

Ing. Daniel ADAMOVSKEJ
 ČVUT v Praze fakulta stavební,
 katedra TZB

Hodnocení rekuperačních výměníků metodou exergií tepelných toků

Evaluation of Recuperative Exchangers by Heat Flow Exergy Methods

Recenzent
 doc. Ing. Karel Brož, Csc.

V článku se rozlišují pojmy teplotní účinnosti a exergetické účinnosti rekuperačních výměníků tepla používaných ve vzduchotechnice. Teoretické hodnoty exergetické účinnosti jsou ověřeny laboratorními měřeními na dvou typech výměníků (plochý deskový a s gravitačními tepelnými trubkami) pro různé tepelné kapacity přiváděného a odváděného proudu vzduchu. Dále je prezentováno provozní měření na větším deskovém výměníku v existujícím zařízení při stejných tepelných kapacitách přiváděného a odváděného vzduchu.

Klíčová slova: energie, exergie, anergie, účinnost, teplotní účinnost, výměník tepla.

The article describes the differences between the temperature efficiency and exergy efficiency of recuperative heat exchangers used in ventilating. Theoretical values of the exergy efficiency are verified by laboratory measurements of two type of heat exchangers (flat plate and heat pipe ones) under different heat capacities of inlet and outlet air flows. Also results of the operational measurements on existing flat plate heat Exchange under equal heat capacities of air flows are presented.

Key words: energy, exergy, anergy, efficiency, temperature efficiency, heat Exchange.

ÚVOD

Exergetická analýza tepelných systémů je metoda vzniklá v sedmdesátých letech minulého století. Pro zvýšení účinnosti tepelných procesů využívá termodynamické optimalizace, nebo-li metody minimalizace nárůstu entropie (EGM – entropy generation minimization). Touto analýzou se od počátku zabývalo mnoho prací. Souhrnnými pracemi zaměřenými na teoretické základy s návazností na výměníky tepla a další tepelné systémy jsou publikace [1] a [2]. Citované metody jsou principiálně velmi složité. Tento článek si klade za cíl seznámit veřejnost s metodou, která jednoduchým výpočtem umožní posoudit kvalitu provozu rekuperačního výměníku při různých stavech, které v ročním běhu větracího systému nastanou.

Energetické bilance výměníku používané v technické praxi vycházejí z 1. termodynamické věty a zahrnují pouze okamžité kvantitativní stránky tepelných toků. Nelze v nich proto vůbec nebo jen v omezené míře definovat transformaci části energie (exergie) na méně hodnotnou energii (anergii), neboli tzv. ztráty energie podmíněné nevrátností dějů, které lze omezit účelným vedením procesů přenosu tepla. Tyto vlastnosti můžeme vyjádřit exergiemi tepelných toků, srovnávající různé tepelné toky na společném základě.

1. KRITERIUM TEPLOTNÍ ÚČINNOSTI

Definice nejčastěji používaného parametru při posuzování rekuperačních výměníků, tj. teplotní účinnosti vychází z obecné účinnosti zpětného získávání tepla η_R . Obecná účinnost je definována poměrem rekuperovaného tepelného výkonu Q_R k celkovému výkonu Q_{\max} [3], který je možné získat při využití celého teplotního spádu mezi vnitřním (ochlazovaným) a venkovním (ohříváním) vzduchem.

$$\eta_R = \frac{Q_R}{Q_{\max}} = \frac{Q_R}{Q_i - Q_e} \quad [-] \quad (1)$$

Vnější pohled na výměník umožňuje nezabývat se přeměnami energie uvnitř, což výrazně zjednoduší celý problém. Ovšem za cenu, že nejsme schopni posoudit kvalitu procesů ve výměníku. Budeme předpokládat, že ochlazujeme odváděný vzduch nad teplotu jeho rosného bodu, platí tedy $x_{i1} = x_{i2}$. Rovněž předpokládáme rovnost hustot a měrných tepelných kapacit při stálém tlaku tak, že: $\rho_{e1} = \rho_{e2} = \rho_e$; $c_{pe1} = c_{pe2} = c_{pe}$; $\rho_{i1} = \rho_{i2} = \rho_i$; $c_{pi1} = c_{pi2} = c_{pi}$. Potom můžeme jednotlivé tepelné výkony Q_R , Q_i a Q_e vyjádřit následovně:

$$Q_R = V_e \cdot \rho_e \cdot c_{pe} \cdot (t_{e2} - t_{e1}) \quad [\text{W}] \quad (2)$$

$$Q_i = V_i \cdot \rho_i \cdot c_{pi} \cdot t_{i1} \quad [\text{W}] \quad (3)$$

$$Q_e = V_e \cdot \rho_e \cdot c_{pe} \cdot t_e \quad [\text{W}] \quad (4)$$

kde

V – objemový průtok vzduchu [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$],

ρ – hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],

c_p – měrná tepelná kapacita za stálého tlaku [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],

t – teplota vzduchu [$^{\circ}\text{C}$],

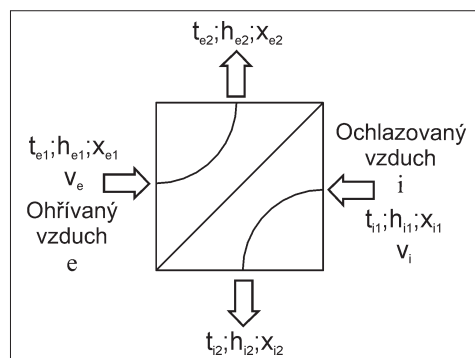
i – index ochlazovaného (vnitřního) proudu vzduchu

e – index ohřívajícího (vnějšího) proudu vzduchu

Dosadíme-li rovnice jednotlivých tepelných výkonů (2) až (4) do rovnice (1) s přihlednutím k předchozím podmínkám obdržíme známý vztah pro teplotní účinnost.

$$\eta_{Rt} = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{V_i \cdot \rho_i \cdot c_{pi} \cdot t_{i1} - t_{e1}} \quad [-] \quad (5)$$

Teplotní účinnost charakterizuje efektivnost transportního pochodu ve výměníku. Tato účinnost je nejpoužívanější v technické praxi, protože umožňuje vzájemné porovnávání výměníků. Nevýhodou je absence přímého vyjádření vázaného tepla ve výpočtu a posouzení pouze z hlediska I. zákona termodynamiky. Pokud chceme zahrnout i parciální kondenzaci vodní páry obsažené v interiérovém odváděném vzduchu, když $x_{i1} > x_{i2}$ je výhodnější přeformulovat rovnici (1) na tzv. entalpickou účinnost rekuperace [3]. Vyžadujeme-li hlubší pohled do nitra přenosů energie mezi toky vzduchu, tak je nutné vzít v úvahu i okolnosti vyplývající z II. zákona termodynamiky.



