhkosti, programovatelnými časovými spínači pro ovládání odvodních talířových ventilů.

Princip EC motoru

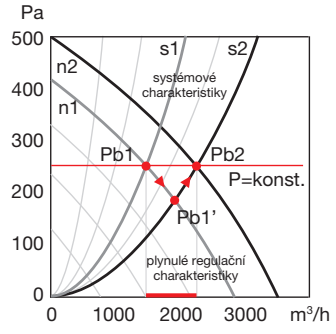
Ventilátory se stejnosměrnými motory s elektronickou komutací jsou napájeny běžným síťovým napětím, podle provedení 230 nebo 400 V. To je dále usměrněno a napájí motor ventilátoru. Vnější rotor motoru nese silné permanentní magnety s vysokým sycením, vnitřní statorové vinutí je napájené stejnosměrným proudem, vinutí jsou přepínána elektronicky. Průběh komutace je kontrolován elektronikou s Hallovou sondou. Stejnosměrné motory s elektronickou komutací mají díky svému principu a konstrukci nižší ztráty v železe, skluzové i v mědi než konvenční asynchronní motory. Obecně EC motory dosahují účinnosti až 80 % při nejvyšších otáčkách, ani v regulačním režimu účinnost neklesá pod 60 %. Porovnání příkonu klasických asynchronních motorů a EC motorů je zobrazeno v úvodu (strana 7), podle pracovního bodu je možno ušetřit běžně 50 % energie.

Regulace MX ventilátorů

s EC motorem je digititální jednotkou se sériovým rozhraním RS 485. Pod krycím víkem jednotky jsou 4 přepínače. Programátorem VU lze zvolit autonomní režim se 2 přepínatelnými chrakteristikami (max/min), přepnutí signálem 0/10 V (např. denní/noční větrání). Čtyřmi přepínači se nastavují otáčky (např. 85/30 % max. otáček) pro jednotlivé charakteristiky. Dále lze programátorem VU zvolit režim ZMV, kdy ventilátor plynule mění chrakteristiky a reguluje na konstantní tlak v potrubí. Indikátory provozního stavu signalizují provozní stavy, případné poruchy a jejich příčiny. Regulační jednotka obsahuje ochranu proti nadměrnému oteplení, zablokování a opačnému smyslu otáčení.

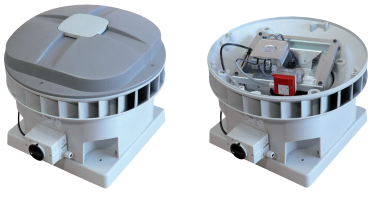
Přes sériové rozhraní je možno ventilátor ovládat, provádět datovou komunikaci a programovat. K tomu slouží programovací terminál VU nebo notebook s potřebným softwarem a převodníkem z RS 485/232. Obě metody jsou identické pro programování a snímání provozních parametrů. Terminál uchovává v paměti posledně zvolené hodnoty, notebook umožňuje navíc data ukládat do paměti a dále je zpracovávat. Přes sériové rozhraní je možno ventilátory navzájem propojit do sítě a ovládat jedním terminálem. Každý ventilátor má jedinečnou identifikační adresu (viz schéma na další straně).

Ventilátor má vestavěné čidlo diferenciálního tlaku, které ve spojení s regulační jednotkou a EC motorem umožňuje plynulou bezeztrátovou regulaci otáček (výkonu) ventilátoru podle požadavků na okamžitou hodnotu průtoku (v závislosti na počtu aktuálně otevřených talířových ventilů na WC, v koupelnách a kuchyních).

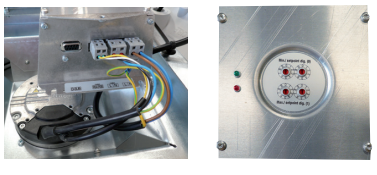


graf inteligentní regulace MX ZMV

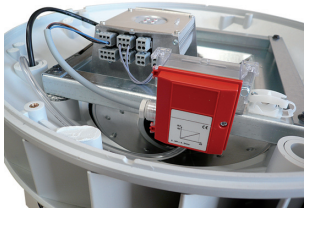
Šipky ukazují změnu pracovního bodu z Pb1 na Pb2 a zároveň výkonové charakteristiky ventilátoru z otáček n1 na n2 při změně systémové charakteristiky z s1 na s2, při použití regulace na konstantní tlak ve stoupacím potrubí.



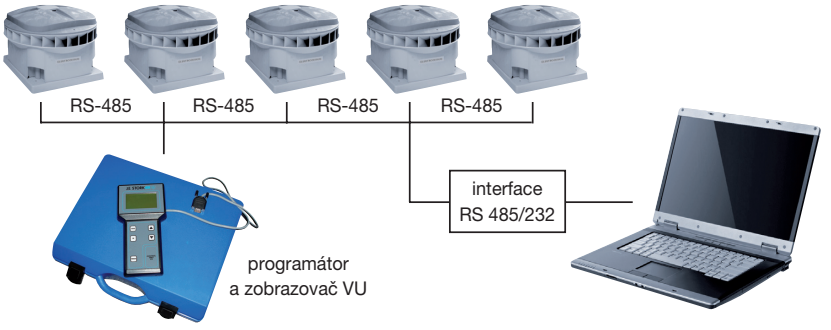
po demontáži víka je vidět digitální regulátor s rozhraním RS 485 a 4 potenciometry na hořejší straně, v popředí diferenciální tlakové čidlo



pohled na EC motor, digitální regulátor s rozhraním RS 485, vpravo horní pohled na regulátor se 4 přepínači (v autonomním provozu nastavení % otáček, v režimu ZMV přepínače nastaveny na „0“) a 2 indikátory provozního stavu a poruch



pohled na na diferenciální tlakové čidlo s převodníkem a plastové hadičky k odběru statického tlaku v potrubí a ve volném prostředí



principiální schéma programování, datové komunikace, ovládání, stahování a ukládání provozních dat pomocí programátoru VU nebo PC a propojení ventilátorů do sítě

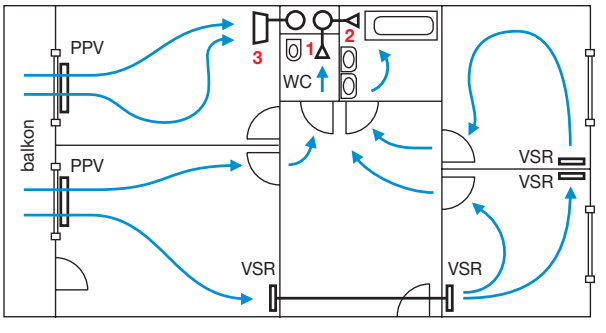
Potřebný průtok

Předpis	Kuchyně		Koupelny		WC	
	m^3/hod	h^{-1}	m^3/hod	h^{-1}	m^3/hod	h^{-1}
DIN 18017/3	–	–	40/60	–	20/30	–
DIN 1946/6	40/60	–	40/60	–	20/30	–
ECE Compendium	36/180	–	36/180	–	–	–
BSF 199838	36/54	–	36/180	–	36	–
Doporučení – ČR	100/150	≥3	60	3–5	25	3
Průměrné hodnoty (návrh)	**40/60**		**40/60**		**25/40**	

