



Redakční rada, nositelka ceny ČSAV 1986 za vynikajici výsledky v popularizaci vědy a československého základního výzkumu

Prof. Ing. K. Hemzal, CSc. (vedoucí redaktor) — Ing. V. Bašus (výkonný redaktor) — Doc. Ing. Dr. J. Cihelka — V. Fridrich, dipl. tech. — Ing. V. Hlavačka, CSc. — Doc. Ing. V. Chalupová, CSc. — Ing. arch. L. Chalupský — Doc. Ing. J. Chyský, CSc. — Ing. B. Jelen — Ing. L. Kubíček — Ing. Dr. M. Lázňovský — Ing. P. Leimberger — Ing. L. Strach, CSc. — Doc. Ing. J. Valchář, CSc.

Adresa redakce: Dvorecká 3, 147 00 Praha 4

#### OBSAH

Doc. Ing. J. Chyský, CSc.: Výměníky v oborech vytápění, větrání a klimatizace . . . . .	65
Doc. Ing. K. Ferstl, CSc.: Exergetické straty rekuperativních výmeníkov . . . . .	67
Ing. V. Hlavačka, CSc.: Nový způsob určení součinitelů přestupu tepla a tlakových ztrát u žebrovaných ploch výměníků tepla . . . . .	81
Doc. Ing. J. Chyský, CSc.: Příspěvek k výpočtům lamenových výměníků vzduch—voda	91
Ing. V. Valenta,	
Ing. P. Kratochvíl, CSc.,	
Ing. M. Dostál: Výpočet protiproudých výměníků tepla voda—voda . . . . .	99
Ing. J. Srnka, CSc.: Zpětné využití tepla v sušárně zemědělských plodin . . . . .	105

#### CONTENTS

Doc. Ing. J. Chyský, CSc.: Heat exchangers for HVAC . . . . .	65
Doc. Ing. K. Ferstl, CSc.: Exergetical losses of recuperative heat exchangers . . . . .	67
Ing. V. Hlavačka, CSc.: The new way of the heat transfer coefficient and losses in pressure determination for the finned surfaces of heat exchangers . . . . .	81
Doc. Ing. J. Chyský, CSc.: Calculation of multi-plate air—water heat exchangers . . . . .	91
Ing. V. Valenta,	
Ing. P. Kratochvíl, CSc.,	
Ing. M. Dostál: Calculation of the counter-flow water—water heat exchangers . . . . .	99
Ing. J. Srnka, CSc.: Heat recuperation in the agricultural drier . . . . .	105

## СОДЕРЖАНИЕ

Доц. Инж. Й. Хиски, к. т. н.:	Теплообменники для отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха . . . . .	65
Доц. Инж. К. Ферстл, к. т. н.:	Эксэргетические потери рекуперативных теплообменников . . . . .	67
Инж. В. Главачка, к. т. н.:	Новый способ определения коэффициентов теплоотдачи и потеря давления ребристых поверхностей теплообменников . . . . .	81
Доц. Инж. Й. Хиски, к. т. н.:	О расчете пластинчатых теплообменников воздух—вода . . . . .	91
Инж. В. Валента, Инж. П. Кратохвил, к. т. н., Инж. М. Достал:	Расчет противоточных теплообменников вода—вода . . . . .	99
Инж. Й. Срнка, к. т. н.:	Рекуперация тепла в сельскохозяйственной сушилке . . . . .	105

## SOMMAIRE

Doc. Ing. J. Chyský, CSc.:	Échangeurs thermiques dans les branches de chauffage, de ventilation et de conditionnement . . . . .	65
Doc. Ing. K. Ferstl, CSc.:	Pertes d'exergie des échangeurs thermiques récupératifs . . . . .	67
Ing. V. Hlavačka, CSc.:	Mode de détermination nouveau des coefficients de transmission de chaleur et des pertes de charge sur les surfaces à ailettes des échangeurs thermiques . . . . .	81
Doc. Ing. J. Chyský, CSc.:	Contribution pour le calcul des échangeurs thermiques lamellés „air—eau” . . . . .	91
Ing. V. Valenta, Ing. P. Kratochvíl, CSc., Ing. M. Dostál:	Calcul des échangeurs thermiques contre-courants „eau—eau” . . . . .	99
Ing. J. Srnka, CSc.:	Récupération de chaleur perdue dans un séchoir des produits agricoles . . . . .	105

## INHALT

Doz. Ing. J. Chyský, CSc.:	Wärmeüberträger in den Fachgebieten der Heizung, Lüftung und Klimatisierung . . . . .	65
Doz. Ing. K. Ferstl, CSc.:	Exiergeverluste der Rekuperativwärmeüberträger . . . . .	67
Ing. V. Hlavačka, CSc.:	Neues Bestimmungsverfahren der Wärmeübergangskoeffizienten und der Druckverluste bei den Rippenflächen der Wärmeüberträger . . . . .	81
Doz. Ing. J. Chyský, CSc.:	Beitrag zur Berechnung der Lamellenwärmeüberträger . . . . .	91
Ing. V. Valenta, Ing. P. Kratochvíl, CSc., Ing. M. Dostál:	Berechnung der Gegenstromwärmeüberträger „Wasser—Wasser” . . . . .	99
Ing. J. Srnka, CSc.:	Wärmerückgewinnung in einem Trockner der Landwirtschaftsprodukte . . . . .	105

## VÝMĚNÍKY V OBORECH VYTÁPĚNÍ, VĚTRÁNÍ A KLIMATIZACE

Redakční rada časopisu ZTV rozhodla, že některá čísla budou věnována stejným problémům našich oborů, které se často řeší a pro něž není dostatek podkladů. Ve smyslu tohoto usnesení je následující číslo věnováno výměníkům tepla a problematice, která s výměníky přímo souvisí.

Použití výpočtu sdílení tepla v praxi je zaměřeno dvěma směry. Je to směr, zabývající se:

- různými tepelnými jery, které doprovázejí určité procesy a jsou jednak žádoucí, jednak nežádoucí. Patří sem tepelná technika staveb, různé procesy ohřívání a ochlazování zpracovávaných hmot při výrobě, chlazení míst s přibytkem tepla apod.
- žádoucím přenosem tepla z jedné tekutiny do druhé. Tyto aplikace jsou nejrozšířejší a jsou využívány ve všech tepelných procesech. Do této oblasti patří i široká problematika vytápění, počínaje otopnými tělesy, přenosem tepla mezi různými tekutinami od různých zdrojů a klimatizace včetně větrání a klimatizace s ohříváči a chladiči vzduchu, ale i zařízení chladící techniky, využívaná v klimatizaci (výparníky, kondenzátory).

Pokládá v naší odborné literatuře o této problematice je velmi málo. Vypustime-li různé, málo dostupné publikace ve waru skript, které vydávají vysoké školy, domy techniky a různé podniky, ale které nelze koupit v běžných prodejnách, pak zabývají publikace SNTL. V posledních třiceti letech byly u nás vydány o výměnicích tyto knihy: *Výměna tepla v zařízeních chemického průmyslu* (Balajka B., Sýkora K., SNTL 1959). *Výměníky tepla v tepelných sítích* (Cekhart J., Polanský A., SNTL 1970) a překlad z polštiny *Chladicí technika* (Gukovskij K., SNTL 1982), zabývající se výměníky u chladících zařízení. V menším rozsahu jsou kapitoly o výměnicích obsaženy v příručkách sdílení tepla (např. překlad z ruštiny autorů Kutafělaze S., S., Borišanskij V., M.). Všechny tyto publikace byly však hned po vydání vyprodány. Rozsáhlá v tomto směru je literatura anglosaská a dále ruská (včetně pro nás dostupných překladů). Z této literatury doporučují zejména (citují ruské překlady, které jsou u nás dostupné): *Fraas A., Ocizik M.: Rasčet i konstruirovanie těploobmě-*

nikov (Moskva 1971, překlad z angličtiny) a *Hausen H.: Těplooperedace při protivotoku, přjamotoku i perekrestnom toku* (Moskva 1981, překlad z německého originálu). Tyto publikace jsou však dnes dostupné jen v odborných knihovnách. Po zkušenostech s veřejnými knihovnami doporučují, aby si technici zřizovali vlastní knihovny s náplní své specializace (včetně základní obecné technické literatury).

Problémy, které se musí v souvislosti s výměníky řešit, mají různý charakter: kromě tepelných a hydraulických výpočtů a dimenzování je to:

- konstrukce výměníků: je třeba znát technologie a možnosti výrobce, někdy řešit i otázky pružnosti a pevnosti, znát ekonomické problémy výroby,
- použití výměníků: vlastnosti při různých podmínkách (změněné průtoky a teploty) a vlastnosti při jejich automatické regulaci,
- ekonomie provozu: požadavky energetické, optimalizace rozměrů a teplotních rozdílků, tlakové ztráty, životnost,
- provoz: možnost zanášení a čištění, údržba, montáž a demontáž.

Podstatný je výpočet tepelný a hydraulický a dále řešení této výpočtu s ohledem na ekonomii.

Nemusím snad zdůrazňovat, že při výpočtech má dnes převládající význam výpočetní technika. Programů pro výpočty výměníků je dnes celá řada, většinou jsou však zaměřeny jednoúčelově na určitý druh výměníků a dále omezeny svými alternativami vstupních a výstupních parametrů.

Závěrem bych chtěl ještě upozornit, že ani nejdokonalejší výpočetní technika nemůže v případě výměníků nahradit experiment. Okrajové podmínky přenosu tepla jsou většinou značně jiné než idealizované, o něž se při výpočtu opíráme. Podle mého názoru je výpočet, který nemá od skutečnosti odchylku větší než 10 %, při dimenzování nového výměníku úspěšný. Proto nemá ani smysl provádět tyto výpočty s větší přesností.

Doufám, že následující příspěvky, obsažené v tomto čísle přispějí k této řešení.

**Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.**

## Chladicí věže (Provoz a údržba).

Vydalo SNTL, Praha 1989, 1. vyd., 200 str.,  
88 obr., 11 tab., brož. Kčs 18,-.

Veškerá výrobní činnost je úzce spjata s využíváním a vzájemnou přeměnou různých forem energie. Téměř vždy vzniká určitý podíl tepelné energie, kterou je potřeba pro zachování plynulosti technologického procesu průběžně odvádět. Toto tzv. odpadní teplo s nízkým potenciálem (teplotou), jež nelze již vhodným způsobem využít, se odvádí do volné atmosféry různými způsoby a zařízeními, nejčastěji však chladicími věžemi. Podstatou výparného chlazení je přenos tepla a hmoty při vzájemném styku oteplené vody a chladicího vzduchu.

V ČSSR jsou stavba a dodávání chladicích věží všech typů soustředěny do jediného státního podniku Armabeton, závod 06 Chladicí věže, jehož odborníci zajišťují výpočetové a projekční práce pro krytí potřeb našich průmyslových závodů a energetických zařízení, kde v kondenzačních elektrárnách s fosilním i jaderným palivem vzniká největší podíl odpadního tepla.

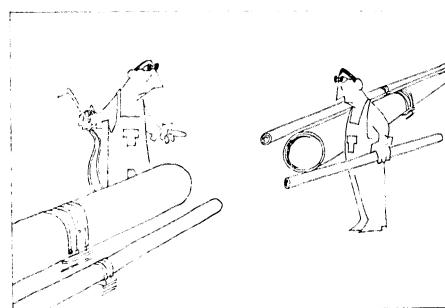
Protože knižní literatura z oboru chladicích věží není ani ve světovém měřítku početná, připravila redakce strojírenské a metalurgické literatury SNTL v Knižnici technických aktuálů k vydání novou monografii našich předních odborníků, obsahující souhrn zkušeností, získaných při výstavbě, přejímce, provozu, údržbě a opravách chladicích věží.

V úvodních kapitolách jsou popsány mokré a suché způsoby odvádění nízkopotenciálního tepla, základy teorie výparného chlazení (stavová rovnice plynů, vlhkost vzduchu, entalpie a hustota vlhkého vzduchu, diagramy pro vlhký vzduch  $i - x$  a  $i - t$ , přenos tepla a hmoty při výparném chlazení, tepelné a odporové charakteristiky chladicích věží), základní stav venkovního vzduchu a základní teplota ochlazé vody a jejich vliv na volbu typu a hlavní rozměry chladicí věže, náklady na obsluhu a údržbu různých typů chladicích věží a mimoekonomická hlediska při volbě vhodného typu). Další dvě kapitoly jsou věnovány konstrukčnímu řešení a provozním vlastnostem ventilátorových chladicích věží a chladicích věží s přirozeným tahem, eliminátorem, rozvodem vody a chladicímu systému. Řízení provozu zvláště za nepříznivých meteo-

rologických podmínek s cílem dosáhnout nejlepších ekonomických ukazatelů, otázky jakosti a úpravy chladicí vody, výpočet a využití chladicí křivky jsou náplní následujících tří samostatných částí. Závěrečné kapitoly pojednávají o měření veličin nutných ke sledování chladicího účinku věže (měření teplot a průtoků vzduchu a vody, statického tlaku a rychlosti větru), opatřeních pro snížení nepříznivého vlivu provozu věží na jejich okolí a posuzování chladicího účinku podle schváleného projektu u nás a v zahraničí (tolerance a zajištění dodavatele, předpisy pro provádění záručních zkoušek). V příloze jsou uvedeny potřebné tabulky a diagramy pro praktické výpočty v dané oblasti.

Kniha je určena především provozním technikům, v jejichž závodech jsou chladicí věže odvádějící teplo z různých technologických procesů nebo z kondenzátorů parních turbin. Protože ukazuje na různé otázky související s ekonomickým provozem chladicích věží, může posloužit také energetikům, výpočtářům, projektantům a pracovníkům v investiční výstavbě.

(tes)



Fridrich

# EXERGETICKÉ STRATY REKUPERATÍVNYCH VÝMENNÍKOV

DOC. ING. KAROL FERSTL, CSc.

*Katedra tepelnej techniky Strojnickej fakulty SVŠT, Bratislava*

Příspěvek hodnotí výměníky z termodynamického hlediska na základě exergetických ztrát. Jsou v něm stanoveny podmínky optimalizace tak, aby tyto ztráty byly co nejmenší. Je proveden rozbor možností dosažitelnosti tohoto řešení v praxi.

*Recenzoval: Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.*

## 1. EXERGETICKÉ STRATY REKUPERATÍVNYCH VÝMENNÍKOV

Pri technicko-ekonomickej optimalizácii tepelných zariadení je dôležité rozlovať medzi ich energetickými a exergetickými stratami. V technike prostredia u nás sa doposiaľ takmer výlučne venovala pozornosť prvým z nich, preto v rozsahu jedného príspevku sa nedá podrobne rozobrať celá problematika exergetických strát. Obmedzíme sa preto len na vysvetlenie si podstaty ich vzniku a spôsobu vyjadrovania.

I. zákon termodynamiky nerozlišuje druhy energií; podľa neho je podstatné len to, že súčet všetkých energií súvisiacich s prevádzkou výmenníka zostáva konštantný, bez ohľadu na to, akého sú druhu. Naproti tomu II. zákon termodynamiky rozlišuje nielen druhy energií, ale aj ich kvalitu. Keď zoberieme do úvahy len dva druhy energií, a to tepelnú a mechanickú, potom aj pri dokonale vratných termodynamických procesoch se dá premeniť na mechanický výkon len určitá časť tepelného toku  $\dot{Q}$ , ktorú nazývame exergetickým tokom  $\dot{Ex}$ . Pritom množstvo tepla, ktoré sa dá premeniť na mechanickú prácu, závisí od termodynamického stavu pracovných látok a okolia. Ostatná časť  $\dot{A}$  tepelného toku  $\dot{Q}$  predstavuje takú formu energie, ktorá nemá žiadny teplotný ani tlakový potenciál voči okoliu (teplota a tlak pracovnej látky sa rovnajú teplote a tlaku okolia); bez dodatočného vynaloženia mechanickej práce nie je žiadnym spôsobom využiteľná. Veličiny  $\dot{Ex}$  a  $\dot{A}$  sa nazývajú *podľa Ranta tok exergie a tok anergie*.

Rovnica, ktorá je v podstate matematickým vyjadrením obidvoch zákonov termodynamiky, má tvar

$$\dot{Q} = \dot{Ex} + \dot{A} \quad [\text{W}] \quad (1a)$$

alebo

$$\dot{Ex} = \dot{Q} - \dot{A} \quad [\text{W}] \quad (1b)$$

Prostredníctvom hmotnosného toku pracovnej látky  $\dot{m}$  [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ] sa jednotlivé veličiny dajú vyjadriť nasledujúcim spôsobom:

$$\dot{Ex} = \dot{m}ex \quad \dot{Q} = \dot{m}q \quad \dot{A} = \dot{ma} \quad (2)$$

kde  $ex = q - a$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] je špecifická exergia pracovnej látky,  
 $q$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] — špecifické teplo pracovnej látky a  
 $a$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] — špecifická anergia pracovnej látky.

Podľa predchádzajúcich úvah exergiu môžeme definovať nasledujúcim spôsobom: *Exergia, nazývaná tiež technická pracovná schopnosť, je maximálna technická práca, ktorú môže vykonať pracovná látka trvale prúdiaca do otvorenej termodynamickej sústavy (teplného motora, tepelného zariadenia, výmenníka) s konštantným stavom na jej vtoku ( $p'$ ,  $v'$ ,  $T'$ ,  $w'$ ,  $H'$ ) pri takej termodynamickej zmene, na konci ktorej sa na výtoku zo sústavy dostane do termodynamickej rovnováhy s okolím ( $p'' = p_0$ ,  $v'' = v_0$ ,  $T'' = T_0$ ,  $w'' = w_0$ ,  $H'' = H_0$ ).*

(Stavové veličiny  $p$ ,  $v$ ,  $T$ ,  $w$  a  $H$  sú: tlak, špecifický objem, termodynamická teplota, rýchlosť, poloha; s indexom „0“ prislúchajú stavu okolia.)

Pri zanedbaní kinetickej a potenciálnej energie pracovnej látky na vtoku do zariadenia a na výtoku z neho je *exergia látky, ktorej entalpia je väčšia ako entalpia okolia*, definovaná vzťahom

$$Ex = mex = m[h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad [J] \quad (3a)$$

kde  $ex = h - h_0 - T_0(s - s_0)$  je špecifická exergia látky [ $J \cdot kg^{-1}$ ]

$m$  – hmotnosť látky [ $kg$ ],

$h$ ,  $h_0$  – špecifická entalpia látky, resp. okolia [ $J \cdot kg^{-1}$ ],

$s$ ,  $s_0$  – špecifická entrópia látky, resp. okolia [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ],

$T_0 = t_0 + 273,15$  – termodynamická teplota okolia [ $K$ ].

Pretože aj exergia chladív je kladná, je *exergia látky, ktorej entalpia je menšia ako entalpia okolia*, daná vzťahom

$$Ex = mex = m[h_0 - h - T_0(s - s_0)] \quad [J] \quad (3b)$$

kde  $ex' = h_0 - h - T_0(s - s_0)$  je špecifická exergia látky [ $J \cdot kg^{-1}$ ], ktorej teplota je nižšia ako teplota okolia  $t_0$ .

Exergia, ktorá sa v tepelných zariadeniach vyskytuje väčšinou vo forme tepla určitej kvality alebo mechanickej práce, alebo súčasne v obidvoch formách, zostáva počas vratných termodynamických procesov konštantná. Avšak pochody vo výmenníkoch sú vždy nevratné, preto sú vždy spojené s exergetickými stratami.

Pracovné látky, ktoré prúdia výmenníkom, sú viskozitné, preto ťažia na prenosových povrchoch. Tým vzniká *trećia strata*, ktorá je pôvodom vzniku *exergetickej strategie prvého druhu*.

Prechod tepla vo výmenníkoch by sa dal považovať za vratný, keby o. i. prebiehal bez teplotných rozdielov medzi ochladzovanou a ohrevanou tekutinou. Avšak v reálnych výmenníkoch je prechod tepla podmienený existenciou rozdielu teplôt tekutín. *Konečný rozdiel teplôt tekutín*, ktorý znehodnocuje kvalitu energie v dôsledku jej transformácie z vyšej teplotnej hladiny na hladinu nižšiu, je pôvodom vzniku *exergetickej strategie druhého druhu*. Keď pracovné látky vo výmenníku sú vedené aspoň čiastočne v krízovom prúde, potom tekutina, ktorá prúdi výmenníkom bez zmeny skupenstva, má vo výstupnom priereze výmenníka rôzne teploty. Po dôkladnom premiešaní tejto tekutiny za výmenníkom sa jej teploty v celom objeme vyrovnanajú. *Vyrovnávanie teplôt* v celom objeme tekutiny pri jej premiešavaní je pôvodom vzniku *exergetickej strategie tretieho druhu*. Chápeme to tak, že pri miešaní je degradácia energie častic tekutiny s pôvodne vyššou teplotou vždy väčšia ako zhodnocovanie energie tých častic tekutiny, ktoré pred miešaním mali teplotu nižšiu; vyrovnanie teplôt v tekutine po jej premiešaní má za následok celkovú degradáciu jej energie. Vzhľadom na dominujúce postavenie exergetických strát druhého druhu v rekuperatívnych výmenníkoch zariadení techniky prostredia, obmedzíme sa v ďalšom na rozbor týchto strát.

## 2. EXERGETICKÉ STRATY REKUPERATÍVNYCH VÝMENNÍKOV VZNIKAJÚCE NÁSLEDKOM KONEČNÉHO ROZDIELU TEPLÔT TEKUTÍN

Ak plocha prenosového povrchu výmenníka nemá byť nehospodárne veľká, potom kvôli uskutočneniu prechodu tepla z ohrievajcej do ohrievanej tekutiny musíme tolerovať existenciu určitého — spravidla nemalého rozdielu teplôt tekutín. V súlade s druhým zákonom termodynamiky tok tepla smeruje vždy od látky s vyššou teplotou k látke s teplotou nižšou (a nikdy nie naopak), preto *prechod tepla vo výmenníku pri konečnom rozdieli teplôt tekutín je procesom nevratným*. Táto nevratnosť transformácie energie z vyššieho potenciálu na potenciál nižší je príčinou vzniku *vnútorných strát výmenníka* (na rozdiel od tepelných strát výmenníka do okolia, ktoré považujeme za straty vonkajšie), ktoré nazývame *stratami nevratnosťou alebo exergetickými stratami*.

### 2.1 Exergetické straty vo všeobecnom prípade

Všeobecný prípad je charakterizovaný konečnou hodnotou tokov tepelných kapacít tekutín:

$$0 < W_a < \infty; \quad 0 < W_b < \infty$$

Zanedbaním tepelných strát výmenníka do okolia (vonkajších strát), čo si v praxi spravidla môžeme dovoliť, každý výmenník môžeme považovať za otvorenú adiabatickú termodynamickú sústavu, ktorej exergetická strata je definovaná Gouy - Stodolovou rovnicou

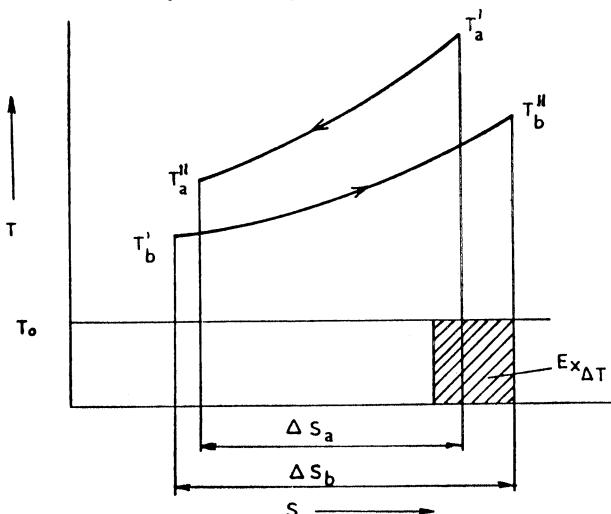
$$Ex_{\Delta T} = T_0 (\Delta S_a + \Delta S_b) = T_0 (\Delta S_a + \Delta S_b) = T_0 \Delta S \quad [J] \quad (4)$$

kde  $\Delta S_a$  je zmena entrópie ochladenej tekutiny  $[J \cdot K^{-1}]$ ,

$\Delta S_b$  — zmena entrópie ohriatej tekutiny  $[J \cdot K^{-1}]$ ,

$\Delta S = \Delta S_a + \Delta S_b$  — zmena entrópie sústavy  $[J \cdot K^{-1}]$ ,

$T_0 = t_0 + 273,15$  — termodynamická teplota okolia  $[K]$ .



Obr. 1.

Táto exergetická strata — pre  $T_a > T_b > T_0$  — je znázornená v náčrte  $T - s$  diagramu na obr. 1.

Pri hmotnostných tokoch teplejšej tekutiny  $\dot{m}_a$  [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ] a chladnejšej tekutiny  $\dot{m}_b$  [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ] je exergetická strata výmenníka za jednotku času, tzv. exergetický stratový tok, daný vzťahom

$$\dot{Ex}_{\Delta T} = T_0(\dot{m}_a \Delta s_a + \dot{m}_b \Delta s_b) \quad [\text{W}] \quad (5)$$

kde  $\Delta s_a, \Delta s_b$  je zmena špecifickej entrópie ochladzovanej, resp. ohrievanej tekutiny [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ].

Vychádzajúc z matematickej formulacie II. zákona termodynamiky

$$ds = \frac{dq}{T} = \frac{dh - v dp}{T} \quad (6)$$

kde  $dq = dh - v dp$  je diferenciál špecifického tepla podľa I. zákona termodynamiky [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ],

$dh = c_p dT$  — diferenciál špecifickej entalpie pracovnej látky [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ],

$c_p$  — izobarická špecifická tepelná kapacita pracovnej látky [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ],

$-v dp$  — diferenciálna tlaková (technická) práca [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ],

$dp$  — diferenciál tlaku [Pa],

$v$  — špecifický objem pracovnej látky [ $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ ],

$T = t + 273,15$  — termodynamická teplota pracovnej látky [K].

pre izobarické prúdenie tekutín bez trenia a s konštantnou izobarickou špecifickou tepelnou kapacitou  $c_p$  dostaneme nasledujúce výrazy pre zmenu špecifickej entrópie ochladzovanej a ohrievanej tekutiny

$$\Delta s_a = s''_a - s'_a = \int_{T'_a}^{T''_a} \frac{dh_a}{T_a} = c_{pa} \int_{T'_a}^{T''_a} \frac{dT_a}{T_a} = c_{pa} \ln \frac{T''_a}{T'_a} \quad (7a)$$

$$\Delta s_b = s''_b - s'_b = \int_{T'_b}^{T''_b} \frac{dh_b}{T_b} = c_{pb} \int_{T'_b}^{T''_b} \frac{dT_b}{T_b} = c_{pb} \ln \frac{T''_b}{T'_b} \quad (7b)$$

kde  $T'_a, T''_a$  sú termodynamické teploty teplej tekutiny na vtoku do výmenníka a na výtoku z neho [K],

$T'_b, T''_b$  — termodynamické teploty chladnej tekutiny na vtoku do výmenníka a na výtoku z neho [K].

Dosadením pravých strán výrazov (7a, b) do rovnice (5) pre exergetickú stratu pri  $\dot{m} = \text{const}$  dostaneme

$$\dot{Ex}_{\Delta T} = T_0[\dot{m}_a c_{pa} \ln(T''_a/T'_a) + \dot{m}_b c_{pb} \ln(T''_b/T'_b)]$$

kde  $\dot{m}_a c_{pa} = W_a$  je tok tepelnej kapacity teplej (ochladzovanej) tekutiny [ $\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$ ],

$\dot{m}_b c_{pb} = W_b$  — tok tepelnej kapacity chladnej (ohrievanej) tekutiny [ $\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$ ].

Ked' menší z obidvoch tokov tepelných kapacít označíme  $W_1$  a väčší  $W_2$ , potom pre

$$W_b = W_a \quad \text{je} \quad W_1 = W_b; W_2 = W_a; C = W_1/W_2 \leq 1 \\ T_1 = T \quad T_2 = T$$

a ostatná rovnica s jednoduchými úpravami nadobudne tvar

$$\dot{Ex}_{\Delta T} = T_0 W_2 [\ln(T''_2/T'_2) + C \ln(T''_1/T'_1)]$$

pripadne

$$\dot{Ex}_{\Delta T} = T_0 W_2 \ln \left[ \left( \frac{T''_1}{T'_1} \right)^C \frac{T''_2}{T'_2} \right] = T_0 W_2 \varepsilon x_{\Delta T} \quad (8)$$

kde

$$\varepsilon x_{\Delta T} = \frac{\dot{E}x_{\Delta T}}{T_0 W_2} = \ln \left[ \left( \frac{T''_1}{T'_1} \right)^C \frac{T''_2}{T'_2} \right] \quad (9)$$

je tzv. bezrozmerná (pomerná) exergetická strata.

Bezrozmerná (pomerná) exergetická strata  $\varepsilon x_{\Delta T}$  je funkciou len vstupných a výstupných teplôt a pomeru tokov tepelných kapacít tekutín; nezávisí pritom od vzájemného smeru toku tekutín. Fyzikálny zmysel rovnice je ohraničený podmienkou  $T''_b \leq T'_a$  a  $T'_b > 0$  K.

Termodynamickú dokonalosť prechodu tepla vo výmenníku z hľadiska strát nevratnosťou vyjadrujeme prostredníctvom exergetickej účinnosti. *Exergetická účinnosť výmenníka je definovaná pomerom exergetického výkonu a exergetického príkonu výmenníka ako otvorennej termodynamickej sústavy.* Pri zavádzaní týchto pojmov sme vyšli z objektívnej skutočnosti, že v každom výmenníku máme k dispozícii jednu pracovnou látkou privádzaný tok exergie  $\dot{E}x_p$  (príkon), ktorý využívame na ohrev, chladenie alebo zmene skupenstva druhej pracovnej látky. Avšak exergetická strata  $\dot{E}x_{\Delta T}$  vznikajúca následkom kvalitatívnej degradácie energie pri jej transformovaní z vyšej teploty na teplotu nižšiu (alebo naopak) spôsobuje, že nie celý privádzaný exergetický tok  $\dot{E}x_p$  sa dá užitočne využiť. Keď teploty obidvoch tekutín ležia nad teplotou okolia, tzn. keď exergetický príkon vystupuje vo forme toku exergie z teplej (ochladzovanej) do chladnej (ohrievanej) tekutiny, potom  $\dot{E}x_p = \Delta \dot{E}x_a$  a užitočne využiteľný exergetický výkon bude

$$\dot{E}x_u = \dot{E}x_p - \dot{E}x_{\Delta T} = \Delta \dot{E}x_a - \dot{E}x_{\Delta T} \quad (10)$$

Exergetickú účinnosť výmenníka potom vyjadrimo vzťahom

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_u}{\dot{E}x_p} = \frac{\dot{E}x_u}{\Delta \dot{E}x_a} = \frac{\Delta \dot{E}x_a - \dot{E}x_{\Delta T}}{\Delta \dot{E}x_a} \quad (11a)$$

alebo

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\dot{E}x_{\Delta T}}{\Delta \dot{E}x_a} = 1 - \frac{T_0 \Delta S}{\Delta \dot{E}x_a} \quad (11b)$$

prípadne, keď  $\dot{E}x_{\Delta T}$  vyjadrimo prostredníctvom vzťahu (8)

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{T_0 W_2 \varepsilon x_{\Delta T}}{\Delta \dot{E}x_a} \quad (11c)$$

Tak, napríklad, medzi vstupným a výstupným prierezom výmenníka máme z ochladzovanej (ohrievajúcej) tekutiny na ohrev chladnej (ohrievanej) tekutiny k dispozícii tok exergie ( $w_a = \text{const}$ )

$$\begin{aligned} \Delta \dot{E}x_a &= \dot{E}x'_a - \dot{E}x''_a = \dot{m}_a (\dot{e}x'_a - \dot{e}x''_a) = \dot{m}_a [h'_a - h_0 - T_0 (s'_a - s_0)] - \\ &- \dot{m}_a [h''_a - h_0 - T_0 (s''_a - s_0)] = \dot{m}_a [h'_a - h''_a - T_0 (s'_a - s''_a)] = \\ &= \dot{m}_a [c_{pa} (T'_a - T''_a) + T_0 \Delta s_a]. \end{aligned}$$

Dosadením pravej strany rovnice (7a) za  $\Delta s_a$  máme

$$\Delta \dot{E}x_a = W_a [T'_a - T''_a + T_0 \ln (T''_a / T'_a)]$$

Pre

$$\begin{aligned} W_b &\leq W_a \text{ je opäť } W_1 = W_b; W_2 = W_a; C = W_1 / W_2 \leq 1 \\ T_1 &= T_b; T_2 = T_a \end{aligned}$$

takže

$$\Delta \dot{E}x_a = \Delta \dot{E}x_2 = W_2[T'_2 - T''_2 + T_0 \ln(T''_2/T'_2)] \quad (12)$$

Dosadením pravej strany rovnice (12) za  $\Delta \dot{E}x_a$  do menovateľa zlomku v rovnici (11c) dostaneme

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{T_0 W_2 ex_{\Delta T}}{W_2 [T'_2 - T''_2 + T_0 \ln(T''_2/T'_2)]}$$

a úpravou

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{ex_{\Delta T}}{\frac{T'_2 - T''_2}{T_0} + \ln \frac{T''_2}{T'_2}} \quad (13)$$

kde za  $ex_{\Delta T}$  dosadíme hodnotu vyrátanú z rovnice (9) pri  $T_1 = T_b$  a  $T_2 = T_a$ .