Obr. 1
 Obecné schéma rekuperačního výměníku

2. KRITERIUM EXERGETICKÉ ÚČINNOSTI

Exergie tepelného toku vyjadřuje nejvyšší potenciál, který lze teoreticky využít ke konání práce, naopak anergie vyjadřuje energii, kterou nelze přímo využít pro posuzovaný proces. Exergie tepelných toků mají přirozený nulový bod ve stavu okolí a ohodnocují tak v souladu s II. termodynamickým zákonem kvalitu přenosu tepelných toků, resp. transformovatelnost energie. Při těchto znalostech je posléze možné definovat parametry a kroky směřující k návrhu výměníku s maximální transformací exergie, tudíž minimálním nárůstem entropie a tedy s vysokou účinností. Užitím exergie a anergie lze podle prof. Ranta [4] přeformulovat i první a druhou termodynamickou větu:

- I. Zákon o zachování energie – při všech procesech zůstává suma exergie a anergie konstantní.
- II. Zákon o znehodnocování energie – při všech nevratných procesech se mění exergie na anergii. Pouze u vratných procesů zůstává exergie konstantní.

Rekupační výměníky typu vzduch – vzduch, jejichž exergetické analýze se věnujeme, pracují ve smyslu uvedených zákonů v nevratných změnách. Změny exergie a anergie vyvolané sdělenými tepelnými toky jsou závislé na vlastnostech teplosměnných ploch. Pro posuzování výměníků zpětného získávání tepla je dále zkráceně odvozeno několik vztahů pro exergii tepelného toku, tři exergetických účinností a exergetických faktorů.

Změnu měrné exergie de látky při průchodu otevřenou termodynamickou soustavou lze vyjádřit vztahem podle [4]:

$$de_x = dh - T_0 ds \quad [\text{J.kg}^{-1}] \quad (6)$$

V rovnici 6 je uvedena teplota T_0 definující teplotu okolí termodynamické soustavy. Správné stanovení je důležité, měla by být nižší než kterákoliv z pracovních teplot vyhodnocovaného systému. Ovšem jak je patrné z následující rovnice (12) pro stanovení parametru okolí je potřebná znalost i dalších veličin, aby ve výpočtu bylo zahrnuto citelné i vázané teplo. Pro potřeby následujícího vyhodnocení rekupačních výměníků byla T_0 stanovena rovna teplotě ohřívajícího proudu vzduchu na vstupu do výměníku T_{e1} , která je v celé bilanci nejnižší. V průběhu měření se výrazně měnila, to ovšem výsledky negativně neovlivnila.

Při izobarickém sdělení tepla je ve smyslu druhého tvaru I. termodynamického zákona změna měrné entalpie dh rovna sdělenému měrnému teplu dq . Probíhá-li sdělení tepla vratně, pak změna měrné entropie $ds = dq \cdot T^{-1}$ a vztah (6) lze upravit do tvaru:

$$de_x = dq - T_0 \cdot \frac{dq}{T} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot dq \quad [\text{J.kg}^{-1}] \quad (7)$$

Uvažujeme-li dílčí úsek výměníku ve kterém ochlazovaný vzduch i odevzdává teplo ohřívajícímu vzduchu e , pak vzduch i předá tepelným tokem dQ ve smyslu rovnice (7) tok exergie:

$$dE_i = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \cdot dQ \quad [\text{W}] \quad (8)$$

Chladný vzduch e však dostane pouze tok exergie:

$$dE_e = \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) \cdot dQ \quad [\text{W}] \quad (9)$$

kde:

T_i – termodynamická teplota ochlazovaného vzduchu i [K]

T_e – termodynamická teplota ohřívajícího vzduchu e [K]

Rozdíl $dE_i - dE_e$ je exergie ztrátového tepelného toku dE vyjádřená vztahem:

$$dE = dE_i - dE_e = T_0 \cdot dQ \left(\frac{T_i - T_e}{T_i \cdot T_e} \right) \quad [\text{W}] \quad (10)$$

Pro rekupační výměník (obr. 1) je výhodné sestavit bilanci exergií tepelných toků na vstupech a výstupech výměníku, která zahrnuje i exergii ztrátového tepelného toku ΔE . Spolu s dále popsány účinnostmi je ΔE důležitý ukazatel kvality využití tepla z ochlazovaného vzduchu při provozu výměníku ZZT.

$$E_{e1} + E_{i1} = E_{i2} + E_{e2} + \Delta E \quad [\text{W}] \quad (11)$$

kde

E_{e1} – exergie tepelného toku vstupního ohřívajícího vzduchu [W],

E_{i1} – exergie tepelného toku vstupního ochlazovaného vzduchu [W],

E_{i2} – exergie tepelného toku výstupního ochlazovaného vzduchu [W],

E_{e2} – exergie tepelného toku výstupního ohřívajícího vzduchu [W],

ΔE – exergie ztrátového tepelného toku [W].

Exergie jednotlivých tepelných toků vzduchu o teplotě T lze vypočítat v návaznosti na rovnice (8) a (9) [3]:

$$E = \frac{V \cdot \rho}{(1+x)} (h - h_{e1}) \cdot \left(1 - \frac{T_{e1}}{T}\right) \quad [\text{W}] \quad (12)$$

kde

x – měrná vlhkost vzduchu [kg/kg_{s,v}],

h – měrná entalpie vzduchu [J/kg_{s,v}].

Z rovnice (12) vyplývá, že exergie tepelného toku vstupního ohřívajícího vzduchu $E_{e1} = 0$, protože $T_0 = T_{e1}$.