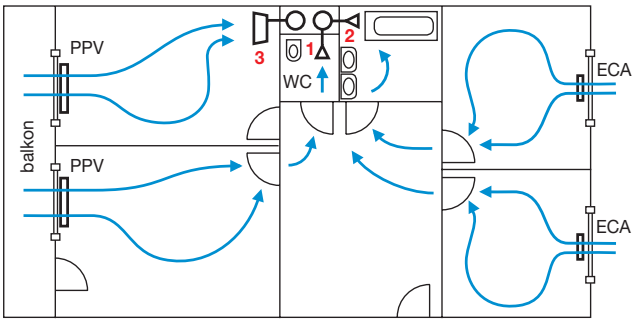
Hodnota před lomítkem je režim trvalého větrání, za lomítkem hodnota nárazového zvýšení při provozu větrání ≤12 h/den. Vzhledem k tomu, že jsou často rozměry stávajícího stoupacího potrubí poddimenzované, projektant VZT a provozovatel objektu musí zohlednit technické možnosti ve vztahu k projektovaným a hygienickým požadavkům (soudobost používání, maximální rychlosti proudění, výkon ventilátoru atd.). Pro ostatní prostory platí nařízení vlády č. 361/2007 Sb. vyhl. 135/2004 Sb., 137/2004 Sb., č. 410/2005 Sb. a č. 6/2003 Sb.

schématický náčrt větrání bytu v bytové výstavbě s použitím přívodních a průchozích prvků

varianta I



varianta II



1 – elektricky ovládaný talířový ventil (24 V nebo 230 V); 2 – talířový ventil s mechanickým doběhem, který je možno umístit v Zóně 1 nad vanou; 3 – elektrický talířový ventil digestoře

MITSUBISHI ELECTRIC
COOLING & HEATING

M TECH® s.r.o.

Tepelná čerpadla | Zubadan Inverter

- nová tepelná čerpadla typu vzduch-voda s topným výkonem od 8 kW do 23 kW
- kompresory typu Scroll s plynulou regulací výkonu a s technologií přímého vstřikování chladiva
- 100% topný výkon do venkovní teploty -15 °C
- rozšířený operační rozsah od -25 °C do +35 °C venkovní teploty
- při venkovní teplotě -25 °C dosahují stále 75% svého jmenovitého topného výkonu
- topný faktor (COP) až 4,4 při 100% výkonu tepelného čerpadla a podmínkách A7/W35 dle DIN EN 14511
- ekologické chladivo R410A s možností délky vedení chladiva až 75 m
- jedinečná technologie odmrazování
- teplota ohřívané vody až 60 °C
- nízká hladina hluku
- kompaktní rozměry
- snadná instalace

M-tech s. r. o., Masarykovo nám. 1544, 530 02 Pardubice, tel./fax: +420 466 773 462, e-mail: mtech@mtech.cz, http://www.mtech.cz

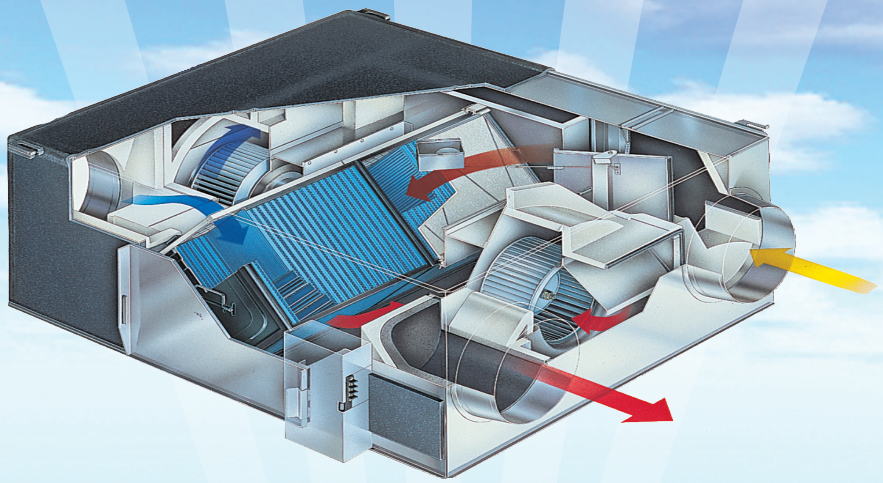
MITSUBISHI ELECTRIC
Changes for the Better
Air Conditioning

M TECH® s.r.o.

Vzduchotechnická rekuperační jednotka

Lossnay

- jednotky typu Lossnay jsou k dostání v 10 modelových řadách
- vzduchový výkon se pohybuje od 150 do 2000 m^3/h
- účinnost rekuperace tepla až 90 %
- použití technologie Hyper Lossnay Core pro přenos vlhkosti (deskový entalpický výměník)
- nízké provozní náklady a snadná údržba
- možnost připojení ke klimatizačním systémům od výrobce Mitsubishi Electric
- zařízení je zaregistrováno v programu MŽP Zelená úsporám



Zelená úsporám

ENVIRONMENTAL VISION 2021 TECHNOLOGY & ACTION

Mitsubishi Electric Quality

CE

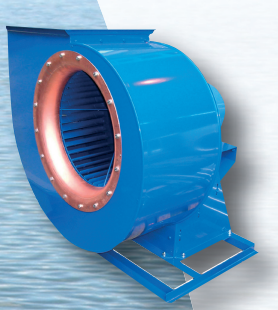
TÜV CERT DIN ISO 9001 / EN 29001

MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION

M-tech, s.r.o., Masarykovo náměstí 1544, 530 02 Pardubice, tel./fax: +420 466 773 462, e-mail: info@mtech.cz, http://www.mtech.cz

JANKA

...léty prověřená
kvalita...



Janka ENGINEERING, s.r.o. Vrážská 143, 153 00 Praha 5, tel.: 251 088 111, fax: 251 088 155
www.janka.cz

JANKA

...léty prověřená kvalita...

Společnost **JANKA ENGINEERING s.r.o.** přichází do roku 2010 s novou řadou klimatizačních jednotek **KLMQ**. Jedná se o kompaktní jednotky, s horním připojením, primárně určené pro komfortní větrání, a to jak v komerčních tak i v průmyslových aplikacích. Jednotky **KLMQ** jsou nabízené ve 4 standardních velikostech s průtoky vzduchu od 750 do 7000 m^3/h.