Pre

$$W_a \leq W_b \text{ je } W_1 = W_a; \quad W_2 \leq W_b; \quad C = W_1/W_2 \leq 1 \\ T_1 = T_a; \quad T_2 = T_b$$

a exergetický príkon je

$$\Delta \dot{E}x_a = \Delta \dot{E}x_1 = W_1[T'_1 - T''_1 + T_0 \ln(T''_1/T'_1)] \quad (14)$$

Pretože zámenou indexov (teraz „1“ = „a“ a „2“ = „b“) sa rovnice (8), (9) a (11c) formálne nezmenia, môžeme aj teraz pravú stranu rovnice (14) dosadiť za  $\Delta \dot{E}x_a$  do rovnice (11c), čím dostaneme

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{T_0 W_2 ex_{\Delta T}}{W_1 [T'_1 - T''_1 + T_0 \ln(T''_1/T'_1)]}$$

a úpravou

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{ex_{\Delta T}}{C \left( \frac{T'_1 - T''_1}{T_0} + \ln \frac{T''_1}{T'_1} \right)} \quad (15)$$

kde za  $ex_{\Delta T}$  dosadíme hodnotu vyrátanú z rovnice (9) pri  $T_1 = T_a$  a  $T_2 = T_b$ .

Ked teploty obidvoch tekutín ležia pod teplotou okolia, t.zn. keď exergetický príkon tu figuruje ako tok energie z chladiacej tekutiny do tekutiny ochladzovanej (napr. v chladičoch vzduchu klimatizačných zariadení), potom  $\dot{E}x_p = \Delta \dot{E}x_b$  a užitočne využiteľný exergetický výkon bude

$$\dot{E}x_u = \dot{E}x_p - \dot{E}x_{\Delta T} = \Delta \dot{E}x_b - \dot{E}x_{\Delta T} \quad (16)$$

Pre exergetickú účinnosť výmenníka potom dostaneme

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_u}{\dot{E}x_p} = \frac{\Delta \dot{E}x_b - \dot{E}x_{\Delta T}}{\Delta \dot{E}x_b} = 1 - \frac{\dot{E}x_{\Delta T}}{\Delta \dot{E}x_b} = 1 - \frac{T_0 W_2 ex_{\Delta T}}{\Delta \dot{E}x_b} \quad (17)$$

V týchto prípadoch medzi vstupným a výstupným prierezom výmenníka (chladiča) máme z chladiacej tekutiny na chladenie teplej tekutiny k dispozícii tok energie ( $\dot{m}_b = \text{const}$ )

$$\begin{aligned} \Delta \dot{E}x_b &= \dot{E}x'_b - \dot{E}x''_b = \dot{m}_b(\dot{E}x'_b - \dot{E}x''_b) = \\ &= \dot{m}_b[h_b - h'_b - T_0(s'_b - s_0)] - \dot{m}_b[h_b'' - h''_b - T_0(s''_b - s_0)] = \\ &= \dot{m}_b[h''_b - h'_b - T_0(s'_b - s''_b)] = \dot{m}_b[c_{pb}(T''_b - T'_b) + T_0 \Delta s_b] \end{aligned}$$

Dosadením pravej strany rovnice (7b) za  $\Delta s_b$  máme

$$\Delta \dot{E}x_b = W_b [T''_b - T'_b + T_0 \ln(T''_b/T'_b)]$$

Pre

$$\begin{aligned} W_b &\leq W_a \text{ je } W_1 = W_b; W_2 = W_a; C = W_1/W_2 \leq 1 \\ T_1 &= T_b; T_2 = T_a \end{aligned}$$

takže

$$\Delta \dot{E}x_b = \Delta \dot{E}x_1 = W_1 [T''_1 - T'_1 + T_0 \ln(T''_1/T'_1)] \quad (18)$$

Dosadením pravej strany rovnice (18) za  $\Delta \dot{E}x_b$  do vzťahu (17) dostaneme

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\varepsilon x_{\Delta T}}{W_1 [T''_1 - T'_1 + T_0 \ln(T''_1/T'_1)]}$$

a úpravou

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\varepsilon x_{\Delta T}}{C \left( \frac{T''_1 - T'_1}{T_0} + \ln \frac{T''_1}{T'_1} \right)} \quad (19)$$

kde za  $\varepsilon x_{\Delta T}$  dosadíme hodnotu vyrátanú z rovnice (9) pri  $T_1 = T_b$  a  $T_2 = T_a$ .

Pre

$$\begin{aligned} W_a &\leq W_b \text{ je } W_1 = W_a; W_2 = W_b; C = W_1/W_2 \leq 1 \\ T_1 &= T_a; T_2 = T_b. \end{aligned}$$

a exergetický príkon je

$$\Delta \dot{E}x_b = \Delta \dot{E}x_2 = W_2 [T''_2 - T'_2 + T_0 \ln(T''_2/T'_2)] \quad (20)$$

Dosadením pravej strany rovnice (20) za  $\Delta \dot{E}x_b$  do vzťahu (17) dostaneme

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{T_0 W_2 \varepsilon x_{\Delta T}}{W_2 [T''_2 - T'_2 + T_0 \ln(T''_2/T'_2)]}$$

a úpravou

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\varepsilon x_{\Delta T}}{\frac{T''_2 - T'_2}{T_0} + \ln \frac{T''_2}{T'_2}} \quad (21)$$

kde za  $\varepsilon x_{\Delta T}$  dosadíme hodnotu vyrátanú z rovnice (9) pri  $T_1 = T_a$  a  $T_2 = T_b$ .

## 2.2 Exergetické straty pri kondenzácii a vyparovani

Ked' jedna tekutina vo výmenníku mení svoje skupenstvo — kondenzuje alebo sa vyparuje, potom zmenu špecifické entrópie tejto tekutiny vyjadríme podľa II. zákona termodynamiky vzťahom (6). V kondenzátore kondenzuje vždy teplejšia tekutina s tokom tepelnej kapacity  $W_a$ . Pretože pri fázovej premene je  $c_{pa} = \infty$ , musí byť  $W_a \geq W_b$ . V dôsledku toho menším tokom tepelnej kapacity v kondenzátore sa vyznačuje vždy chladiaca tekutina, t. j.  $W_1 = W_b$  a väčším tokom tepelnej kapacity — kondenzujúca tekutina, t. j.  $W_2 = W_a = \infty$ .

Zmeny špecifických entrópií chladiacej a kondenzujúcej tekutiny sú dané výrazmi

$$\Delta s_1 = c_{p1} \ln \frac{T''_1}{T'_1} \quad \text{a} \quad \Delta s_2 = - \frac{q_2}{T_2} \quad (22)$$

kde  $T_1 = T_b$  je teplota chladiacej tekutiny [K],  
 $T_2 = T_a = \text{const}$  — teplota kondenzácie teplej tekutiny [K].

Dosadením výrazov (22) do rovnice (5) — pri  $\Delta s_a = \Delta s_2 ; \dot{m}_a = \dot{m}_2$  a  $\Delta s_b = \Delta s_1$ ;  
 $\dot{m}_b = \dot{m}_1$ , pre vyjadrenie exergetických strát dostaneme vzťah

$$\dot{E}x_{\Delta T} = T_0 \left( \dot{m}_1 c_{p1} \ln \frac{T''_1}{T'_2} - \dot{m}_2 \frac{q_2}{T_2} \right)$$

V súlade so zákonom o zachovaní energie pre tepelne izolovaný kondenzátor platí

$$\dot{m}_2 q_2 = \dot{m}_1 q_1 = \dot{m}_1 c_{p1} \Delta T_1 = W_1 (T''_1 - T'_1)$$

takže pre exergetické straty kondenzátora máme

$$\dot{E}x_{\Delta T} = T_0 W_1 \left( \ln \frac{T''_1}{T'_1} - \frac{T''_1 - T'_1}{T_2} \right) = T_0 W_1 \varepsilon x_{\Delta T}^* \quad (23)$$

kde

$$\varepsilon x_{\Delta T}^* = \frac{\dot{E}x_{\Delta T}}{T_0 W_1} = \ln \frac{T''_1}{T'_1} - \frac{T''_1 - T'_1}{T_2} \quad (24)$$

je bezrozmerná exergetická strata výmenníka pri fázovej premene jednej z tekutín.

Vo výparníku sa vyparuje vždy chladnejšia tekutina, s tokom tepelnej kapacity  $W_b$ . Pretože teraz svoje skupenstvo mení chladná tekutina, je  $c_{pb} = \infty$  a musí platiť:  $W_b \geq W_a$ . Menším tokom tepelnej kapacity sa preto vyznačuje ochladzovaná (teplá) tekutina, t. j.  $W_1 = W_a$  a väčším tokom tepelnej kapacity — vyparujúce sa chladivo, t. zn.  $W_2 = W_b = \infty$ .

Zmeny špecifických entrópií ochladzovanej a vyparujúcej sa tekutiny určíme z výrazov

$$\Delta s_1 = c_{p1} \ln \frac{T''_1}{T'_1} \quad \text{a} \quad \Delta s_2 = + \frac{q_2}{T_2} \quad (25)$$

kde  $T_1 = T_a$  je teplota ochladzovanej tekutiny [K],

$T_2 = T_b = \text{const}$  — teplota vyparovania chladiva [K].

Dosadením výrazov (25) do rovnice (5) — pri  $\Delta s_a = \Delta s_1 ; \dot{m}_a = \dot{m}_1$  a  $\Delta s_b = \Delta s_2$ ;  
 $\dot{m}_b = \dot{m}_2$ , na vyjadrenie exergetických strát dostaneme vzťah

$$\dot{E}x_{\Delta T} = T_0 \left( \dot{m}_1 c_{p1} \ln \frac{T''_1}{T'_1} + \dot{m}_2 \frac{q_2}{T_2} \right).$$

V súlade so zákonom o zachovaní energie pre tepelne izolovaný výparník platí

$$\dot{m}_2 q_2 = \dot{m}_1 q_1 = \dot{m}_1 c_{p1} \Delta T_1 = W_1 (T''_1 - T'_1)$$

takže pre exergetické straty výparníka máme

$$\dot{E}x_{\Delta T} = T_0 W_1 \left( \ln \frac{T''_1}{T'_1} + \frac{T'_1 - T''_1}{T_2} \right) = T_0 W_1 \varepsilon x_{\Delta T}^* \quad (26)$$

kde  $\varepsilon x_{\Delta T}^*$  je bezrozmerná exergetická strata výparníka definovaná vzťahom (24).

Ked' vo výmenníku jedna tekutina, alebo obe tekutiny podliehajú fázovým zmenám, potom prenosovú plochu výmenníka  $S$  treba rozdeliť na úseky, v ktorých dochádza k zmene skupenstva, a na úseky, v ktorých tekutiny prúdia bez zmeny skupenstva. Celková exergetická strata výmenníka sa potom rovná súčtu exergetických strát jednotlivých úsekov.

### *Exergetická účinnosť výmenníka pri kondenzácii a vyparovani*

Pri kondenzácii látky „2“ s väčším tokom tepelnej kapacity ( $W_2 = \infty$ ) klesá jej exergia vo výmenníku o hodnotu

$$\Delta\dot{E}x_2 = \dot{E}x'_2 - \dot{E}x''_2 = \dot{m}_2[h'_2 - h''_2 - T_0(s'_2 - s''_2)] = \dot{m}_2(h'_2 - h''_2 + T_0\Delta s_2) \quad (\text{a})$$

pričom podľa vzťahu (22)

$$\Delta s_2 = -q_2/T_2. \quad (\text{b})$$

Ked do kondenzátora prúdi sýta para, potom  $h'_2$  je entalpia 1 kg sýtej pary na vtoku do kondenzátora a  $h''_2$  je entalpia 1 kg kondenzátu na výtoku z neho. Rozdiel entalpií  $h'_2 - h''_2$  preto udáva množstvo tepla  $q_2$ , ktoré sa uvoľní skondenzovaním 1 kg sýtej pary; podľa toho  $q_2$  je vlastne výparné teplo  $r$ :

$$q_2 = r = h'_2 - h''_2 \quad (\text{c})$$

a tepelný výkon výmenníka

$$\dot{Q} = \dot{m}_2 q_2 = \dot{m}_2 r = \dot{m}_2(h'_2 - h''_2) \quad (\text{d})$$

Dosadením výrazov (b), (c) a (d) do rovnice (a) a úpravou dostaneme

$$\Delta\dot{E}x_2 = \dot{Q}(1 - T_0/T_2) \quad (\text{e})$$

Podľa zákona o zachovaní energie tepelný tok  $\dot{Q}$  spôsobí v tepelne izolovanom výmenníku ohriatie tekutiny „1“ s menším tokom tepelnej kapacity ( $W_1 = \dot{m}_1 c_{p1}$ ) z teploty  $T'_1$  na teplotu  $T''_1$ :

$$\dot{Q} = W_1(T''_1 - T'_1). \quad (\text{f})$$

Dosadením do vzťahu (e) napokon máme

$$\Delta\dot{E}x_2 = W_1(T''_1 - T'_1)(1 - T_0/T_2) \quad (27)$$

Veličinu  $\Delta\dot{E}x_2$  môžeme považovať v prípade kondenzácie za exergetický príkon výmenníka.

Úbytok energie kondenzujúcej látky „2“ spôsobí prírastok energie ohrevanej látky „1“ (pokiaľ jej stredná teplota leží nad teplotou okolia!!)

$$\Delta\dot{E}x_1 = \dot{E}x'_1 - \dot{E}x''_1 = W_1[T''_1 - T'_1 - T_0 \ln(T''_1/T'_1)] \quad (28)$$

Veličinu  $\Delta\dot{E}x_1$  v prípade kondenzácie môžeme považovať za exergetický výkon výmenníka.

*Exergetická účinnosť výmenníka*, daná podielom exergetického výkonu a exergetického príkonu výmenníka, je potom matematicky formulovaná vzťahom

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\Delta\dot{E}x_1}{\Delta\dot{E}x_2} = \frac{\Delta\dot{E}x_2 - \dot{E}x_{\Delta T}}{\Delta\dot{E}x_2} = 1 - \frac{\dot{E}x_{\Delta T}}{\Delta\dot{E}x_2}. \quad (\text{g})$$

Dosadením výrazov (23) a (27) do vzťahu (g) pre exergetickú účinnosť kondenzátora dostaneme

$$\eta_{\text{ex}} = 1 - \frac{T_0 W_1 \varepsilon x_{\Delta T}^*}{W_1(T''_1 - T'_1)(1 - T_0/T_2)}$$

a úpravou

$$\eta_{\text{ex}} = 1 - \frac{\varepsilon x_{\Delta T}^*}{(T''_1 - T'_1)(1/T_0 - 1/T_2)} \quad (29)$$

kde za  $\varepsilon x_{\Delta T}^*$  dosadíme hodnotu vyrátanú zo vzťahu (24).

Pri vyparovani látky „2“ s väčším tokom tepelnej kapacity ( $W_2 = \infty$ ) pri teplotách pod teplotou okolia (výparníky klimatizačných zariadení) klesá jej exergia o hodnotu

$$\Delta \dot{E}x_2 = \dot{E}x'_2 - \dot{E}x''_2 = \dot{m}_2(h''_2 - h'_2 + T_0\Delta s_2) \quad (\text{h})$$

pričom podľa vzťahu (25)

$$\Delta s_2 = +q_2/T_2 \quad (\text{ch})$$

Keď do výparníka prúdi sýta kvapalina, potom  $h'_2$  je entalpia 1 kg sýtej kvapaliny na vtoku do výmenníka a  $h''_2$  je entalpia 1 kg sýtej pary na výtoku z neho. Rozdiel entalpií  $h''_2 - h'_2$  preto udáva množstvo tepla  $q_2$ , ktoré sa spotrebuje na vyparenie 1 kg kvapaliny;  $q_2$  je teda výparné teplo  $r$

$$q_2 = r = h''_2 - h'_2 \quad (\text{i})$$

a tepelný výkon výmenníka

$$\dot{Q} = \dot{m}_2 q_2 = \dot{m}_2 r = \dot{m}_2(h''_2 - h'_2) \quad (\text{j})$$

Dosadením výrazov (ch), (i) a (j) do rovnice (h) a úpravou dostaneme

$$\Delta \dot{E}x_2 = \dot{Q}(1 + T_0/T_2) \quad (\text{k})$$

Výparné teplo  $\dot{Q}$  v tepelne izolovanom výparníku si kvapalné chladivo berie z ochladzovanej tekutiny „1“ s menším tokom tepelnej kapacity ( $W_1 = \dot{m}_1 c_{p1}$ ), ktorá sa tým ochládzuje z teploty  $T'_1$  na teplotu  $T''_1$ :

$$\dot{Q} = W_1(T'_1 - T''_1) \quad (\text{l})$$

Dosadením pravej strany rovnice (l) za  $\dot{Q}$  do vzťahu (k) máme

$$\Delta \dot{E}x_2 = W_1(T'_1 - T''_1)(1 + T_0/T_2) \quad (30)$$

Veličinu  $\Delta \dot{E}x_2$  pri vyparovani pod teplotou okolia môžeme považovať za exergetický príkon výmenníka.

Úbytok energie vyparujúceho sa chladiva „2“ umožní prírastok energie ochladzovanej tekutiny „1“

$$\Delta \dot{E}x_1 = \dot{E}x''_1 - \dot{E}x'_1 = W_1[T'_1 - T''_1 - T_0 \ln(T''_1/T'_1)] \quad (31)$$

Veličinu  $\Delta \dot{E}x_1$  pri vyparovani pod teplotou okolia môžeme považovať za exergetický výkon výmenníka.

Exergetická účinnosť výparníka pri vyparovani chladív pod teplotou okolia potom je formulovaná vzťahom (g).

Dosadením výrazov (26) a (30) do vzťahu (g) pre exergetickú účinnosť výparníka dostaneme

$$\eta_{\text{ex}} = 1 - \frac{T_0 W_1 \dot{E}x_{\Delta T}^*}{W_1(T'_1 - T''_1)(1 + T_0/T_2)}.$$

a úpravou

$$\eta_{\text{ex}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{\Delta T}^*}{(T'_1 - T''_1)(1/T_0 + 1/T_2)}. \quad (32)$$

### 3. MINIMUM EXERGETICKÝCH STRÁT SPÔSOBENÝCH KONEČNÝM ROZDIELOM TEPLÍT TEKUTÍN VO VÝMENNÍKU

Podľa rovnice (5) pre exergetickú stratu elementa výmenníka môžeme napísat

$$d\dot{E}x_{\Delta T} = T_0(\dot{m}_a ds_a + \dot{m}_b ds_b) \quad (33)$$

Cez tento element prechádzajúce z ochladzovanej tekutiny „a“ do ohrievanej tekutiny „b“ diferenciálny tepelný tok  $d\dot{Q}$ , pričom platí

$$d\dot{Q} = -d\dot{Q}_a = +d\dot{Q}_b. \quad (34)$$

S nevratnosťou spôsobenou trením pri prúdení tu uvažovať nebudeme, preto podľa II. zákona termodynamiky za diferenciálne tepelné toky môžeme dosadiť nasledujúce výrazy

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_a T_a ds_a = +\dot{m}_b T_b ds_b \quad (35)$$

z ktorých pre zmeny entrópií obidvoch tekutín dostaneme

$$\dot{m}_a ds_a = -d\dot{Q}/T_a; \dot{m}_b ds_b = +d\dot{Q}/T_b.$$

Dosadením do rovnice (33) výraz pre elementárnu exergetickú stratu nadobudne tvar

$$d\dot{E}x_{\Delta T} = T_0 d\dot{Q} \left( \frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_a} \right) = T_0 d\dot{Q} \frac{T_a - T_b}{T_a T_b}. \quad (36)$$

Ked teraz do rovnice (36) dosadíme za  $d\dot{Q}$  pravú stranu diferenciálnej rovnice prechodu tepla

$$d\dot{Q} = k(T_a - T_b) dS_x$$

kde  $dS_x$  je diferenciálna plocha prenosového povrchu výmenníka pri jednorozmernom prúdení v smere osi  $x$ ,

$k$  — súčiniteľ prechodu tepla,

a položíme  $T_a - T_b = \Delta T$ ,  $T_m = \sqrt{T_a T_b}$ ,  
dostaneme

$$d\dot{E}x_{\Delta T} = T_0 \frac{k \Delta T^2}{T_m^2} dS_x = T_0 \frac{k \Delta T^2}{T_a^2 \left(1 - \frac{\Delta T}{T_a}\right)} dS_x, \quad (37)$$

kde  $T_m$  je geometrická stredná hodnota teplít  $T_a$  a  $T_b$ .

Jednou pre prax veľmi dôležitou otázkou je, aký má byť priebeh funkcie  $\Delta T = f(S_x)$ , aby exergetické straty výmenníka spôsobené konečným rozdielom teplít tekutín boli čo možno najmenšie. Zavedením substitúcie

$$\frac{\Delta T \sqrt{k}}{T_m} = \Delta$$

si novú premennú  $\Delta$  môžeme predstaviť ako súčet konštantnej strednej hodnoty  $\Delta_m$  a odchyly od nej  $\nu$ :  $\Delta = \Delta_m + \nu$ . Dosadením do vzťahu (37) dostaneme

$$d\dot{E}x_{\Delta T} = T_0 \Delta^2 dS_x = T_0 (\Delta_m + \nu)^2 dS_x = T_0 (\Delta_m^2 + 2\Delta_m \nu + \nu^2) dS_x$$

Ked zoberieme do úvahy, že  $\int \nu dS_x = 0$ , potom  $\dot{E}x_{\Delta T}$  sa dá vyjadriť vzťahom

$$\dot{E}x_{\Delta T} = T_0 \int \Delta^2 dS_x = T_0 [\int \Delta_m^2 dS_x + \int \nu^2 dS_x] \quad (38)$$

Z rovnice (38) je zrejmé, že pre určitú danú hodnotu  $\Delta_m$  bude exergetická strata  $\dot{E}x_{\Delta T}$  minimálna, keď odchyľka  $\nu = 0$ , t. j. pri

$$\Delta = \frac{\Delta T \sqrt{k}}{T_m} = \Delta_m = \text{const je } \dot{E}x_{\Delta T} = \dot{E}x_{\Delta T, \min}.$$

Analýzou podmienky  $\Delta = \Delta_m = \text{const}$  prídeme k nasledujúcim prípadom:

$$k = \text{const.}$$

V tomto prípade by sa mal udržovať na konštantnej hodnote podiel  $\Delta T/T_m$ ; to sa môže stať len v súlade s rovnicou rozdielu teplôt tekutín. Napr. pre súprud je to rovnica

$$\Delta T = (T'_a - T'_b) \exp [-A(1 + C) X]$$

kde  $T'_a, T'_b$  sú vstupné teploty tekutín vo výmenníku [K],  
 $A = kS/W_1$  — prenosové číslo výmenníka,  
 $W_1 = \dot{m}_1 c_{p1}$  — menší z tokov tepelných kapacít tekutín [ $\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$ ],  
 $C = W_1/W_2$  — pomer tokov tepelných kapacít tekutín,  
 $X = S_x/S$  — pomerná vzdialenosť od vtoku do výmenníka.

Z rovnice (37) tiež vyplýva, že je žiaduce udržovať konštantný pomer  $\Delta T/T_a$ . Často je relatívna zmena  $T_m$ , resp.  $T_a$  zanedbateľne malá, preto by bolo vhodné v tejto súvislosti priblížiť sa k dodržaniu  $\Delta T = \text{const}$ . Keď pomerná zmena  $\Delta T$  v určitom výmenníku vychádza príliš veľká, treba preskúmať, či by sa prechod tepla nedal rozdeliť do viac výmenníkov pri súčasnej zmene smeru toku tekutín resp. usporiadania tahov. Týmito úpravami se dá docieliť menšia pomerná zmena  $\Delta T$ , a tým aj menšie exergetické straty.

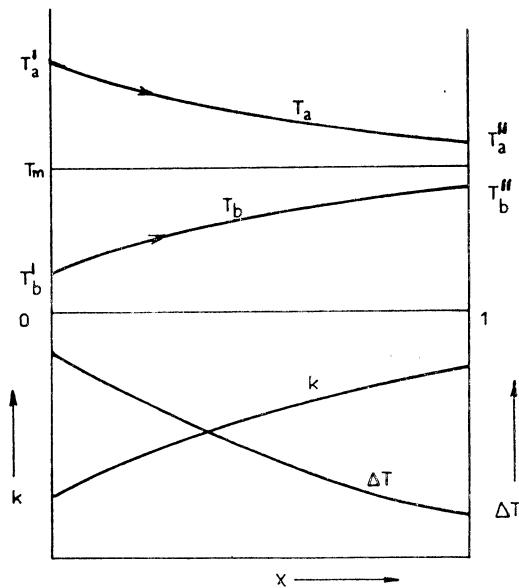
$$T_m = \text{const} \rightarrow \Delta T \sqrt{k} = \text{const}$$

Tento prípad nastáva pri súprúde s pomerom tokov tepelných kapacít  $C = W_1/W_2 = T'_2/T'_1 = T''_2/T''_1$ , kedy  $T'_1/T''_1 = T''_2/T'_2$ , potom dostatočne priblížne v predhrievačoch a kondenzátoroch parných turbín. Pri  $T_m = \text{const}$  s rastúcou plochou prenosového povrchu  $S$  klesá teplotný rozdiel  $\Delta T$ ; priebeh teplotných kriviek tekutín je symetrický vzhľadom na  $T_m$ . Z podmienky  $\Delta T \sqrt{k} = \text{const}$  tiež vyplýva požadovaný priebeh súčiniteľa prechodu tepla k pozdĺž prenosovej plochy výmenníka  $S$ , obr. 2. Podmienka  $\Delta T \sqrt{k} = \text{const}$  sa dá v praxi splniť len vo veľmi obmedzenom počte prípadov.

$$\Delta T = \text{const}$$

Tento spôsob prevádzky výmenníkov sa vyskytuje v klimatizačnej technike u protiprúdových rekuperátorov na spätné získavanie tepla zo vzduchu odvádzaného z klimatizovaných priestorov v zimnom období; tu sú toky tepelných kapacít obidvoch vzduší priblížne rovnaké ( $C = W_1/W_2 \approx 1$ ). Z podmienky  $\sqrt{k}/T_m$  pre  $\Delta T = \text{const}$  vyplýva, že pri  $n$ -násobnom stúpnutí  $T_m$  musí  $k$  stúpnúť  $n^2$ -násobne. Úsilie zvyšovať súčiniteľ prechodu tepla  $k$  nás však môže dostať do rozporu s požiadavkou na hospodárnosť prevádzky výmenníka (stúpa tlaková práca ventilátora).

Týmito trom diskutovaným prípadom  $\Delta_m = \text{const}$  venujeme pozornosť len vtedy, keď pri návrhu výmenníkov príde aj na exergetické straty. Žiaľ, nedajú sa vždy akceptovať všetky zásady minimalizácie exergetických strát, a tým úplne



Obr. 2.

zabrániť degradácii energie. Musí nám ísť predovšetkým o to, aby táto degradácia nebola zbytočne veľká, preto treba poznat vzájomné správanie sa veličín  $\Delta T$ ,  $T_m$  a  $k$  a získané poznatky využiť v maximálnej možnej miere na hospodárne navrhovanie výmenníkov tepla.

## LITERATÚRA

- [1] *Gregorig Romano*: Wärmeaustausch und Wärmeaustauscher. Verlag Sauerländer Aarau und Frankfurt am Main, 1973.
- [2] *Baehr, H. D. a kol.*: Energie a exergie. SNTL Praha, 1968.
- [3] *Elsner, N.*: Grundlagen der Technischen Thermodynamik. Akademie-Verlag Berlin, 1973.
- [4] *Ferstl, K.*: Straty nevratnosťou rekuperatívnych výmenníkov tepla zapríčinené konečným rozdielom teplôt pracovných látok — pri teplotách blízkych teplote okolia. Zborník prednášok IX. celoštátej konferencie VVK '87, Dom techniky ČSVTS Bratislava, 1987.
- [5] *Sedlák, J.*: Termomechanika — Termodynamika I. FS SVŠT Bratislava, 1987.

## ЭКСЭРГЕТИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Доц. Инж. Карол Ферстл, к. т. н.

В статье оцениваются теплообменники из термодинамической точки зрения на основе эксергетических потерь. Определяются здесь условия оптимизации таким образом, чтобы эти потери были как можно минимальные. Приводится анализ возможностей достижения этого решения на практике.

## **EXERGETICAL LOSSES OF RECUPERATIVE HEAT EXCHANGERS**

*Doc. Ing. Karol Ferstl, CSc.*

Heat exchangers from the thermodynamical point of view are evaluated there on the basis of the exergetical losses. There are conditions of optimization which are determined in such a way that these losses are minimal. There is an analysis of the possibilities of the attainability of this solution discussed there.

## **EXERGIEVERLUSTE DER REKUPERATIVWÄRMEÜBERTRÄGER**

*Doz. Ing. Karol Ferstl, CSc.*

Der Beitrag bewertet die Wärmeüberträger vom thermodynamischen Gesichtspunkt auf Grund der Exergieverluste. Im Beitrag wird die Bestimmung der Optimierungsbedingungen mit Rücksicht auf diese womöglich kleinsten Verluste angeführt. Man führt eine Analyse der Erreichbarkeitsmöglichkeiten dieser Lösung in der Praxis durch.

## **PERTES D'EXERGIE DES ÉCHANGEURS THERMIQUES RÉCUPÉRATIFS**

*Doc. Ing. Karol Ferstl, CSc.*

L'article présenté apprécie les échangeurs thermiques au point de vue de la thermodynamique sur la base des pertes d'exergie. Dans cet article, les conditions de l'optimisation sont déterminées de telle sorte que ces pertes soient les plus petites autant qu'il est possible. On fait une analyse des possibilités de l'obtention de cette solution dans la pratique.



*Fridrich*

# NOVÝ ZPŮSOB URČENÍ SOUČINITELŮ PŘESTUPU TEPLA A TLAKOVÝCH ZTRÁT U ŽEBROVANÝCH PLOCH VÝMĚNÍKŮ TEPLA

ING. VOJTECH HLAVAČKA, CSc.

SVÚSS, Praha-Běchovice

V příspěvku je předložen návrh na zjednodušení a zobecnění výpočtu součinitele přestupu tepla na žebrovaném povrchu výměníků při průtoku plynu (vzduchu). Autor se opírá o řadu prací, prováděných zejména v SVÚSS.

Recenzoval: Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.

## 1. ÚVOD

Podstatnou část z celosvětové produkce výměníků tepla tvoří vzduchové chladiče kapalin, vzduchem chlazené kondenzátory a vodní nebo parní ohříváče vzduchu. Tyto typy výměníků se vyznačují rozšířením teplosměnné plochy na straně vzduchu, aby byly kompenzovány až řádové rozdíly v hodnotách součinitele přestupu tepla u kapalných či kondenzujících látek a u vzduchu. Potřebného stupně intenzifikace se dosahuje nejčastěji použitím žebrovaných trubek. To vede ke křížoproudému uspořádání zmíněných výměníků a základní otázkou se stává vyšetřování přestupu tepla a tlakových ztrát při průtoku vzduchu napříč svazkem žebrovaných trubek a následná optimalizace geometrických charakteristik žebrovaných povrchů. Přesto, že jde o problematiku po desetiletí soustavně sledovanou, stále se vyskytuje podněty pro takové zpracování experimentálních výsledků, které by postihovalo různorodost provedení žebrovaných trubek v co nejširším měřítku pomocí jednoduchých a prakticky snadno využitelných závislostí.

Úvahy v tomto článku vycházejí z experimentálních a teoretických studií provedených ve SVÚSS v uplynulých čtyřiceti letech [1] až [5]. V poslední z těchto statí je provedeno souborné zpracování experimentálních výsledků u několika desítek typů žebrovek a jejich porovnání s podklady publikovanými v pracích [6] až [8]. Mimo uvedené prameny lze v literatuře najít celou řadu dalších prací uvádějících výsledné výpočtové korelace pro přestup tepla a tlakové ztráty v rozmanité podobě, např. [9], [10]. Ukazuje se však, že kriteriální závislosti podle [5] dávají v poměrně nejširším rozmezí hlavních parametrů velmi dobrou shodu s naměřenými údaji. S cílem odstranit některé pracnější operace při jejich aplikaci ve výpočtařské praxi se přistoupilo k novému zpracování dané problematiky. Výsledkem jsou pak v odst. 3 uvedené zobecněné závislosti, které z hlediska spolehlivosti jsou ekvivalentní podkladům z příručky [5] a přitom poskytují větší uživatelské pohodlí.