Poměr mezi exergií tepelného toku E a energií tepelného toku Q je podle prof. Ranta, který pojmenoval transformovatelný podíl energie, exergií a díl netransformovatelné energie, anergii, nazývan exergetickým faktorem [4]. Exergetické faktory můžeme definovat pro ohřívající vzduch $\varepsilon_{ex,e}$ (3.61) a ochlazovaný vzduch $\varepsilon_{ex,i}$ (3.62):

$$\varepsilon_{ex,e1} = \frac{E_{e1}}{Q_{e1}} = 0 \quad [-], \quad \varepsilon_{ex,e2} = \frac{E_{e2}}{Q_{e2}} \quad [-] \quad (13)$$

$$\varepsilon_{ex,i1} = \frac{E_{i1}}{Q_{i1}} \quad [-], \quad \varepsilon_{ex,i2} = \frac{E_{i2}}{Q_{i2}} \quad [-] \quad (14)$$

Pro hodnocení výměníku jsou vedle exergií tepelných toků stanoveny ještě exergetické účinnosti popisující efektivitu přenosu tepelných toků mezi proudy vzduchu v výměníku.

a) Exergetická účinnost přenosu tepla z ochlazovaného do ohřívajícího vzduchu $\eta_{ex,p}$

$$\eta_{ex,p} = \frac{E_{e2} - E_{e1}}{E_{i1} - E_{i2}} \quad [-] \quad (15)$$

b) Exergetická účinnost využití tepla z ochlazovaného vzduchu $\eta_{ex,i}$

$$\eta_{ex,i} = \frac{E_{i1} - E_{i2}}{E_{i2}} = 1 - \frac{E_{i2}}{E_{i1}} \quad [-] \quad (16)$$

c) Celková exergetická účinnost $\eta_{ex,c}$

$$\eta_{ex,c} = \eta_{ex,p} \cdot \eta_{ex,i} = \frac{E_{e2}}{E_{i1}} \quad [-] \quad (17)$$

3. HODNOCENÍ VÝMĚNÍKY ZZT

V současné době máme naměřeny a vyhodnoceny tři rekuperační výměníky. První dva byly měřeny v laboratorních podmínkách, třetí v podmínkách provozu větracího systému veřejného bazénu. Laboratorní měření se uskutečnilo na experimentálním pracovišti Technické fakulty České zemědělské univerzity v Praze. Hlavními částmi experimentálního zařízení je starší větrací jednotka Duplex 600 s deskovým rekuperačním výměníkem, paralelně je zapojen výměník z gravitačních tepelných trubíc TNB6. Schéma měřených výměníků je uvedeno na obr. 2. Oba výměníky jsou osazeny vlastními ventilátory na proudy ohřívajícího a ochlazeného vzduchu. Ohřívající vzduch e je přiváděn přes obvodovou konstrukci z venkovního prostředí a po prostupu výměníkem je vyfouknut volně do prostoru laboratoře. Ochlazovaný vzduch i je nasáván přes teplovodní ohřivač vzduchu, kterým lze regulovat teplotu vzduchu t_{i1} maximálně na 40 °C.

Provozní měření proběhlo na větrací jednotce AT 20x16 AL-KO Lufttechnik vybavené deskovým rekuperačním výměníkem. Jednotka je součástí systému větrání veřejného bazénu. Bazén se nachází v areálu České zemědělské univerzity v Praze 6. Měření probíhalo za běžného provozu od ledna do června 2005, čímž bylo dosaženo hodnot reprezentujících zimní, přechodné i letní klimatické podmínky.

Pro vyhodnocení výměníků byly na každém měřeny následující hodnoty (obr. 2):

- teploty ochlazeného vzduchu na vstupu t_{i1} a výstupu t_{i2} [°C],
- relativní vlhkosti ochlazeného vzduchu na vstupu φ_{i1} a výstupu φ_{i2} [-],
- teploty ohřívajícího vzduchu na vstupu t_{e1} a výstupu t_{e2} [°C],
- relativní vlhkosti ohřívajícího vzduchu na vstupu φ_{e1} a výstupu φ_{e2} [-],
- rychlosti proudění ochlazeného a ohřívajícího vzduchu v_i, v_e [m.s⁻¹]

Teploty a relativní vlhkosti byly měřeny testovanými teploměry a psychrometry Ahlborn FH 9646-11 a FH 9636 51B, připojenými na měřicí ústřednu Ahlborn Almemo 5990-2. Měřicí čidla byla záměrně duplikována pro vzájemnou kontrolu. Měrné entalpie, vlhkosti a hustoty byly stanoveny podle známých vztahů [5]. Rychlosti proudění vzduchu byly u laboratorního měření měřeny vrátkovým anemometrem THIES CLIMA umístěným v středu průřezu. Objemová množství přiváděného a odváděného vzduchu byla vypočtena tzv. bodovou metodou.

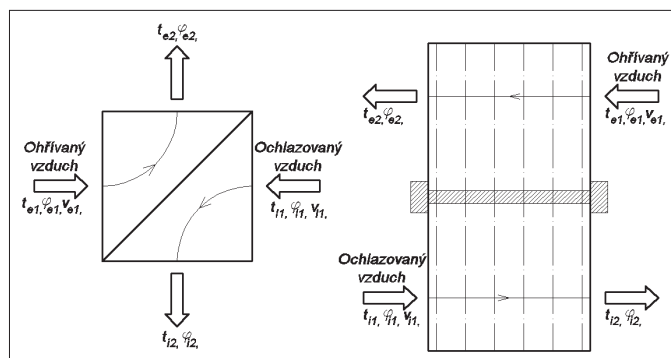
Objemový průtok vzduchu při provozním měření byl stanoven jinou metodou [6]. Vzhledem k rozměrům potrubí 1000 x 625 mm pro odpadní vzduch z bazénu V_i a 800 x 785 mm pro čerstvý vzduch přiváděný do bazénu V_e , proběhlo stanovení průtoků vzduchu V_i a V_e na základě měření rychlosti v bodech rozděleného průřezu na jednotlivé obdélníky s přibližně stejnou plochou. Pro měření byla použita Prandtlova trubice s vyznačenou stupnicí pro měření hloubky vnoření do průřezu. V následujícím textu je použit poměr průtoků ochlazeného V_i k ohřívajícímu V_e vzduchu značený $\kappa = V_i/V_e$.

Technické parametry posuzovaných výměníků ZZT:

A) Laboratorně měřený deskový rekuperační výměník:

- součást jednotky Duplex 600,
- křížový směr proudů vzduchu,
- těleso výměníku je vyrobeno z retardovaného plastu,
- maximální objemový tok přiváděného a odváděného vzduchu: 600 m³.h⁻¹,
- rozměry jednotky: výška 0,61 m, hloubka 0,33 m, šířka 1,30 m,
- hmotnost: 65 kg,
- elektrický příkon motorů ventilátorů: 2 x 190 W,
- maximální počet otáček ventilátoru: 1850 ot. min.⁻¹.