Skříň jednotky je navržená jako nosná rámová konstrukce s panely a 25mm izolací (polyuretanová pěna nebo minerální vata). Kromě standardně dodávaných deskových výměníků tepla s vysokou účinností a výkonných plug ventilátorů s nízkým dynamickým tlakem je možné jednotky vybavit ohřívačem (vodní, elektrický) nebo chladičem (přímý výpar, vodní). Filtraci upravovaného vzduchu zabezpečují filtry třídy EU3 až EU5 na straně čerstvého i odpadního vzduchu. Výrobce k těmto jednotkám nabízí mikroprocesorovou regulaci s jednoduchým ovládacím panelem, která monitoruje a řídí všechny důležité funkce a komponenty jednotky. Regulace může být rozšířena mimo jiné o servopohony klapek, frekvenční měniče, termostaty protimrazové ochrany, diferenční tlakový spínač. Výborné rozměrové parametry všech modelů předurčují tato zařízení pro instalace do vnitřních prostor s nedostatkem volných ploch.

Pro další informace o výrobcích JANKA kontaktujte naše obchodní zástupce.

Janka ENGINEERING, s.r.o. Vrážská 143, 153 00 Praha 5, tel.: 251 088 111, fax: 251 088 155

www.janka.cz

Jan HŘEBEC

Přední český výrobce vzduchotechnických a klimatizačních jednotek ve výkonech od 100 do 100.000 m³/h.

Kompaktní klimatizační jednotka H-Block ve výkonu od 2.000 do 8.000 m³/h

řada **H-BLOCK**

Klimatizační podstropní a parapetní jednotky **Fan-Coil** ve výkonu od 100 do 1.200 m³/h

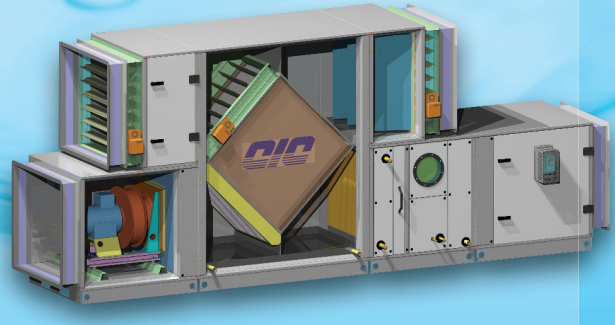
řada **HFC**

Odvlhčovací **bazénové** jednotky ve výkonu od 1.500 do 40.000 m³/h

řada **H / HL**
BAZÉNOVÉ

Sestavné vzduchotechnické a klimatizační jednotky ve výkonu od 2.000 do 100.000 m³/h

řada **H / HL**



ČECHY
Na Zlaté stezce 1075, Dobříš
T: +420 326 531 333, 343
F: +420 326 531 312
E: praha@cic.cz

Třebýcina 27, Plzeň
T: +420 377 223 054
F: +420 377 223 654
E: plzen@cic.cz

MORAVA
Svatováclavská 31, Karviná
T: +420 596 314 320
F: +420 596 321 396
E: karvina@cic.cz

ISO 9001

CLPR CERTIFICATION CE

www.cic.cz

Jan HŘEBEC

Přední český výrobce vzduchotechnických a klimatizačních jednotek ve výkonech od 100 do 100.000 m³/h.

REFERENCE

1

PŮMYSLOVÉ PODNIKY:
Jaderná elektrárna Mochovce
Jaderná elektrárna Dukovany
Státní tiskárna cenin Praha
TPCA Kolín
TABÁK Kutná Hora
ŠKODA Mladá Boleslav
ŠKODA Plzeň
SIEMENS Transportní systémy
PARAMO Pardubice

POTRAVINÁŘSKÉ PROVOZY:
PEPSI COLA Praha
DANONE Benešov
Čokoládovny OPÁVIA Opava
Pivovar STAROPRAMEN, Praha
Pivovar KRUŠOVICE
BOHEMIA SEKT a.s. Starý Plzenec
HAMÉ Podivín
VITANA Byšice
MASOKOMBINÁT Příbram

RESTAURACE:
KFC - síť rychlého občerstvení
McDONALD'S - síť rychl. občerstvení
Restaurace „U Zlatého kříže" Praha
„Staroměstská" restaurace, Praha
CAFÉ BAR Praha
Restauarce Jindřišská věž

ADMINISTRATIVNÍ BUDOVY:
Česká Národní banka, Plzeň
Ministerstvo hospodářství
Radnice, Ostrava
ČESKÁ SPOŘITELNA, Praha
Předsednictvo vlády, Praha
T-MOBILE Praha
NESTLÉ Praha Modřany

ZAHRANIČNÍ PROJEKTY
Ecola Basica Azueira (Portugalsko)
VOLKSBANK Ferlach (Rakousko)
Glen of Downs golf club (Irsko)
MTC building Uljanovsk (Rusko)
MTC building Moscow (Rusko)
GASPROMBANK Moscow (Rusko)

OBCHODNÍ DOMY:
PLAZA CENTR Plzeň
Supermarket TESCO, Praha
MARK & SPENCER Myslbek, Praha
OD Terč Ostrava
síť prodejen ALBERT
BILLA Kolín
BILLA Říčany u Prahy
OBI Praha Prosek
OBI Plzeň
C&A Palladium

SPORTOVNÍ CENTRA, HOTELY
Sportovní areál, Hostivař
Hotel ALCRON
Hotel HOLLIDAY INN

AQUAPARKY, BAZÉNY A LÁZNĚ
Vodní Svět, Beroun
Bazén, Trutnov
Lázně Karlova studánka
Imperial, Františkovy Lázně

NEMOCNICE, ČISTÉ PROSTORY:
FN Motol, Praha
Fakultní Thomayerova nemocnice, Praha
Všeobecná fakultní nemocnice, Praha
Vinohradská nemocnice, Praha
INTERPHARMA Praha Modřany
MEDIKA Zvolen
LONZA Kouřim
BIOPHARM Chotouň

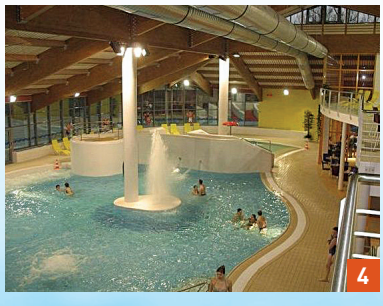
OSTATNÍ:
Česká televize Kavčí Hory
Rádio Svobodná Evropa, Praha
Státní opera, Praha

1 bývala budova Rádio Svob. Evropa
2 FN Motol
3 Česká televize Kavčí Hory
4 Vodní svět Beroun
5 CSKA Moskva
6 Pivovar STAROPRAMEN Praha
7 Jaderná elektrárna Dukovany