## 2. STRUČNÝ PŘEHLED DOSAVADNÍCH PODKLADŮ

Většinu vztahů pro součinetele přestupu tepla a hydraulických odporů při průtoku vzduchu ve svazcích příčně žebrovaných trubek uváděných v literatuře lze zapsat ve tvaru

$$Nu = K_\alpha G_\alpha Re^n Pr^m, \quad (1)$$

$$Eu = K_\xi G_\xi n \bar{I} Re^{-p}. \quad (2)$$

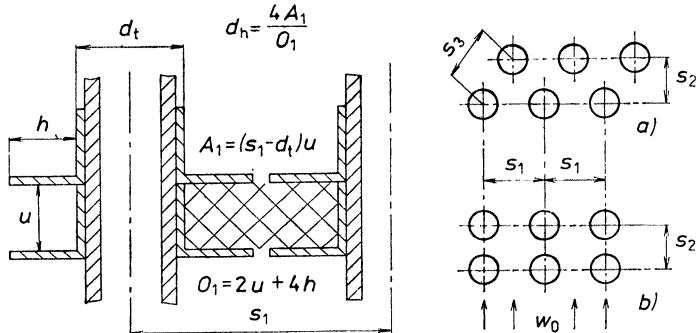
Faktory  $G_\alpha$  a  $G_\xi$  závisí pouze na geometrických parametrech žebrovaného povrchu. Koeficienty  $K_\alpha$ ,  $K_\xi$  a exponenty  $n$ ,  $p$  však nabývají různých hodnot podle rozsahu  $Re$ , pro který byly stanoveny a mohou též souviset s geometrií žebrování. Charakteristický rozměr v číslech  $Nu$  a  $Re$  nebývá zaváděn jednotně. Někteří autoři, např. [7], [8] preferují pro tuto veličinu vnější průměr základní trubky  $d_t$ . V podkladech podle [6] se charakteristický rozměr svazku žebrovek definuje výrazy

$$l = \frac{\pi}{2} \sqrt{d_t^2 + h^2} \text{ nebo } \frac{\pi}{2} (d_t + h)$$

kde  $h$  je výška žebra. Při zpracování experimentálních údajů ve SVÚSS se použil následující vztah pro charakteristický rozměr žebrovek (tzv. ekvivalentní průměr) podle [11]:

$$d_e = \frac{S_t d_t + S_z \sqrt{\frac{S_z}{2n_z}}}{S_I}. \quad (3)$$

Zde  $S_t$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$ ] je plocha povrchu základní trubky o průměru  $d_t$ ,  $S_z$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$ ] je plocha povrchu žeber a  $S_I = S_t + S_z$  je celkový vnější povrch žebrované trubky vztavený na 1 m její délky. Jako pomocná veličina se uvažuje hydraulický průměr žebrovky podle obr. 1.



Obr. 1. Schéma k určení hydraulického průměru  $d_h$  a rozteči  $s$  ve svazku žebrovaných trubek.  
a) trubky vystřídané, b) trubky za sebou.

Nusseltovo a Reynoldsovo číslo je pak definováno pomocí vztahů

$$Nu = \frac{\alpha d_e}{\lambda}, \quad Re = \frac{w d_e}{\nu}, \quad (4)$$

se kterými se bude dále výhradně pracovat.

K získání výsledného součinitele přestupu tepla na žebrované trubce je nutné hodnotu  $\alpha$  vystupující v  $Nu$  vynásobit korekčním faktorem

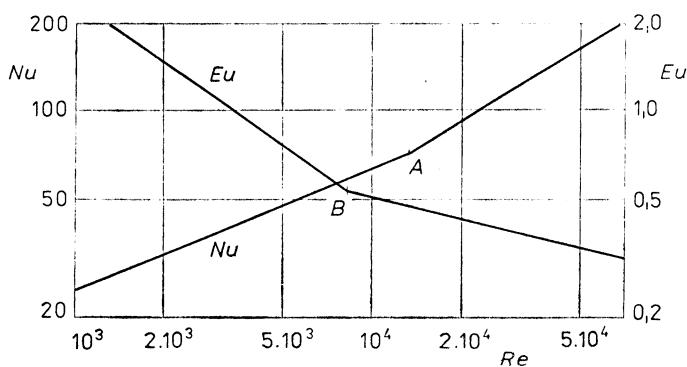
$$G_z = \frac{S_z}{S_I} \eta_z + \frac{S_t}{S_I}, \quad (5)$$

Tab. 1. Geometrické faktory pro paralelní nebo šroubově vinutá hladká žebra

Trubky za sebou	$G_\alpha = 1,0$ $G_\xi = \left(\frac{s_1 - d_t}{d_t}\right)^{-0,9} \left(\frac{s_1 - d_t}{u} + 2\right)^{0,9} \left(\frac{d_e}{d_t}\right)^{0,9}$
Trubky vystřídané	$G_\alpha = \left(\frac{s - d_t}{d_t}\right)^{-0,2} \left(\frac{s - d_t}{u} + 1\right)^{-0,2}$ $G_\xi = \left(\frac{s - d_t}{d_t}\right)^{-0,9} \left(\frac{s - d_t}{u} + 1\right)^{0,7} \left(\frac{d_e}{d_t}\right)^{0,9}$ $s = s_1 \text{ pro } s_1 \leq s_3; s = s_3 \text{ pro } s_1 > s_3$

Tab. 2. Koeficienty a exponenty v rovnicích (1), (2)

Rozsah $Re$	Trubky za sebou	Trubky vystřídané		
$Re \leq 1\,500 \frac{d_e}{d_h}$	$K_\alpha = 1,15 \left(\frac{d_e}{d_h}\right)^{0,22}$	$n = 0,4$	$K_\alpha = 0,77 \left(\frac{d_e}{d_h}\right)^{0,12}$	$n = 0,55$
$1\,500 \frac{d_e}{d_h} < Re < 7 \cdot 10^4$	$K_\alpha = 0,23$	$n = 0,63$	$K_\alpha = 0,32$	$n = 0,67$
$Re \leq 1\,000 \frac{d_e}{d_h}$	$K_\xi = 8,35 \left(\frac{d_e}{d_h}\right)^{0,455}$	$p = 0,7$	$K_\xi = 17 \left(\frac{d_e}{d_h}\right)^{0,455}$	$p = 0,7$
$1\,000 \frac{d_e}{d_h} < Re < 7 \cdot 10^4$	$K_\xi = 0,36$	$p = 0,245$	$K_\xi = 0,732$	$p = 0,245$



Obr. 2. Průběhy Nusseltova a Eulerova čísla podle Vampoly [5]

respektujícím účinnost žebra  $\eta_z$ , jejíž hodnoty se zpravidla pohybují v intervalu  $\eta_z = 0,65$  až  $0,95$ .

Rychlosť  $w$  v Reynoldsově čísle bude v této práci rychlosť vzduchu v nejužším průřezu v příčné řadě žebrovek a s rychlosťí  $w_0$  ve volném průřezu před svazkem žebrovek je vázána vztahem

$$w = \frac{w_0}{\Phi} \quad (6)$$

kde  $\Phi$  je poměrný volný průřez příčné řady žebrovek, který obvykle nabývá hodnot v rozmezí 0,4 až 0,6.

Pro tepelnou vodivost  $\lambda$ , kinematickou viskozitu  $\nu$  a Prandtlovo číslo  $Pr$  se bere jako referenční střední aritmetická teplota vzduchu při jeho průtoku svazkem žebrovek.

*Tab. I* a *tab. II*, vypracované podle [5], uvádějí informace ke stanovení činitelů  $G_\alpha$ ,  $G_\xi$ ,  $K_\alpha$ ,  $K_\xi$  a exponentů  $n$ ,  $p$  v rovnicích (1) a (2). Na obr. 2 jsou znázorněny charakteristické průběhy závislostí  $Nu = f(Re)$ ,  $Eu = f(Re)$ . Zlomy čar v bodech  $A$ ,  $B$  jsou důsledkem měnících se hodnot  $K_\alpha$ ,  $K_\xi$  a  $n$ ,  $p$  při určitých hodnotách  $Re$ . Závisí na podílu  $d_e/d_h$ , specifickém pro každý typ žebrování a jsou navzájem posunuty. Je významné poznamenat, že oblast, ve které se body zlomu  $A$ ,  $B$  nacházejí, zahrnuje hodnoty  $Re$  přicházející velmi často v úvahu pro vzduchem chlazené výměníky nebo ohříváče vzduchu. Vyloučení nutnosti mít při výpočtech v patrnosti existenci obou kritických bodů, což je citelně zvláště při vyšetřování výkonových charakteristik žebrovaných výměníků tepla při proměnném průtoku vzduchu, se stalo podnětem ke hledání výhodnějších tvarů kriteriálních závislostí.

### 3. NOVÉ TYPY KRITERIÁLNÍCH ZÁVISLOSTÍ PRO SVAZKY ŽEBROVANÝCH TRUBEK

Na základě rozboru a systematického zpracování podkladů obsažených v [5] lze doporučit pro výpočet součinitelů přestupu tepla a tlakových ztrát při průtoku plynu napříč svazkem žebrovaných trubek kriteriální rovnice

$$Nu = G_\alpha \frac{K_{1\alpha}}{\ln \left( 1 + \frac{K_{2\alpha}}{Re^n} \right)} Pr^m, \quad (7a)$$

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_e} Nu, \quad (7b)$$

$$Eu = G_\xi n_F (K_{1\xi} Re^{-p} + K_{2\xi}), \quad (8a)$$

$$\Delta p = \rho w^2 Eu, \quad (8b)$$

které jsou vhodné pro rozsah  $Re = 10^3$  až  $7 \cdot 10^4$ . Obdobně jako v [5] je exponent u Prandtlova čísla  $m = 0,66$  a činitele  $G_\alpha$ ,  $G_\xi$  se berou podle tab. I. Pro koeficienty  $K_{1\xi}$ ,  $K_{2\xi}$ ,  $K_{1\alpha}$ ,  $K_{2\alpha}$  je vypracována *tab. III*, kde jsou uvedeny též nové hodnoty exponentů  $n$ ,  $p$  v rovnicích (7a), (8a). Připomeňme, že  $Re$  a  $Nu$  jsou definovány vztahy (4) při ekvivalentním průměru (3).

Tvary rovnic (7a), (8a) nejsou v literatuře o přenosu tepla neznámé. První z nich odpovídá korelace přestupu tepla při volné konvekci na deskách a válcích

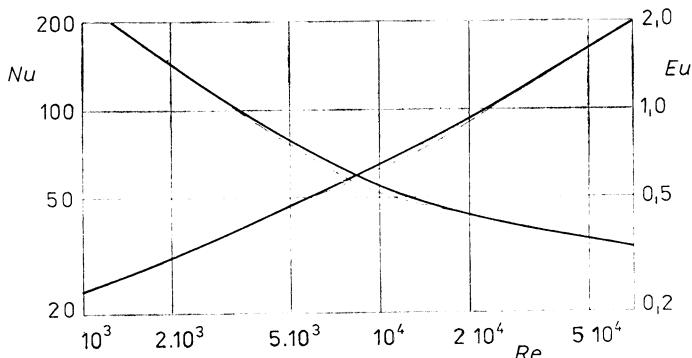
Tab. 3. Koeficienty a exponenty v rovnicích (7a), (8a)

	Trubky za sebou	Trubky vystřídané
$K_{\alpha 1}$	$4 \frac{d_e}{d_h}$	$2,62 \frac{d_e}{d_h}$
$K_{\alpha 2}$	$17,4 \frac{d_e}{d_h}$	$6,9 \frac{d_e}{d_h}$
$n$	0,62	0,65
$K_{\xi 1}$	$14 \left( \frac{d_e}{d_h} \right)^{0,455}$	$30 \left( \frac{d_e}{d_h} \right)^{0,455}$
$K_{\xi 2}$	0,02	0,038
$p$	0,8	0,8

uvedené např. v práci [12]. Druhý pak vychází z původní Ergunovy rovnice pro tlakové ztráty při průtoku plynu vrstvou častic [13]. Pro svazky žebrovaných trubek je důležité dokázat vyjádřit závislost koeficienty  $K$  na vhodných geometrických charakteristikách, v našem případě na poměru ekvivalentního a hydraulického průměru  $d_e/d_h$  (tab. III).

Rovnice (7a), (8a) dávají s podklady uvedenými v práci [5] velmi dobrou shodu v celém doporučeném intervalu  $Re = 10^3$  až  $7 \cdot 10^4$  a poskytují v něm zcela hladký průběh závislostí Nusseltova a Eulerova čísla. V okolí bodů  $A$ ,  $B$  z obr. 2 jsou však hodnoty  $Nu$  a  $Eu$  vesměs o něco vyšší než plyne z rovnic (1), (2) při použití údajů z tab. II. Tato situace je dobře patrná z průběhu na obr. 3.

Otzázkou přesnosti rovnic (7a), (8a) bude žádoucí postupně prověřovat, jak analýzou prvotních zdrojových podkladů z měření různých autorů, tak i při nově



Obr. 3. Znázornění průběhu Nusseltova a Eulerova čísla podle vztahů (7a), (8a) a jejich porovnání se závislostmi z [5].

prováděných měřeních na svazcích žebrovaných trubek. Poznamenejme ještě, že při vyšších hodnotách  $Re$  plynou z rovnic (7a), (8a) vztahy

$$Nu \approx G_\alpha \frac{K_{1\alpha}}{K_{2\alpha}} Re^n Pr^m,$$

$$Eu \approx G_\xi K_{2\xi} n_r,$$

které nejsou v rozporu se závislostmi, např. podle [6] a [7].

#### 4. OPTIMÁLNÍ RYCHLOST PRŮTOKU VZDUCHU

Hodnocení efektivnosti výměníku tepla je v podstatě založeno na několika kritériích. Především se porovnává převedený tepelný tok  $Q$  a příkon  $P = P_1 + P_2$  nutný k průtoku vzduchu a další teplonosné látky výměníkem. Jako doplňující kritéria slouží podíl převedeného tepelného toku  $Q$  a zastaveného objemu  $V_r$ , nebo celkové teplosměnné plochy  $S_c$  a následně celkové hmotnosti  $M_c$ , a konečně podíl  $Q$  k pořizovacím nákladům  $I_c$ . Převládající význam některého z těchto hle dísek může souviseť s řadou okolností vyplývajících z konkrétních provozních podmínek.

U výměníků z žebrovaných trubek se nabízí nová možnost posouzení jejich efektivnosti, a to na základě porovnávání přenosu tepla a tlakových ztrát na straně vzduchu. Výchozím bezrozměrovým parametrem je podíl přenosového a Eulerova čísla jakožto funkce  $Re$

$$\frac{\alpha_v S_c}{C} Eu^{-1} = f(Re). \quad (9)$$

Součinitel přestupu tepla  $\alpha_v$  je dán hodnotou  $\alpha$  podle vztahu (7b), vynásobenou faktorem  $G_z$ , definovaným výrazem (5). Celková teplosměnná plocha  $S_c$  u výměníku o délce trubek  $L$ , počtu řad trubek  $n_r$  a počtu trubek v řadě  $m$  je určena vztahem

$$S_c = S_I L n_r m.$$

Tepelná kapacita protékajícího vzduchu

$$\dot{C} = w \varrho c_p A,$$

je součinem rychlosti průtoku vzduchu  $w$  podle vztahu (6), jeho hustoty  $\varrho$  a měrné tepelné kapacity při stálém tlaku  $c_p$  a průtočného průřezu

$$A = s_1 L \Phi m. \quad (10)$$

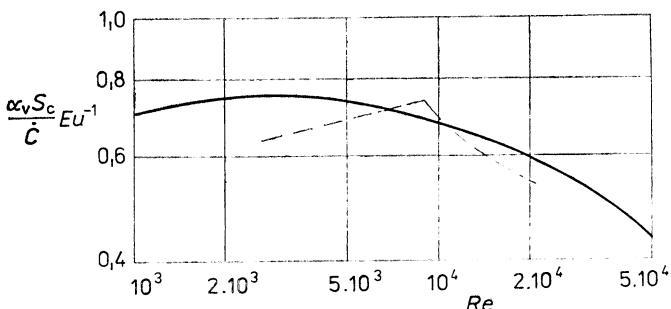
Platí tedy, že

$$\frac{\alpha_v S_c}{C} = \frac{Nu}{Re Pr} \frac{S_I}{s_1 \Phi} G_z n_r. \quad (11)$$

Vyhodnocení závislosti (9) lze tedy snadno provést pomocí vztahů (11), (7a) a (8a) pro libovolný svazek žebrovaných trubek. Charakteristické grafické znázornění přibližuje obr. 4. U celé řady studovaných svazků žebrovaných trubek má průběh funkční závislosti (9) lokální maximum v intervalu  $Re = 3 \cdot 10^3$  až  $10^4$ . Označíme-li symbolem  $Re_{opt}$  hodnotu Reynoldsova čísla pro maximální hodnotu funkce (9) pak se ukazuje, že platí:

- a) při  $Re < Re_{opt}$  jsou svazky vystřídaných trubek méně výhodné než svazky s trubkami za sebou (při stejném průměru trubek a stejné geometrii žebrování),
- b) překročení hodnoty  $Re_{opt}$  má smysl pouze tehdy, jestliže např. objemové kritérium  $\dot{Q}/V_c$  je pro stavbu výměníku dominantní (pak se výměník řeší s výhodou se svazkem vystřídaných trubek).

V případě, že by se závislost (9) vyhodnocovala podle vztahů (1) a (2) a tab. II. nastává situace čárkováně znázorněná na obr. 4. Ostré maximum při hodnotách



Obr. 4. Příklad průběhu přenosového kritéria vyhodnoceného ze vztahů (7a), (8a) a ze závislostí (1), (2) podle [5].

Reynoldsova čísla odpovídajícím bodu zlomu  $B$  na obr. 2 se jeví z fyzikálního hlediska těžko odůvodnitelné. Právě tato okolnost dala podnět k tomu, aby byl učiněn pokus o formálně jinou interpretaci experimentálních závislostí pro přestup tepla a tlakové ztráty, než uvádějí dosavadní literární prameny.

Optimální rychlosť průtoku vzduchu výměníkem z žebrovaných trubek pak plyne z hodnoty  $Re_{opt}$ , tj.  $w_{opt} = Re_{opt} \nu / de$ , a uvažuje se v průřezu A daném vztahem (10).

## 5. ZÁVĚR

Na základě analýzy podkladů pro přestup tepla a tlakové ztráty zpracovaných v práci [5] jsou předloženy nové výpočtové vztahy pro Nusseltovo a Eulerovo číslo výhodné pro praktické aplikace. V okolí bodů A, B z obr. 2 udávají tyto vztahy poněkud vyšší hodnoty  $Nu$  a  $Eu$  než původní podklady. Vzhledem k rozdílnosti údajů plynoucích z jednotlivých publikovaných závislostí není nutné zaujmít k těmto relativně malým odchylkám příliš kritické stanovisko. Na základě diagramů uvedených v práci [5] lze při dokreslení průběhů Nusseltova čísla a součinitele hydraulických odporů podle nových vztahů (7a), (8a) konstatovat kvantitativně ekvivalentní shodu s výsledky v pracích [6] a [7], jakou vykazují vztahy (1), (2) s geometrickým a průtokovým faktorem podle tab. I a II.

## ZÁKLADNÍ OZNAČENÍ

A	průtočný průřez [ $m^2$ ]
a	teplotní vodivost [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]
C	tepelná kapacita protékajícího vzduchu [ $W \cdot K^{-1}$ ]

$c_p$	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]
$D$	průměr žebra [m]
$d_e$	ekvivalentní průměr žetrovky [m]
$d_h$	hydraulický průměr žetrovky [m]
$d_t$	vnější průměr základní trubky [m]
$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}$	Eulerovo číslo
$h$	výška žebra [m]
$L$	délka žetrovky [m]
$m$	počet trubek v řadě
$Nu = \frac{\alpha d_e}{\lambda}$	Nusseltovo číslo
$n_r$	počet řad trubek
$n_z$	počet žeber na 1 m délky trubky
$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$	Prandtlovo číslo
$p$	tlak [Pa]
$Re = \frac{wd_e}{\nu}$	Reynoldsovo číslo
$S_I$	vnější plocha povrchu žetrovky [ $m^2 \cdot m^{-1}$ ]
$S_c$	celková vnější plocha žetrovek [ $m^2$ ]
$S_t$	vnější plocha povrchu základní trubky [ $m^2 \cdot m^{-1}$ ]
$S_z$	plocha povrchu žeber [ $m^2 \cdot m^{-1}$ ]
$s_1$	příčná rozteč trubek [m]
$s_2$	podélná rozteč řad trubek [m]
$s_3$	diagonální rozteč trubek [m]
$u$	vzdálenost žeber [m]
$w$	rychlost vzduchu v nejužším místě svazku [ $m \cdot s^{-1}$ ]
$w_0$	rychlost vzduchu ve volném průřezu před svazkem žetrovek [ $m \cdot s^{-1}$ ]
$\alpha$	součinitel přestupu tepla [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]
$\alpha_v$	výsledný součinitel přestupu tepla [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]
$\Delta p$	tlaková ztráta [Pa]
$\eta_z$	účinnost žeber
$\lambda$	teplná vodivost [ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ]
$\nu$	kinematická viskozita [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]
$\varrho$	hustota [ $kg \cdot m^{-3}$ ]
$\Phi$	poměrný volný průřez

## LITERATURA

- [1] Vampola, J.: Přestup tepla a hydraulické ztráty při proudění vzduchu svazkem žetrovaných trubek se šroubově vinutými žebry. In: Sborník SVÚTT III „Práce z oboru sdílení tepla a přenosu hmoty“. Praha, s. 49–67.
- [2] Pokorný, B.: Tepelné a energetické charakteristiky žetrovaných trubek pájených hliníkem a metodika jejich výpočtu. Ibid., s. 69–89.
- [3] Vampola, J.: Vergleich von Rippenrohren aus unterschiedlichen Werkstoffen für Luftkühler. Chem. Techn., 17, 1965, 26.
- [4] Vampola, J.: Přestup tepla a tlakové ztráty při proudění plynu svazkem žetrovaných trubek. Strojírenství, 16, 1966, č. 7, s. 501–507.
- [5] Vampola, J.: Přestup tepla a tlakové ztráty při proudění plynu svazkem žetrovaných trubek. Technické příručky SVÚSS, č. 8, Praha, 1984.
- [6] VDI-Wärmeatlas, listy Ge, Gd, Mb, Mg. VDI-Verlag Düsseldorf, 1977.
- [7] Žukauskas, A. A.: Konvektivnyj perenos v teploobmennikach. Izd. Nauka, Moskva 1982.
- [8] Stasjuljavičius, Ju.—Skrinska, A.: Teplootdača pučkov rebristych trub. Izd. Mintis, Vilnus 1974.
- [9] Webb, R. L.: Air-side heat transfer in finned tube heat exchanger. Heat Transfer Eng., 1980, 1, č. 3, s. 33.
- [10] Mueller, A. C.: Heat exchangers. In: Handbook of heat transfer, Mc Graw- Hill, New York, 1973.

- [11] *Harrison, E.*: Heat convection from finned tubes. Mechanical World, 1948, January, 9, 16.  
 [12] *Raithby, G. D.—Hollands, K. G. T.*: Natural convection. In: Handbook of heat transfer fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1985.  
 [13] *Ergun, S.*: Fluid flow through packed columns. Chem. Eng. Progr., 1952, 48, s. 89.

## **НОВЫЙ СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ И ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ РЕБРИСТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕННИКОВ**

*Инж. Войтех Главачка, к. т. н.*

Статья приносит предложение упрощения и обобщения расчета коэффициентов теплоотдачи ребристой поверхности теплообменников при расходе газов (воздуха). Автор исходит из работ проводимых институтом СВУСС.

## **THE NEW WAY OF THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT AND LOSSES IN THE PRESSURE DETERMINATION FOR FINNED SURFACES OF HEAT EXCHANGERS**

*Ing. Vojtěch Hlavačka, CSc.*

The project of simplification and generalization of the heat transfer coefficient calculation for the finned surface of heat exchangers during the gas/air flow is presented in the article. The author starts at many works of the SVÚSS Institute.

## **NEUES BESTIMMUNGSGEFAHREN DER WÄRMEÜBERGANGSKOEFFIZIENTEN UND DER DRUCKVERLUSTE BEI DEN RIPPENFLÄCHEN DER WÄRMEÜBERTRÄGER**

*Ing. Vojtěch Hlavačka, CSc.*

Im Artikel wird der Entwurf zur Vereinfachung und zur Verallgemeinerung der Berechnung eines Wärmeübergangskoeffizienten auf der Rippenoberfläche der Wärmeüberträger beim Gazdurchfluss (Luftdurchfluss) vorgelegt. Der Autor lehnt sich an eine Reihe der besonders im Forschungsinstitut SVÚSS durchgeföhrten Arbeiten.

## **MODE DE DÉTERMINATION NOUVEAU DES COEFFICIENTS DE TRANSMISSION DE CHALEUR ET DES PERTES DE CHARGE SUR LES SURFACES À AILETTES DES ÉCHANGEURS THERMIQUES**

*Ing. Vojtěch Hlavačka, CSc.*

Dans l'article, on présente le projet pour la simplification et pour la généralisation du calcul d'un coefficient de transmission de chaleur sur la surface à ailettes des échangeurs thermiques au débit des gaz (de l'air). L'auteur s'appuie sur une série des travaux réalisés dans l'Institut de recherches SVUSS, surtout.

### **• Teplo z lakovny**

Pro lakovnu závodů Volkswagen v Emdenu dodala fa Kraftanlagen Heidelberg 18 rotačních regeneračních výměníků Rototherm. Vý-

měníky mají průměr rotorů od 4200 do 5000 mm a získají z 1,8 mil. m<sup>3</sup> odpadního vzduchu za rok asi 23 MWh tepla.

**Prof. Ing. Juraj Tölgessy, DrSc. a kol.**

### **Chémia, biológia a toxikológia vody a ovzdušia,**

*Vydalo nakl. SAV VEDA, Bratislava 1989,  
2. vyd., 536 str., váz. Kčs 71,—.*

Svojí výrobní i nevýrobní činností znečiňuje člověk základní složky životního prostředí – vodu a ovzduší, přičemž je nepříznivě ovlivňován koloběh chemických látek a vznikají vážné škody na živých organismech. Proto je třeba hledat a realizovat taková řešení, která by proces narušování životního prostředí zastavila. Ke snížení objemu a zneškodňování plynných, kapalných a tuhých odpadů musí pozitivně přispět především výsledky chemických a biologických věd.

S odstupem pěti let vychází znova dílo desetičlenného kolektivu autorů s bohatou vědeckopagogickou a publikační činností, pracovníků kateder chemie a technologie životního prostředí CHF SVŠT v Bratislavě a technologie vody a prostředí pražské VŠCHT. Poskytuje komplexní pohled na chemii, biologii a toxikologii vody a ovzduší především z hlediska tvorby a ochrany životního prostředí.

V první části publikace jsou uvedeny základní chemické, biologické a toxikologické informace o vodě v jejím přirozeném stavu a o změnách, vznikajících znečištěním vod ovlivněných průmyslovou a zemědělskou činností, dopravou a urbanizací. Jednotlivé dílčí kapitoly jsou věnovány složení a struktuře čisté vody, fyzikálním vlastnostem vody a vodních roztoků, chemickým reakcím a chemickým rovnováhám ve vodách, chemickému složení vod, vodám přírodním, pitným, užitkovým, provozním a odpadním, recipientu a jeho znečištění, fyzikálním, fyzikálně-chemickým a chemickým metodám úpravy a čištění vod, základům ekologie vodních organismů, mikrobiologii vody, mikroorganismům v povrchových a podzemních vodach a pramenech, biologickému čištění odpadních vod, účinkům toxických látek, toxicitě kovů a jejich sloučenin, pesticidů, sloučenin dusíku a metabolitů produkovaných mikroorganismy a toxickým účinkům odpadních vod z celulózek a papíren.

Druhá část je zaměřena na otázky spojené s chemií, biologií a toxikologií ovzduší (atmosféra a její složení, znečištění ovzduší, vznik znečišťujících látek v průmyslu a dopravě, metody omezování a snižování emisí, analýza, monitorování a jednotný systém kontroly ovzduší, mikrobiologie a palynologie ovzduší, toxické látky v ovzduší a jejich biologické účinky, toxicita anorganických sloučenin uhlíku, síry, dusíku, halogenů, uhlovodíků a tuhých částic). Pro hodnocení kvality vody a ovzduší jsou k dispozici různá vládní nařízení, normy a předpisy. Proto jsou v závěrečné kapitole uvedeny v souhrnné formě ty údaje, které jsou důležité jak pro teoretické studium, tak pro praktickou činnost v oblasti ochrany životního prostředí.

Kniha je určena nejen odborníkům v oblasti ekologie, chemie, biologie, zdravotního inženýrství, hygieny aj., vědeckým aspirantům, posluchačům vysokých škol technického a universitního zaměření, ale také širšímu okruhu zájemců o problémy tvorby a ochrany životního a pracovního prostředí.

(tes)

### **● Zvýšení účinnosti krbů**

Ve Švýcarsku se objevila vtipná novinka, která byla oceněna stříbrnou medailí na mezinárodním veletrhu vynálezů a zlepšovacích návrhů v Bazileji. Jedná se o zařízení s vložkou do krbu, která umožňuje vyšší využití tepla. Díky jednotlivým přestavitelným prvky vložky nepotřebuje krb žádné úpravy.

Zařízení sestává z malého tichoběžného ventilátoru, který vhání vzduch kovovo uhadicí do vložky z topných trubek, která sleduje dno, zadní stěnu a „strop“ spalovacího prostoru krbu. Vložka je na konci, tj. při horní hraně otvoru krbu zakončena dvěma výstykami, kterými vstupuje horký vzduch do místnosti.

HLH 12/86

(Kw)

# PŘÍSPĚVEK K VÝPOČTŮM LAMELOVÝCH VÝMĚNÍKŮ VZDUCH—VODA

DOC. ING. JAROSLAV CHYSKÝ, CSc.

*Strojní fakulta ČVUT, Praha*

Autor se zabývá problematikou vzduchotechnických výměníků s navlékanými obdélníkovými lamelami. Jsou řešeny otázky vlivu použití roztoků s nízkou teplotou tuhnutí, styku lamel s trubkou, přestupu tepla na straně vzduchu a sestavy výměníků vzhledem ke vzájemné poloze průtoku vzduchu a kapaliny.

*Recenzoval: Vladimír Fridrich, dipl. tech.*

Nejběžnějšími výměníky ve vzduchotechnice jsou lamelové výměníky, které se používají pro ohřívání a chlazení vzduchu. Topným nebo chladicím médiem je nejčastěji voda, při podnulových teplotách kapaliny s nižší teplotou tuhnutí. Pára se dnes pro tyto účely používá jen výjimečně. V příspěvku uvádím některé skutečnosti, které nejsou dostatečně známé nebo jednoznačné, a které přímo ovlivňují výpočty.

Nejdůležitějším krokem je stanovení součinitele přestupu tepla na straně vzduchu a následný výpočet prostupu tepla. Měření, prováděná pro zhodnocení lamelových výměníků prokázala, že součinitel přestupu tepla a tím i rozložení teplot na lamelách vůbec neodpovídá používané idealizaci, představované účinností lamel. Při odvozování se totiž předpokládá na celém povrchu lamely stejný součinitel přestupu tepla. *Hausen* [3] uvádí v proměřovaném případě tyto hodnoty v rozmezí 50 až 175 W/(m<sup>2</sup> K). Z tohoto důvodu by bylo vhodnější počítat jako se základem s přestupem tepla na vnější straně trubky a k této hodnotě stanovit přirážku, která by závisela na geometrii a jakosti žebrování (tím by se respektovala i účinnost). Obdobným způsobem je tento problém zpracován v [1].

Protože většina podkladů, které jsou k dispozici, je zpracována pomocí idealizace případu s použitím konstantní hodnoty součinitele přestupu tepla a pomocí značně problematické veličiny účinnosti žeber, použil jsem dálé tuto idealizaci. Při kontrole udávaných výkonů lamelových výměníků vyráběných v ČSSR jsem zjistil značné rozporu vypočtených hodnot podle různých podkladů, které byly způsobeny v podstatě stanovením součinitele přestupu tepla na straně vzduchu. Z vyhodnocení podkladů, které jsem měl k dispozici z různých měření, jsem dospěl ke vztahu, který dává pro tyto výměníky vyráběné u nás uspokojivé výsledky. Tento vztah má tvar

$$Nu = CR e^{0,625} Pr^{1/3} (\delta/l_f)^{0,214}. \quad (1)$$

Součinitel *C* pro vystřídané uspořádání trubek je 0,191, pro trubky uspořádané za sebou 0,124;  $\delta$  je tloušťka mezery mezi lamelami,  $l_f$  — rozteč jednotlivých řad (obvykle šířka lamely ve směru proudu).