B) Laboratorně měřený výměník z gravitačních tepelných trubíc:



Obr. 2. Schéma měřených veličin deskového výměníku a výměníku z tepelných trubíc

- maximální objemový tok přiváděného a odváděného vzduchu: 7000 m³.h⁻¹,
- rozměry výměníku: výška 1,70 m, hloubka 0,41 m, šířka 0,70 m,
- typ žebrované trubky, vytlačovaná čistě hliníková,
- vnější průměr trubky bez lamely / s lamelou 25 mm / 53 mm,
- činná délka trubíc 1450 mm,
- rozteč lamel trubice 2,5 mm,
- počet lamel na 1 m délky trubice 330,
- počet řad trubíc / počet trubíc v řadě 6/8,
- celkový počet trubíc 48,
- podélná / příčná rozteč trubíc v řadě 62 mm / 62 mm,
- hmotnost 119 kg.

C) Provozně měřený deskový rekuperační výměník:

- součást sestavné jednotky AT 20x16 AL-KO Lufttechnik,
- křížový směr proudů vzduchu,
- těleso výměníku je vyrobeno z hliníku,
- maximální objemový tok přiváděného a odváděného vzduchu: 17 000 a 18 000 m³.h⁻¹,
- rozměry výměníku: výška 1,2, šířka 1,2, hloubka 1,0 m,
- hmotnost: neznámá,
- elektrický příkon motorů ventilátorů: 2 x 7,5 kW.

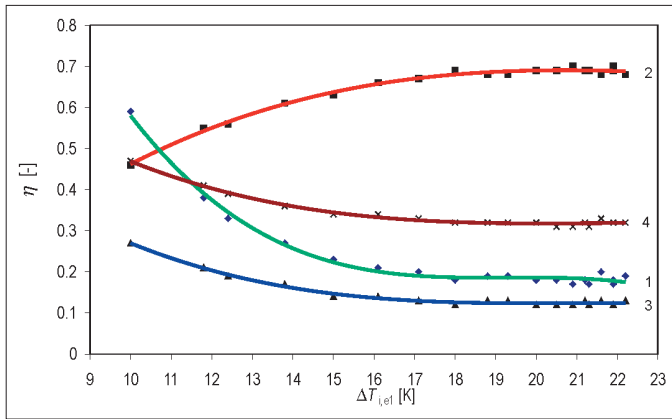
4. VÝSLEDKY A DISKUZE

4.1 Laboratorní měření

Oba výměníky zpětného získávání tepla z větracího vzduchu byly posuzovány za shodných podmínek popsaných v předchozích odstavcích. V této části jsou shrnuty společně i rozdílné parametry zjištěné z laboratorního ověřování [7], [8]. Průběhy jednotlivých účinností, exergií a exergetických účinností jsou vyneseny v závislosti na rozdílu vstupních teplot ochlazeného a ohřívajícího proudů vzduchu $\Delta T_{i,e1}$. Důvodem je přehled chování výměníku během různých stavů, jaké se v průběhu roku objeví.

Obecně lze shrnout, že jednotlivé exergetické účinnosti mají stejné průběhy v závislosti na teplotním spádu $\Delta T_{i,e1}$, přičemž výměník z tepelných trubíc vykazuje ve většině případů vyšší hodnoty. Obdobné trendy jsou patrné i u ostatních parametrů jako je poměrné rozložení exergií tepelných toků.

Pro oba výměníky platí shodný průběh rostoucí exergetické účinnosti využití tepla z ochlazeného vzduchu $\eta_{ex,i}$ s nárůstem teplotního rozdílu $\Delta T_{i,e1} = T_{i1} - T_{e1}$ (obr. 3 a 4). Charakter průběhu $\eta_{ex,i} = f(\Delta T_{i,e1})$ platí pro všechny poměry ochlazeného a ohřívajícího vzduchu $\kappa = V_i/V_e$ a potvrzuje Fourierův a Newtonův zákon o sdílení tepla kondukcí a konvekcí. Příčinou je zvyšující se sdílený tepelný tok mezi ochlazeným i a ohřívajícím vzduchem e , čehož důsledkem sice roste exergie tepelného toku ochlazeného vzduchu na výstupu z výměníku E_{i2} , ale dalece méně než na vstupu E_{i1} . Z toho vyplývá ve smyslu vztahu 16 růst účinnosti $\eta_{ex,i}$. Snahou je omezit růst exergie tepelného toku výstupního ochlazeného vzduchu



Obr. 3. Závislost změny exergetických účinností a teplotní účinnosti deskového rekupečního výměníku na rozdíl vstupních teplot při poměru průtoků ochlazovaného a ohřívajícího proudu vzduchu $\kappa = V_1/V_0 = 1,02$

- 1 – $\eta_{ex,p}$ – exergetická účinnost přenosu tepla z ochlazovaného do ohřívajícího vzduchu
 2 – $\eta_{ex,i}$ – exergetická účinnost využití tepla z ochlazovaného vzduchu
 3 – $\eta_{ex,c}$ – celková exergetická účinnost
 4 – η_{Ri} – teplotní účinnost

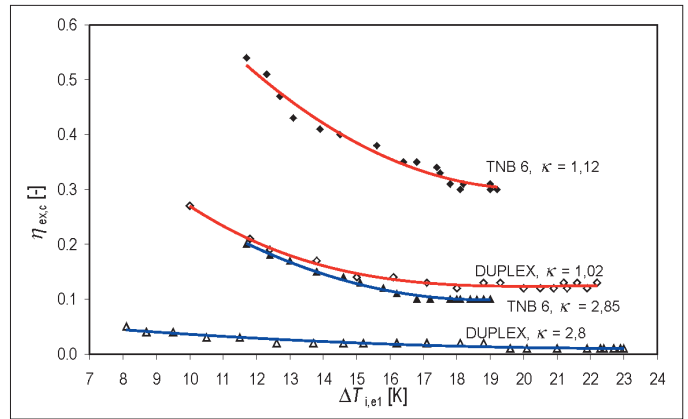
E_{i2} , která jinak zůstane nevyužita. To lze dosáhnout zvětšením teplosměnné plochy výměníku a také vyšším stupněm turbulence proudění daným rychlostí proudícího vzduchu, tvary a povrchy teplosměnných ploch.

V případě téměř rovnoobjemového provozu ($\kappa = 1,02$ pro deskový a $\kappa = 1,12$ pro výměník z tepelných trubíc) dosahuje rozdíl mezi účinnostmi $\eta_{ex,i}$ průměrně 0,2 ve prospěch výměníku z tepelných trubíc. Naopak při větším množství ochlazovaného V_1 než ohřívajícího V_0 vzduchu procházejících výměníkem jsou výsledné účinnosti vyšší a vyrovnanější u deskového než u výměníku z tepelných trubíc. V tomto případě, kdy κ je v obou měřeních 2,8 (obr. 5) je rozdíl mezi účinnostmi výměníků 0,11 až 0,32, přičemž s rostoucím $\Delta T_{1,e1}$ se snižuje.