7

2

3


4

5

6

ČECHY
Na Zlaté stezce 1075, Dobříš
T: +420 326 531 333, 343
F: +420 326 531 312
E: praha@cic.cz

Třebýcina 27, Plzeň
T: +420 377 223 054
F: +420 377 223 654
E: plzen@cic.cz

MORAVA
Svatováclavská 31, Karviná
T: +420 596 314 320
F: +420 596 321 396
E: karvina@cic.cz

www.cic.cz

ISO 9001 CLPR CE

...nic menšího,
než čistý vzduch

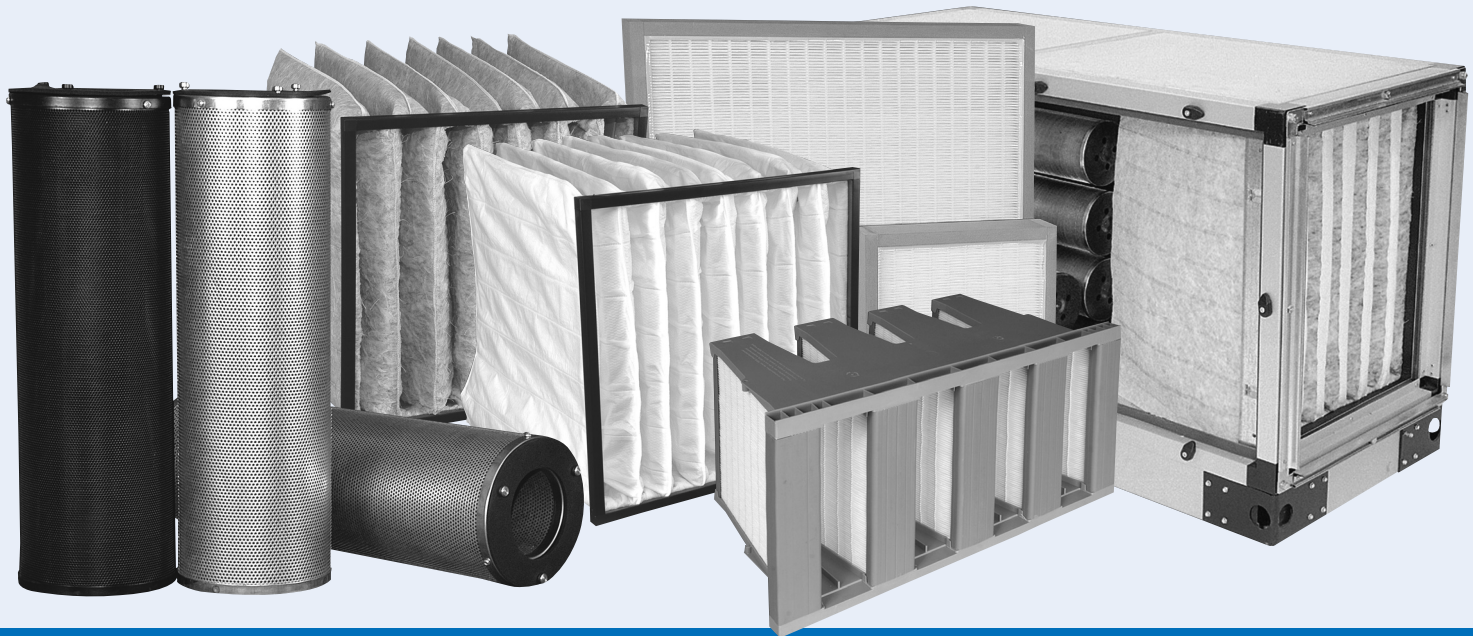
VZDUCHOVÉ FILTRY

KS Klima-Service a.s.
Náměstí Svobody 2, 263 01 Dobříš
Tel.: 00420 318 541 111
Fax: 00420 318 541 112
E-mail: info@ksklimaservice.cz

www.ksklimaservice.cz

FILTRY PRO ATMOSFÉRICKÝ PRACH A ZÁCHYT PLYNNÝCH EMISÍ ZE VZDUCHU

- **Vývoj, výroba, montáž a servis vzduchotechnických filtrů a filtračních zařízení**
  Kapsové filtry, filtrační média
- **Filtry a komponenty pro vysoké nároky na čistotu**
  Kompaktní filtry, HEPA a ULPA filtry
- **Adsorpční filtry pro odloučení plynných škodlivin a zápachů**
  Filtrační jednotky KS BD a KS BD BIG, kompaktní filtry s aktivním uhlím
- **Speciální filtrační zařízení a příslušenství**
  Manometry, ukládací rámy, odsiřovací jednotky Suloff, filtrační jednotky KS BK



KS® Klima-Service a.s.

TEXTILE AIR

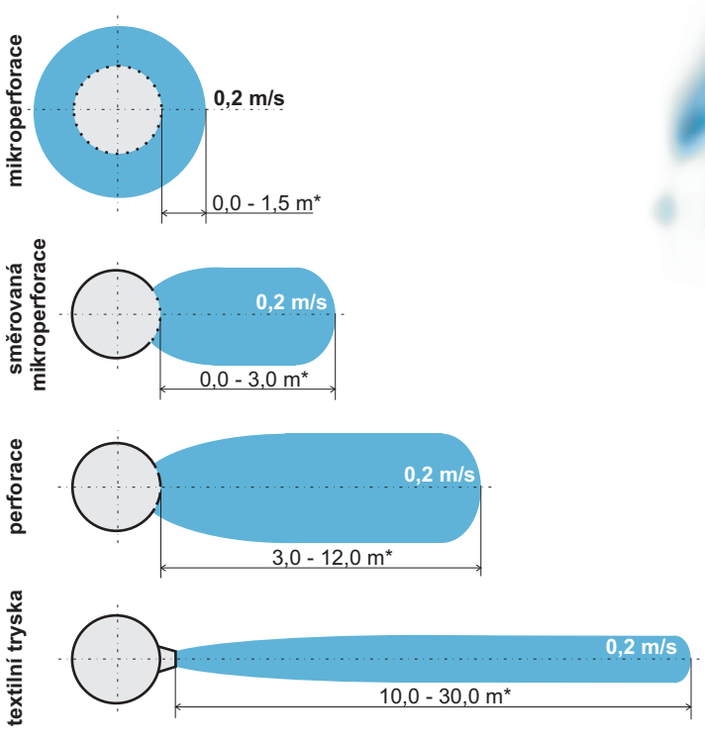
DISTRIBUTION SYSTEMS

PŘÍHODA®

15 let výroby textilních vyústek

PŘÍHODOVY TEXTILNÍ VYÚSTKY
UNIVERZÁLNÍ SYSTÉM DISTRIBUCE VZDUCHU

DOSAHY PROUDŮ



* Dosahy proudů se mění v závislosti na statickém tlaku ve vyústce

- použití pro chlazení, vytápění, větrání, zvlhčování či rozptylování vzduchu z filtračního zařízení
- materiály standardní, těžko zápalné či zcela nehořlavé
- unikátní závěsný systém pro každou situaci (více než 60 variant instalací)
- skvělý vzhled bez záhybů a skladů díky jednoduchým napínačům v profilech
- antibakteriální účinek u tkanin jako standard, nikoliv zvláštní výbava
- výběr z 9 barev
- na míru navržené a ušité řešení pro každý provoz