Látkové vlastnosti se dosazují při střední teplotě vzduchu v jádru proudu, charakteristický rozměr pro *Nu* a *Re* je  $\delta$ . Pro konkrétní případy je možno tento vztah upravit. Např. pro výměníky, vyráběné v závodě JANKA pro vystřídané uspořádání trubek při rozměrech podle tab. 1 je pro střední teplotu vzduchu 20 °C

$$\alpha_a = 26,5 w^{0,625} \quad (2)$$

Tab. 1. Rozměry teplosměnných ploch lamelových výměníků vyráběných v ČSSR

	Rozměr	JANKA	KOVONA
vnější a vnitřní průměr měděných trubek	mm	16/12	13,25/12,3
tloušťka hliníkových lamel	mm	0,15	0,2
průměrný počet lamel na délku 1 m	1/m	493	476
rozteč lamel	mm	2,03	2,09
vnější povrch na délku trubky 1 m ( $S$ )	$m^2/m$	0,668	1,073
vnitřní povrch na délku trubky 1 m ( $S_i$ )	$m^2/m$	0,0377	0,0386
poměr $S_e/S_i$	—	17,7	27,8
poměrné zúžení čelního průřezu	—	0,416	0,545
rozměry lamely, připadající na jednu trubku	$mm^2$	29 × 30	37,5 × 33
povrch jedné řady o čelném průřezu 1 $m^2$	$m^2/m^2$	22,6	32,19
ekvivalentní průměr lamely $D_{eko}$	mm	33,3	39,7
odpovídající výška $h$	mm	8,64	13,22
ekvivalentní výška pro žebro stálého průřezu se stejnou účinností	mm	14,93	27,08
součinitel $C$ pro vztah (3)	—	211	85,1
rozteč trubek ve výměníku	mm	30	33,3

S klesající teplotou součinitel přestupu tepla stoupá (pro 0 °C o 7 %), se stoupající klesá (pro 40 °C o -6 %). Uváděná rychlosť  $w$  je rychlosť proudění vzduchu v zúženém průřezu.

*Poznámka:* V případě, že se vztah upraví na použití hmotnostní rychlosti  $w\varrho_a$ , není třeba v oblasti běžných teplot s korekcí na teplotu počítat. Vztah (2) má potom tvar:

$$\alpha_a = 23,6(w\varrho_a)^{0,625}. \quad (2a)$$

Účinnost žeber při značně zjednodušených předpokladech (náhrada obdélníkové lamely ekvivalentním kruhovým žebrem stálého průřezu) lze stanovit podle vztahu

$$\eta_z = \frac{C}{\alpha_a + C} \quad (3)$$

kde  $C = 1,56 s \lambda/h_{ekv}^2$ , závisí pouze na konstrukci lamely. Vztah (3) je použitelný pro  $\alpha_a < 120 W/(m^2 K)$ , s je tloušťka lamely,  $\lambda$  součinitel tepelné vodivosti a  $h_{ekv}$  ekvivalentní výška.

Pro obdélníkové lamely je

$$h_{ekv} = 0,367 \sqrt{ab} + 0,223 \frac{a \cdot b}{d_e} - 0,5d_e. \quad (4)$$

Při praktických výpočtech je účelné počítat přímo se součinem

$$\eta_z \alpha_a = \alpha'_a$$

tedy pro  $C = 211$ .

$$\alpha'_a = \frac{26,5w^{0,625} \cdot 211}{26,5w^{0,625} + 211} = \frac{23,6(w\varrho_a)^{0,625} \cdot 211}{23,6(w\varrho_a)^{0,625} + 211} \quad (5)$$

a nahrazením jednoduchou závislostí (pro  $w = 1$  až 12 m/s je korelační součinitel 0,9986)

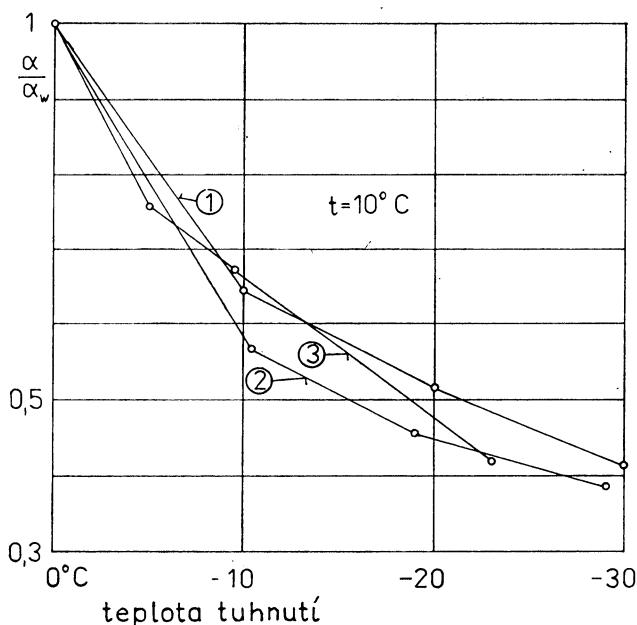
$$\alpha'_a = 24,35w^{0,482} = 21,9(w\varrho_a)^{0,494}. \quad (5a)$$

Hodnoty součinitelů přestupu tepla podle těchto vztahů potom jsou

$w$	2	4	6	8	10	12
$\alpha_a$	40,9	63,0	81,2	97,2	111,7	125,2
$\alpha'_a$	34,2	48,5	57,8	66,3	73,9	80,7

Stanovení součinitele přestupu tepla na straně kapaliny není sice tak důležité jako na straně vzduchu, přesto může vést k chybám. Vodní cesty by měly být upraveny tak, aby rychlosť odpovídala turbulentnímu proudění:  $Re_w > 5000$ . Tyto hodnoty jsou pro vodu dobře dosažitelné, pro vytápění i pro chlazení. Poněkud obtížnější je případ použití kapaliny s nízkou teplotou tuhnutí. Výpočty bylo zjištěno, že snížení přestupu tepla při nuceném proudění je úměrné teplotě tuhnutí (větší odchylka byla u fridexu, výrobcem uváděné tepelné vlastnosti se však nezdají spolehlivé). Průměrně je (obr. 1).

Teplofa tuhnutí	-10	-15	-20	-25
$\alpha_{\text{roztok}}/\alpha_{\text{voda}}$	0,6	0,53	0,46	0,41



Obr. 1. Poměrné zmenšení součinitele přestupu tepla roztoků vzhledem k vodě v závislosti na teplotě jejich tuhnutí (platí pro  $10^{\circ}\text{C}$ ) (1 — fridex, 2 — etylalkohol, 3 — glycerin).

Použití tohoto poměru  $\alpha_r/\alpha_w$  velmi usnadňuje výpočty, protože stačí provádět výpočty pro vodu bez hledání tepelných vlastností roztoků v literatuře. Prověření nebylo provedeno pro vyšší teploty. Uváděné hodnoty platí pro  $+10^\circ\text{C}$  (vhodné pro chlazení nebo pro vodní okruhy se zpětným získáváním tepla).

*Poznámka:* Viskozita těchto roztoků je značně vyšší než vody, takže při jejich použití je vždy nutno prověřit tlakovou ztrátu při požadovaném průtoku.

Další okolnost, která se obvykle při výpočtech nerespektuje je nedokonalý styk lamely s trubkou. Po navléknutí i po rozšíření měděné trubky trnem nebo tlakovou vodou nikdy není kontakt dokonalý. Tepelná vodivost  $A$  v místě kontaktu se uvádí v rozmezí 3100 až 71 000  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$ . Nižší hodnota platí po zestárnutí. Při respektování této okolnosti je *součinitel prostupu tepla* (je vztažován na vnější povrch)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} \frac{S_e}{S_i} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \frac{S_e}{S_{ts}} + \frac{1}{A} \frac{S_e}{S_{et}} + \frac{1}{\alpha'_a}} \quad (6)$$

kde  $S_e$  — celý vnější povrch,

$S_i$  — odpovídající vnitřní povrch,

$S_{et}$  — vnější povrch trubky,

$S_{ts}$  — povrch, odpovídající střednímu průměru trubky.

Při neuvažování tepelného odporu kontaktu lamely s trubkou je skutečná hodnota  $k$  asi o 1 % menší, po zestárnutí o 14 až 20 % (při průměrných hodnotách přestupu tepla). Proto je nutné dimenzovat lamelové výměníky s rezervou teplosměnné plochy asi 20 %, aby výměník vyhovoval po celou dobu životnosti.

### Lamelové ohříváče a chladiče jako výměníky

Nejčastější zapojení jednotlivých řad je ve formě výměníku s křížovým proudem (tekutiny mají vždy v řezech kolmých k proudu v jednotlivých bodech nestejně teploty). V poměrně úzkém rozmezí hodnot  $kS_e/C_a$  u těchto výměníků pro účely vzduchotechniky a pro *jednoduchý křížový proud* je v praxi použitelný vztah

$$\vartheta_a = \frac{\nu_a}{\nu_a/(1 - \exp(-\nu_a)) + \nu_w/(1 - \exp(-\nu_w)) - 1}. \quad (7)$$

V případě, že je křížový proud kombinován s protiproudem, je

$$\vartheta_a = \vartheta_{sa} + A(\vartheta_{pa} - \vartheta_{sa}) \quad (8)$$

kde  $A$  je jakostní součinitel příslušného výměníku (pro jednu řadu je  $A = 0,71$ , pro dvě  $A = 0,87$ , pro tři  $A = 0,95$ , pro čtyři  $A = 1$ ). Křížový proud je při více řadách kombinován s protiproudem).

Ve vztazích značí:

$\nu_a = kS/\dot{C}_a$ ,  $\nu_w = kS/\dot{C}_w$  jsou tepelné charakteristiky výměníku,

$\mu_a = \dot{C}_a/\dot{C}_w$  je průtoková charakteristika,

$\vartheta_a = \Delta t_a/(t'_w - t'_a)$  je bezrozměrná změna teploty vzduchu,

$\Delta t_a = t'_a - t'_a$  rozdíl vstupní a výstupní teploty vzduchu,

$t'_w$  — teplota kapaliny na vstupu do výměníku,

$\vartheta_{sa}$ ,  $\vartheta_{pa}$  — bezrozměrné změny teplot vzduchu v případě výměníku souprudého a protiproudého,

$\dot{C}_a$ ,  $\dot{C}_w$  — tepelné kapacity průtoků vzduchu a vody.

índex a značí vzduch,  $w$  — vodu. Jedna čárka značí stav na vstupu do výměníku, dvě stav na výstupu.

Pro soupravidý a protiproudý výměník platí obecně známé vztahy

$$\vartheta_{sa} = \frac{1 - \exp(-\nu_a(1 + \mu_a))}{1 + \mu_a} \quad (9)$$

$$\vartheta_{pa} = \frac{1 - \exp(-\nu_a(1 - \mu_a))}{1 - \mu_a \exp(-\nu_a(1 - \mu_a))} \quad (10)$$

**Příklad:** Má se stanovit tepelný výkon tříradého výměníku o rozměrech  $600 \times 1000$  mm, průtok vzduchu je  $4000 \text{ m}^3/\text{h}$ . Teplota vzduchu na vstupu je  $-10^\circ\text{C}$ , teplota vody  $90^\circ\text{C}$ , průtok vody  $1 \text{ l/s}$ . Propojení řad trubek je a) v protiproudu, b) v křížovém proudu. Trubky a lamely mají rozměry podle tab. 1, výrobce JANKA. V jedné řadě je 20 trubek, trubky jsou ve směru proudu vzduchu vystřídané.

a) Uspořádání tří křížových proudů v protiproudu. Voda vstupuje paralelně do 20 trubek. Rychlosť proudu vody je  $0,441 \text{ m/s}$ ,  $Re = 14\,457$  a součinitel přestupu tepla  $\alpha_w = 3\,774 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ . Rychlosť proudu v vzduchu v zúženém průřezu  $w_a = 4,45 \text{ m/s}$ , hustota vzduchu  $\rho_a = 1,23 \text{ kg}/\text{m}^3$ . Podle (5a) je

$$\alpha'_a = 21,9 \cdot (4,45 \cdot 1,23)^{0,494} = 50,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}).$$

Součinitel prostupu tepla (spojení lamely s trubkou bez odporu):

$$k = \frac{1}{17,7/3\,774 + 1/50,7} = 40,9 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$$

s odporem:

$$k^x = \frac{1}{17,7/3\,774 + 13,3/3\,100 + 1/50,7} = 34,8 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}).$$

Povrch výměníku na vnější straně  $S = 40,68 \text{ m}^2$ , tepelné kapacity proudů  $C_a = 1\,380 \text{ W/K}$ ,  $C_w = 4\,098 \text{ W/K}$ ,  $\nu_a = 1,206$ ,  $\nu_a^x = 1,026$ ,  $\nu_w = 0,0406$ ,  $\nu_w^x = 0,345$ . Hodnoty s hvězdičkou platí při tepelném odporu  $1/3\,100$  mezi lamelou a trubkou.

$$\mu_a = 0,337$$

Pro soupravidý výměník je

$$\vartheta_{sa} = \frac{1 - \exp(-1,206(1 + 0,337))}{1 + 0,337} = 0,599, \vartheta_{sa}^x = 0,558$$

Pro protiproudý výměník je

$$\vartheta_{pa} = \frac{1 - \exp(-1,206(1 - 0,337))}{1 - 0,337 \cdot \exp(-1,206(1 - 0,337))} = 0,649, \vartheta_{pa}^x = 0,595$$

$$\vartheta_a = 0,599 + 0,95(0,649 - 0,599) = 0,646, \vartheta_a^x = 0,593$$

$$t_a'' = 54,6^\circ\text{C}, \quad t_a^{xx} = 49,3^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q} = 64,6 \cdot 1\,380 = 89\,148 \text{ W}, \quad \dot{Q}^x = 59,3 \cdot 1\,380 = 81\,854 \text{ W} (= 92\%)$$

Po zestárnutí výměníku lze tedy očekávat snížení tepelného výkonu v tomto případě o 8 %.

b) Uspořádání v křížovém proudu. Do všech trubek vstupuje voda současně.

$$w_w = 0,441/3 = 0,147 \text{ m/s}, \quad \alpha_w = 1\,567 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$$

$$k = \frac{1}{17,7/1\,567 + 1/50,7} = 32,23, \quad k^x = 28,32 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$$

$$\nu_a = 32,23 \cdot 40,68/1\,380 = 0,95, \quad \nu_a^x = 0,835$$

$$\vartheta_{sa} = \frac{1 - \exp(-0,95(1 + 0,337))}{1 + 0,337} = 0,538, \quad \vartheta_{sa}^x = 0,503$$

$$\vartheta_{pa} = \frac{1 - \exp(-0,95(1 - 0,337))}{1 - 0,337 \exp(-0,95(1 - 0,337))} = 0,569, \quad \vartheta_{pa}^x = 0,527$$

$$\vartheta_a = 0,538 + 0,71(0,569 - 0,538) = 0,56, \quad \vartheta_a^x = 0,520$$

$$t_a'' = 46^\circ\text{C}, \quad t_a^{xx} = 42,0^\circ\text{C}$$

$$Q = 56 \cdot 1\,380 = 77\,280 \text{ W}, \quad Q^x = 71\,760 \text{ W} (= 0,92 Q)$$

Zhoršení styku lamely s trubkou stárnutím mělo v tomto případě důsledek snížení tepelného výkonu přibližně o 8 %. Křízový proud má zde proti uspořádání protiproudému výkon o 13,3 % menší. Toto zhoršení není však způsobeno křízovým proudem, ale menším součinitelem přestupu tepla na straně vody (je důsledkem paralelního spojení všech trubek). U chladičů vzduchu, u nichž je menší rozdíl teplot a větší teplotní změny má však uspořádání proudů vody a vzduchu (protiproud nebo křízový proud) význam podstatný. Při tom je třeba vždy dbát, aby při instalacích nebylo provedeno opačné propojení (místo protiproudou souproud).

Jak je zřejmé z příkladu, je číselný výpočet velmi pracný. Použití výpočetní techniky je v tomto případě jednoduché a výpočet je potom pouze záležitostí dosazování vstupních hodnot.

## Závěr.

V prováděných výpočtech se obvykle neuvažuje vliv tepelného odporu spojení lamely s trubkou, zhoršení přestupu tepla při použití roztoků se sníženou teplotou tuhnutí a vliv propojení vodních cest na tepelný výkon. Některé z těchto okolností mohou mít vliv nezanedbatelný, jak je v příspěvku ukázáno. Proti ideálnímu případu nového výměníku při použití vody a při uspořádání v protiproudě má největší vliv na výkon teplota tuhnutí použitého roztočku a zestárnutí spojení lamely s trubkou. Propojení vodních cest má význam zejména při větším počtu řad u chladičů. U ohříváčů podstatný vliv nemá.

## PŘEHLED POUŽITÝCH OZNAČENÍ

$a, b$  — rozměry obdélníkové lamely, připadající na jednu trubku  
 $A$  — jakostní součinitel výměníku

$C$  — konstanta

$\dot{C}_a, \dot{C}_w$  — tepelné kapacity průtoku vzduchu a vody

$d_e, d_i$  — vnější a vnitřní průměr trubky

$h_{ekv}$  — ekvivalentní výška lamely stálého průřezu, která by měla stejnou účinnost jako lamela skutečná

$l_r$  — rozteč jednotlivých řad výměníku

$s$  — tloušťka lamely

$S_e, S_{et}, S_1, S_{ts}$  — celý vnější povrch výměníku, vnější povrch samotných hladkých trubek, vnitřní povrch trubek, povrch odpovídající střednímu průměru trubek

$w$  — rychlosť proudění

$\alpha_a, \alpha_w$  — součinitel přestupu tepla na straně vzduchu a vody

$\delta$  — tloušťka mezery mezi lamelami

$\eta_z$  — účinnost žebre

$\vartheta_a, \vartheta_{sa}, \vartheta_{pa}$  — bezrozměrná změna teploty vzduchu ve výměníku, totéž pro případ výměníku souproudého a protiproudého

$\lambda$  — součinitel tepelné vodivosti materiálu lamel

$\mu_a$  — průtoková charakteristika výměníku ( $= \dot{C}_a/\dot{C}_w$ )

$\nu$  — součinitel kinematické viskozity

$v_a, v_w$  — tepelná charakteristika výměníku ( $kS_e/\dot{C}_a, kS_e/\dot{C}_w$ )

$\varrho_a, \varrho_w$  — hustota vzduchu a kapaliny

Indexy  $a$  označují vzduch,  $w$  kapalinu. Čárkované hodnoty  $x'$  platí pro vstup,  $x''$  pro výstup z výměníku. Křízkom je označováno alternativní řešení.

## LITERATURA

- [1] Antuf'ev, V., M., Běleckij G., S.: Aerodinamičeskie sопротивления трубчатых поверхностей в попарном потоке. Moskva 1948.
- [2] Fraas, A. P., Ozisik, M., N.: Heat Exchangers Design, N. Y. 1969.
- [3] Hauser H.: Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom. Springer Verlag 1976.
- [4] Hobler T.: Ruch ciepla i vymenniki. 2. vyd. Ruský překlad 1961.
- [5] Chyský J.: Zjednodušený výpočet rekuperacních výměníků. ZTV 28 (1985) str. 11–16.

## О РАСЧЕТЕ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ВОЗДУХ — ВОДА

Доц. Инж. Ярослав Чиски, к. т. н.

Автор занимается проблематикой воздухотехнических теплообменников с нанизанными прямоугольными пластинами. Решены в статье вопросы влияния использования растворов с низкой температурой застывания, стыка пластин с трубой, теплопереноса на стороне воздуха и состава теплообменников, имея в виду взаимное положение расходов воздуха и жидкости.

## CALCULATION OF MULTI-PLATE AIR-WATER HEAT EXCHANGERS

Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.

Problems of the air engineering heat exchangers with slided on rectangular thin plates are discussed there. The influence of use of the solutions with the low congelation temperature, of the thin plates contact with the tube, of heat exchange on the air side and the exchangers' composition with respect to the bilateral air and liquid flows position are described in the article.

## BEITRAG ZUR BERECHNUNG DER LAMELLENWÄRMEÜBERTRÄGER „LUFT-WASSER“

Doz. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.

Der Autor befasst sich mit der Problematik der lufttechnischen Wärmeüberträger mit den eingefädelten Rechtecklamellen. Die Fragen des Anwendungseinflusses der Lösungen mit dem niedrigen Erstarrungspunkt, des Kontaktes der Lamellen mit einem Rohr, des Wärmeüberganges seitens der Luft und des Systems der Wärmeüberträger mit Rücksicht auf die gegenseitige Lage eines Luft- und Flüssigkeitsdurchfusses werden gelöst.

## CONTRIBUTION POUR LE CALCUL DES ÉCHANGEURS THERMIQUES LAMELLES „AIR-EAU“

Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.

L'auteur de l'article présenté s'occupe de la problematique des échangeurs de technique aéraulique avec les lamelles rectangulaires enfilées. Les questions de l'influence d'une utilisation des solutions avec le point de congélation bas, du contact des lamelles avec un tube, de la transmission de chaleur du côté de l'air et du système des échangeurs thermiques en égard à la position d'un débit de l'air et du liquide sont résolues dans cet article.

Vrednyje něorganičeskie sojediněnija v promyšlennych vybrosach v atmosferu. Spravočník (Škodlivé anorganické sloučeniny v průmyslových emisích do ovzduší. Příručka).

Vydalo nakl. Chimiya, Leningrad 1988, 1. vyd., 192 str., brož. Kčs 8,50.

Jedním z negativních doprovodných jevů vědeckotechnické revoluce, vyvolaném prudkým růstem průmyslové výroby je produkce více než tisíce chemických sloučenin, které trvale znečišťují biosféru. Mnohé z nich působí škodlivě na člověka a živočichy, půdu, rostliny, mikroorganismy, historické stavby a umělecké památky; způsobují onemocnění nebo zpomalují růst zemědělských plodin a po vyloučení z ovzduší se hromadí v povrchových vrstvách půdy, odkud se kořeny rostlin dostávají do krmiva, zeleniny a ovoce. Kumulují rovněž ve spodních a povrchových vodách. Také mnohé jednoduché anorganické sloučeniny, obsažené v průmyslových exhalacích působí na živé organismy svými toxickými, karcinogenními, mutagenními, teratogenními a alergickými účinky.

Pro potřeby výzkumných a vývojových pracovníků a provozních technologů v chemickém a příbuzném průmyslu, konstruktérů, projektantů, hygieniků, ekologů a dalších odborníků byla vydána příručka, shrnující nejnovější poznatky o fyzikálněchemických vlastnostech anorganických látek, jejich toxicitě pro živé organismy, záporném působení na životní a pracovní prostředí, přípustných limitních koncentracích platných v SSSR a v ostatních průmyslově vyspělých státech včetně ČSSR.

Pro stručné úvodní kapitole o profylaxi znečištění životního prostředí průmyslovými emisemi je uveden vlastní popis škodlivých účinků látek, uspořádaných do skupin podle abecedně seřazených chemických prvků. U každé látky je uveden název, synonyma, vzorec, molekulová hmotnost, hlavní fyzikálně chemické vlastnosti, rozpustnost ve vodě, výskyt v jednotlivých druzích emisí, způsob separace a analytického stanovení a podrobné toxikologické údaje s odvoláním na příslušnou citovanou literaturu (231 odkazů).

Užitečná příručka, dostupná čs. odborné veřejnosti prostřednictvím prodejen s. p. Zahraniční literatura, vhodně doplňuje naše dosavadní a dostupné informační prameny z oblasti toxikologie anorganických látek (*Lazarev, Marhold, Tölgessy*).

(tes)

### **13. MEZINÁRODNÍ AKUSTICKÝ KONGRES (13. ICA)**

Ve dnech 24. 8. až 31. 8. 1989 se konal v Bělehradě v Sava Centar 13. Mezinárodní akustický kongres. Kongres se konal pod záštítou IUPAP a ETAN.

Na kongres navazovala dvě satelitní sympozia. Od 1. 9. do 3. 9. v Záhřebu bylo symposium elektroakustické a od 4. 9. do 6. 9. v Dubrovniku symposium zaměřené na otázky podvodní akustiky.

Kongres organizovaný každé tři roky velmi reprezentativním způsobem ukazuje hlavní trendy v rozvoji akustiky ve světě. Jednání probíhalo v plenárních zasedáních, kde byly prezentovány vyzvané hodinové referáty zahrnující jednotlivé akustické disciplíny. Hlavní náplň je již tradičně v jednání v sekci (celkem 13 sekcí). Zaměření sekcí bylo na otázky fyzikální akustiky, aeroakustiky, prostorové a stavební akustiky, akustiky řeči, fyziologické a psychologické akustiky, hudební akustiky, hlků, vibrací, měničů, měření, měřicích přístrojů, zpracování signálů a statistických metod, bioakustiky, ultrazvuku a podvodní akustiky.

Zajímavé a podnětné bylo organizování strukturálních sekcí zaměřených na aktuální problémy oboru, kde vedle referátů byl větší prostor věnovaný diskusím někdy velmi kritickým. Takto byl např. uváděn problém impulsního hlků, vibroakustiky, hlasitosti měniče se s časem, akustického chaosu, nových trendů v biomedicíně.

Na programu jednání kongresu byla i schůzka představitelů národních akustických společností k dalšímu organizování práce mezinárodní akustické společnosti — především pak k zefektivnění jednání na kongresech, k organizaci satelitních sympoziov, k otázce náplně mezinárodních akustických časopisů apod.

Referáty z kongresu byly publikovány ve čtyřdílném sborníku, pátý sborník shrnuje referáty ze satelitních sympoziov. Celý soubor pěti sborníků je uložen a využíván v práci skupiny životního prostředí FEL na katedře fyziky ČVUT FEL v Praze, další soubory jsou v akustické skupině ve VÚZORTu a v akustické skupině SVÚSS. Materály z kongresu jsou dále využívány i v práci členů ÚOS 8 Hluk a akustika prostředí KŽP ČSVTS.

Příští 14. akustický kongres bude organizován v Číně v městě Beijing v r. 1992. Zároveň jsou již plánována tři satelitní sympozia, a to fyzikální akustika v městě NANJING, Prostorová akustika v Szanghai a Zpracování akustických signálů v městě Xi'an.

Chalupová

# VÝPOČET PROTIPOUDÝCH VÝMĚNÍKŮ TEPLA VODA — VODA

ING. VLADIMÍR VALENTA, *Inklemo Praha*  
ING. PAVEL KRATOCHVÍL, CSc., *EGÚ Praha*  
ING. MIROSLAV DOSTÁL, *Sigma Ústí n./L.*

Záměrem článku je nabídnout projektantům výpočtové vztahy vhodné pro práci s kapesním kalkulátorem a metodu stanovení všech parametrů nutných při použití těchto vztahů při výpočtu protiproudých výměníků tepla voda - voda.

Recenzoval: Vladimír Fridrich, dipl. tech.

## 1. Označení veličin (tab. 1)

Veličiny s velkými písmeny jsou určeny pro plášt výměnskou, s malými písmeny pro trubky výměníku. Jsou uvedeny ve sloupci vz. Ve sloupci pc je uvedeno označení pro počítač.

Cílem článku je jednak určit parametry VT potřebné pro výpočty, jednak uvést základní výpočtové vztahy. Oboje by mělo napomoci k tomu, aby každý projektant, vybavený kapesním kalkulátorem, mohl tyto výpočty provádět.

## 2. Úvod

Výrobci výměníků tepla (dále VT) uvádějí pro své výrobky většinou tepelné výkony pro vybrané teploty. Pro jiné teploty nelze podle podkladů výrobců VT dimenzovat nebo určovat jejich provozní stavby. Tyto údaje jsou nedostatečné. Na nedostatečné podklady reagují někteří projektanti značným předimenzováním VT, někteří se dimenzování VT vyhýbají.

## 3. Potřebné parametry VT

Pro výpočty VT musí výrobci uvádět následující parametry:

- teplosměnnou plochu  $S$ ,
- součinitele prostupu tepla  $k$  v závislosti na průtocích  $M$  a  $m$ ,
- jmenovité průtoky  $K_v$  a  $k_v$ .

Uvedené parametry zajišťuje výrobce teplně hydraulickým měřením VT. Výsledky měření by mely být uvedeny ve dvou formách

Tab. 1.

vz	pc	Veličina	Jednotka
$Q$	$Q$	tepelny výkon	W
$T_1, t_1$	TP1, TT1	teplota vstupu	°C
$T_2, t_2$	TP2, TT2	teplota výstupu	°C
$T_s, t_s$	TPS, TTS	teplota střední	°C
$M, m$	MP, MT	hmotnostní průtok	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$K_v, k_v$	KPV, KTV	jmenovité průtok	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
$\Delta P, \Delta p$	DPP, DPT	tlaková ztráta	Pa
$S$	S	teplosměnná plocha	$\text{m}^2$
$\Delta R$	DR	tepelny odpor nánosu	$\text{W}^{-1} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$
$c$	C	měrná tepelná kapacita	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$k, k_s$	K, KS	součinitel prostupu tepla $= k/m$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
$x, x_s$	KA, KAS		
$\varrho$	RO	hustota vody	
$\mu$	MI	$= M/m$	
$\varepsilon$	EP	pomocné funkce	
$\varphi$	FI	korekční součinitel	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$

První formou je výpočetový program pro výpočet VT na počítačích, vydaný výpisem nebo na disketách. Druhou formou je uvedení funkce  $k(M, m)$  v grafické podobě. Tuto funkci budeme nazývat testovým diagramem. Je základním podkladem pro graficko – numerický výpočetový postup, uvedený v tomto článku.

#### 4. Testový diagram

Nejvhodnější je funkci  $k(M, m)$  vynášet do grafu jako závislost  $k$  na  $m$  při  $M = \text{konst.}$ , kde  $k$  je na ose  $y$  a  $m$  na ose  $x$ . Na obr. 1 je uveden testový diagram (silné křivky) pro protiproudý VT s měděnými trubkami  $\varnothing 12 \times 1$  vyvinutými do šroubovice. Tento VT (obr. 2) připravuje do výroby Sigma Ústí/n.L. Protože je doložen testovým diagramem, byl použit pro příklad výpočtu. Součinitel prostupu tepla  $k$  závisí silně na průtocích  $M$  a  $m$ , slabě na

teplotních úrovních obou médií, daných středními teplotami

$$T_s = 0,5(T_1 + T_2) \text{ a } t_s = 0,5(t_1 + t_2).$$

Skutečný součinitel prostupu tepla  $k$ , se stanoví z hodnoty  $k_s$  uvedené přímo na diagramu a z hodnoty korekčního součinitele  $\varphi$  závislého na  $T_s$  a  $t_s$ . Jsou uvedeny v tabulce testového diagramu.