Exergetická účinnost přenosu tepla z ochlazovaného do ohřívajícího vzduchu $\eta_{ex,p}$ klesá s nárůstem teplotního spádu $\Delta T_{1,e1}$. Charakter průběhu je u obou výměníků shodný s velmi strmým poklesem na počátku. Ve smyslu vztahu 15 má na pokles největší vliv růst rozdílu exergií ochlazovaného vzduchu $E_{i1} - E_{i2}$. V zásadě se zvyšujícím se rozdílem teplot $\Delta T_{1,e1}$ rostou všechny exergie, ale exergie tepelného toku ochlazovaného vzduchu na vstupu do výměníku E_{i1} roste nejvíce. Jejich nárůst v rozmezí 10 K měřeného teplotního rozdílu $\Delta T_{1,e1}$ je 3 až 4 násobný, zatímco u ostatních je růst maximálně dvojnásobný.

Zajímavý je u rovnoobjemových provozů výrazný rozdíl mezi hodnotami účinností $\eta_{ex,p}$, kdy výměník z tepelných trubíc dosahuje při nárůstu $\Delta T_{1,e1} = 9$ K poklesu hodnot z 0,98 na 0,42 a deskový z 0,59 na 0,19. Stejný vztah lze vysledovat i u ostatních provozních stavů, zejména u $\kappa = 2,8$, kdy u deskového výměníku nepřesahují hodnoty $\eta_{ex,p}$ 0,1, zatímco u trubkového se pohybují mezi 0,2 až 0,4. Protože je účinnost $\eta_{ex,p}$ významným měřítkem využití odpadního tepla obsaženého v odváděném větracím vzduchu, je výrazně ovlivněna i celková exergetická účinnost $\eta_{ex,c}$ daná rovnicí (17).

Celková exergetická účinnost výměníku $\eta_{ex,c}$ klesá s nárůstem teplotního rozdílu $\Delta T_{1,e1}$. Ačkoliv je u výměníku z tepelných trubíc pokles účinnosti výrazně vyšší než u deskového jsou jejich hodnoty přesto dvojnásobné. Vše je patrné na obr. 5, kde jsou znázorněny průběhy celkových exergetických účinností deskového výměníku a výměníku z tepelných trubíc v závislosti na teplotním spádu $\Delta T_{1,e1}$ pro téměř rovnoobjemový provoz a provoz s výrazným převísem ochlazovaného nad ohříváním vzduchem. Z grafu na obr. 5 je rovněž patrný vliv poměru $\kappa = V_1/V_0$ na celkovou exergetickou účinnost, která výrazně klesá s rostoucím $\kappa \geq 1$ u obou výměníků. Vliv κ klesajícího pod hodnotu $\kappa = 1$ (větší množství ohřívajícího než ochlazova-



Obr. 5. Porovnání průběhu celkových exergetických účinností v závislosti na rozdílu vstupních teplot vzduchu pro deskový výměník a výměník z tepelných trubíc pro poměry κ

Pozn.: plné značky – výměník z gravitačních tepelných trubíc TNB 6, prázdné značky – deskový výměník Duplex; červená křivka – rovnoobjemový provoz, modrá křivka – provoz s větším množstvím ochlazovaného než ohřívajícího vzduchu

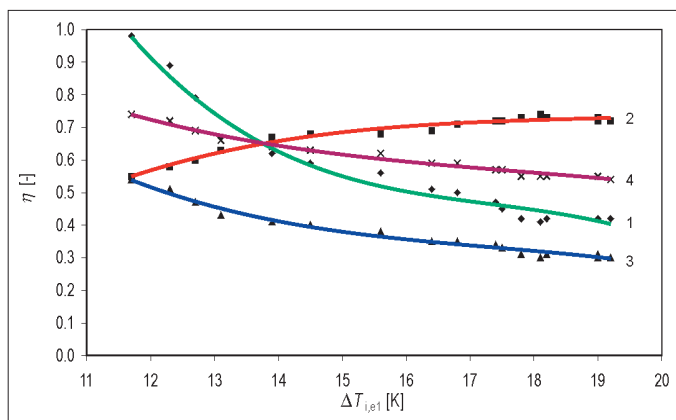
ného vzduchu) na celkovou exergetickou účinnost nelze bohužel z těchto měření jednoznačně vyjádřit.

Teplotní účinnosti η_{Ri} (5) byly vypočteny pro oba výměníky pouze pro téměř rovnoobjemové stavy. V obou případech účinnost η_{Ri} klesá s nárůstem teplotního rozdílu $\Delta T_{1,e1}$. Výměník z tepelných trubíc dosahuje vyšší teplotní účinnosti v rozsahu 0,54 až 0,74, deskový výměník pouze 0,32 až 0,41. Teplotní účinnost slouží pro srovnání s celkovou exergetickou účinností. U obou výměníků je teplotní účinnost η_{Ri} vyšší než celková exergetická $\eta_{ex,c}$. Průběh teplotních účinností je tvarem velmi podobný průběhu celkové exergetické účinnosti. V případě zkoumaného deskového výměníku dokonce platí $\eta_{ex,c} = \eta_{Ri} - 0,2$. Takto jednoduchá závislost nebyla u výměníku z tepelných trubíc nalezena, rozdíl mezi účinnostmi $\eta_{ex,c}$ a η_{Ri} mírně roste s rostoucím $\Delta T_{1,e1}$ z 0,2 na 0,25 (obr. 6).

Při porovnání hodnot celkové exergetické účinnosti a teplotní účinnosti je důležité si uvědomit, že běžné výměníky pro ZT jsou navrženy na základě bilance energií podle 1. zákona termodynamiky a tudíž podle stejného měřítka daného teplotní účinností vykazují vysoké hodnoty. Vše se ukáže být jinak pokud vezmeme v úvahu II. zákon termodynamiky a nevratnosti procesů sdílení tepla.