Příklady instalací

fitness centrum

průmyslová hala

rychlobruslařský stadion

PŘÍHODA s.r.o., Za Radnicí 476, 53901 Hlinsko,
www.prihoda.eu, info@prihoda.eu, tel: +420 469 311 856, fax: +420 469 311 857

REMAK

ŘEŠENÍ PRO LEPŠÍ KLIMA

Hra profesionálů

REMAK a.s., Zuberská 2601, 756 61 Rožnov pod Radhoštěm,
tel.: +420 571 877 778, fax: +420 571 877 777,
email: remak@remak.eu, internet: www.remak.eu

Nová řada

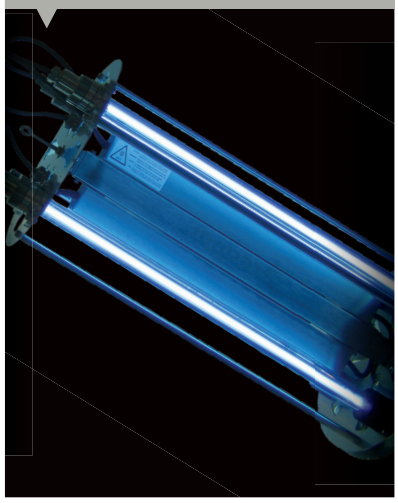
2010 **až 56.000 m³/h**

Komponenty pro klimatizační techniku pro nejvyšší nároky

- Distribuční elementy Emco
- UV výbojky SterilAir
- Adsorbční odvhčování DST Seibu Giken
- Přesná klimatizace a chlazení Emicon

EMCO

STERIL AIR



DST SEIBU GIKEN

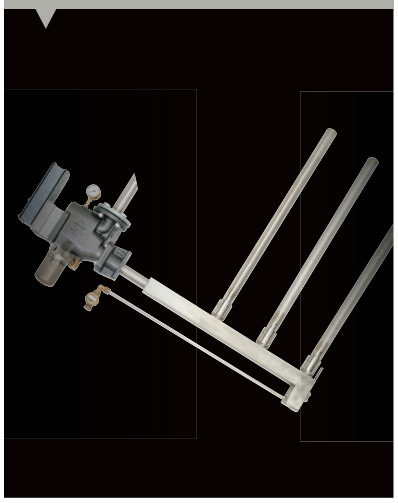
EMICON

- Zvlhčovače Condair a Defensor:
- Adiabatické vlhčení s hygienickým certifikátem
- Condair Dual
- Zvlhčování tlakovou parou Condair Esco
- Elektrické vyvíječe Condair a Defensor

CONDAIR DUAL

CONDAIR CP3

CONDAIR ESCO



DEFENSOR MK5

Flair

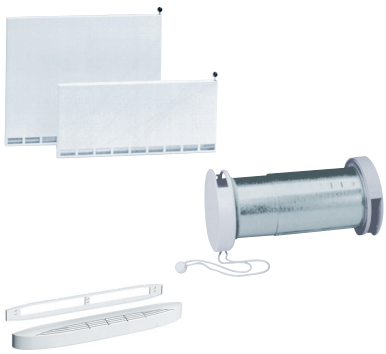
Česko – Flair, a.s.
Jihlavská 52, 140 00 Praha 4 -Michle
info@flair.cz, www.flair.cz
tel.: (+420) 241 774 105 fax: (+420) 241 774 106

Slovensko – Flair, a.s. - o.s. Slovensko
Stará Vajnorská 37, 831 04 Bratislava
info@flair.sk , www.flair.sk
tel.:(+421) 244 632 567, fax: (+421) 244 632 569

Daikin Airconditioning Central Europe
Czech Republic spol. s r. o.
budova IBC – Pobřežní 3 | 186 00 Praha 8
Tel.: +420 221 715 700 | Fax: +420 221 715 701 | e-mail: office@daikin.cz | www.daikin.cz