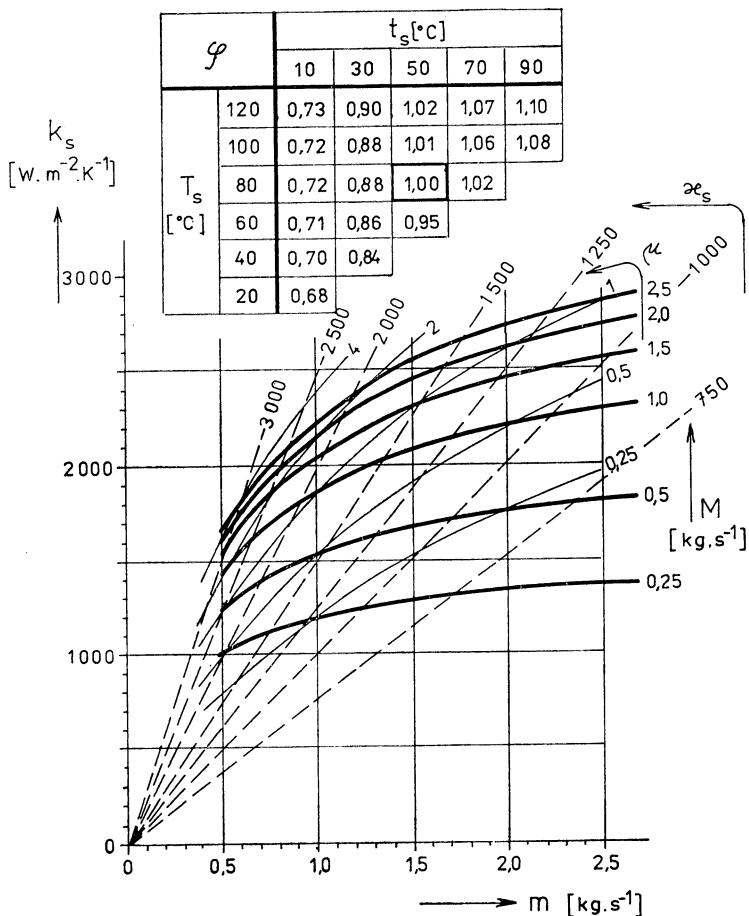
$$k = \varphi \cdot k_s \text{ a } \varphi = \varphi \cdot \kappa_s$$

#### 5. Základní vztahy

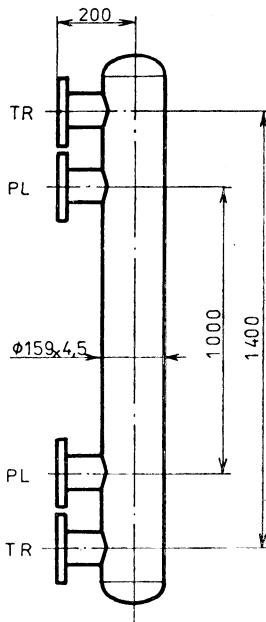
Při znalosti součinitele prostupu tepla  $k$  jsou tepelné veličiny VT dostatečně popsány pouze dvěma vztahy:

– výkonovou rovnici

$$Q = cM(T_1 - T_2) = cm(t_2 - t_1) \quad (1)$$



Obr. 1. Testový a výpočetový diagram. Protiproudý výměník tepla Sigma  $2,25 \text{ m}^2$ , přídavný tepelný odpor nánosu  $\Delta R = 1,72 \cdot 10^{-4} \cdot \text{W}^{-1} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$



		Plášt	Trubky
— jmenovitý průtok	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	28,5	12,7
— pracovní přetlak	MPa	2,5	1,6
— pracovní teplota	°C	200	200
— připojovací přírubý		DN 80, PN 40	DN 80, PN 40
— hmotnost	kg	80	—

Obr. 2. Protiproudý výměník tepla Sigma  $2,25 \text{ m}^2$

— rozměrovou rovnici

$$\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} = e^{-\left(\frac{1}{M} - \frac{1}{m}\right) \frac{kS}{c}} \quad (2)$$

U některých výpočtů je výhodné používat ve vztazích (1) a (2) bezrozměrnou veličinu  $\mu$  a poměrnou veličinu  $\alpha$ . Vztahy přejdou na tvar

$$\mu(T_1 - T_2) = t_2 - t_1 \quad (1')$$

$$\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} = e^{-\left(\frac{1}{\mu} - 1\right) \frac{\alpha S}{c}} \quad (2')$$

Dále používané vztahy jsou vždy jiným tvarem nebo kombinací uvedených vztahů.

Hydraulické veličiny VT jsou popsány rovnež dvěma vztahy:

$$\Delta P = 10^5 \left( \frac{3600 \cdot M}{\rho \cdot K_v} \right)^2 \quad (3)$$

$$\Delta p = 10^5 \left( \frac{3600 \cdot m}{\rho \cdot k_v} \right)^2 \quad (4)$$

Výpočet tlakových ztrát ze vztahů (3) a (4)

nečiní potíže, takže se jím nebudeme dále zabývat.

Výpočty VT slouží buď pro určení velikosti VT nebo pro stanovení provozních stavů.

#### 6. Výpočtový diagram

Vznikne z testového diagramu, do kterého se doplní jednak přímky  $\alpha_s = \text{konst}$  (slabé čárkováné), jednak křivky  $\mu = \text{konst}$  (slabé plné). Doplnění je jednoduché (obr. 1) a může ho provést jak výrobce, tak projektant.

Soustavu přímek  $\alpha_s$  získáme např. tak, že na přímce  $m = 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  vytváříme body o pořadnici  $k$ . Spojnice počátku s bodem  $k$  tvoří pak přímku  $\alpha_s = \text{konst} = k$ .

Soustavu křivek  $\mu$  získáme tak, že pro jednu hodnotu  $\mu$  volíme několik hodnot  $m$  a vypočítáme  $M = \mu \cdot m$ . Získané body tvoří křivku  $\mu = \text{konst}$ .

#### Poznámka

Při výpočtech VT je důležité přesně sta-

novit  $k$  resp.  $\alpha$  z hodnot  $k_s$  a  $\alpha_s$ . To je možné pouze při znalosti  $T_s$  a  $t_s$ , tj. při znalosti všech teplot.

Josou-li některé teploty neznámé, musí být nejprve odhadnuty pro předběžné určení  $k$  nebo  $\alpha$ . Potom lze provést výpočet neznámých teplot z dale uvedených vztahů. Pokud odhad s výpočtem teplot nesouhlasí, musí se výpočet teplot s novou hodnotou  $k$  nebo  $\alpha$  opakovat.

## 7. Dimenzování VT

Pro dimenzování musí být známy všechny veličiny ve výpočtovém stavu které obsahuje vztah (1).

Teplosměnná plocha VT ve stanoví z tohoto tvaru vztahu (2)

$$S = \frac{c}{k \left( \frac{1}{M} - \frac{1}{m} \right)} \cdot \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \quad (5)$$

přičemž  $k$  se určí z výpočtového diagramu. Je-li  $M = m$ , musí se dimenzovat podle vztahu

$$S = \frac{Q}{k(T_1 - t_2)} = \frac{Q}{k(T_2 - t_1)} \quad (6)$$

## 8. Provozní stavy VT

Pro stanovení provozních stavů se používají současně výkonová (1) a rozměrová (2) rovnice, po případě její další tvary. Tepelný stav VT je dán jednoznačně šesti hlavními veličinami:  
— čtyřmi teplotami  $T_1, T_2, t_1, t_2$   
— dvěma průtoky  $M, m$ .

Protože tepelný stav VT je popsán dvěma rovnicemi, lze z nich stanovit vždy dvě hlavní veličiny (závisle proměnané). Další čtyři hlavní veličiny (nezávisle proměnné) musí být známy. Při výpočtech provozních stavů se jedná o tyto 3 typy úloh:

- úloha TTMM (dány 2 teploty a 2 průtoky, stanovit další 2 teploty),
  - úloha TTTT,
  - úloha TTTM.
- U označení typů úloh se nerozeznávají malá a velká písmena.

## Úloha TTMM

Řeší se výpočtem zbývajících dvou teplot ze vztahů (1) a (2) za použití výpočtového diagramu.

Např. dvojice neznámých teplot  $T_2$  a  $t_2$  bude

$$T_2 = \frac{\varepsilon T_1 (1 - \mu) + t_1 (1 - \varepsilon)}{1 - \varepsilon \cdot \mu} \quad (7)$$

kde

$$\varepsilon = e^{-\left(\frac{1}{\mu}-1\right)\frac{\alpha_s}{c}} \quad (8)$$

$$t_2 = \mu(T_1 - T_2) + t_1 \quad (9)$$

Před výpočtem  $\varepsilon$  se musí obě neznámé teploty odhadnout, aby bylo možné z výpočtového diagramu určit  $\alpha$ .

## Úloha TTTT

Řeší se nepřímým graficko-numerickým postupem. Postup spočívá ve výpočtu poměru  $\mu$  (vztah 1') a poměru  $\alpha$  (vztah 2'):

$$\mu = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} \quad (10)$$

$$\alpha = \frac{c}{\left(\frac{1}{\mu} - 1\right) S} \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \quad (11)$$

V případě, že  $\mu = 1$  se použije vztah

$$\alpha = \frac{c}{S} \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} \quad (12)$$

Pomocí obou poměrů lze v diagramu nalézt provozní bod, tj. průsečík čar  $\mu$  a  $\alpha$  a za něho neznámý průtok  $m$ . Průtok  $M = \mu \cdot m$ .

## Úloha TTM

Nejčastěji bývá neznámá teplota  $T_2$  a průtok  $M$ . Ze vztahů (1) a (2) lze odvodit iterrační rovnici

$$T_1 - t_1 - \frac{1}{\mu} (t_2 - t_1) = \\ (T_1 - t_2) e^{-\left(\frac{1}{\mu}-1\right)\frac{\alpha_s}{c}} \quad (13)$$

ve které jsou neznámé hodnoty  $\mu$  a  $\alpha$ .

U této úlohy je vhodné nejprve zjistit, zda hodnota  $k$  bude v rozsahu výpočtového diagramu a to podle vztahu

$$k = \frac{Q}{S(T_s - t_s)} = \frac{2cm(t_2 - t_1)}{S(T_1 + T_2 - t_1 - t_2)} = \\ = \frac{2cM(T_1 - T_2)}{S(T_1 + T_2 - t_1 - t_2)} \quad (14)$$

Za teplotu  $T_2$  se dosadí dvě její krajní hodnoty:

$$T_2 = T_1 \text{ a } T_2 = t_1$$

Podle vztahu (14) lze pouze zjistit, zda rozmezí  $k$  může být v rozsahu výpočtového diagramu či nikoliv.

*Postup iterrace:*

- volba  $\mu$ , výpočet  $m = \frac{M}{\mu}$
- odhad neznámé teploty, odečet  $\alpha_s$  resp.  $\alpha$
- výpočet  $L$  (levá strana rovnice)
- výpočet  $P$  (pravá str. rovnice)
- grafické vynášení hodnot  $L$  a  $P$  do pomocného diagramu
- v průsečíku křivek  $L$  a  $P$  je hledaná hodnota  $\mu$

Neznámá teplota  $T_2$  se stanoví ze vztahu (9). Křivky  $L$  a  $P$  mají dva průsečíky. První je vždy v bodě  $\mu = 1$ , druhý je hledaný bod. Tato úloha je doložena ještě příkladem, protože je to úloha nejobtížnější.

## 9. Příklad

### Zadání

U VT Sigma  $2,25 \text{ m}^2$  je  $T_1 = 100$ ,  $t_1 = 40$  a  $t_2 = 80^\circ\text{C}$ . Průtok  $M = 1 \text{ kg/s}$ . Máme určit  $T_2$  a  $m$ .

### Výpočet

Kontrola rozsahu  $k$ .

Hledaná teplota  $T_2$  může být v rozsahu  $t_1 < T_2 < T_1$ . Dosazením mezních hodnot do vztahu (14) dostaneme pro  $T_2 = t_1$ .

$$k = \frac{2 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot (100 - 40)}{2,25 (100 + 40 - 40 - 80)} = \\ = 11\,160 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

pro  $T_2 = T_1$  bude  $k = 0$ .

Z rozmezí  $k$  vyplývá, že skutečná hodnota  $k$  může být v rozsahu výpočtového diagramu.

### Určení středních teplot

odhadneme teplotu  $T_2 = 70^\circ\text{C}$ . Potom bude

$$T_s = 0,5(100 + 70) = 85^\circ\text{C}$$

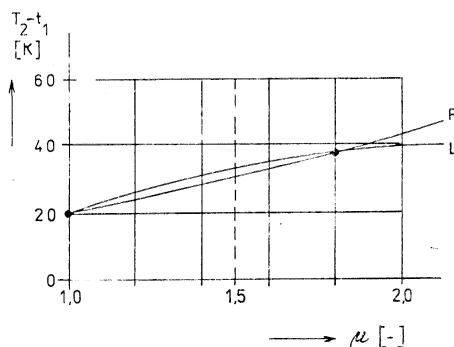
$$t_s = 0,5 (40 + 80) = 60^\circ\text{C}$$

Pro tyto teploty je podle výpočtového diagramu  $\varphi = 1$  a  $\chi = \chi_s$ . Vlastní výpočty rovnice (13).

Hodnoty  $\mu = 1,0 - 1,5 - 2,0$  se dosazují do levé i pravé strany. Do pravé strany se také dosazuje hodnota  $\chi$  získaná z výpočtového diagramu pro  $\mu$  a  $M$ .

Výsledky jsou uvedeny v následující pomočné tabulce.

$\mu$	$L$	$\chi$	$P$
1,0	20,0	1 900	20,0
1,5	33,3	2 300	30,1
2,0	40,0	2 700	41,3



Obr. 3. Pomočný diagram pro iterraci

Přenesením hodnot  $L$  a  $P$  do pomocného diagramu (obr. 3) se snadno získá průsečík obou křivek při  $\mu = 1,8$ .

Potom je podle (9)

$$T_2 = 100 - \frac{1}{1,8} (80 - 40) = 77,6 (76,3)^\circ\text{C}$$

$$m = \frac{1}{1,8} = 0,56 (0,60) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hodnoty v závorce jsou hodnoty přesné, určené z výpočtového programu.

## 10. Závěr

Uvedený graficko-numerický postup výpočtu umožňuje s dostatečnou přesností řešit v projektové praxi různé úlohy výměnsků tepla. Podmínkou pro provádění těchto výpočtů je vydávání testových diagramů výrobci výměníků.

### Расчет противоточных теплообменников вода - вода

Инж. Владимир Валентин,

Инж. Павел Кратохвиль, к. т. н.,

Инж. Миро슬ав Досталь

Статья приносит для проектантов расчетные отношения, удобные для работы с карманным калькулятором, и метод определения всех параметров нужных для использования этих отношений при расчете противоточных теплообменников вода — вода.

### Calculation of the counter-flow water — water heat exchangers

Ing. Vladimír Valenta, Ing. Pavel Kratochvíl,  
CSc., Ing. Miroslav Dostál

The calculation relations suitable for a pocket calculator and the method of determination of all the parameters necessary for using of these relations for the counter-flow water — water heat exchangers calculation are offered for the designers in the article.

### Berechnung der Gegenstromwärmeüberträger „Wasser — Wasser“

Ing. Vladimír Valenta, Ing. Pavel Kratochvíl,  
CSc., Ing. Miroslav Dostál

Das Ziel dieses Artikels ist den Projektanten die für die Arbeit mit einem Taschenrechner zweckmässigen Berechnungsbeziehungen und die Bestimmungsmethode aller bei der Anwendung dieser Beziehungen bei der Berechnung der Gegenstromwärme — überträger „Wasser — Wasser“ notwendigen Parameter anzubieten.

## ● Nový systém větrání průmyslových hal

Firma Sulzer po dlouholetém výzkumu a modelových zkouškách uvedla na trh nový systém větrání průmyslových hal, tzv INDU-FLOW. Je to bezpotrubní systém tryskového větrání. V podstatě sestává ze dvou základních komponentů: z větracích jednotek primárního vzduchu a z ventilátoru sekundárního vzduchu. Primárním vzduchem se do hal přivádí potřebná tepelná energie. Zdrojem je buď venkovní nebo obrovský, popř. smíšený vzduch. Naproti přívodu primárního vzduchu je v určité vzdálenosti a ve stejné výšce ventilátor sekundárního vzduchu. Vhodným uspořádáním je dodáván proud sekundárního vzduchu o velké hybnosti, takže dochází k jeho smíšení s primárním vzduchem. Přitom se v prostoru vytváří velký vzduchový vír, který zasahuje rovnomeně a s přiměřenou rychlosťí pracovní oblast.

Pokud se v hale vyvíjejí škodliviny jen mírně, jsou proudem vzduchu zachyceny a odvedeny. Při silnějším vývinu škodlivin je třeba samostačně místní odsávání.

Systém je určen pro haly vysoké 6 m a více. V praxi se hala o velké půdorysné ploše rozdělí na zóny a do každé z nich se instaluje jeden pář (modul) jednotek. Výhodou systému je malá potřeba místa v podstropním prostoru, takže jednotky neomezují pohyb jeřábů. Také rozšírování hal není problémem — jen se do nové části nainstalují další moduly.

Systém INDUFLOW snižuje spotřebu tepelné energie, neboť strhává teplý vzduch z podstropního prostoru. Jsou-li tepelné zdroje v hale dostačující, pak se podíl nasávaného venkovního vzduchu neohřívá. Zvláště silné zdroje tepla by měly být podchyceny přímým vedením vzduchu k sekundárním ventilátorům.

Funkce nového systému byla ověřena v jedné plněrě lavičce ve Francii o rozloze 130 × 155 m, výšky 7,5 m. Z celkové půdorysné plochy 20 150 m<sup>2</sup> bylo popsaným systémem vybaveno 10 630 m<sup>2</sup>, které byly rozděleny na 19 obdélníkových polí. V každém poli pracoval nezávisle jeden modul, jehož množství primárního i sekundárního vzduchu bylo automaticky regulováno. Systém byl instalován na podzim r. 1986 a následná tuhá zima v místě ověřila kvalitu i přednosti nového systému. Teplotní gradient byl menší než 0,2 K/m, což byl významný příspěvek ke snížení spotřeby tepelné energie.

HLH 4/88

(Ku)

## ● Matematický model rizika průvanu

Prof. P. O. Fanger z laboratoře vytápění a klimatizace dánské technické univerzity spolu s kolektivem členů ASHRAE uskutečnili se sedicími 75 muži a 75 ženami normálně oblečenými na 450 pokusů, přičemž každý trval 2,5 hodiny. Rychlosť vzduchu kolem pokusných osob se měnila v rozmezí 0,05 až 0,4 m/s a jeho teploty v rozsahu 20 až 26 °C. Při pokusech zjistili, že kromě střední rychlosti vzduchu a jeho teploty mají na pocit pohody vliv i výkyvy rychlosti vzduchu, které označili jako intenzitu turbulence a vyjádřili ji pak v procentech standardní odchylky rychlosti vzduchu od jeho střední rychlosti. Jako výsledek pak odvodili empirickou rovnici, která vyjadřuje procento nespokojených osob s prostředím

$$p_n = (34 - t_v)(\bar{v} - 0,05)^{0,62} (0,37\bar{v} \cdot i_t + 3,14) \quad [\%]$$

kde:  $t_v$  je teplota vzduchu [°C],  $\bar{v}$  je střední rychlosť proudění vzduchu [m/s],  $i_t$  je intenzita turbulence [%], jestliže

$$i_t = (\Delta\bar{v}/\bar{v}) \cdot 100,$$

přičemž  $\Delta\bar{v}$  je standardní odchylka od střední rychlosti vzduchu [m/s].

ASHRAE J. 4/89  
ZTV 48/9, str. 235

(Ku)

## ● Mobilní klimatizační jednotka

Na výstavě ISH '89 ve Frankfurtu vystavila fa Riello Codizionatori malou klimatizační jednotku Baby-Aermec, která je schopna zajistit v místnostech vhodné klíma, tj. správnou teplotu, žádanou relativní vlhkost a čistý, zdravý vzduch. Jednotka je v provedení split, tj. sestává z vlastní malé pojízdné klimatizační jednotky a z kondenzátorové jednotky, které jsou vzájemně spojeny pružnými hadicemi. Klimatizační jednotka se umisťuje do místnosti, kondenzátorová jednotka v blízkosti venku. Jednotka je určena pro tyto podmínky: vnitřní teplota max. 32 °C, venkovní max. 43 °C. Chladicí výkon 2270 W, topný výkon (elektrický ohříváč) 1250 W, objemový průtok 310 m<sup>3</sup>/h, odvlhčovací výkon 1,15 kg/h, příkon při chlazení 790 W.

kkt 3/89

(Ku)

# ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA V SUŠÁRNĚ ZEMĚDĚLSKÝCH PLODIN

ING. JAN SRNKA, CSc.

*Janka ZRL, státní podnik, Praha-Radotín*

Práce obsahuje poznatky a zkušenosti s rekuperačním výměníkem tepla u sušárny zeleniny a ovoce, pracujícím s převodem tepla z odpadního vzduchu do vzduchu přiváděného do sušárny pomocí kapalinového oběhu nízkoteplotní směsi glykol—voda. Porovnány jsou výchozí údaje projektu s údaji dosaženými v provozu a je vyhodnocen dosahovaný ekonomický přínos.

*Recenzoval: Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.*

## 0. Úvod

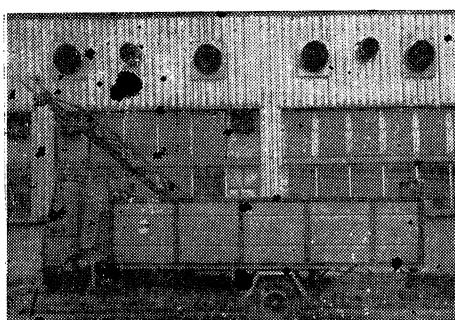
V článku je stručně popsáno využití kapalinového okruhu pro zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu (ZZT), a to v sušárně zeleniny a ovoce společného zemědělského podniku SEVEROFRUKT v Trávěcích u Terezína. Rekonstrukce tepelného hospodářství sušárny byla provedena prakticky za provozu. Při návrhu zařízení pro zpětné využití tepla (ZZT) byla využita hlavní přednost kapalinových okruhů ZZT — jejich dispoziční volnost. Článek uvádí výsledky provozních měření instalovaného zařízení ZZT a jejich zhodnocení.

## 1. Základní údaje o sušárně

Zařízení bylo navrženo a instalováno pro zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu a pro předehřev sušicího vzduchu pro komorovou pětipásovou sušárnu systému Jaquet s pasy šíře 2,6 m o celkové ploše asi 170 m<sup>2</sup> (délka jednoho pasu 13 m). V sušárně jsou sušeny zelinářské a ovocnářské produkty (cibule, celer, karotka, jablka atd.) ze severočeských zemědělských podniků. Sušárna zpracuje asi 700 až 1 000 kg vstupní suroviny na přibližně 70 až 120 kg konečného (usušeného) produktu za hodinu (liší se podle druhu sušené suroviny). Provoz sušárny je trísmenný, prakticky nepřetržitý (23 hodin denně) po celý rok, s výjimkou dvou jarních měsíců (března, dubna), celkem tedy asi 7 000 hodin za rok. Roční produkcí finálních sušených výrobků je přes 700 tun za rok.

Sušicí vzduch je nasáván z venkovního prostoru a na potřebnou teplotu je ohříván v dvoupláštových výměnicích spalinami plynových hořáků (na svítiplyn se přešlo z LTO v době realizace zařízení ZZT), a to ve dvou zónách:

- vysokoteplotní (teplota sušicího vzduchu za výměníkem asi 110 až 120 °C)
- nízkoteplotní (teplota sušicího vzduchu za výměníkem asi 90 až 105 °C). Ohřátý sušicí vzduch je dopravován do vlastní komory sušárny dvěma ventilátory o výkonech 10 m<sup>3</sup>/s (vysokoteplotní zóna) a 12 m<sup>3</sup>/s (nízkoteplotní zóna). Ventilátory nasávají vzduch z prostoru

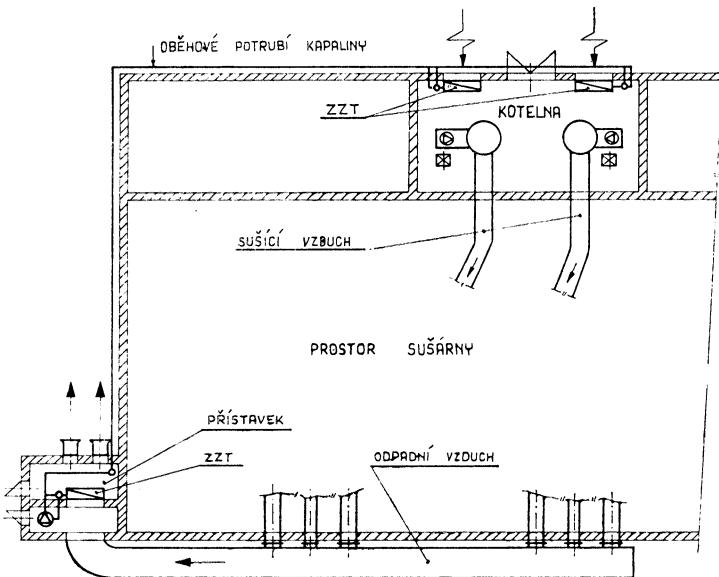


Obr. 1. Výfuky odpadního vzduchu ze sušárny před instalací zařízení ZZT.

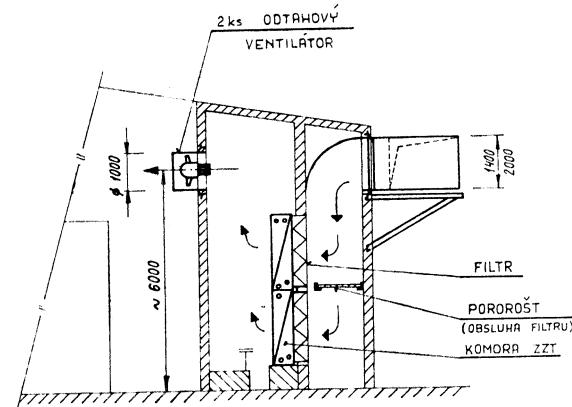
kotelny, dvoupláštové výměnky i vlastní sušárna jsou na výtlačné straně ventilátorů, tedy v přetlaku. V době před instalací zařízení ZZT byl odpadní vzduch ze sušárny, značně nasycený vodní parou a o teplotě 40 až 60 °C, vyfukován volně do ovzduší — obr. 1.

## 2. Návrh a realisace zařízení ZZT

Návrh zařízení ZZT měl — kromě splnění hlavního cíle instalace, úspory tepla při sušení — vyhovět i dalším požadavkům, jimiž byly:



Obr. 2. Disposiční schéma zařízení ZZT.



Obr. 3. Přístavek s chladiči odpadního vzduchu, odtahovými ventilátory a glykolovým hospodářstvím.

- co nejmenší rozsah úprav stávajícího prakticky nepřetržitě provozovaného sušárenského technologického zařízení,
- nenarušení teplotního a tlakového režimu sušárny,
- co nejnižší investiční náklady.

Byl navržen kapalinový okruh ZZT podle schématu na obr. 2, a to tak, že ve stávajícím, nepřetržitě provozovaném zařízení nebylo třeba provést naprosto žádnou změnu, která by znamenala přerušení provozu a výpadek výroby (přechod z LTO na svítiplyn jako palivo pro ohřev vzduchu se s instalací ZZT časově sešel pouhou náhodou). Zařízení ZZT sestává ze čtyř šestiřádých výměníkových komor ZZT 80 (2 ks jako chladiče odpadního vzduchu, 2 ks jako předehříváče vzduchu sušicího) a propojovacího kapalinového potrubí

s příslušnými armaturami, jištěním a čerpadlem. Doplněno je sběrným vzduchovodem odpadního vzduchu, filtrem, který je předřazen chladičům odpadního vzdachu, dvěma odtahovými axiálními ventilátory a jednoduchým hospodářstvím pro nízkotuhnoucí kapalinovou náplň okruhu (míchací a vypouštěcí nádrž, plničí čerpadlo).

Předeřívávače sušicího vzduchu jsou osazeny v otvorech, vybouraných ve vnější zdi kotelný, z jejíhož prostoru nasávají ventilátory sušárny. Odpadní vzduch je ze sušárny veden sběrným vzduchovodem do přístavku, v němž je situován celý zbytek zařízení ZZT, včetně glykolového hospodářství (obr. 3). Cirkulační potrubí nízkotuhnoucí směsi glykol—voda je vedeno po fasádě vně budovy mezi kotelnou a předeříváči sušicího vzduchu a přístavkem.

Vzdálenost, na niž je takto přenášeno získané odpadní teplo do sušicího vzduchu, činí asi 50 metrů.

Návrh, pečlivě propočítaný a optimalizovaný za pomocí počítače a známého programu ZZT, počítal s průtokem odpadního i sušicího vzduchu  $21 \text{ m}^3/\text{s}$  (podle tehdejších údajů uživatele), s účinností zařízení ZZT 44,3% při zanedbání kondenzace vodní páry na chladičích odpadního vzduchu a s roční úsporou asi 2 500 MWh tepla. Filtry, navržené před chladiči odpadního vzduchu, měly za úkol zachycovat případný úlet sušeného materiálu a zabránit tak ucpávání výměníků. Odtahové axiální ventilátory byly navrženy pro překonání přidaných odporů tak, aby nebyl porušen vzduchový režim (tlaky a průtoky) v sušárně. Při investičních nákladech, odhadnutých v návrhu na 320 000 Kčs, neměla návratnost celé instalace — v závislosti na cenách energie, použitých při optimalizaci návrhu — přesáhnout 0,2 až 0,4 roku, tedy 3 až 5 měsíců provozu sušárny. Roční ekonomický efekt instalace a provozu zařízení ZZT byl stanoven (po odečtení všech nákladů) v rozmezí 811 000 Kčs/rok (nízké ceny tepla — 350 Kčs/MWh a elektro — 370 Kčs/MWh) a 1 495 000 Kčs/rok při cenách energie 648 Kčs/MWh tepla a 943 Kčs/MWh elektro (tehdejší údaje FMTIR).

Při realizaci byly ovšem podle původního návrhu dodány jen ty elementy, které si uživatel zhotobil víceméně svépomoci: stěrný vzduchovod, filtr odpadního vzduchu, propojovací kapalinové potrubí a kapalinové hospodářství (nádrže), stavební část přístavku. Podstatné části zařízení ZZT, především výměníky tepla, oběhová čerpadla a posilovací odtahové ventilátory, nebyly podle specifikace návrhu obstaratelné bud vůbec, nebo nikoliv v potřebném termínu, a tak byly investorem — vždy po konzultaci s projektanty — operativně nahrazeny obdobnými ob-

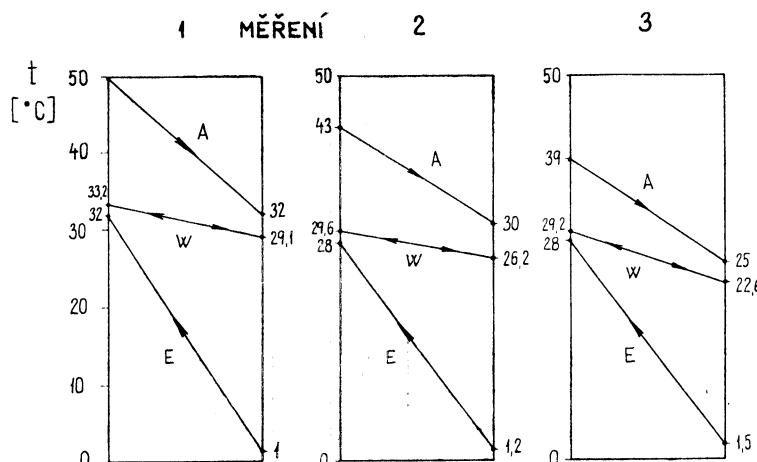
staratelnými výrobky. Jejich některé parametry se pochopitelně od původního, detailně propočítaného a optimalizovaného návrhu lišily. Celková koncepce však byla zachována. Realizační obtíže a kompromisy zde uvádíme proto, že jsou — zvláště u menších akcí — bohužel obvyklé a je dobré o tom vědět např. při optimalizačních výpočtech a úvahách, prováděných zpravidla (také pod vlivem výpočetní techniky, která má na některé odborníky až hypnotizující účinek) velmi „přesně“.

### 3. Provozní měření

Provozní měření zařízení ZZT byla prováděna v zimě 1987/88, a to dvakrát, vždy po dobu několika hodin. Jejich cílem bylo zjistit skutečné podmínky, za nichž zařízení pracuje, zaregulovat je na dosažitelné optimum a v nejdůležitějším řadě změřit skutečný výkon zařízení a ověřit tak návrhem předpokládané energetické a ekonomické efekty instalace.

Při první sérii měření (12. 12. 1987) byla sušena karotka, odpadní vzduch byl silně nasycen vodní parou a jeho teplota kolísala mezi 39 a 50 °C. Na obr. 4 jsou teplotní diagramy tří měření, z nichž první dvě byla uskutečněna při nezaregulovaném průtoku kapaliny okruhem, třetí po jeho seškrcení na asi polovinu výchozí hodnoty. Výsledkem tohoto optimalizačního zásahu byl vzrůst účinnosti zařízení z hodnoty asi 63% (měření 1 a 2) na asi 71% (měření 3). K definici účinnosti zařízení ZZT, jak je v tomto článku používána, viz [1].

Vysoká účinnost zařízení (i v porovnání s návrhovým výpočtem) byla způsobena dvěma faktory. Především intenzivní kondenzaci vodní páry z odpadního vzduchu na jeho chladičích. Tento předpokládaný efekt se ve výpočtech obvykle pro zjednodušení zanedbává a ponechává „v rezervě“. Kromě toho



Obr. 4. Teplotní diagramy — první série měření; E: nasávaný vzduch, W: oběhová kapalina, A: odpadní vzduch, účinnost zařízení:  $\eta = \Delta h_E : (t_A - t_E)$ .

byly zjištěny značné netěsnosti montáže výměníků ZZT, takže oba vzduchové proudy, odpadní i nasávaný procházely zčásti mimo výměníky ZZT. Taková situace sice znamená zvýšení účinnosti ZZT (výměníky jsou vůči nižším průtokům vzduchu relativně předimenzovány, teplotní rozdíly — ohřátí a ochlazení vzduchu — jsou tudíž větší), ale ve výsledku se celkový přenos tepla a výkon zařízení sníží a jeho efektivnost zhorší.

Před dalším měřením měly být proto výměníky pečlivě utěsněny a dále bylo nutno upravit montáž manometrů na kapalinovém potrubí podle návrhu, opatřit charakteristiku skutečně namontovaného čerpadla a provést nové stanovení a zaregulování optimálního průtoku kapaliny okruhem podle zjištěného zapojení kapalinových cest skutečně namontovaných výměníků. Často zde šlo o stanovení spodní hranice průtoku kapaliny z hlediska dosažení žádoucí turbulencie v trubkách výměníků.