Hodnoty exergií jednotlivých toků vzduchu v případech obou výměníků nepřesahují 200 W. Nejvyšší jak již bylo zmíněno je počáteční exergie tepelného toku ochlazovaného vzduchu E_{i1} , ze které se ostatní toky vyčleňují. Exergie ztrátového tepelného toku ΔE tvoří výrazný podíl ve všech variantách měření. Vyjma rovnoobjemového provozu ($\kappa = 1,12$) výměníku z tepelných trubíc zahrnuje největší podíl tepelných toků, většinou přesahující 50 %. Porovnání jednotlivých měření ukazuje graf na obr. 7. Exergie ztrátového tepelného toku ΔE závisí na teplotním spádu $\Delta T_{1,e1}$ s jehož růstem strmě narůstá. Pro vyšší exergie ztrátového tepelného toku je také důležitá výše teplot T_{i1} a T_{e1} . Při stejném teplotním rozdílu $\Delta T_{1,e1}$ je exergie ztrátového tepelného toku nižší při vyšších teplotách a vyšší při nižších teplotách (10).

S trendem zvýšení ΔE souvisí snížení účinnosti $\eta_{ex,p}$ a procentuelního podílu exergií tepelných toků vzduchu na výstupu z výměníku E_{e2} a E_{i2} . Z porovnání průměrného podílu exergie ztrátového tepelného toku u deskového výměníku a výměníku z tepelných trubíc (obr. 7) je jasně patrný vztah mezi vysokou ΔE a nízkou celkovou exergetickou účinností $\eta_{ex,c}$, deskový výměník jasně vykazuje vyšší podíl ΔE při srovnatelných stavech (obr. 5).



Obr. 4. Závislost změny exergetických účinností a teplotní účinnosti výměníku z teplotních trubíc na rozdílu vstupních teplot vzduchu při $\kappa = V_1/V_2 = 1,12$

- 1 – $\eta_{ex,p}$ – exergetická účinnost přenosu tepla z ochlazovaného do ohřívajícího vzduchu
- 2 – $\eta_{ex,i}$ – exergetická účinnost využití tepla z ochlazovaného vzduchu
- 3 – $\eta_{ex,c}$ – celková exergetická účinnost
- 4 – η_{Rt} – teplotní účinnost

Exergetické faktory ε_{ex} mají obdobný průběh jako exergie tepelných toků (13,14). Nárůstem teploty T vůči $T_{e1} = T_0$ se zvyšuje podíl využitelné energie, tedy exergie a zvyšuje se exergetický faktor. Ve většině případů je výstupní exergetický faktor ohřívajícího vzduchu $\varepsilon_{ex,e2}$ nižší než exergetický faktor ochlazovaného vzduchu $\varepsilon_{ex,i2}$. Výjimkou je rovnoobjemový provoz výměníku z teplotních trubíc ($\kappa = 1,12$) pracující ze všech měření s nejvyšší celkovou exergetickou účinností. Z hlediska provozu výměníku je žádoucí aby exergie a exergetický faktor ohřívajícího vzduchu e na výstupu z výměníku byly co nejvyšší a ochlazovaného vzduchu i na výstupu co nejnižší. Exergetické faktory dosahují velmi malých hodnot, například je-li $\varepsilon_{ex,i1} = 0,0403$ ($t_{i1} = 19,7$ °C, $t_{e1} = 7,9$ °C, $\kappa = 1,02$, deskový výměník) znamená to, že tepelný tok Q_{i1} obsahuje 4,03 % exergie a 95,97 % anergie.

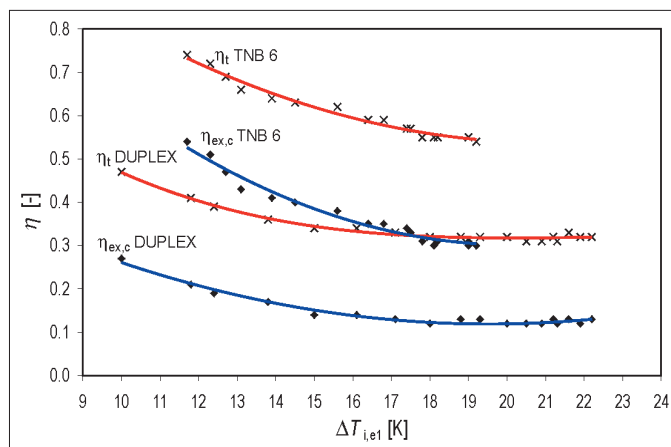
Exergetický faktor je funkcí poměru teplot T_0 a T a platí podobně jako pro exergii ztrátového tepelného toku ΔE , že pro stejný $\Delta T_{i,e1}$ je vyšší při nižších teplotách a nižší při vyšších teplotách.

4.2 Provozní měření

Pro provozní měření byl zvolen rekuperační výměník, který je součástí větracího systému bazénu. Tato volba byla z důvodu posouzení i výměníku, ve kterém probíhá alespoň částečně ke sdílení vázaného tepla. Při zimních provozních stavech docházelo ke kondenzaci vodní páry na teplosměnných plochách. Bohužel se nepodařilo úplně přesně zjistit vliv vázaného tepla v celkové bilanci, tento problém bude součástí další práce. Měření deskového rekuperačního výměníku proběhlo pouze při rovnoobjemovém stavu [9] pro $\kappa = V_1/V_2 = 1,016$, během provozu nebylo možné přestavit klapky na vstupech proudů vzduchu a tím regulovat objemový průtok.

V části vyhodnocení účinnosti byl nejprve zjištěn průběh dílčích exergetických účinností a celkové, pro porovnání byla stanovena teplotní účinnost. V grafu na obr. 8 jsou uvedeny jednotlivé účinnosti v závislosti na rozdílu teplot proudů vzduchu na vstupech do výměníku $\Delta T_{i,e1} = T_{i1} - T_{e1}$. Teplotní rozdíl $\Delta T_{i,e1}$ dosahoval hodnot 16 až 34 K.