DAIKIN
Air Conditioning

inteligentní ventilátory
řízené skutečnou potřebou



fasádní a okenní přívodní prvky

průchozí ventilační prvky

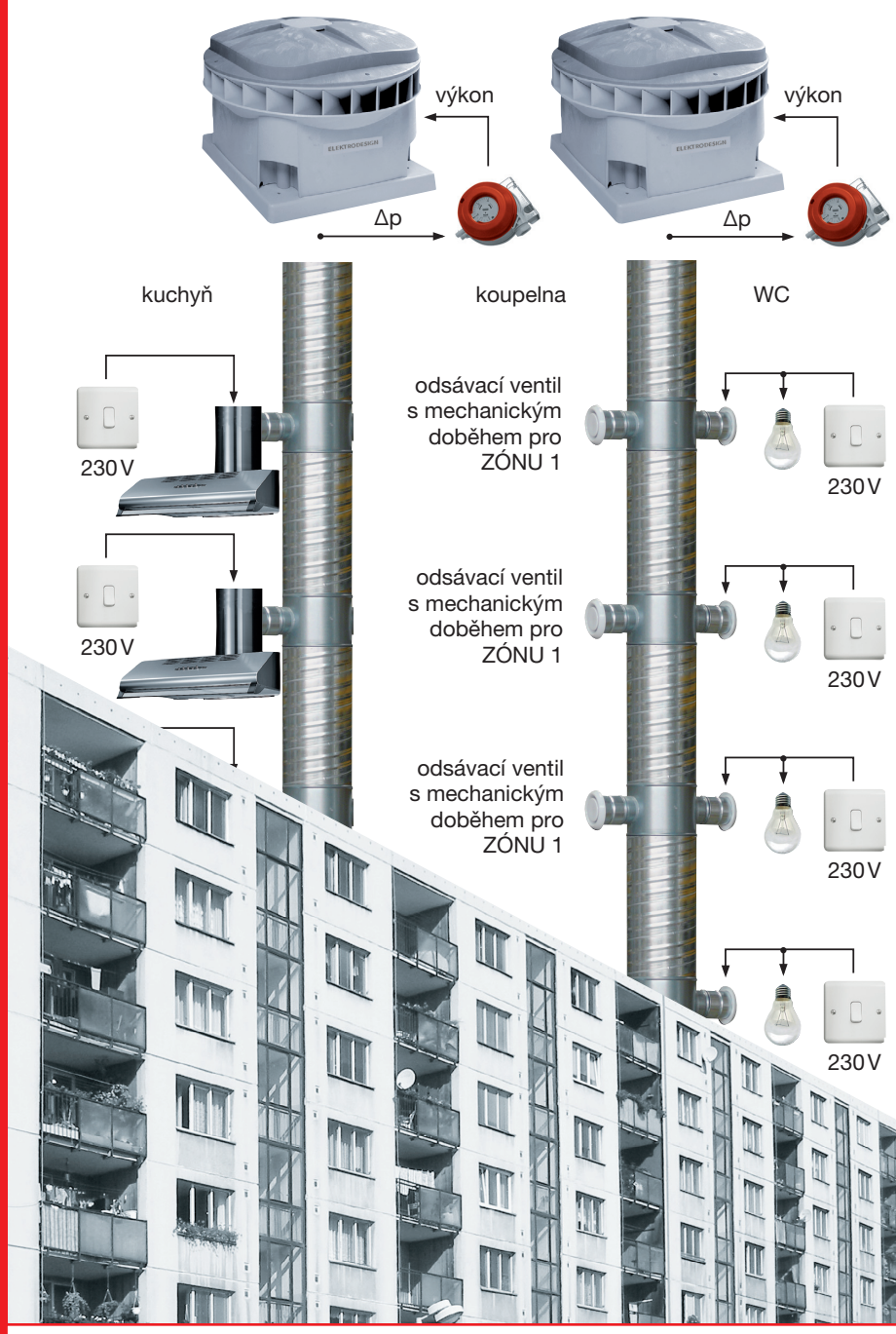
elektrické talířové ventily

ISO 9001: 2001
certifikát kvality

VENTILÁTORY
REKUPERACE

www.elektrodesign.cz

Rekonstrukce větrání bytových domů



ELEKTRODESIGN ventilátory spol. s r.o.
Praha 4, Boleslavova 15, 140 00, tel.: 241 00 10 10–11, fax: 241 00 10 90
Stará Boleslav, Boleslavská 1420, tel.: 326 90 90 10, 20, fax: 326 90 90 90
Bratislava, Stará Vajnorská 17, 831 04, tel./fax: +421 244 464 034
www.elektrodesign.cz

Řízené větrání rodinných domů a bytů

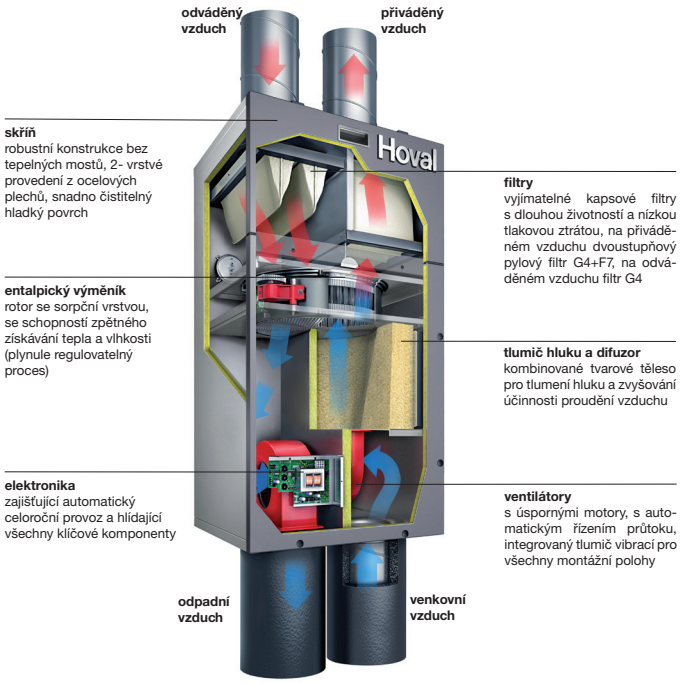
Hoval HomeVent® RS-180 a RS-250

Snižování energetické náročnosti budov (zateplování, výměna oken atd.) vede k výraznému omezení výměny vzduchu; pro zajištění kvality vzduchu je nutné doplňkové větrání. Optimální výměna vzduchu je taková, kdy je zajištěna požadovaná kvalita vzduchu při minimálních energetických ztrátách. Kvalitu vzduchu hodnotíme z pohledu obsahu CO_2 („čerstvý vzduch“) a relativní vlhkosti. Snížení energetické náročnosti se dosahuje rekuperací.

Hoval HomeVent je jediným komerčním výrobkem, který má schopnost řízené výměny vzduchu současně s regulací relativní vlhkosti. Klíčovým prvkem je tzv. „entalpický výměník“. Oč se jedná? Rotační výměník zajišťuje nejen výměnu tepla mezi vzduchem odváděným a přiváděným, ale zároveň i svojí sorpční povrchovou vrstvou váže vlhkost odcházejícího (ochlazovaného) vzduchu a předává ji vzduchu přiváděnému (čerstvému).

Schopnost vázání a přenosu vlhkosti má oproti výrobkům s konvenčním teplosměnným výměníkem mnoho výhod, například:

- relativní vlhkost je celoročně regulována v pásmu zajišťujícím pohodu
- téměř dvojnásobný energetický zisk, neboť přiváděný vzduch je současně předehříván i zvlhčován
- celoroční provoz bez vzniku kondenzátu a bez rizika zamrzání

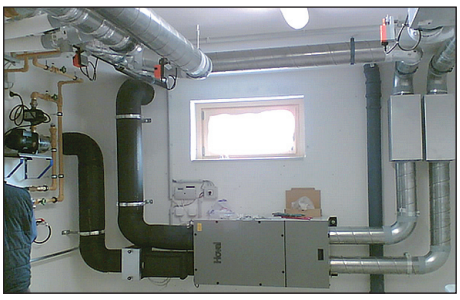


TECHNICKÁ DATA — změny vyhrazeny

		HomeVent® RS-180	HomeVent® RS-250
vzduchový výkon	m³/h	50 - 180	65 - 275
stupeň využití tepla	%	95 - 130	95 - 130
zpětné získávání tepla (regulovatelné)	%	0 - 86	0 - 86
zpětné získávání vlhkosti (regulovatelné)	%	0 - 87	0 - 87
elektrický příkon (pro 100 m³/h, 50 Pa)	W	33	50
akustický tlak (ve vzdálenosti 1 m od zařízení)	dB(A)	40 (při 100 m³/h)	46 (při 150 m³/h)
rozměry (výška x šířka x hloubka)	mm	1500 x 594 x 360	1050 x 470 x 550

Příklady aplikací:

HomeVent® RS-180



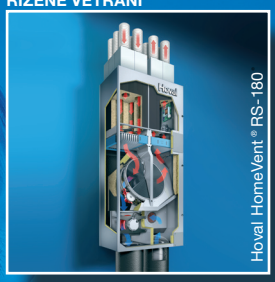
HomeVent® RS-250

Hoval CZ s.r.o.
www.hoval.cz

Komfort s každým nádechem

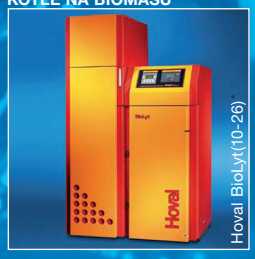
„be different“

ŘÍZENÉ VĚTRÁNÍ



KONDENZAČNÍ KOTLE

KOTLE NA BIOMASU



TEPELNÁ ČERPADLA

Hoval

S odpovědností k energii a životnímu prostředí

Profesionální měřicí přístroje pro vyšší efektivitu chladicích a klimatizačních zařízení

testo 550

Nový, digitální přístroj pro servis chladicích zařízení testo 550 Vám nabízí vysoký poměr cena / výkon

www.testo.cz/550

- Velké číslice umožňují snadné a rychlé odečtení naměřených hodnot z displeje.
- Dva teplotně kompenzované tlakové senzory měří rychle a přesně nízký i vysoký tlak a přístroj k těmto tlakům automaticky dopočítá příslušné teploty.
- Na stisknutí tlačítka se zobrazí rozdíl mezi vysokým a nízkým tlakem.
- Pouze jeden pohled na displej přístroje stačí pro přehled o výsledcích měření.
- Dva teplotní vstupy Vám zajistí současné vypočtení a zobrazení podchlazení a přehřátí.
- Stisknutím tlačítka se zobrazí teplotní rozdíl.
- Podle toho jak potřebujete si stisknutím tlačítka měníte mezi jednotlivými měřicími úlohami.
- Tři výstupy prostřednictvím nového dvoucestného bloku ventilů z kovu.
- Stabilní pouzdro chrání přístroj před nárazy.
- V průběhu měření umožňuje zavěšovací očko bezpečné umístění digitálního servisního přístroje.

Multitalent pro větrání a kvalitu vnitřního ovzduší - testo 435

www.testo.cz/multitalent

Multifunkční měřicí přístroj **testo 435** nabízí pro každou aplikaci a různé rychlosti proudění širokou škálu termických a vrtulkových sond nebo Pitotovu trubici. Analýzu a archivaci naměřených dat umožňuje komfortní software. K přístroji je možné připojit další teplotní a vlhkostní sondu bezdrátově, tzn. přenosem naměřených dat pomocí rádiového signálu.

- Pro měření ve vzduchotechnickém kanále je v termické sondě integrováno měření teploty a vlhkosti. Během jednoho měřicího cyklu je tedy možno měřit rychlost proudění, objemový průtok, vlhkost vzduchu a teplotu vzduchu.
- Pro měření na vyústkách je možno použít vrtulkové sondy s průměrem 60 mm a 100 mm ve spojení s trychtýři. Pro měření v kanále je k dispozici vrtulková sonda s průměrem 16 mm a velkým měřicím rozsahem 0,6 až 40 m/s.
- Pro měření při vysoké rychlosti nebo znečištěném vzduchu je ideální použít Pitotovu trubici.V přístrojích testo 435-3 a 435-4 je k tomu účelu integrována diferenční tlaková sonda 25 hPa.

testo 435

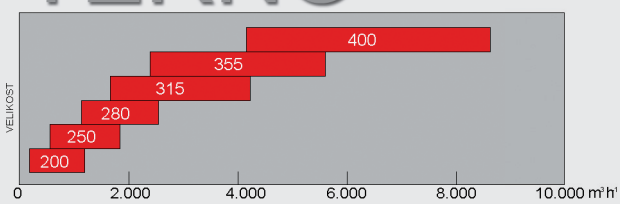
- Paměť pro 10.000 naměřených hodnot
- Počítačový software pro analýzu, archivaci a dokumentaci naměřených dat
- Sonda IAQ, sonda lux a sonda pohody prostředí
- Termické sondy, měření vrtulkou a integrovaná sonda diferenčního tlaku pro měření Pitotovou trubicí
- Rádiová sonda pro teplotu a vlhkost
- Třída krytí IP54

V případě Vašeho zájmu o zaslání podrobnějších informací o našich přístrojích, nebo Vašeho zájmu o jejich předvedení nás kontaktujte na:

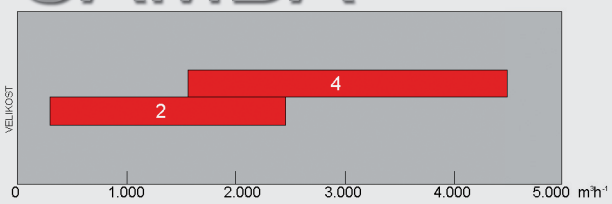
Testo, s.r.o.
Jinonická 80, 158 00 Praha 5
tel.: 257 290 205 • fax: 257 290 410 • e-mail: info@testo.cz • www.testo.cz