Druhá série měření byla uskutečněna 2. 3. 1988, v době měření byl sušen celer, odpadní vzduch měl teplotu 45 až 49 °C a byl relativně suchý — na chladičích nebyla zjistitelná kondenzace vodní páry. Před vlastním měřením byl zaregulován průtok kapaliny na vypočtené (kompromisní) optimum, zkонтrolován stále ještě nedokonalé utěsnění výměníků a měřením rychlosti proudění v čelní ploše výměníků byl stanoven průtok nasávaného sušícího vzduchu výměníky ZZT. Ten byl 12,1 m<sup>3</sup>/s, tj. asi 60 % předpokládané výpočetové hodnoty. Z poměru teplotních rozdílů ochlazovaného odpadního a předechníváního nasávaného vzduchu (měření č. 5, obr. 5) lze za předpokladu, že na chladičích odpadního vzduchu nedocházelo k žádné kondenzaci vodní páry, říci, že více než 30 % nasávaného vzduchu protékalo netěsnostmi montáže výměníků a vstupních vrat kotelny, čímž se užitečný výkon zařízení ZZT samozřejmě snížil.

Na obr. 5 jsou schématicky vyneseny výsledky měření teplet v vzduchu i kapaliny v okruhu ZZT. Tepelné výkony, vypočtené z průtoků a průměrných rozdílů teplet nasávaného vzduchu a oběhové kapaliny v době měření, se dobře shodují (398, resp. 404 kW) a potvrzují průměrnou účinnost zařízení ZZT v době měření (provoz bez kondenzace) 60,5 %. Z dalších propočtu je zřejmé, že celkový průtok vzduchu sušárnou je o něco nižší, než se předpokládalo, a to asi 18 m<sup>3</sup>/s.

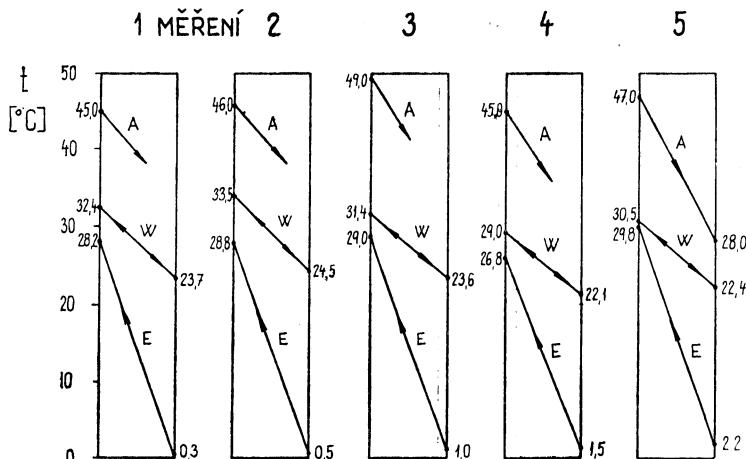
Kromě výsledků měření je zde na místě uvést některé provozní zkušenosti:

- Posilovací ventilátory na odtahu ze sušárny se osvědčily, technologie vlastního sušení nebyla instalací ZZT ovlivněna.
- Provoz zařízení ZZT s nízkotuhnoucí směsí probíhá bez problémů.
- Instalace filtrů před chladiči odpadního vzduchu se ukázala jako přílišná opatrnost (doporučují však přesto následovat), úlet sušené suroviny ze sušárny je velmi malý. Filtrační rouno není ve filtru osazeno, výměníky se občas čistí.

#### 4. Celkové zhodnocení

Přesto, že různé, avšak v praxi obvyklivlivy poznamenaly instalaci a provoz popisovaného zařízení ZZT, byla dodržena konцепce a je zajímavé, že hlavní data, charakterizující energetické a ekonomické efekty instalace a provozu zařízení, se velmi málo liší od předpokladů návrhu.

Při výpočtu celkových efektů byly použity výsledky provozních měření (hodnoty naměřených účinností při provozu s kondenzací a bez kondenzace, snížené o „bezpečnostních“ asi 10 %), údaje uživatele o provozní době zařízení a sušeném materiálu. Z tohoto údaje je odvozen podíl provozu s kondenzací (0,2) a bez ní (0,8) a dále klimatická data kázec



Obr. 5. Teplotní diagramy — druhá série měření; E: nasávaný vzduch, W: oběhová kapalina, A: odpadní vzduch, účinnost zařízení:  $\eta = \Delta t_E : (t_A - t_E)$ .

podle [2] pro nejbližší klimatologickou stanici v Litoměřicích. Cenové údaje poskytl uživatel.

Z těchto výchozích dat byla stanovena hodnota průměrné roční úspory tepla 2 414 MWh/rok. Jak již bylo uvedeno, úsporu lze zvýšit utěsněním zařízení na straně nasávaného vzduchu. Při používaném palivu (svitiplyn 1,024 Kčs/m<sup>3</sup>) a předpokládané účinnosti ohříváku vzduchu 60 % činí finanční úspora na teplo 1 030 880 Kčs/rok.

Náklady na instalaci zařízení ZZT byly — podle účetních dokladů investora — 276 650 Kčs, tedy nižší, než v návrhu předpokládané, provozní náklady jsou nižší než 40 000 Kčs/rok (elektrický proud k pohonu přídavných ventilátorů a čerpadla okruhu, cena elektrického proudu 480 Kčs/MWh, instalovaný příkon motorů 11,5 kW).

Sumární roční ekonomický efekt instalace a provozu zařízení je — po odečtení odpisů a provozních nákladů — asi 950 000 Kčs/rok, což velmi dobře odpovídá předpokladům návrhu.

## Závěr

V článku je popsáno zařízení ZZT (kapalinový okruh) v sušárně zemědělských plodin. Je srovnán návrh s realitou instalace a provozu a učiněn závěr, že přes odchylinky od návrhu, jimiž se zařízení vyznačuje, měření a výpočty ukázaly, že bylo dosaženo všech hlavních návrhem předpokládaných efektů.

Zařízení ZZT bylo instalováno na běžící technologické lince bez nutnosti přerušení jejího provozu a dosahovaný ekonomický efekt se blíží 1 milionu Kčs ročně při návratnosti investice nižší než půl roku.

## Literatura

- [1] Srnka, J.: Kapalinový okruh pro zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu. Kandidátská disertace, ČVUT, Praha.
- [2] Srnka, J.: Matematický model klimatu ČSSR pro výpočty v technice prostředí. Klimatizace č. 64, Praha 1988.

## Рекуперация тепла в сельскохозяйственной сушилке

Инж. Ян Срнка, к. т. н.

Статья содержит сведения и опыт с рекуперативным теплообменником для сушилки овощей и фруктов, работающим с теплопередачей из трубопровода выбросного воздуха в приточный воздух сушилки с помощью гидравлической системы с низкотемпературной смесью гликоль-вода. Сравниваются выходная информация проекта и эксплуатационные данные и оценивается достигаемый экономический вклад.

## Heat recuperation in the agricultural drier

Ing. Jan Srnka, CSc.

The article deals with the knowledge and experience concerning the recuperative heat exchanger of the drier of vegetables and fruit working with the heat transfer from the extract air ducting into supply air to the drier by means of the liquid system with the low-temperature mixture glycol — water. The starting data of the project are compared in the article with the operating data and the obtained economic contribution is evaluated there.

## Wärmerückgewinnung in einem Trockner der Landwirtschaftsprodukte

Ing. Jan Srnka, CSc.

Der Artikel fasst die Erkenntnisse und auch die Erfahrungen mit einem Rekuperationswärmeaustauscher beim Gemüse- und Obsttrockner, der mit der Wärmeleitung von der Fortluftrohrleitung in die in einen Trockner mit Hilfe des Flüssigkeitsumlaufs einer Niedertemperaturmischung „Glykol-Wasser“ zugeführte Luft arbeitet, zusammen. Die Ausgangsangaben des Projektes werden mit den im Betrieb gewonnenen Angaben verglichen und man beurteilt den gewonnenen ökonomischen Effekt.

## Récupération de chaleur perdue dans un séchoir des produits agricoles

Ing. Jan Srnka, CSc.

L'article présente comprend les connaissances et les expériences avec un échangeur de chaleur récupératif dans le séchoir du légume et des fruits qui travaille avec la transmission de chaleur de la tuyauterie de l'air usé dans l'air amené pour un séchoire à l'aide de la circulation liquide d'un mélange de glycol-eau à basse température. Les données brutes du projet sont comparées avec les données obtenues dans l'exploitation et l'apport économique obtenu est apprécié.



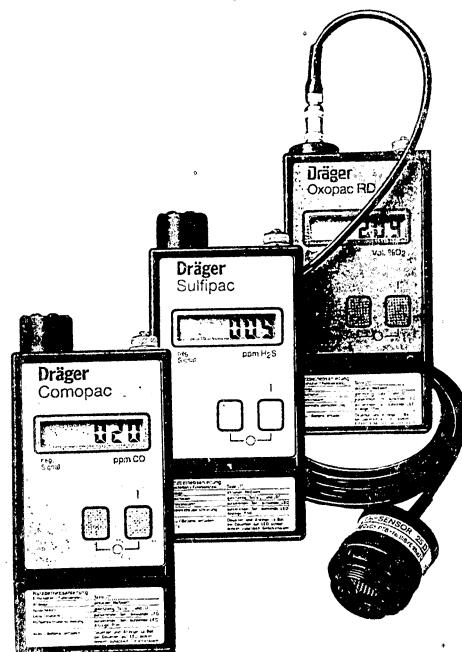
Fridrich

## NOVÉ MĚŘICÍ A SIGNALIZAČNÍ PŘÍSTROJE FIRMY DRÄGERWERK AG

Mezi dlouholeté zahraniční vystavovatele na mezinárodním chemickém veletrhu Incheba v Bratislavě patří také západoněmecká firma Drägerwerk Aktiengesellschaft z Lübecku. Kromě rozsáhlého sortimentu více než 200 druhů detekčních trubiček pro jednorázová i dlouhodobá stanovení stopových průměsí v ovzduší a v technických plynech a jejich směsích nabízí svým zákazníkům také řadu přenosných a stacionárních měřicích a signalizačních přístrojů.

V posledním období uvedla na trh dva kapesní přístroje (127×68×28 mm, hmotnost asi 300 g) pro zjišťování přítomnosti toxicických plynů — oxidu uhelnatého a sirovodíku. Přístroj COMOPAC má měřicí rozsah 0 až 200 ppm oxidu uhelnatého a SULFIPAC 0 až 100 ppm sirovodíku. Překročení libovolně nastavitelné mezní koncentrace je opticky a akusticky signalizováno včetně oznámení o překročení maximálního rozsahu přístroje (na displeji se objeví šipka). Měření lze provádět při teplotách od —20 do +40 °C. Zařízení se může napájet nikl-kadmiovými, alkalickými nebo lithiovými články a podle použitého druhu zdroje proudu sledovat obsah jedovatých plynů po dobu až 3700 hodin. Oba typy jsou vybaveny zástrčkou pro nabíjení, sluchátkem (využití v hlučných provozech) a výstupem pro zapisovač nebo vysílačku.

Třetí přístroj z této typové řady OXOPAC je určen pro měření koncentrace kyslíku v rozmezí od 0 do 25 % obj. Svými technickými parametry a vybavením se podobá oběma předchozím.



Tesařík

### • Expedice k ozónové díře

Ústav pro vesmír v Západním Berlíně (WIB) připravuje velký pokus. Jistá firma dala k dispozici nový typ výzkumného letounu, který při záteži 600 až 800 kg může vzletnout do stratosféry, a to až do výše 17 km.

Pokusy v rámci základního výzkumu na univerzitě v Berlíně mají zkoumat nad Arktidou, na rozhraní mezi atmosférou a kosmickým prostorem, jeden ze závažných fenoménů naší doby, ozónovou díru a s ní související chemické procesy, které probíhají v jednotlivých vrstvách.

kkt 1/89

(Ku)

### • Měděné vodovodní trubky — ano či ne?

Vodovodní trubky z mědi se staly v poslední době v NSR předmětem diskusí i konferencí, protože se rozšířily pověsti, že byly příčinou několika případů onemocnění jater u kojenců. Názory odborníků se zatím kloni k tomu, že příčina onemocnění v důsledku domovní instalace za použití mědi není prokázána, a tak na tomto problému pracuje několik vědců. První výsledky se očekávají v nejbližší době.

HLH 2/89

(Ku)

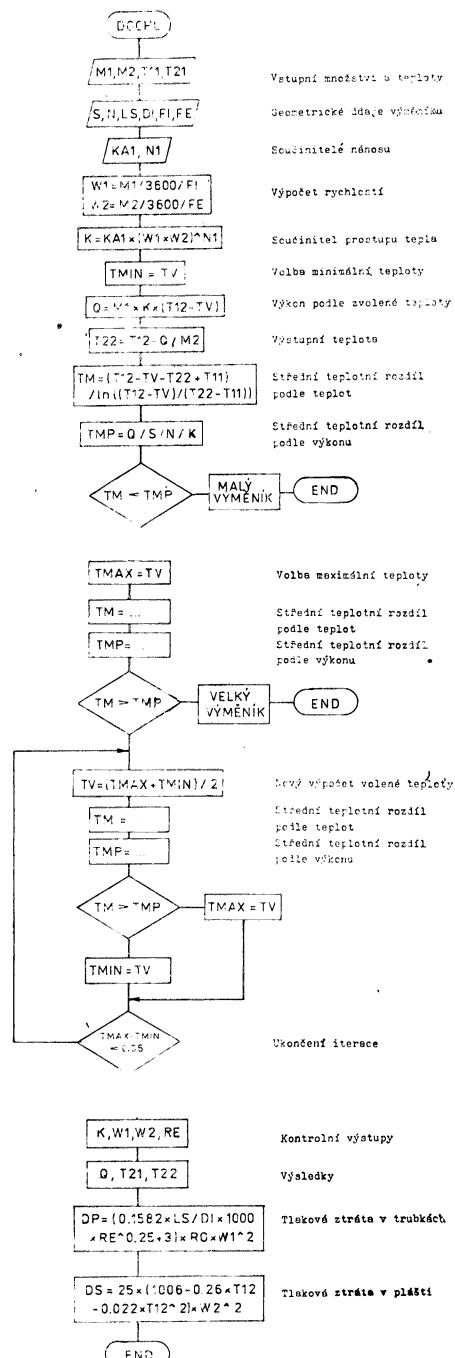
## VÝPOČET VÝMĚNÍKU VV-2UH NA POČÍTAČI

Ing. Petr Fischer

Výpočet výměníků je postupně s vývojem nových systémů upravován tak, aby využíval širokých možností nových typů počítačů. Samotný výpočet není náročný na kapacitu paměti. Je však možno do ní vložit všechny hodnoty, které by jinak bylo nutno hledat v tabulkách. Nové typy počítačů umožňují také daleko větší přehlednost jak při zadávání, tak při samotném výpočtu.

Výměníky VV-2UH jsou výrobkem závodu Ocelové konstrukce Žilina. Jsou to stavebnicové protiproudé výměníky, určené pro vytápění a nebo pro přípravu teplé užitkové vody. Lze je spojovat do větších celků propojením za sebou. Tím vznikne sestava až čtyř výměníků. V tabulkách jsou uvedeny hodnoty pro základní teplotní parametry. Při použití netradičních soustav nebo při alternativních výpočtech je výhodné pro stanovení jejich výkonu využít výpočetní techniku. Zejména výpočet různých provozních stavů je bez využití počítače těžko proveditelný.

V projekci s. p. Průmstav byly zpracovány dvě základní úlohy pro výpočet výměníků v několika verzích pro různé typy počítačů. První úlohou je pro zvolený výměník (je zadán požadovaný výkon, vstupní a výstupní teplota ohřívané vody a vstupní teplota topné vody), kdy se počítá výstupní teplota topné vody. Do paměti počítače jsou vloženy geometrické údaje o výměnících VV-2UH, ale je možno tyto údaje zadat obecně pro libovolný typ výměníku. Jako první údaj se zadává velikost výměníku. Velikosti výměníků VV-2UH se objevují v zadávacím poli obrázovky. Volba se provádí stisknutím klávesy <ENTER>. Obdobným způsobem se volí druh provozu, a to buď vytápění nebo příprava teplé užitkové vody s různým nánosem. V potrubí pak se zadává požadovaný výkon [kW], teploty ohřívané vody a výstupní teplota topné vody [ $^{\circ}$ C]. Při zadávání geometrických parametrů výměníku jsou při volbě z vložených typů výměníku VV-2UH respektovány proměnné z údajů v paměti počítače. Pokud jsou odchyly od typu zadávaného v paměti, je možno provést dodatečné úpravy. Obdobně je tomu u konstantního nánosu. Po spuštění výpočtu se pro kontrolu vypisují hodnoty středního rozdílu teplot, vypočtený z teplot a z rozdílu určeného z teplého výkonu a teplosměnné plochy. Počítač zjistí, zda výpočet vyhovuje požadavkům, tj. zda zvolený výměník není příliš malý a nebo příliš velký. Iteračním postupem se k sobě přibližují volené výstupní teploty. Po dosažení rozdílu 0,05 K se výpočet zastaví. Jsou dopočteny tlakové ztráty pro konečné průtoky. Pro kontrolu je na obrázovce údaj velikosti  $Re$ , rychlosti proudění uvnitř a vně trubek v plásti výměníku. Podle



Obr. 1.

těchto údajů je možno posoudit, v jaké oblasti se pohybuje proudění uvnitř výměníku. Výpočet předpokládá turbulentní proudění ( $Re > 2\ 300$ ).

Druhou úlohou je výpočet výměníku při dochlazování výstupní topné vody. Charakteristickým znakem této úlohy jsou konstantní průtoky jak do trubek, tak do pláště. Při výpočtu se kontroluje, který průtok je větší a která teplota je vyšší a podle toho se volí další postup. Výpočet má obdobný algoritmus jako v prvé úloze. Volí se typ výměníku po případě je možno zadat geometrické rozměry výměníku. Dále se volí druh provozu a tím je určena tloušťka nánosu. Zadání hmotnostního průtoku v [kg/h] a vstupních teplot se provede pro vodu na obou stranách výměníku. Výsledkem jsou konečné teploty obou kapalin a předaný výkon. Na obrazovce jsou kontrolní výstupy jako v předešlé úloze.

Metodika výpočtu je převzata ze směrnice ČKD Dukla, kterou zpracoval Ing. Seidl. Základem výpočtu je empirický vztah pro určení součinitele prostupu tepla  $k$

$$k = k_{a1} \cdot (w_1 \cdot w_2)^{n_1}$$

kde  $\langle k_{a1} \rangle$  a  $\langle n_1 \rangle$  jsou konstanty podle druhu a tloušťky nánosu a  $\langle w_1 \rangle$  a  $\langle w_2 \rangle$  jsou rychlosti v trubkách a plásti. Podle typu úlohy se volí výstupní teplota a vypočte se střední logaritmický spád. Pro stejnou teplotu se vypočte střední rozdíl teplot z tepelného výkonu a teplosměnné plochy výměníku.

## PROVOZNÍ ZKUŠENOSTI S HORIZONTÁLNÍMI VÝMĚNÍKY TYPU PÁRA — VODA

Ing. Pavel Kratochvíl, CSc.

Příspěvek je věnován obtížím, které se vyskytly u parní předávací stanice v sídlišti Střekov — Kamenný vrch v Ústí nad Labem a jejich odstranění. Po uvedení předávací stanice do provozu docházelo v nepřavidelných časových intervalech k obtížím s odvodem kondenzátu z výměníků pro přípravu vody pro ústřední vytápění, k zaplavování parního prostoru výměníků kondenzátem a následným prudkým hydraulickým rázům. K rázům docházelo častěji při vyšších venkovních teplotách a nižších výkonech výměníků. Další závadou v provozu předávací stanice byla nadmerná hlučnost regulačních ventilů na vstupu páry do výměníků.

K ohřevu vody pro ústřední vytápění v předávací stanici Kamenný vrch slouží dva paralelně řazené výměníky typu PV-2UH velikosti DN 600, vyráběné v s. p. Ocelové konstrukce Žilina. Výkon těchto výměníků byl regulován v závislosti na venkovní teplotě škrzéním páry na vstupu do výměníků. Akčními orgány této regulace byly regulační ventily DN 150 s ekviprocentní charakteristikou. Kondenzát z výměníků byl veden přes odvaděče kondenzátu do dvou sériově řazených chladičů kondenzátu. Ke chlazení kondenzátu bylo použito svislých zásobníkových ohříváku a ochlazený kondenzát byl pak zaveden přes

Uvedený tepelný výpočet lze použít pro velmi širokou škálu výměníků. Vypočtené tlakové ztráty odpovídají pouze výměníkům VV-2UH (obr. 1).

### Příklad výpočtu:

\*\* Výpočet dochlazovačů Průmstav Praha \*\*

Akce: Příklad dochlazovače

Vypracoval: Ing. Fischer

Datum 06/89

Výměník typu VV-2UH 200

Druh provozu TVU slabý nános

Množství v trubkách [ks/h]	3 000
Teplota do trubek (st C)	10
Množství v pláště [kg/h]	5 000
Teplota do pláště [st C]	70
Teplosměnná plocha [m <sup>2</sup> ]	8.3
Počet trubek [-]	28
Délka trubkového svazku [m]	5.9
Vnitřní průměr trubek [mm]	13
Průřez uvnitř trubek [m <sup>2</sup> · 10 <sup>-3</sup> ]	3.7165
Průřez vnější trubek [m <sup>2</sup> · 10 <sup>-3</sup> ]	10.224
Konstanty nánosu	$k_{a1}$ $n_1$
	1 450 0.285

Počet výměníků za sebou

1

Výstupní teplota z trubek

50.16 st C

Výstupní teplota z pláště

45.90 st C

Tlaková ztráta v trubkách

30 609 Pa

v pláště

451 Pa

Předaný výkon

140 kW

bubnové měříče do beztlaké kondenzátní nádrže. Zařízení je běžného provedení a bylo navrženo v souladu s dosavadními projektovými zvyklostmi.

Aby mohly být navrženy úpravy pro odstranění popsaných provozních potíží, byl uskutečněn v předávací stanici experiment za účelem zjištění mechanismu vzniku hydraulických rázů a ověření možnosti regulace výkonu výměníků zaplavováním jejich teplosměnné plochy kondenzátem. Při experimentu obsluha předávací stanice nejprve vyvolala ručním zásahem hydraulické rázy.

Mechanismus vzniku a průběhu hydraulických rázů lze popsát asi takto: Při větším seškrcení páry na vstupu do výměníku dochází k podtlaku v parním prostoru výměníku a tím k přerušení odtoku kondenzátu. Výměník se postupně plní kondenzátem, až je veškerá teplosměnná plocha zaplavena a dochází k postupnému vychlazování kondenzátu. Proces plnění výměníku kondenzátem se však ani za této situace nezastaví, dochází ke kondenzaci páry na povrchu pláště výměníku, popřípadě i na hladině podchlazeného kondenzátu, až se výměník kondenzátem zcela naplní. Při následném otevření přívodu páry dochází k pronikání páry do podchlazeného kondenzátu, k prudké kondenzaci a vzniku hydraulických rázů. Kondenzace je tak rychlá, že se v prostoru výměníku udržuje stálý

podtlak. Ke zvýšení tlaku dochází pouze v okamžiku rázu. Byl učiněn pokus o zvýšení tlaku ve výměníku rychlým otevřením ventilu na přívodu páry, avšak bezúspěšně. Větší množství páry přitékající do výměníku způsobilo pouze zvýšení intenzity kondenzace a zvýšení frekvence rázů. Zvýšit tlak ve výměníku se nepodařilo ani při úplném uzavření ventilu na odvodu kondenzátu a při otevření přívodu páry. K zamezení rázů bylo nutno zcela uzavřít přívod páry, výměník zavzdušnit a část kondenzátu odpustit do atmosféry tak, aby se ve výměníku obnažila část teplosměnné plochy. Teprve potom bylo možno výměník znovu najet a normálně provozovat.

Dále byla při experimentu prověrována možnost regulace výkonu výměníků na kondenzatní straně. Regulace byla prováděna škrácením kondenzátu pomocí ručního uzavíracího ventilu na obtoku odvaděče kondenzátu. Regulační i uzavírací ventil na vstupu páry do výměníku byl plně otevřen. Regulace byla odzkoušena jednak při plném výkonu výměníku, jednak při sníženém výkonu a téměř zcela zaplněné teplosměnné ploše.

Na základě výsledků experimentu a dalších teoretických úvah bylo konstatováno, že hydraulické rázy ve výměnících lze odstranit nebo alespoň omezit následujícími opatřeními:

1. Výškovým umístěním parních výměníků, chladičů kondenzátu, bubenových měříčů a kondenzátní nádrže tak, aby kondenzát odtékal z výměníků do nádrže samospádem. Pro danou výměníkovou stanici by si toto opatření vyžádalo velmi rozsáhlou a nákladnou rekonstrukci a nebylo proto doporučeno k realizaci.
2. Zavedením přerušovaného provozu výměníků tak, aby výměníky pracovaly v době svého chodu pokud možno na plný výkon. V době zimní špičky by byl chod výměníků trvalý, při vyšších venkovních teplotách přerušovaný. Ani toto opatření nebylo doporučeno k realizaci, protože se jedná o stanici velkého výkonu a přerušovaný provoz by mohl mít negativní vliv na provoz zdroje tepla. Přerušovaný provoz by byl i velmi náročný pro obsluhu předávací stanice.
3. Odstavením jednoho z výměníků na parní straně. Ve druhém výměníku by se voda ohřívala na vyšší teplotu než je teplota odpovídající příslušné venkovní teplotě. Voda z provozovaného výměníku by se mísla s chladnější vodou z odstaveného výměníku na požadovanou teplotu. Tímto opatřením lze vznik rázů omezit, nelze mu však zcela zabránit.
4. Regulační výkonu výměníků na kondenzatní straně zaplavováním jejich teplosměnných ploch. Odstraněním regulace na parní straně výměníků lze odstranit i hlučnost parních regulačních ventilů. Toto opatření bylo přijato k realizaci.

Po instalaci automatické regulace výkonu výměníků zaplavováním kondenzátem došlo k úplnému odstranění hlučnosti parních regulačních ventilů. K zamezení vzniku hydrau-

lických rázů však nedošlo. Mechanismus vzniku rázů byl znova podroben pečlivému průzkumu. Bylo zjištěno, že výměníky tepla jsou uloženy s mírným sklonem směrem ke vstupním hrdlům. Při úplném zaplavení výměníku a následném otevření regulačního ventilu dojde při poklesu hladiny kondenzátu pod vstupní parní hrdlo k náhlému obnažení relativně velké plochy povrchu výměníku. Do vzniklého prostoru v zadní části výměníku proudí relativně úzkou štěrbinou u vstupního parního hrdla pára velkou rychlostí. Teoretickým výpočtem bylo zjištěno, že rychlosť páry přesahuje 60 m/s. Vlivem této značné rychlosti dojde k rozhoupání hladiny kondenzátu v prostoru výměníku, k pronikání páry podchlazeného kondenzátu a tím vzniku hydraulických rázů.

Bыло поручено, aby výměníky byly uloženy ve sklonu tak, aby při poklesu hladiny ve vstupním hrdele docházelo k postupnému obnažování povrchu výměníku. Byla provedena rekonstrukce předávací stanice, při které byly přední části výměníků se vstupními hrdly zvednuty asi o 80 mm. Touto úpravou byly zcela odstraneny dřívější provozní závady. Provoz výměníků je klidný a nehlukný, automatická regulace pracuje spolehlivě a plynule.

### Závěry

Provozní zkušenosti z předávací stanice Kamenný vrch v Ústí nad Labem ukázaly, že regulace výkonu zaplavováním kondenzátem u horizontálních parních výměníků typu PV-2 UH je nejenom možná, ale i velmi výhodná. Pro klidný chod výměníku je však nutno zajistit, aby výměník byl uložen ve sklonu. Přední část výměníku musí být výš než zadní část s odtokem kondenzátu.

Při regulaci výkonu výměníku je nutno vždy počítat s úplným zaplavěním parního prostoru výměníku kondenzátem. Vyplývá to z následující úvahy.

Na začátku a na konci topné sezóny činí požadovaný výkon otopné soustavy asi 25 % výpočetové hodnoty. Ke snížení výkonu výměníku na 25 % je nutno zaplavit kondenzátem asi 91 % teplosměnné plochy (určeno teoretickým výpočtem). V provozu je však nutno počítat s podstatně vyšší hodnotou zaplavení, a to z těchto důvodů:

1. Předimenzování výměníků, které vyplývá jak z možnosti výběru výměníku z určité výkonové řady, tak z požadavku rezervy ve výkonu podle ČSN 06 0310.
2. Menších nánosů na teplosměnné ploše výměníku než uvažuje projektová směrnice.
3. Vyšších provozních parametrů páry (tlak, teplota) než uvažoval projekt.
4. Nepřesnosti automatické regulace.
5. Potřeby menšího výkonu než 25 % vlivem kolísání venkovní teploty v průběhu dne.

Vhodnou konstrukcí a uložením výměníku je nutno zajistit, aby po úplném zaplavení výměníku kondenzátem nemohlo docházet k pronikání páry do kondenzátu a tím ke vzniku hydraulických rázů.

## CLIMA 2000 A CLIMA EXPO V SARAJEVU

Pod názvem **CLIMA 2000** se konal v Sarajevu ve dnech 27. 8. až 1. 9. 1989 pod záštitou význačných sponzorů, jakými jsou ASHRAE, IIR a CIB, z iniciativy organizace REHVA Druhý světový kongres vytápění, větrání, chlazení a klimatizace. Organizace kongresu byla svěřena Jugoslávskému komitétu pro vytápění, chlazení a klimatizaci JUKO KGH a cestovní a zprostředkovatelské společnosti UNIS TOURS.

Zahájení kongresu se uskutečnilo 28. 8. 1989 v hale Skanderija. Pak následovaly první referáty plenárního zasedání (referáty prof. Bogoslovského — SSSR a prof. Cohen — U.S.A.) a také první referáty s technicko-ekonomickou tematikou podle jednacích sekcí.

Celá odborná tematika byla rozdělena do jednadvaceti tematických oblastí, z nichž pro nás nejzajímavější se týkaly nových systémů vytápění, ekonomiky vytápění, využívání solární a geotermální energie, včetně návrhů nových prvků vytápěcích soustav. Další oblasti se zabývaly problematikou modelování pomocí počítačových systémů ve větrání, včetně proudění vzduchu v prostoru, v návrzích výstaví a v konstrukci ventilátorů, včetně problematiky infiltrace a zkušebních metod pro tyto obory, dále čistých prostor a klimatizace obytných i společenských budov. Zvláštní pozornost byla věnována tepelné pohodě člověka a pracovnímu prostředí. Podle stejného klíče byla rozdělena i tematika posterů, které byly instalovány v předsálí jednacího prostoru v hale Skanderija. Tematické oblasti byly vhodně sdruženy do jednacích programových celků, které probíhaly dopoledne i odpoledne v rozsahu dvou hodin tak, aby časově navazovaly na dobu pro posterový, u nichž byly vytvořeny podmínky pro rozsáhlou diskusi a setkání odborníků.

Mezi nejzajímavější referáty z jednání kongresu patřily:

— z oblasti modelování pomocí počítačových systémů:

Dubois A. M. (Francie) „Modelová base CAM pro simulování energetické bilance v budově“ — referát zabývající se nejnovějšími poznatkami a aplikacemi CAM (Computer aided modelling) v oboru klimatizace a vytápění s ohledem na využití modelování při optimálním návrhu budov při respektování minimálních nákladů na spotřebu energie;

Perray E., Blay D. (Francie) „Proudění vzduchu v obytných prostorách: modelování pohybu vzduchu vně a uvnitř proudu“ — modelování tvaru a prostorového rozložení proudu vzduchu přiváděných do místnosti na základě využití dvouprostorového modelu s využitím gradientů tlaků, rychlostí a teplot ve třech rozměrech spolu s aplikací Navier-Stokesových rovnic.

— z oblasti problematiky čistých prostorů:

Mayer E. (NSR) „Měření konvektivních tepelných proudu v čistém prostoru z hlediska člověka“ — Cílem práce bylo nalézt závislost mezi rychlosťí proudění vzduchu, okolní teplotou v místnosti a pocitem komfortu člověka v čistém prostoru;

Zhao, Pei-ni, Wei-guan Xu (Čína) „Těsnost v čistých prostorech“ — příspěvek detailně rozebírá nutnost správného uspořádání a provedení elementů filtrů, vstupních vzduchových komor, děrovaných stropů a podlah s ohledem na těsnost a tím i zabezpečení odpovídajících kvalit jednotlivých druhů čistých prostorů;

Oh M. D., Lim H. K., Kim Y. I., Lee C. J. (Korea) „Numerická analýza kontaminační difúze v turbulentních čistých prostorech s vnitřním generováním částic a s tepelnými proudy“ — Teoretické řešení problematiky proudění v čistém prostoru při použití turbulentního typu čistého prostoru (různé stupně turbulence) při současné kontaminaci částicemi uvnitř prostoru, referát byl doplněn bohatým grafickým materiálem.