S rostoucím rozdílem teplot $\Delta T_{i,e1}$ byl zjištěn nárůst exergetické účinnosti využití tepla z ochlazovaného vzduchu $\eta_{ex,i}$. Při nárůstu $\Delta T_{i,e1}$ o 18 K účinnost $\eta_{ex,i}$ vzrostla o 0,1 z 0,6 na 0,7, což potvrzují rovnice (12) a (16), kde s nárůstem teplotního rozdílu $\Delta T_{i,e1}$ se rychle zvyšuje exergie tepelného toku E_{i1} proti pomalu rostoucí exergii E_{e2} . Proti tomuto průběhu naopak s rostoucím $\Delta T_{i,e1}$ klesá exergetická účinnost přenosu tepla z ochlazovaného do ohřívajícího vzduchu $\eta_{ex,p}$. Během měřeního nárůstu $\Delta T_{i,e1}$ poklesla $\eta_{ex,p}$ o 0,06, při dosažení hodnot v rozmezí 0,241 až 0,181. Ve smyslu vztahu (15) má na pokles největší vliv růst rozdílu exergií ochlazo-



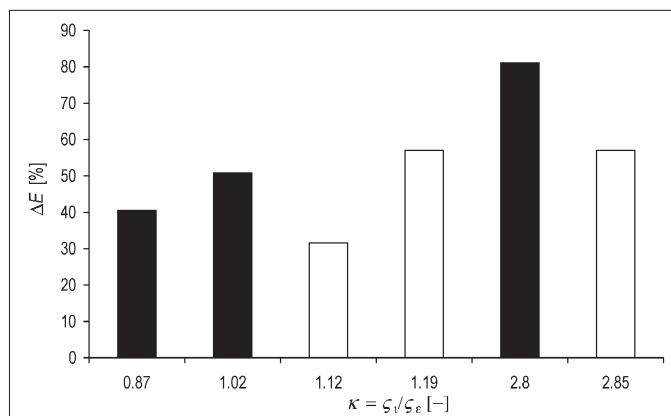
Obr. 6. Porovnání teplotních účinností η a celkových exergetických účinností $\eta_{ex,c}$ v závislosti na rozdílu vstupních teplot vzduchu $\Delta T_{i,e1}$ pro deskový výměník a výměník z teplotních trubíc při rovnokapacitním provozu

vaného proudů vzduchu $E_{i1} - E_{e2}$. Výsledkem průběhu dílčích exergetických účinností je klesající průběh celkové exergetické účinnosti výměníku $\eta_{ex,c}$ (15) s nárůstem teplotního spádu $\Delta T_{i,e1}$. Celková exergetická účinnost dosáhla při minimálním teplotním rozdílu $\Delta T_{i,e1} = 16$ K maximální hodnoty 0,148. To je výrazně nízká hodnota, pokud ji porovnáme s laboratorně měřeným deskovým výměníkem, ten dosáhl při stejném $\Delta T_{i,e1}$ hodnoty celkové exergetické účinnosti 0,14, zatím co výměník z teplotních trubíc dosáhl dokonce 0,35.

Teplotní účinnost η_{Rt} klesá s nárůstem teplotního rozdílu $\Delta T_{i,e1} = T_{i1} - T_{e1}$, který je výrazně větší než nárůst rozdílu teplot $\Delta T_e = T_{e2} - T_{e1}$ (5). Hodnoty η_{Rt} se pohybovaly v rozmezí 0,460 a 0,406.

Vypočtené hodnoty exergií jednotlivých toků vzduchu se pohybují v rozsahu 980 W až 31 500 W. Výrazný rozdíl hodnot exergií proti laboratornímu měření je dán především vyšším objemovým průtokem a vyšší měrnou entalpií ochlazovaného vzduchu odváděného z interiéru bazénu. Na obr. 9 je znázorněno procentuální rozdělení průměrných exergií tepelných toků ve výměníku v průběhu měření. Nejdůležitější na této bilanci je exergie ztrátového tepelného toku ΔE tvořící největší podíl 52,79 %. Jako u předchozích laboratorních měření roste ΔE s teplotním spádem $\Delta T_{i,e1}$. Pro vyšší exergie ztrátového tepelného toku je také důležitá výše teplot T_{i1} a T_{e1} . Při stejném teplotním rozdílu $\Delta T_{i,e1}$ je exergie ztrátového tepelného toku nižší při vyšších teplotách a vyšší při nižších teplotách.

Exergetické faktory vyjadřují zastoupení exergie a anergie v tepelném toku, pro měření výměník nabývaly velmi malých hodnot. Například exergetický faktor ochlazovaného proudů vzduchu na vstupu do výměníku $\varepsilon_{ex,i1}$



Obr. 7. Porovnání podílů exergie ztrátového tepelného toku pro deskový výměník, □ výměník z teplotních trubíc

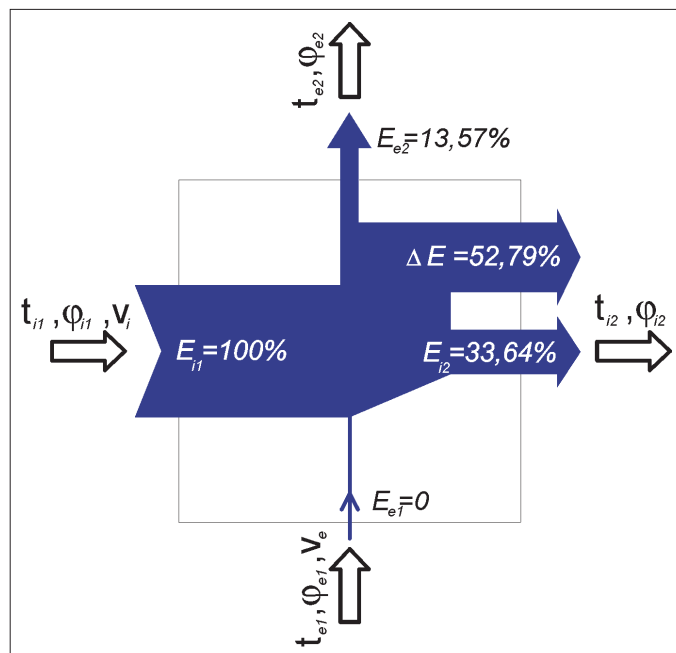
= 0,1 ($t_{i1} = 27,6 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{e1} = -2,6 \text{ }^\circ\text{C}$) znamená to, že tepelný tok obsahuje 10 % exergie a 90 % anergie. Obecně platí, že s nárůstem teploty proudu vzduchu T vůči $T_{e1} = T_0$ se zvyšuje podíl využitelné energie, tedy exergie a zvyšuje se exergetický faktor. Jak bylo uvedeno u vyhodnocení laboratorního měření je exergetický faktor funkcí pouze poměru teplot T_0 a T a platí podobně jako pro exergii ztrátového tepelného toku ΔE , že pro stejný $\Delta T_{i,e1}$ je vyšší při nižších teplotách a nižší při vyšších teplotách.