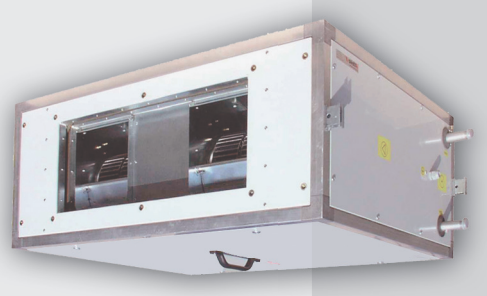
ALTEKO
VZDUCHOTECHNIKA

TERNO

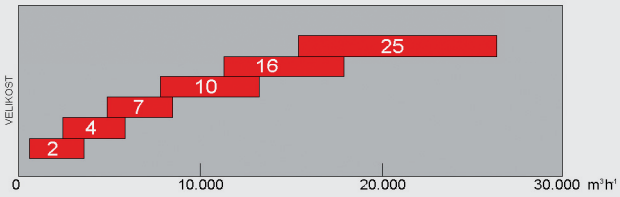


SAMBA

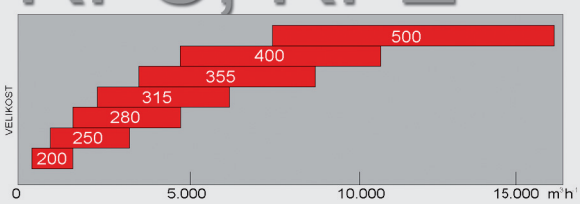


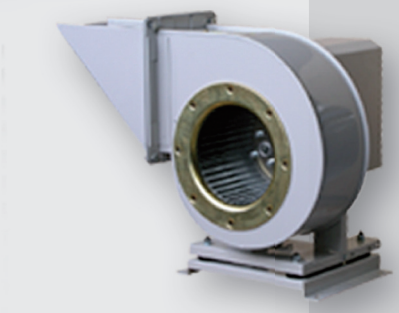


TANGO



RFC, RFE



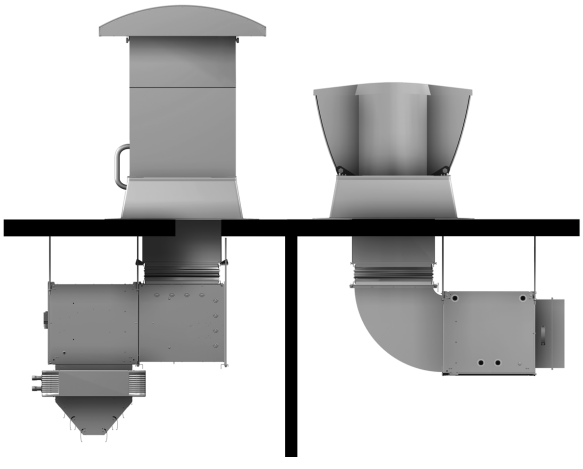


vzduch s přidanou hodnotou

www.alteko.cz

Air Eco$_2$nomy®

Rekuperační systém SAHARA-Ergo umožňuje využitím vzájemně sladěných decentralizovaných jednotek SAHARA MAXX HD, střešních ventilátorů RoofJETT a regulace MATRIX 4000 vysoce optimalizovanou výměnu tepla mezi přiváděným a odsávaným vzduchem i v navzájem oddělených prostorech.



Decentralizovaná rekuperace GEA = Úspora Vašich nákladů na energii

Chcete bojovat proti neustále se zvyšujícím cenám za energii? Instalujte decentralizovaný rekuperační systém od firmy GEA SAHARA-Ergo. Tento systém zabezpečuje hospodárné vytápění a větraní průmyslových objektů, sportovních hal, nákupních center a výrazně snižuje Vaše provozní náklady.

Rekuperační systém SAHARA-Ergo využívá:

- Tlakově stabilní tiché ventilátory s optimálním množstvím vzduchu.
- Vysoce účinné výměníky pro rekuperaci s oběhovým systémem.
- Topný výměník k zajištění optimálního pracovního prostředí.
- Sekundární žaluzie GEA k optimálnímu rozdělení přiváděného vzduchu.
- Komplexní regulační systém MATRIX k dosažení až 70% účinnosti zpětně získaného tepla.

GEA LVZ, a.s.

Vesecká 1 • 463 12 Liberec 25 • Tel.: 485 225 111 • Fax: 485 225 112 • www.gealvz.cz

EKOKLIMA®

akciová společnost

Jeřábkova 730

39901 MILEVSKO

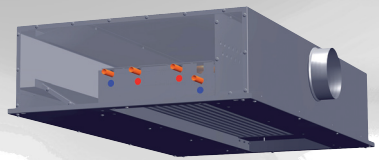
e-mail: ekoklima@ekoklima.cz, www.ekoklima.cz

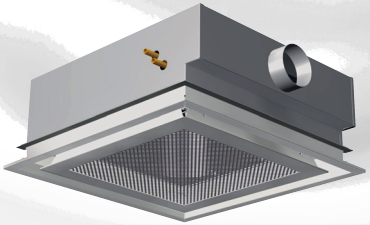
tel.: 382 521 144; fax.: 382 521 450

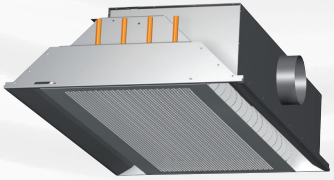
Projektování, dodávky, montáž, servis souborů TZB :
vzduchotechnika, klimatizace, chlazení, topení, ZTI, izolace

TROX® TECHNIK
The art of handling air

Energeticky výhodné - nový design







NOVÁ ŘADA INDUKČNÍCH JEDNOTEK TROX

DID-E	Vodorovný výfuk vzduchu, V=36-281 m^3/hod vzduchu B: 900,1200 a 1500mm,Q_{chlad}do 1000W, Q_{top} do 500W
DID604	Výfuk do čtyř stran, V=10-180m^3/hod vzduchu L: 600mm a 1200mm, Q_{chlad}do 1600W, Q_{top} do 1700W
DID632	V=18-252m^3/hod vzduchu L: 900-3000mm, B: 600mm, Q_{chlad} do 2500W, Q_{top} do 3000W
DID312	V=18-252m^3/hod vzduchu, L: 600-3000mm, B: 300mm, Q_{chlad} do1800W, Q_{top} do 1250W
BID	Podlahová indukční jednotka, V=14-144 m^3/hod vzduchu B: 1100-1849mm, T: 404mm, Q_{chlad} do 1030W, Q_{top} do 1225W

K dispozici je kompletní sortiment indukčních jednotek, projektové podklady a návrhové programy

TROX® TECHNIK
The art of handling air

TROX GmbH
organizační složka
Ďáblická 2
182 00 Praha 8

Telefon +420 2 83 880 380
Telefax +420 2 86 881 870
e-mail trox@trox.cz
http:// www.trox.cz

AIRFLOW™

SPECIALISTS IN AIR MOVEMENT TECHNOLOGY

- **měřicí přístroje pro vzduchotechniku**
- **radiální nízkotlaké ventilátory**
- **koupelnové designové ventilátory**
- **sondy a čidla pro měření a monitorování VZT systémů**
- **kalibrace a servis**

Airflow Lufttechnik GmbH, organizační složka Praha, Hostýnská 520, 108 00 Praha 10, Tel./fax: 274 772 230 nebo 274 772 370, www.airflow.cz, e-mail: info@airflow.cz

DAP-PROVMEX a.s.

VZDUCHOTECHNIKA - KLIMATIZACE

Jižní 870, 500 03 Hradec Králové
Tel: 495 546 071
Fax: 495 407 183
www.dap-provmex.cz

Projekce, výroba, montáž a servis

vzduchotechnických a klimatizačních zařízení, ústředního vytápění, chlazení, systémů měření a regulace

Společnost pro techniku prostředí děkuje za spolupráci a podporu při přípravě

19. konference Klimatizace a větrání 2010

mediálním partnerům konference:

časopis Vytápění, větrání, instalace

internetový portál www.tzb-info.cz

časopis Topenářství instalace

Název publikace	19. konference Klimatizace a větrání 2010
Autor	kolektiv
Vydal	Společnost pro techniku prostředí, Novotného lávka 5, Praha 1
Rok vydání	2010
ISBN	978-80-02-02202-2