— z oblasti systémů větrání a klimatizace:

Hoefler E. (SFRJ) „Výzkum a statistická analýza aerodynamického prostoru u axiálních a radiálních ventilátorů“ — referát se orientoval na optimalizaci návrhu lopatkování a uspořádání aerodynamického prostoru u axiálních a radiálních ventilátorů;

Kouremenos D. A., Antonopoulos K. A., Fylactopoulos A. (Řecko) „Analytické vyjádření tlakových ztrát v kanálech a ve spojovacích částech“

— metoda vyjádření tlakových ztrát a tabulkové shrnutí vzorců pro jejich výpočet u tvarovek a potrubí pro účely vzduchotechniky. Spolu s kongresním jednáním probíhala v hale Skanderija i výstava **CLIMA EXPO**, která se stala obdobně jako posterový místem konzultací, diskusí a obchodních jednání techniků. Byly zde zastoupeny přední světové firmy zabývající se výrobou a výzkumem v oborech vzduchotechniky, vytápění, filtrace a regulační a řídicí techniky.

1. 9. 1989 se konal v hale Skanderija závěrečný ceremoniál, na němž bylo konstatováno, že kongres CLIMA 2000 a výstava CLIMA EXPO přispěly k dalšímu prohloubení mezinárodní spolupráce v oborech klimatizace, větrání, vytápění a chlazení. Kongres umožnil výměnu názorů a dosažených poznatků a stal se jedním z klíčových bodů pro další rozvoj nových trendů v těchto oborech. Na závěr byli delegáti pozváni na „Třetí kongres CLIMA 2000“, který se bude konat v roce 1993 v Londýně.

Ptáček ml.

# REKUPERÁTORY A CHLADIČE VZDUCHU Z TEPELNÝCH TRUBIC

Ing. Petr Štulc, Ing. Jan Zemánek, CSc.

V několika posledních letech se rozšířila nabídka řady zahraničních firem, i podniků v ČSSR o další inovované typy rekuperátorů výměníků tepla, chladičů i ohříváků z tepelných trubic, které dosahují v porovnání s dosud běžně používanými typy takových zařízení výhodnějších ukazatelů. Některé informace o výměnících tepla z tepelných trubic byly uvedeny z ZTV 2/1986. V období 1982 až 1988 bylo v různých našich průmyslových a zemědělských objektech instalováno více než 2 000 rekuperátorů a 600 chladičů vzduchu z tepelných trubic. Při zhodnocení rekuperátorů z hlediska uživatele se vychází z toho, že určitý výměník tepla odpovídá dispozici možnostem jeho zabudování a že nabízí splnění očekávané návratnosti investic při přijatelných provozních nákladech a dále se požaduje bezporuchový provoz a časová stálost tepelného výkonu. Pokud jde o výměníky z tepelných trubic, vyplýnuly z provozních zkušeností některé významné závěry:

1. Pořizovací náklady jsou srovnatelné s jinými typy nebo jsou v některých případech i nižší.
2. Vzhledem k tomu, že jsou většinou i rozebíratelné, lze jednotlivé tepelné trubice vyjmout a vnější teplosměrnou plochu dokonale vycistit. Tato skutečnost je považována, zvláště při zajištění požadovaného tepelného výkonu v dlouhodobém provozu, za podstatnou výhodu.
3. Výhodou jsou i výrazně nižší nároky na údržbu a obsluhu, vzhledem k tomu, že tyto výměníky zajišťují funkci bez pohyblivých částí.

Konstrukční uspořádání výměníků z tepelných trubic jsou dnes již běžně známá. Jsou vyráběny výměníky typu vzduch – vzduch pro čistější i pro silně znečištěná plynná média. Některé typy využívají odpadního tepla plynných médií k ohřevu TUV nebo předehřívají plynná média odpadním teplem kapalin. Výměníky jsou sestavovány z jednotlivých tepelných trubic nebo z propojených tepelných trubic společným žebrováním.

## Rekuperační výměníky tepla

Rekuperační výměníky tepla z jednotlivých trubic typu vzduch – vzduch a vzduch – znečištěný vzduch na základě podkladů SVÚSS Praha vyrábějí s. p. Vzduchotechnika, Nové Město n. V., JZD Hraničář se sídlem v Mrákově a STS Mimoň. Tepelné trubice jsou vyráběny buď z bimetalických válcovaných žebrovek (ocel – hliník) o průměru žeber 58–62 mm, o vnitřním průměru trubek 20 až 35 mm nebo obdobných, čistě hliníkových. Výměníky tepla z jednotlivých tepelných trubic jsou vyráběny v rozměrech: celková výška výměníku 1,28 až 3,0 m, šířka 0,48 až 1,3 m a hloubka 0,3 až 0,64 m. Blížší charakteristické údaje některých

vyráběných rekuperátorů jsou uvedeny v tab. I.

Rekuperační výměníky z kapilárních trubic vyrábí též JZD Mrákov v atypickém provedení bez obtoku s počtem trubic v řadě 10 ks a při pětiřádém i desetiřádém uspořádání.

Rekuperační výměníky se čpavkovými tepelnými trubicemi se doporučuje používat při střední teplotě odpadního teplého média asi do 80 °C. Vhodná pracovní teplota u rekuperátorů s vodními tepelnými trubicemi je v rozmezí 50 až 220 °C.

Rekuperátor y z tepelných trubic lze spojovat sériově i paralelně. Jejich nejvýhodnější použití je v oblasti čelních rychlostí vzduchu před výměnkem  $0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  až  $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Výměníky hloubky 0,3 m mají hodnoty termické účinnosti asi 0,65 při rychlosti vzduchu  $0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  a 0,35 při rychlosti  $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Pro jednotlivé výměníky jsou u výrobce zpracovány technické podmínky se všemi nezbytnými charakteristikami a grafy.

Příklady užití rekuperačních výměníků v zemědělství, potravinářském a elektrotechnickém průmyslu jsou uvedeny v obr. 1 až obr. 7.

## Chladiče z tepelných trubic

Výměníky tepla z tepelných trubic lze využívat nejen k uvedené rekuperaci odpadního tepla, ale i k intenzifikaci odvodu ztrátového tepla elektronických a elektrotechnických součástek z vnitřního uzavřeného prostoru bloku nebo skříně do vnějšího chladného prostředí. Uzavřené skříně s elektronikou, např. ve výpočetní, automatizační, regulační a měřicí technice jsou opatřovány různými typy výměníků tepla a někdy též chladničkami. Zabudování chladicích agregátů je cenově i energeticky značně náročné. Často navrhované deskové výměníky tepla, a to jak v provedení deskovém s křízoproudým uspořádáním tahů nebo dveřmi či stěnami ve tvaru výměníků s protiproudým uspořádáním, jsou s ohledem na požadavek funkce výměníků i při malých rozdílech vstupních teplot vnitřního a chladicího vzduchu rozměrné a tím i náročné z hlediska rozměru a hmotnosti zařízení. Proto byly vyvinuty a nyní jsou i ve výrobě výměníky menších rozměrů z jednotlivých i propojených tepelných trubic s teplosměrnou plochou z velkoplošných lamel, které jsou výhodné z hlediska kompaktnosti a malých rozdílů. S. p. Vzduchotechnika, Nové Město n. V. vyrábí tyto výměníky pod názvem „Chladiče uzavřených prostorů“ a jsou určeny pro zařízení s požadovaným chladicím výkonem do 3 kW při rozdílu teplot vnitřního teplého a vnějšího chladného vzduchu 20 °C. Pro nižší chladicí výkony začal n. p. Koh-i-Noor, Praha vyrábět výměníky s chladicím výkonem do 200 W a 500 W pro ventilační jednotky VJ8, VJ16, které jsou umisťovány na vrchní části skříně nebo na bok skříně. Vybrané charakteristické údaje chladičů přibližuje tab. II.

Tab. I. Charakteristiky některých vyráběných výměníků z tepelných trubic

Typ výměníku	TNA TWA KTNA	TNA TWB KTNB	TNC TWC KTNC	TND TWD KTND	ZV3-025 ZV3-027	ZV3-026* ZV3-028*	ZV3-031 ZV3-033	ZV3-030* ZV3-032*
za sebou								
Uspořádání trubek								
Rozteč řad trubek [m]			0,060					
Rozteč trubek v řadě [m]			0,060					
Počet trubek v řadě								
Počet řad trubek	8	10	16	21	15	10	15	10
Rozteč trubek v řadě [m]	6 ÷ 8	5 ÷ 8	5 ÷ 8	5	5	5	150	100
Počet trubek v řadě	40 ÷ 64	50 ÷ 80	75 ÷ 120	105	75	50	0,93 ÷ 0,96	0,62 ÷ 0,64
Počet řad trubek	0,48	0,60	0,90	1,26	0,93 ÷ 0,96	0,62 ÷ 0,64	0,93 ÷ 0,96	0,62 ÷ 0,64
Celkový počet trubek								
Šířka svazku trubek [m]								
Hloubka svazku [m]			0,30 ÷ 0,48	0,30	0,32	0,32	0,64	0,64
Délka trubek [m]	1,0	1,42	1,8	2,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Objem svazku [m <sup>3</sup> ]	0,144 ÷ 0,230	0,266 ÷ 0,410	0,486 ÷ 0,778	0,945	0,466 ÷ 0,461	0,298 ÷ 0,307	0,892 ÷ 0,922	0,596 ÷ 0,614
Hmotnost svazku [kg]	110 ÷ 176	195,3 ÷ 308,8	371,3 ÷ 594,1	721,9	0,583 ÷ 0,602 <sup>+</sup>	0,389 ÷ 0,401 <sup>+</sup>	1,166 ÷ 1,204 <sup>+</sup>	0,778 ÷ 0,802 <sup>+</sup>
					202,5	135,0	405	270
					264,6 <sup>+</sup>	176,4 <sup>+</sup>	539,2 <sup>+</sup>	352,8 <sup>+</sup>

Tím TN omezení sítěm je s časovými těsnými trihiceji

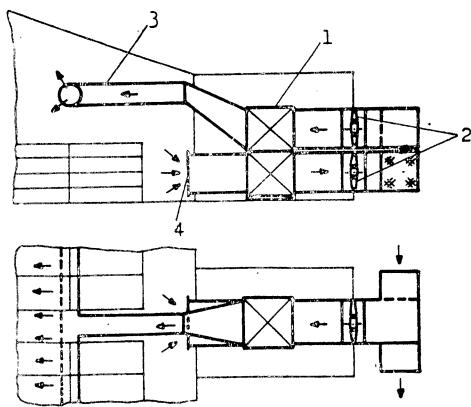
I typ označuje výmeník s čpavkovým tepením u uživcůmi

**T**yp IN označuje výmeník s vodnou gravitačním tepelným trubnicovým

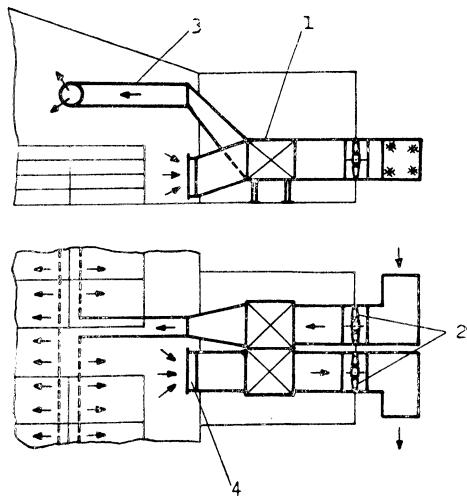
Lýp K1N označuje výměník s čpavkovým teplým trubicem  
Rekuperátor ZV3-025 až -033 jsou výměníky s čpavkovými gravitačními trubicemi

typu G I,5 nebo GZ, případně Kaplernimi čpavkovými těp

\* ) Jedná se o alternativní typy opatření b



Obr. 1. Větrací soustava s rekuperací tepla v odchovně selat (1 — rekuperátor z kapilárních tepelných trubic ve svíslé poloze, 2 — axiální ventilátory, 3 — vzduchovod ohřátého vzduchu, 4 — odsávání vnitřního vzduchu)



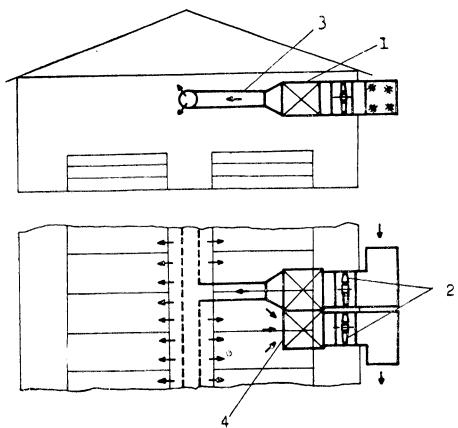
Obr. 2. Větrací soustava s rekuperací tepla v odchovně selat (1 — rekuperátor z kapilárních tepelných trubic ve vodorovné poloze, 2 — axiální ventilátory, 3 — vzduchovod ohřátého vzduchu, 4 — odsávání vnitřního vzduchu)

Teplota teplého vzduchu	20,4 °C
Teplota chladného vzduchu	14,6 °C
Objemový průtok teplého vzduchu	$1,02 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Objemový průtok chladného vzduchu	$0,88 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Termická účinnost	0,76
Typ rekuperátoru	čpavkové hliníkové kapilární tepelné trubice délky 1,96 m, 10 řad, 10 trubic v řadě
Výrobce	JZD Mrákov

**Poznámka:**  
Význam rekuperace se projevil nejen v úsporách energie, ale významně i ve zlepšení kvality mikroklimatu v odchovně.

Teplota teplého vzduchu	13,5 °C
Teplota chladného vzduchu	4,2 °C
Objemový průtok teplého vzduchu	$0,9 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Objemový průtok chladného vzduchu	$1,26 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Termická účinnost	0,505
Typ rekuperátoru	čpavkové hliníkové kapilární tepelné trubice délky 1,96 m, 5 řad, 10 trubic v řadě
Výrobce	JZD Mrákov

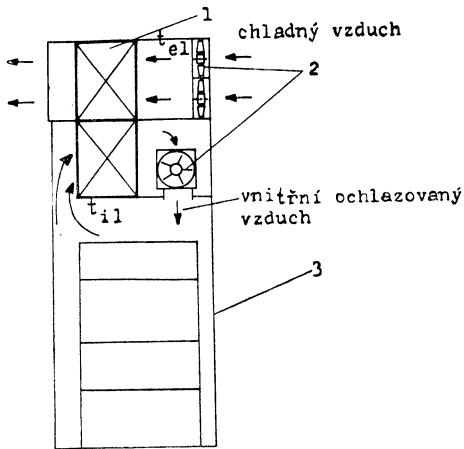
**Poznámka:**  
Význam rekuperace se projevil nejen v úsporách energie, ale významně i ve zlepšení kvality mikroklimatu v odchovně.



Obr. 3. Větrací soustava s rekuperací tepla v profylaktoriu (telata). (1 – rekuperátor z kapilárních tepelných trubic ve vodorovné poloze, 2 – axiální ventilátory, 3 – vzduchovod ohřátého vzduchu, 4 – odsávání teplého vzduchu)

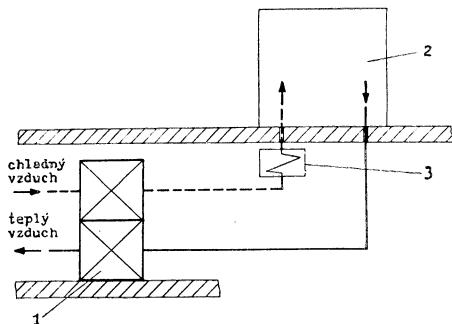
Teplota teplého vzduchu	13,1 °C
Teplota chladného vzduchu	3,0 °C
Objemový průtok teplého vzduchu	0,21 m <sup>3</sup> . s <sup>-1</sup>
Objemový průtok chladného vzduchu	0,14 m . s <sup>-1</sup>
Termická účinnost Typ rekuperátoru	0,92 čpavkové hliníkové kapilární tepelné trubice délky 1,5 m, 10 řad, 10 trubic v řadě
Výrobce	JZD Mrákov

Poznámka:  
Význam rekuperace se projevil nejen v úsporách energie, ale významně i ve zlepšení kvality mikroklimatu v odchovně.



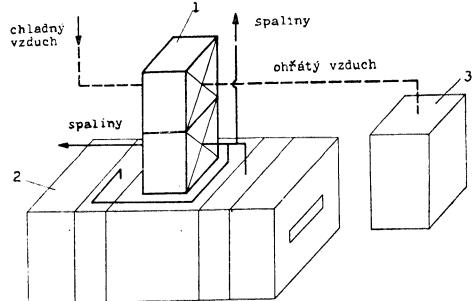
Obr. 4. Chladiče vzduchu uzavřených skříní s elektronikou. Zadání:  $t_{11} - t_{e1} = 20^\circ\text{C}$  (1 – výměník z tepelných trubic, 2 – ventilátory, 3 – skříň)

Teplota vnitřního vzduchu	do 60 °C
Teplota chladicího vzduchu	do 40 °C
Chladicí výkon při $t_{11} - t_{e1} = 20^\circ\text{C}$	typ VZT ... do 4 kW typ VJ ... do 500 W
Výrobce: typ VZT typ VJ	Vzduchotechnika, Nové Mesto n. V. Koh-i-Noor, Praha
Hlavní rozměry výměníků (šířka × výška × × hloubka) (m): typ VZT a řada dalších – typ VJ	0,5 × 0,5 × 0,25 0,15 × 0,3 × 0,15 (0,15 × 0,3 × 0,3)



Obr. 5. Rekuperace tepla při sušení umělých střev (1 — rekuperátor z gravitačních tepelných trubic, 2 — prostor sušárny, 3 — parní přihřívávák)

Teplota teplého vzduchu	51 °C
Teplota chladného vzduchu	8 °C
Objemový průtok teplého vzduchu	181 m <sup>3</sup> . s <sup>-1</sup>
Objemový průtok chladného vzduchu	106,9 m <sup>3</sup> . s <sup>-1</sup>
Termická účinnost	0,732
Tepelný výkon	3 700 kW (celoroční nepřetržitý provoz)
Typ rekuperátoru	44 rekuperátorů ze čpavkových bimetalických tepelných trubic délky 1,96 m, 1 rekuperátor: 16 řad, 15 trubic v řadě
Výrobce	s. p. Vzduchotechnika, Nové Mesto n. V.
Uživatel	Cutisin, Jilemnice



Obr. 6. Využití odpadního tepla z pekařské peci pro sušení zařízení (1 — rekuperátor z gravitačních tepelných trubic, 2 — pekařské peci, 3 — sušící zařízení)

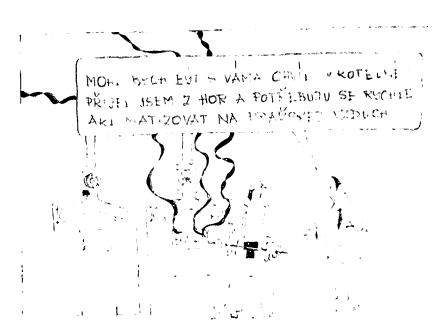
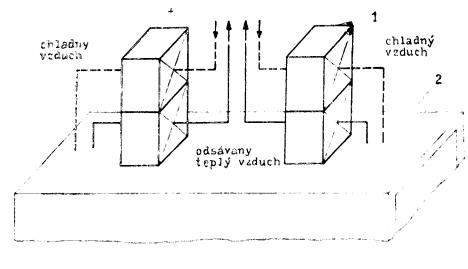
Teplota spalin	250 °C
Teplota chladného vzduchu	35 °C
Objemový průtok spalin	0,4 m <sup>3</sup> . s <sup>-1</sup>
Objemový průtok chladného vzduchu	0,28 m <sup>3</sup> . s <sup>-1</sup>
Termická účinnost	0,6
Tepelný výkon	40 kW
Typ rekuperátoru	vodní bimetalické tepelné trubice, 8 řad, 15 trubic v řadě
Výrobce	s. p. Vzduchotechnika, Nové Mesto n. V.
Uživatel	pekárny

Tab. II. Charakteristiky některých chladičů z tepelných trubic

Typ výměníku		s. p. Vzduchotechnika RVI-17	n. p. Koh-i-Noor VJ 18
Uspořádání trubek		vystřídané	za sebou
Rozteč řad trubek	[m]	0,033	0,03
Rozteč trubek v řadě	[m]	0,038	0,0325
Počet trubek v řadě		17	4
Počet řad trubek		4	2
Celkový počet trubek		68	8
Šířka svazku	[m]	0,646	0,130
Hloubka svazku	[m]	0,132	0,06
Délka trubek	[m]	0,7	0,26
Objem svazku	[m <sup>3</sup> ]	0,06	0,00204
Hmotnost svazku	[kg]	32,4	4,5

Obr. 7. Rekuperace tepla u textilních sušáren  
 1 — rekuperátor z gravitačních tepelných trubic, 2 — textilní sušárna)

Teplota teplého vzduchu	105 °C
Teplota chladného vzduchu	40 °C
Objemový průtok teplého vzduchu	1,35 m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup>
Objemový průtok chladného vzduchu	2,2 m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup>
Termická účinnost	0,69
Tepelný výkon 1 rekuperátoru	60 kW
Typ rekuperátoru	čpavková bimetalická gravitační tepelná trubice délky 1,91 m, 8 řad, 15 trubic v řadě
Výrobce	s. p. Vzduchotechnika, Nové Mesto n. V.
Uživatel	textilní podniky



**ASHRAE Journal 31 (1989), č. 1**

- Residential comfort (Zajištění pohody prostředí v obytných budovách) — Nelson L. W., 21—24, 26.
- HVAC systems in small buildings (Systémy vytápění, větrání a klimatizace v malých budovách) — Smith G. A., 27—31.
- Standardizing EMCS communication protocols (Standardizace komunikačních protokolů EMCS) — Bushby S. T., Newman H. M., 33—34, 36.

**ASHRAE Journal 31 (1989), č. 2**

- Improving thermal integrity of school structures (Zlepšení tepelné integrity školních budov) — Mull T. D., Whitesides D. P., 38—41.
- Direct digital controls... an historical perspective (Přímá digitální regulace... vývoj) — 42—43.

**ASHRAE Journal 31 (1989), č. 6**

- Diagnosing building operational problems (Diagnostika provozních problémů budovy) — Haberl J. S., Norford L. L., Spadaro J. V., 20, 22, 24, 26, 28, 30.
- Diagnosing low temperature differential (Diagnostika nízkoteploplotního rozdílu) — Sauer J. M., 32—34, 36.
- Protocols to guide building energy monitoring projects (Protokoly, které jsou součástí projektů sledování spotřeby energie v budovách) — Mixon W. R., 38, 40, 42.
- Research and development focus on commercial natural gas cooling /air conditioning (Výzkum a vývoj chlazení a klimatizace s využitím zemního plynu) — 44—46, 48—50.
- The greenhouse effect on ASHRAE (Skleníkový efekt a ASHRAE) — Mac Cracken C. D., 52—54.
- Window U-values (Hodnoty součinitele průstupu tepla okny) — McCabe M. E., 56, 58, 60, 62.

**ASHRAE Journal 31 (1989), č. 7**

- EPA tests classroom radon levels (EPA testuje hladinu radonu ve školních učebnách) — Cox J. E., Miró Ch. R., 14.
- Value engineering (Hodnocení mechanických systémů budov) — Pearson F. J., 16—18, 20, 22.
- New industrial buildings: A view to savings (Nové průmyslové budovy: úspory energie) — Wang J., 26, 28.
- Computer software invades the HVAC market (Software pro vytápění, větrání a klimatizaci) — Hall J. D., Deringer J. J., 32—34, 36, 38, 40, 42, 44.

— Air quality not just air quantity (Nejenom množství, ale i kvalita vzduchu) — Fanger O., 47—47.

— Indoor air quality (IAQ) problem management (Problematika řízení jakosti vnitřního vzduchu) — Besch E. L., Besch H. J., 47—48.

— Indoor air quality procedures for sick and healthy buildings (Kvalita vnitřního vzduchu v budovách) — Lane Ch. A., Woods J. E., Bosman T. A., 48, 50—52.

— Ventilation rates in office buildings (Větrací poměry v kancelářských budovách) — Persily A., 52—54.

— Correcting maintenance deficiencies to resolve sick building syndrome (Regulace a údržba řeší „syndrom nemocné budovy“) — Rask D. R., Lane Ch. A., 54—56.

**Gesundheits-Ingenieur 110 (1989), č. 3**

— Wärmeabgabe von Strahlplatten unter Prüfbedingungen und im praktischen Einsatz (Sdílení tepla sálavých panelů za zkoušebních podmínek a při praktickém použití) — Glück B., 113—126.

— Graphische Berechnungsmethode des Filtrationsstroms der verunreinigten Luft durch Wände (Grafická výpočetní metoda filtračního proudu znečištěného vzduchu stěnami) — Trojanowski T., 127—132.

— Kupferbelastung im Trinkwasser nach Neuinstallation einer Wasserversorgungsleitung (Znečištění pitné vody mědí po nové instalaci potrubí na zásobování vodou) — Moriske H. J., Kneiseler R., Trauer I., Rüden H., 133—134.

— Abpumpkammer zur gezielten Wasserprobenentnahme aus der Filterstrecke eines in Betrieb befindlichen Brunnens (Odčerpávací komora za účelem odběru vzorků vody z filtračního úseku studny, která je v provozu) — Schmitz R., 143—146.

— Neue Möglichkeiten zum Einbringen von konservierenden Mitteln in unterschiedliche Holzarten (Nové možnosti doprovádění konzervačních prostředků do různých druhů dřeva) — Wölfer H. P., Karstadt R., 147—153.

— XXII. Internationaler Kongress Technische Gebäudeausrüstung in Berlin. Bericht III (XXII. Mezinárodní kongres „Technické vybavení budov“ v Berlíně. Zpráva III.) — 154—159.

— Empfehlungen der Kommission für Krankenhaus- und Praxishygiene der Sektion Hygiene und Gesundheitswesen (III) der Deutschen Gesellschaft für Hygiene und Mikrobiologie (DGHM) zur hygienischen Abnahmeprüfung und zu hygienischen Kontrollen nach DIN 1946 Teil 4 Raumlufttechnische Anlagen in Krankenhäusern — Haltbarkeitsdauer von Gebäudeteilen — Wohnungsbau — Kundendienst „Sanitär“ — Verkaufserfolge planvoll steuern — Gebirgsluft aus der Steckdose —

Fernbetäigte Füll- und Entleerungsstationen  
 — Bessere Hygiene durch spezielle Sanitätaranlagen — Kraftwerk mit Kuhmst befeuert — Fernwärme-Leitungen — Erdgas-Anschlüsse — Stromverbrauch gestiegen — Bauphysik (Doporučení Komise pro hygienu v nemocnících a v praxi, sekce „Hygiena a zdravotnictví (III) německé společnosti pro hygienu a mikrobiologii“ k hygienické přejímací zkoušce a k hygienickým kontrolám podle mormy DIN 1946, díl 4., „vzduchotechnická zařízení v nemocnicích“ — Životnost stavebních dílů — Stavba bytů — Servis „zdravotní technika“ — Prodejní úspěchy promyšlen řídít — Horský vzduch ze zásuvky — Dálkově ovládané plnicí a vypřazdňovací stanice — Lepší hygiena zvláštními zdravotnickými armaturami — Elektrárna vytápěná hnojem z kravína — Potrubí pro dálkový rozvod tepla — Přípojky pro zemní plyn — Spotřeba proudu stoupala — Stavební fyzika) — 135—142, příloha.

#### Gesundheits-Ingenieur 110 (1989), č. 4

- 20. Berliner Gesundheitstechnische Tagung 1989 (20. zasedání „zdravotní techniky“ v Berlíně 1989) — 165.
- Passive Solarenergie Nutzung in bewohnten Eigenheimen. Messergebnisse und energetische Analyse für das Solarhaus in Landstuhl (Passivní využití sluneční energie v obývaných vlastních domech. Výsledky měření a energetická analýza pro sluneční dům v Landstuhlu) — Reiss J., Erhorn H., Oswald D., 166—179.
- XXII. Internationaler Kongress Technische Gebäudeausrüstung in Berlin. Bericht IV (XXII. Mezinárodní kongres „Technické vybavení budov“ v Berlíně. Zpráva IV.) — 180—186, 195—196.
- Stationäre Feuchteverteilung in einer monolithischen Aussendecke (Stacionární rozdělení vlhkosti v rohu monolitické obvodové stěny) — Walther K., 197—200.
- Untersuchungen zur Messung der Formaldehydkonzentration in Raumluft mit konventionellen und einfachen Messmethoden (Šetření za účelem měření koncentrace formaldehydu v prostorovém vzduchu konvenčními a jednoduchými měřicími metodami) — Fletge A., Jauns S., Maruszky R., 201—205.
- Sanierung von holzschutzmittelbelasteten Kindergärten (Sanace mateřských škol, kde bylo zjištěno znečištění vzduchu larem pro středků na ochranu dřeva) — Lahl U., Neisel F., 206—210.
- Neue Ergebnisse aus der Bauphysik — Bad-Modernisierung fängt bei Armaturen an — Verbesserter Armaturenkfort in Hotels — Bauphysik (Nové výsledky ze stavební fyziky — Modernizace bazénů začíná u armatur — Zlepšený komfort armatur v hotelích — Stavební fyzika) — 187—194, příloha.

#### Heizung Lüftung Haustechnik 40 (1989), č. 6

- Wärmepumpe kontra Ölheizung. Neuentwickelte Wärmepumpe soll umweltfreundlich,

krisenfest und wirtschaftlicher als die Ölheizung sein (Tepelné čerpadlo ve srovnání s olejovým vytápěním. Nově vyvinuté tepelné čerpadlo nemá znečišťovat životní prostředí, má být odolné na poruchy a hospodárnější než olejové vytápění) — Möller H., 287—290.

— Betriebsbereitschaftsverluste in Altanlagen. Überprüfen der Aussagefähigkeit von Messungen an alten Heizanlagen (Ztráty provozní pohotovosti u starých zařízení. Přezkoušení prokazatelnosti měření na starých vytápěcích zařízeních) — Picker U., 291—296.

— Altbauischornsteine bei Einsatz atmosphärischen Gasfeuerstätten. Einfluss des wechselnden Unterdrucks auf das Verhalten der Strömungssicherung im Zusammenspiel mit Tauwasserbildung und Trocknung im Schornstein (Staré komínky při použití atmosférických plynových spotřebičů. Vliv měničího se podtlaku na chování pojistky proudění v souhře s vytvářením rosné vody a sušením v komínku) — Plate J., 297—302.

— IHS: Entwicklungen in der Brenner- und Heizkesseltechnik (Výstava vytápění a zdravotní technického zařízení: Vývoje v technice hořáků a vytápěcích kotlů) — Schlee G., 303—311.

— IHS: Stand der Technik und Entwicklungstrends bei Heizkörpern und flächen (Výstava vytápění a zdravotní technického zařízení: Stav techniky a vývojové směry u vytápěcích těles a ploch) — Klan H., 312—316.

— IHS: Sanitärtechnik — Sicherer, sauberer. Sanitärtechnische Anlagen immer sparsamer ohne Komforteinbusse (Výstava vytápění a zdravotní technického zařízení: Zdravotní technika — bezpečnější, čistější. Zdravotně technická zařízení stále úspornější bez ztráty komfortu) — Lähe F. K., 317—323.

— Erzeugerpreise in der HKS-Branche 6/89 (Ceny výrobků v odvětví vytápění, klimatizace a zdravotní technická zařízení v 6/89) — 285.

— Heizkessel (Vytápěcí kotle) — 326—327.

— Hallenheizung (Vytápění hal) — 328.

— Wärmedämmung-Sanitärtechnik (Tepelná izolace — zdravotní technika) — 332—333.

— Messen-Steuern-Regeln (Měření — řízení — regulace) — 334—335.

— Sanitärtechnik (Zdravotní technika) — 336.

#### Heizung Lüftung Haustechnik 40 (1989), č. 7

— Luftqualität im Einfamilienhaus untersucht. Beeinflussung der relativen Luftfeuchte und CO<sub>2</sub>-Konzentration durch Heizsystem mit kontrollierter Wohnungslüftung und Wärmerückgewinnung (Studium čistoty vzduchu v rodinném domě. Ovlivnění relativní vlhkosti vzduchu a koncentrace CO<sub>2</sub> vytápěcím systémem s regulovaným větráním bytu a se zpětným využitím odpadního tepla) — Walter U., Hensel V., Brunnstein Ch., Neumann J., 343—349.

— Lüftung in Industriehallen. Dargestellt am Beispiel von Schweißhallen (Větrání v průmyslových halách. Znázorněno na příkladu hal pro svařování) — Brunk M. F., Pfeiffer W., 348—351.