5. ZÁVĚR

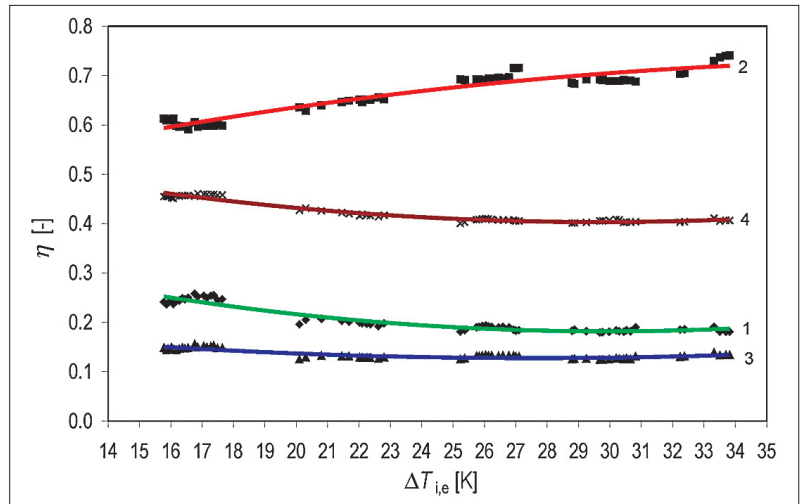
Hlavní přínos řešeného problému je posouzení celkové energetické bilance výměníků podle II. zákona termodynamiky. Výměníky typu vzduch – vzduch, jejichž exergetické analýze se tento článek věnuje, pracují ve smyslu zákonů o sdílení tepla v nevratných změnách a proto kvalita přenosu tepelných toků mezi proudy vzduchu je závislá jak na konstrukci, tak i provozních podmínkách. Přínosem je hlubší pohled na běžně uvažované účinnosti zařízení pro zpětné získávání tepla a především vyvrácení některých mýtů o dokonalosti těchto zařízení. Jak je patrné z předchozího textu nevychází hodnocené výměníky zvláště dobře z hlediska maximálních účinností a jejich stálosti v různých provozních stavech daných měnicími se teplotami a objemovými průtoky ochlazovaného a ohřívajícího proudu vzduchu. Cílem tohoto posouzení je uvést metodu, která umožní vcelku snadno posoudit rekuperační výměník provozovaný v rámci jakéhokoliv větracího systému v celoročním provozu, bez nutné znalosti detailů popisujících parametry teplosměnné plochy.

V tomto souhrnu je dále uveden výstup obecně platných výsledků exergetické analýzy, které byly zjištěny nezávisle na typu rekuperačního výměníku a podmínkách provozu. Bylo prokázáno, že [7], [8], [9]:

- exergetická účinnost využití tepla z ochlazovaného vzduchu $\eta_{ex,i}$ stoupá s rozdílem vstupních teplot vzduchu $\Delta T_{i,e1}$;
- exergetická účinnost přenosu tepla z ochlazovaného do ohřívajícího vzduchu $\eta_{ex,p}$ klesá s rozdílem vstupních teplot vzduchu $\Delta T_{i,e1}$;
- všechny exergetické účinnosti s rostoucím $\kappa = V_i \cdot V_e^{-1}$ klesají;
- exergie ztrátového tepelného toku ΔE strmě roste s stoupajícím rozdílem $\Delta T_{i,e1}$;



Obr. 9. Schéma exergie tepelných toků v deskovém rekuperačním výměníku při $\kappa = 1,016$.



Obr. 8. Závislost změny exergetických účinností deskového výměníku na rozdílu vstupních teplot vzduchu při $\kappa = V_i/V_e = 1,016$

- 1 - $\eta_{ex,i}$ - exergetická účinnost přenosu tepla z ochlazovaného do ohřívajícího vzduchu
- 2 - $\eta_{ex,p}$ - exergetická účinnost využití tepla z ochlazovaného vzduchu
- 3 - $\eta_{ex,e}$ - celková exergetická účinnost
- 4 - η_{Ri} - teplotní účinnost

- exergie ztrátového tepelného toku ΔE je při stejném rozdílu teplot $\Delta T_{i,e1}$ nižší při vyšších teplotách a vyšší při nižších teplotách;
- exergie ztrátového tepelného toku ΔE se zvyšuje, pokud $\kappa = V_i \cdot V_e^{-1} \neq 1$;
- exergie ztrátového tepelného toku tvoří při všech měřených stavech výrazný podíl z celkové bilance, většinou přesahující 50 %;
- exergetické faktory $\epsilon_{ex,i1}$, $\epsilon_{ex,i2}$, $\epsilon_{ex,e2}$ rostou s rozdílem vstupních teplot vzduchu $\Delta T_{i,e1}$;
- exergetické faktory stejně jako exergie ztrátového tepelného toku jsou při stejném rozdílu teplot $\Delta T_{i,e1}$ nižší při vyšších teplotách a vyšší při nižších teplotách.

Vyhodnocení rekuperačních výměníků a tento článek byly připraveny za přispění výzkumného záměru VZ03 CEZ MSM6840770003 Rozvoj algoritmů počítačových simulací v inženýrství.

Kontakt na autora: daniel.adamovsky@fsv.cvut.cz

Použité zdroje:

- [1] Bejan, A.: Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite time processes. *Journal of Applied Physics*, 79, 1996 (3): 1191-1218.
- [2] Bejan, A.: Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture. *International Journal of Energy Research*, 26, 2002, p.545-565.
- [3] Adamovský, R., Kára, J.: Využití druhotného tepla větracího vzduchu stájí. 1.vyd. Vydáno v rámci MSM 413100015. Praha. 2002, p. 211
- [4] Rant, Z.: Exergie ein neues Wort für „technische Arbeitsfähigkeit“. *Forsch.-Ing.-Wes.* 22, 1956:36-37.
- [5] Recknagel, H., Sprenger, E., Schramek, E.R.: *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*. 67 ed. Wien: Oldebourg Verlag München, 1994, 1 899 p.
- [6] Chyský, J., Hemzal, K. a kol.: Větrání a klimatizace. *Technický průvodce č.31*. Česká matice technická, 1993, 1. vyd. p. 560.
- [7] Adamovský, D., et al.: Exergy of heat flows in exchanger consisting of gravity heat pipes. *Research in Agriculture Engineering*, 51, 2005, (3): s. 81-87,
- [8] Adamovský, R., Adamovský, D., Herák, D.: Exergy of heat flows of the air-to-air plate heat exchanger. *Research in Agriculture Engineering*, 50, 2004 (4): s. 130-135.
- [9] Adamovský, D., Kabele, K., Urban, M.: Evaluation of cross-flow heat exchanger within ventilation system of public swimming pool based on exergy analysis of the heat flows, proceedings of 17th Air-conditioning and ventilation conference 2006. 17.6–19.6. 2006, Praha: s. 13-18. ■