- Kosteneinsparung bei Computerklimatisierung im Entfeuchtungsbetrieb (Úspora nákladů při klimatizaci za použití počítače v odvlhčovacím provozu — při vysoušení) — *Neuhaus G.*, 353—354.
- Energieeinsparung mit Hochleistungsradialventilatoren (Úspora energie vysokovýkonnémi odstředivými ventilátory) — *Eidam H.*, 355—358.
- Enthalpie-Regelung von Klimaanlagen (Regulace entaplie u klimatizačních zařízení) — *Goli D.*, 359—363.
- IHS — Entwicklungen in der Raumlufttechnik (Výstava vytápění a zdravotně technického zařízení: Vývoje ve vzduchotechnice) — *Bley H.*, 369—372.
- IHS — Entwicklungen in der Reinraumtechnik (Výstava vytápění a zdravotně technického zařízení: Vývoje v technice čistých prostorů) — *Müller K. G.*, 373—375.
- IHS — Entwicklungen in der Brennwerttechnik (Výstava vytápění a zdravotně technického zařízení: Vývoje v technice výhrennosti) — *Schlee G.*, 377—384.
- Erzeugerpreise in der HKS-Branche 7/89 (Ceny výrobců v odvětví vytápění, klimatizace a zdravotně technická zařízení v 7/89) — 341.
- Raumlufttechnik (Vzduchotechnika) — 352, 363—368.
- Klima-/Kältetechnik (Klimatizace a chladicí technika) — 383—384.

#### **Heizung Lüftung Haustechnik 40 (1989), č. 8**

- Zur überschlägigen Bestimmung des Luftaustausches in Gebäuden (Ke kontrolnímu stanovení výměny vzduchu v budovách) — *Feustel H. E.*, 391—392, 393—402.
- Ventilatorgeräusch auf dem Prüfstand. Messen und Analysieren des Kanalschallleistungsspegels von Radialventilatoren (Hluk ventilátorů ve zkušebně. Měření a analyzování hladiny akustického výkonu odstředivých ventilátorů v kanálu) — *Reinartz D.*, 417—425.
- Diagonallauftrad schliesst Lücke. Entwicklung eines breiten Diagonallaufrades für den frei ausblasenden Einbaufall in Geräten (Diagonální oběžné kolo vyplňuje mezeru. Vývoj širokého diagonálního oběžného kola pro případ výstavy s volným vyfukováním v přístrojích) — *Schlender F.*, 426—428.
- Spannungen an Laufradschaufeln. Messungen von mechanischen Spannungen an Laufradschaufeln von Axialventilatoren, die im instabilen Gebiet arbeiten (Napětí na lopatkách oběžného kola. Měření mechanických napětí na lopatkách oběžného kola osových ventilátorů, které pracují v nestabilní oblasti) — *Zwiener K. P.*, 429—436.
- Geräusch aus Komponenten ermittelt. Umrechnung des Ventilatorgeräusches von Modellmessungen zu Grossausführungen mittels Ähnlichkeitsgesetzen (Zjištování hluku z komponentů. Prepočet hluku ventilátoru z modelových měření na velkorozměrové provedení za použití zákonů podobnosti) — *Wiemann E.*, 437—441.

- Erzeugerpreise in der HKS-Branche 8/89 (Ceny výrobců v odvětví vytápění, klimatizace a zdravotně technická zařízení v 8/89) — 389.
- Ventilatoren (Ventilátory) — 443—448.

#### **Heating, piping, air conditioning (1988), č. 3**

- Studies in commercial energy retrofit (Úspory energie v administrativních budovách) — *Grumman D. L.*, 45—51.
- Studies in industrial energy retrofit (Úspory energie v průmyslových budovách) — *McGeddy D., Bellenger L. G.*, 55—58, 61—62.
- Studies in institutional energy retrofit (Úspory energie v budovách institucí) — *Wight L. A.*, 69—70, 75—77.
- How to work with design-build contractors (Spolupráce techniků a architektů) — *Savetiere G.*, 87—90.
- Everything you ever wanted to know about shop drawings (Co chcete vědět o výkresové dokumentaci) — *Habjan J.*, 05—98.
- Vibration isolation for fans (Izolátori vibrací pro ventilátory) — *Coad W. J.*, 101—102.

#### **Heating, piping, air conditioning (1988), č. 5**

- Saving energy through design/build: commercial (Úspory energie u obchodních budov) — *Adams S. G.*, 65—71.
- Saving energy through design/build: industrial (Úspory energie u průmyslových budov) — *Waller B.*, 75—79.
- Roof drainage systems (Odvod vody ze střech) — *Robertson L.*, 81—84, 89—91.
- Dynamic control: The weather predictor and HVAC control (Dynamická regulace: předpověď počasí a regulace vytápění, větrání a klimatizace) — *Hartman T.*, 97—101.
- Steam system internal balance calculations (Výpočty vnitřní bilance parních systémů) — *Neal G. W.*, 106—108.
- Building automation: the Security Savings case (Automatizovaný provoz budovy) — *Giovanetto K., Funk G. A.*, 113—116, 121—122.
- Changing the tube velocity in shell and tube heat exchangers (Změna rychlosti u deskových výměníků tepla) — *Ayub Z. H.*, 124.
- Everything you ever wanted to know about shop drawings (Co chcete vědět o výkresové dokumentaci) — *Habjan J.*, 129—132.

#### **Luft- und Kältetechnik 25 (1989), č. 2**

- Einfluss der Spaltverluste auf Förderstrom und Antriebsleistung beim Schraubenverdichter (Vliv ztrát mezerou na dodávané množství a hnací výkon u šroubového kompresoru) — *Pietsch*, 59—61.
- Rechenprogramme zur Simulation von hermetischen Kältemittel-Hubkolbenverdichtern (Výpočetní programy na simulaci hermetických pístových kompresorů chladiva) — *Genze, Findeisen*, 61—65.
- Optimierung der Herstellungsgenauigkeit

von Bauteilen der hermetischen Hubkolben-Kälteverdichter (Optimalizace výrobní přesnosti konstrukčních součástí hermetických pístových chladicích kompresorů) — *Milowanow*, 65—68.

— Die innere nutzungsbedingte Wärmelast (Vnitřní využitelné tepelné zatížení) — *Korneli*, 68—71.

— Numerische Berechnung der Strömung und des Wärmeübergangs in Kanälen (Číslený výpočet proudění a přestupu tepla v kanálech) — *Alicko, Hanel, Scholz*, 72—79.

— Konzentrierte Luftzufuhr unter Anwendung von Leitstrahlen — Fortsetzung (Konzentrováný přívod vzduchu za použití svazku paprsků — pokračování) — *Grimitlin, Shirow*, 79—83.

— Rauchgasreinigung mit einer Hochgeschwindigkeitskolonne, Teil 4 (Čistění kouřových plynů vysokorychlostní kolonou — díl 4) — *Grundke, Schneider, Ulrich, Poneleit, List*, 83—86.

— Dresdner Verfahren der Rauchgasreinigung. Materialfragen und Wartungsproblematik des Rauchgasentstaubungs- und Rauchgasentschwefelungsteiles (Drážďanský způsob čištění kouřových plynů. Otázky materiálu a problematika údržby odpařování kouřových plynů a odsířování kouřových plynů) — *Vogel, List, Schenk, Heinrich*, 86—91.

— Struktur der Nutzkraftwagen in der DDR für den Transport leichtverderblicher Lebensmittel unter Beachtung der Vorschriften des ATP (Struktura užitkového automobilu v NDR pro dopravu snadno se kazících potravin s ohledem na předpisy „ATP“) — *Möckel*, 91—95.

— Sonnenenergienutzung zur Kälteerzeugung in Kühlfahrzeugen (Vyúžití sluneční energie k výrobě chladu v chladicích vozidlech) — *Sent* 76—98.

— VENTI — Ein Programm zur Ventilatoren-auswahl mit Bürocomputern (VENTI — Program na volbu ventilátorů za použití kancelářských počítačů) — *Greifeld, Witzke*, 98—99.

#### Die Kälte und Klimatechnik 42 (1989), č. 5

— Auf die Rippenrohre kommt es an (Přechází se na žebrové trubky) — *Menze K. W., Webb R. L., Apparao T.*, 228—230, 232—234.

— Die Hochdruckseite der Kälteanlage — V (Vysokotlaký blok chladicího zařízení — V) — *Gollnow K.*, 236—238, 240.

— Messereport: ISH '89 — Europa fest im Blick (Zpráva z veletrhu: ISH '89: Evropa stále v pozornosti) — 246, 248, 250—152.

— Marktumschau: Kühlmöbel, Kühlzellen, Kühlräume (Přehled trhu: chladicí nábytek, chladicí kabiny, chladírenské prostory) — 254, 256, 258, 261—262, 264, 267.

#### Die Kälte und Klimatechnik 42 (1989), č. 6

— Fortschrittliche Regelung mit elektronischen Expansionsventilen: Zusammenspiel der

Kräfte (Pokroková regulace s elektronickými expanzními ventily: Souhra sil) — *Gras H.*, 286—288, 290—292.

— Physik für Praktiker — Kältepraktiker — I (Fyzika pro praktiky chlazení — I) — *Wegner G. E.*, 298—302.

— Aktuelles Interview: Die Klimabranche war der Mittelpunkt. Im Gespräch: Peter Frank (Aktuální rozhovor: Odvětví klimatizace tvořilo střed. V rozhovoru: Peter Frank) — 310, 312, 317.

— Gutes Klima für die EDV (Dobré klimatické podmínky pro strojové zpracovávání dat) — *Pielke R.*, 318, 320, 322—325, 329.

#### Die Kälte und Klimatechnik 42 (1989), č. 7

— Rückkühlwerke (Závody pro nepřímé chlazení) — *Pielke R.*, 339—343.

— Noch Schwierigkeiten bei der PUR-Entgasung (Ještě těžkosti u odplynování PUR) — 344, 346.

— Ein gelungener Fach-Nachmittag bei Reiss Kälte-Klima (Zdařilé odpoledne u fy. REISS Kälte-Klima) — 368.

— H-FCKW R 22, ein Substitut ohne Zukunft (Hexa-chlorofluorouhlovodík R 22, substituent bez budoucnosti) — 347—348.

— Einsatzmöglichkeiten von Berieselungskühlern (Možnosti použití sprechových chladičů) — *Hartmann W.*, 350—352, 354, 357—358, 360.

— Physik für Kältepraktiker — II (Fyzika pro praktiky chlazení — II) — *Wegner G. E.*, 361—362, 364—366.

#### Die Kälte und Klimatechnik 42 (1989), č. 8

— Zu einigen aktuellen Entwicklungen bei der Substitution von FVKW: Längerfristig forschen (K některým aktuálním vývojům při nahrazování chlorofluorouhlovodíků: Dlouhodobější výzkum) — *Nowotny S.*, 388—393.

— Physik für Kältepraktiker — III (Fyzika pro praktiky chlazení — III) — *Wegner G. E.*, 394, 396—398.

— Sicherheit in Kälteanlagen gross geschrieben (Bezpečnost u chladicích zařízení široce popsána) — *Sieger-Koser U.*, 404—407.

— Messereport: Luftdurchlässe auf der ISH '89 (Zpráva z veletrhu: Vyústky vzduchu na veletrhu ISH '89) — *Pielke R.*, 408—410.

#### Staub Reinhaltung der Luft 49 (1989), č. 5

— Fortschritte bei der Emissionsminderung mit Biofiltern (Pokrok při snižování emise za použití biofiltru) — *Liebe H. G., Werner W., Striefler B.*, 145—149.

— Gerüche in der Außenluft bewerten — aber wie? (Hodnocení zápachů ve vnějším vzduchu — ale jak?) — *Paduch M.*, 151—157.

— Zur Bestimmung flüchtiger chlorierter Kohlenwasserstoffe in Luft. Aufnahmerate und Wiederfindung mit Diffusionsprobenehmern (Ke stanovení těkavých chlorovaných uhlovo-

díků ve vzduchu. Vzorek zachycení a opětovné zjištění difúzními vzorkovači) — *Giese U., Stenner H., Kettstrup A.*, 159—164.

— Immissionsmessungen von faserigen Stäuben in der Bundesrepublik Deutschland. VII. Faserige Aerosole in höherer Troposphäre (Měření imisí vláknitých prachů v NSR. VII. Vláknité aerosoly ve vyšší troposféře) — *Spurný K. R., Marfels H., Schörmann J.*, 165—167.

— Auftreten und Deposition von saueren Komponenten in Waldökosystemen — Ergebnisse von zwei Messerien im Wienerwald-Exelberg (Výstup a depozice kyselých složek v lesních ekosystémech — Výsledky dvou sérií měření ve Wienerwaldu-Exelberg) — *Puxbaum H., Rosenberg Chr., Ober E., Gregori M.*, 169—174.

— Problemlösungen in der Reinraumtechnik. VDI-Tagung, November 1988, München (Řešení problémů v technice čistých prostorů. Zasedání VDI, listopad 1988, Mnichov) — *Müller K. G.*, 175—178.

— Emissionsminderung bei der Stahlerzeugung (Snížování emise při výrobě oceli) — 149.

— STEP und EPOCH — Zwei neue Umweltforschungsprogramme der EG (STEP a EPO: Dva nové programy pro výzkum životního prostředí v rámci Evropského společenství) — *Engels L. H.*, 167.

— Messtechnische Überwachung von Gefahrstoffen in der Luft am Arbeitsplatz (Kontrola nebezpečných látek ve vzduchu na pracovišti za použití měřicí techniky) — 178—179.

— Aus der Arbeit der VDI-Kommission RdL (Z činnosti komise VDI „čistota ovzduší“) — 157, 168, 174.

### Staub Reinhaltung der Luft 49 (1989), č. 6

— N-Nitrosamine am Arbeitsplatz (N-nitrózní aminy na pracovišti) — *Wolf D.*, 183—186.

— Staubfassung an einer Betonschleifmaschine. Bestimmung des Erfassungsgrades (Zjištění prachu na bruse betonu. Stanovení nejmenšího dokazatelného množství) — *Regnier R.*, 187—190.

— Neuartiger Gaschromatograph zur Messung von SO<sub>2</sub> und reduzierten Schwefelgasen in Reinluftgebieten (Moderní plynový chromatograf na měření SO<sub>2</sub> a redukovaných sírových plyň v čistých oblastech — čistých prostorách) — *Haunold W., Ockelmann G., Georgii H. W.*, 191—193.

— Einsatz von Immissionsraten-Messverfahren und Bioindikatoren in einem anlagenbezogenen Messnetz. Das SAM-Immissionsraten-Messverfahren (Použití měřicí metody u vzorků imisí a bioindikátorů v měřicí sítí. Měřicí metoda „SAM“ pro vzorky imisí) — *Kostka-Rick R., Grosch W.*, 197—200.

— Staubabscheidung mit gelochten Metallfolien (Odlučování prachu děrovanými kovovými foliemi) — *Schulz R., Weber E.*, 201—204.

— Untersuchungen zur Rauchgasentstickung mit Flugaschen (Šetření za účelem odstranění dusíku z kouřových plynů s popílkem) — *Geppert D.*, 205—209.

— Sauerstoffmessung in der Atmosphäre (Měření kyselých látek v atmosféře) — *Buck M.*, 211.

— Verhältnis von MAK-Werten zu Innenraumwerten (Poměr hodnot maximálních koncentrací k hodnotám ve vnitřním prostoru) — 186.

— EG beschließt konzertierte Aktionen zur Umweltforschung (Evropské společenství soustředuje akce, vztahující se k výzkumu životního prostředí) — 212—213.

— Aus der Arbeit VDI-Kommission RdL (Z činnosti komise VDI „čistota ovzduší“) — 193—196.

— Aus der Arbeit des BIA (Z činnosti odborového Ústavu bezpečnosti práce) — 213.

### Staub Reinhaltung der Luft 49 (1989), č. 7—8

— Verbrennung polychlorierter Biphenyle (PCB) und ähnlichen Verbindungen (Spalování polychlorovaných bifenylů a podobných sloučenin) — *Misch G., Schnabel W.*, 217—220.

— Stand der Gesamtkohlenstoff-Messung im Abgas von Abfallverbrennungsanlagen (Stav měření úhrnných uhlíků v odpadním plynu ze spalovacích zařízení odpadů) — *Jockel W.*, 221—225.

— Verfahren zur Berechnung von Luftkonzentrationen bei Freisetzung von Stoffen aus flüssigen Produktgemischen. Teil 1 (Způsob výpočtu vzduchových koncentrací při uvolňování látek z kapalných výrobních směsi. Díl 1.) — *Gmehling J., Weidlich U., Lehmann E., Fröhlich N.*, 227—230.

— Zusammensetzung und Phasenbestandteile von Schweißrauchen ausgewählter Sonderelektronen (Složení a fázové složky dýmů při svařování u vybraných zvláštních elektrod) — *Werner I., Medack J.*, 231—233.

— Einige Eigenschaften grobfaseriger Filter in einem elektrischen Hilfsfeld (Některé vlastnosti hrubě vláknitých filtrů v elektrickém pomocném poli) — *Thürmer H.*, 235—240.

— Ausbreitung von störfallbedingten Freisetzung schwerer Gase (Rozšíření uvolňovaných těžkých plynů v případě poruchy) — *König-Langlo G., Schatzmann M.*, 241—247.

— Strömungsmechanische Berechnung der Schadstoffausbreitung in Strassenschluchten. Vergleich Windkanalmessung/Computersimulation (Výpočet proudění rozširování škodlivin v silničních soutěskách. Srovnání s měřením v aerodynamickém tunelu — se simulací počítacem) — *Kölle P., Jüngling K.*, 251—254.

— Wirkung verschiedener Kombinationen von O<sub>3</sub>, SO<sub>2</sub> und NO<sub>2</sub> auf Photosynthese und Atmung. Wirkungen bei Fichten mit unterschiedlicher Mg-Ca-Versorgung (Účinek rozdílných kombinací O<sub>3</sub>, SO<sub>2</sub> a NO<sub>2</sub> na fotosyntézu a dýchání. Účinky u smrků s rozdílným zásobováním Mg-Ca) — *Klumpp G., Guderian R.*, 255—260.

— Aldehydmessungen in der Außenluft (Měření aldehydu ve vnějším vzduchu) — *Kirschmer P.*, 263—266.

— ENVITEC 89 — Technik für Umwelt-

**schutz.** 6. Internationale Messe und Kongress, Düsseldorf, 10. bis 14. April 1989 (ENVITEC 89 — Technika na ochranu životního prostředí. 6. mezinárodní veletrh a kongres, Düsseldorf, 10. až 14. dubna 1989) — *Pfeiffer W., Kopp W., 267—269.*

— EG-Binnenmarkt und Ost-West-Kontakte gefördert. Nachlese zur Hannover Messe Industrie '89 (Vnitřní trh Evropského společenství a kontakty „Východu“ a „Západu“. Dodatek k hannoverskému veletrhu „Průmysl‘ 89) — *Engels L. H., 271—272.*

— Forschung für den Umweltschutz (Výzkum na ochranu životního prostředí) — *Engels L. H., 220.*

— Massnahmen zur Verminderung der NO<sub>x</sub>-Emissionen in der Bundesrepublik Deutschland 1985—1998 (Opatření na snížení NO<sub>x</sub> emisí v NSR v r. 1985—1998) — *220.*

— Biotechnologie: Qualifizierte Forschung durch Fördermassnahmen (Biotechnologie: Kvalifikovaný výzkum pomocnými opatřeními) — *230.*

— Umweltliteratur und Umweltforschung online (Literatura vztahující se k životnímu prostředí a výzkumu životního prostředí online) — *240.*

— Abnahme der Fluorbelastung (Pokles znečištění fluorem) — *247.*

— Forschungs- und Entwicklungsvorhaben zum Schutz der Gesundheit an Arbeitsplätzen in klimatisierten Räumen (Výzkumé a vývojové záměry na ochranu zdraví na pracovištích v klimatizovaných místnostech) — *248.*

— Bakterieller Abbau hochgiftiger Dioxine (Bakteriální odbourávání velmi jedovatých dioxinů) — *248.*

— Untersuchung von Brandschutzklappen auf Asbestfaseremissionen (Studium protipožárních klapek z hlediska emisí asbestových vláken) — *249—250.*

— Klimaforschung mit gesteigerter Flexibilität (Výzkum klimatizace se stoupající pružností) — *250.*

— Industrie-Roboter für Polierarbeiten (Průmyslový robot pro leštící práce) — *250.*

— Verbesserte Rauchgasreinigung in der Rohstoffrückgewinnung (Zlepšené čištění kourových plynů při zpětném získávání suroviny) — *Engels L. H., 260.*

— Erfolgreiche Emissionsminderung an einer Glasschmelzwanne und bei Bleitiegelöfen (Úspěšné snížení emise na tavicí vaně skla a u klimkové peci pro ocel) — *261.*

— Aus der Arbeit des BIA (Z činnosti odborového Ústavu bezpečnosti práce) — *226.*

#### **Vodosnabženie i sanitarnaja technika (1989), č. 8**

— Optimizacija sistem utilizacii teploty udaljaemogo vozducha (Optimalizace systémů využití tepla odpadního vzduchu) — *Poz M. Ja., Senatova V. I., Sadovskaja T. I., 11—12.*

— Rasčet i primenenie smešannych sistem CTP s ograničeniem raschoda vody (Výpočet

a použití smíšených teplárenských systémů s omezenou spotrebou vody) — *Falikov V. S., 13—15.*

— Vertikal'nyj forsunočnyj utilizator teploty (Vertikální výměník tepla) — *Lur'e L. A., 16—17.*

— Avtomatizacija sistemy gorjačego vodosnabženija (Automatizace systémů zásobování horkou vodou) — *Gudzenko P. Ja., 19—22.*

— Mechanizacija remonta i ispytanij podzemnyx truboprovodov (Mechanizace oprav a zkoušek podzemních potrubí) — *Teplickej A. Ch., Žilčenko A. Ja., Zorin I. S., 22—24.*

— Životnovodčeskim pomešenijam racional'nuju sistemu estestvennoj ventilacii (Přirozené větrání budov pro hospodářská zvířata) — *Svedov V. V., 25.*

— Metodika hidravličeskogo rasčeta vodovodnych plastmassovych trub (Metodika výpočtu vodovodních potrubí z plastických hmot) — *Tregubenko N. S., 27—28.*

— Obespečenie malých teplových nágruzok ot krupnej koteľnej (Zajištění malých tepelných zátěží velkou kotelnou) — *Kudin V. F., Perel R. E., 28—29.*

#### **Vodosnabženie i sanitarnaja technika (1989), č. 7**

— Ispolzovanie teploty stočnych vod v teplosnabženii (Využití tepla odpadních vod v zásobování teplem) — *Živodič I. S., Muchin O. A., 5—7.*

— Promyvka sistemy oborotnogo vodosnabženija (Vymývání systému zpětného zásobování vodou) — *Arulin L. I., Volkova I. N., Grač A., 8—9.*

— Ispolzovanie technologičeskoj teploty bloka monoetanolaminovoj čistki proizvodstva amoniaka (Využití technologické teploty zařízení monoetanolaminového čištění pro výrobu amoniaku) — *Vinogradskij B. I., Lebedev B. A., Gužev G. P., 9—10.*

— Proektirovanie i stroitelstvo inženernych komunikacij na večnomerzlych gruntach (Projektování a výstavba inženýrských sítí na věčně zmrzlých půdách) — *Terechkov L. D., Zaborščikov O. V., Zaborščikova N. P., Teplickij Ju. A., 11—13.*

— Ekonomija teploty za sčet avtomatičeskogo programmnogo regulirovaniya otoplenija (Úspory tepla automatickou programovatelnou regulací vytápění) — *Iščenko V. N., 13—14.*

— Rasčet protivodynamnoj vytjažnoj ventilacii s estestvennym nabuždeniem (Vypočet větracího systému pro odvod kouře při požáru) — *Tiškin V. S., Bokser A. N., 14—17.*

— Sistema individual'nogo pritoka vozducha v zonu dychanija (Systém individuálního přívodu vzduchu do dýchací zóny) — *Jarinovskij I. V., Trofimovič V. V., 17.*

— Stočnye vody v sistemach vodosnabženija gazoocistok domenných pecí (Odpadní vody v systémech zásobování zařízení pro čištění plynů vysokých pecí) — *Panteljat G. S., Šub V. B., Chuchrjanskaja I. A., 18—19,*

— Ekonomija metalla pri artezianskom vodo-

snabženii (Úspory kovu při zásobování vodou artézským způsobem) — 19—21.

— Ispol'zovanie oborotnoj vody agloproizvodstva (Využití zpětné vody z aglomerovaného) — *Skopin A. N., Volkova V. P.*, 22—23.

— Mokraja očistka vozducha ot hidrofobnoj sernoj pyl (Mokré čištění vzduchu od hydrofobního siraňatého prachu) — *Pirumov A. I., Baranovskij A. M.*, 23—25.

— Avtomatičeskoe regulirovaniye processa neutralizacii stočnyh vod (Automatická regulace procesu neutralizace odpadních vod) — *Moslik V. M.*, 25—27.

### Vodosnabženie i sanitarnaja technika (1989), č. 6

— O rasčete kanalizacionnyh plastmassovych trub (Výpočet kanalizačních potrubí z plastických hmot) — *Karelin Ja. A., Kosimov A. G., Kravcov M. V.*, 5—6.

— Lučevye kolodcy dlja vodosnabženija (Paprskové studny pro zásobování vodou) — *Bendorajtis E. Ju., Diljunas I. P., Užpalis D. K.*, 8—10.

— Opredelenie nadežnosti funkcionirovaniya kolcevoj vodoroprovodnoj seti (Spolehlivost provozu kruhové vodovodní sítě) — *Galperin E. M.*, 11—13.

— Vodopodgrevateli v sisteme gorjačego vodosnabženija i otoplenija (Ohříváče vody v systémech zásobování horkou vodou a vytápěcích systémech) — *Doronin L. K., Rubasov A. M., Filčev D. V.*, 13—14.

— Rasčet setovoj vody pri različnyh temperaturach naružnogo vozducha (Výpočet vody v sítí při různých teplotách venkovního vzduchu) — *Chybov B. M.*, 14—17.

— Udeľnye teplovye charakteristiky obščestvennyh zdanij (Měrné tepelné charakteristiky veřejných budov) — *Vaverka J.*, 17—18.

— Ekonomija energii za scet avtomatičeskogo regulirovaniya sistem otoplenija (Energetické úspory automatickou regulací vytápěcích systémů) — *Ičšenko V. N., Černych L. F.*, 20—21.

— Issledovanie akustičeskikh charakteristik besfundamentnyh nasosov tipa CVC 6,3—3,5 (Výzkum akustických charakteristik čerpadel typu CVC 6,3—3,5) — *Abolin V. Ju.*, 21—22.

— Očistka stočnyh vod granulirovannymi sorbentami iz bentonitovyh glin (Čištění odpadních vod granulovanými sorbenty z bentonitových jílů) — *Spivakova O. M., Sevrjugov L. B., Dubrovskaja N. V., Fedorov N. F.*, 23—24.

— Sochranenie atmosfernogo ozona — sanitarno-techničeskaja problema (Ochrana atmosferického ozónu — sanitárno-technický problém) — *Dmitriev M. T.*, 25.

— Avtomatizacija sistem kondicionirovaniya vozducha i ventilacii (Automatizace klimatizačních a větracích systémů) — *Bauer A. A.*, 26.

— Novye edinicy dlja ocenki kačestva vozducha v žilyh i obščestvennyh zdanijach (Nové jednotky pro hodnocení kvality vzduchu v obytných a veřejných budovách) — 27—28.

### • Automat na dávkování vody

Snaha po úsporách vody vede řadu výrobců na Západě k vývoji na zařízení na dávkování vody k umyvadlům nebo k urinám. Zařízení pracují na optoelektronickém principu a jejich instalace vyžaduje vybudování elektrické přípojky.

Aby nebylo nutno takové přípojky budovat, uvedly závody Aqua-Butzke, NSR zařízení, které se instaluje na omítku a je zásobováno 9 V baterií. Na základě dlouhodobých pokusů vystačí baterie na dva roky při asi 50 000 spláchnutích ročně. To je umožněno magnetickým ventilem s velmi malou spotřebou energie. Dojde-li k vybití baterie pod provozní napětí ventil automaticky zablokuje přívod vody. Po vložení nové baterie automatika se zase zapojí podle nastaveného programu.

### • Ventilátory z elektronického katalogu

V počítačovém katalogu fy Lufttechnik jsou obsažena všechna vzduchotechnická a elektrická výkonová data vyráběných ventilátorů, které si může zákazník podle potřeby vyvolat, a to ne ve statické formě, jako je tištěný katalog.

Tato elektronická dokumentace je dynamická, tj. obsluhovatel „listuje“ na klávesnici v katalogu, vyhledává a rychle nachází potřebný ventilátor. Při udání požadovaného provozního bodu se automaticky vyhledá optimální ventilátor i se vším příslušenstvím, včetně případné regulace. K zjištěnému ventilátoru si může vyvolat i alternativy, za případné změny některých vstupních dat. Počítač pak ihned dodá nové údaje, vypočte a nakreslí příslušné charakteristiky.

## Oznámení

Fakulta strojní ČVUT v Praze, katedra techniky prostředí, zahájí v září 1990 třísemestrové postgraduální studium

### „Větrání a klimatizace“.

Předběžné přihlášky zasílejte na adresu katedry techniky prostředí, k rukám Ing. Františka Drkala, CSc., Suchbátarova 4, 166 07 Praha 6.

Zájemceům zašlema definitivní přihlášku a informace o studiu.

Redakce ZTV

#### • Novinka v oboru sálavého vytápění

V r. 1988 představila západoněmecká firma Herbst systém s teplosměnnými plochami pro sdílení tepla převážně sáláním. Vytápění po případě i chlazení přejímají plastické rohože s kapilárními trubkami tloušťky asi 2 mm, jimž proudí voda jako teplonosné médium a kterými se obkládají místnosti.

U tohoto systému vzduchotechnické zařízení zajišťuje jen potřebný přívod vzduchu, což je jen zlomek toho, co je doprovováno do místností u konvenčních klimatizačních zařízení. Úspory na energii mohou činit 20 až 30 %. To však není to nejjednodušší. Významné jsou účinky systému, tj. dosahovaná pohoda prostředí v důsledku přenosu tepla sáláním. Další předností je relativní bezprůvanovitost. V místnostech vyložených kapilárními rohožemi se vytvářejí slabé konvekční proudy, a to jen na místech, kde se nachází zdroje tepla. K nim je třeba připočítat také osoby v místnosti, které předávají teplo bez vyvolávání průvanu.

kkt 1/89

(Ku)

#### • Skleněné komínky

Pod označením *Recusist* vyvinula fa. Schott-Ruhrglas systém odvodu spalin z topeniště, který umožňuje, aby spaliny odcházejí o teplotách pod jejich rosným bodem. Jedná se o skleněné kouřovody ze speciálního borosilikátového skla, vyráběného jako rovné trubky i tvarovky. Toto sklo má vynikající odolnost proti korozii, takže se předpokládá jeho životnost po několika desetiletích v kyselém a horkém prostředí. Speciální sklo má dále požadovanou pevnost i při vyšších teplotách. Vzhledem k hladkému povrchu je odolné proti otěru, má malý sklon ke znečištění a dobře se čistí. Jeho průhlednost ulehčuje i kontrolu při montáži a provozu.

K systému nabízí výrobce i neutralizační zařízení k likvidaci kyselých kondenzátů.

HLH 2/89

(Ku)

**Ztv**

**2**

Zdravotní technika a vzduchotechnika. Ročník 33, číslo 2, 1990. Vydává český výbor komitétu pro životní prostředí ČSVTS v Academii, nakladatelství Československé akademie věd, Vodičkova 40, 112 29 Praha 1. Adresa redakce: Dvorecká 3, 147 00 Praha 4. — Tiskne Tisk, knižní výroba, sd. p., 656 01 Brno, závod 1. — Vychází šestkrát ročně. Rozšířuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, pošta, doručovatel a PNS-ÚED Praha, ACT Káfkova 19, 160 00 Praha 6, PNS-ÚED Praha, závod 02, Obránců míru č. 2, 656 07 Brno, PNS-ÚED Praha, závod 03, Gottwaldova 206, 709 90 Ostrava 9. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS-ústřední expedice a dovoz zisku Praha, administrace vývozu tisku, Kovpakova 26, 160 00 Praha 6. Návštěvní dny:  
středa 7.00—15.00 hodin  
pátek 7.00—13.00 hodin

Cena jednoho čísla Kčs 15,—, roční předplatné Kčs 80,—. (Tyto ceny jsou platné pouze pro Československo.)

Distribution rights in the western countries: Kubon & Sagner, P.O. Box 340 108, D-8000 München 34, GFR.

Annual subscription: Vol. 32, 1989 (6 issues) DM 124,— excl. postage.  
Toto číslo vyšlo v květnu 1990.

© Academia, Praha 1990.