

ztv

ZDRAVOTNÍ TECHNIKA A VZDUCHOTECHNIKA

nositel *Čestného uznání České vědeckotechnické společnosti*

Ročník 25

Číslo 3

Redakční rada:

Doc. Ing. Dr. L. Oppl, CSc. (vedoucí redaktor) — Ing. V. Bašus (výkonný redaktor) —
Doc. Ing. Dr. J. Cihelka — V. Fridrich, dipl. tech. — Prof. Ing. E. Hrdina — Doc. Ing.
V. Chalupová, CSc., — Ing. arch. L. Chalupský — Doc. Ing. J. Chyský, CSc. — Ing. B. Je-
len — Ing. L. Kubíček — Ing. Dr. M. Lázněvský — F. Máca — Doc. Ing. Dr. J. Mikula,
CSc. — Ing. Dr. J. Němec, CSc. — Ing. L. Strach, CSc. — Doc. Ing. J. Valchář, CSc.

Adresa redakce: Dvorecká 3, 147 00 Praha 4

O B S A H

| | | |
|----------------------------|--|-----|
| Doc. Ing. Dr. J. Cihelka: | 30 let specializované výuky strojních inženýrů v oboru techniky prostředí | 131 |
| Doc. Ing. K. Hemzal, CSc.: | Příspěvek k výpočtu netěsnosti vzduchovodů | 133 |
| Doc. Ing. K. Ferstl, CSc.: | Exergetická analýza protiprúdových rekuperačních výmenníků druhu „vzduch—vzduch“ | 143 |
| Ing. Z. Lerl: | Využití chladicích dílů KDKN pro zpětné získávání tepla | 153 |
| Ing. J. Cikhart, CSc.: | Poznámky k měření spotřeby tepla v bytech | 165 |
| Ing. J. Frýba: | Plánování a evidence provozních a údržbářských úkonů při provozu klimatizačních zařízení | 169 |

C O N T E N T S :

| | | |
|----------------------------|--|-----|
| Doc. Ing. Dr. J. Cihelka: | 30 years of specialized lessons for mechanical engineers in environmental science | 131 |
| Doc. Ing. K. Hemzal, CSc.: | Calculation of air ducts untightness | 133 |
| Doc. Ing. K. Ferstl, CSc.: | Exergy analysis of counter-flow recuperative „air—air“ heat exchangers | 143 |
| Ing. Z. Lerl: | Utilization of cooling sections KDKN for heat recuperation | 153 |
| Ing. J. Cikhart, CSc.: | Measurement of heat consumption in dwellings | 165 |
| Ing. J. Frýba: | Planning and control of working and maintenance operations during air conditioning equipment operation | 169 |

СОДЕРЖАНИЕ:

| | | |
|-----------------------------------|--|-----|
| Доц. Инж. Д-р Й. Цигелка: | 30 лет специализированного обучения инженеров-механиков в области техники окружающей среды | 131 |
| Доц. Инж. К. Гемзал, к. т. н.: | Расчет неплотности воздухопроводов | 133 |
| Доц. Инж. К. Ферстл, к. т. н.: | Эксергетический анализ противоточных рекуперативных теплообменников типа „воздух—воздух“ | 143 |
| Инж. З. Лерл: | Использование холодильных частей КДКН для рекуперации тепла | 153 |
| Инж. Й. Цикгарт, к. т. н.: | Измерение расхода тепла в квартирах | 165 |
| Инж. Й. Фрыба: | Планирование и учет рабочих и ремонтных операций при эксплуатации оборудования для кондиционирования воздуха | 169 |



SOMMAIRE

| | | |
|-------------------------------|--|-----|
| Doc. Ing. Dr. J. Cihelka: | 30 ans de l'enseignement spécial des ingénieurs mécaniciens dans la sphère d'action de la technique de l'environnement | 131 |
| Doc. Ing. K. Hemzal, CSc.: | Complément du calcul de l'inétanchéité des conduites d'air | 133 |
| Doc. Ing. K. Ferstl, CSc.: | Analyse d'exergie des échangeurs récupératifs à contre-courant du genre „air—air“ | 143 |
| Ing. Z. Lerl: | Utilisation des parties de refroidissement KDKN pour la récupération de la chaleur | 153 |
| Ing. J. Cihhart, CSc.: | Notes à la mesure de la consommation de chaleur dans les logements | 165 |
| Ing. J. Frýba: | Planification et la mise en évidence des actes de travail et d'entretien à l'exploitation des installations de conditionnement d'air | 169 |



INHALT

| | | |
|-------------------------------|---|-----|
| Doz. Ing. Dr. J. Cihelka: | 30 Jahre des Spezialunterrichts der Maschineningenieure im Fachgebiet der Umwelttechnik | 131 |
| Doz. Ing. K. Hemzal, CSc.: | Beitrag zur Berechnung der Undichtigkeit von Luftleitungen | 133 |
| Doz. Ing. K. Ferstl, CSc.: | Exergieanalyse der Gegenstromrekuperator austauscher des Typs „Luft—Luft“ | 143 |
| Ing. Z. Lerl: | Ausnutzung der Kühlteile KDKN zur Wärmerückgewinnung | 153 |
| Ing. J. Cihhart, CSc.: | Bemerkungen zur Messung des Wärmeverbrauchs in den Wohnungen | 165 |
| Ing. J. Frýba: | Planung und die Evidenz der Arbeits- und Instandhaltungshandlungen beim Betrieb der Klimaanlage | 169 |

DOC. ING. DR. LADISLAV OPPL, CSc. — 60 LET



V červenci letošního roku oslaví své 60. narozeniny doc. Ing. Dr. Ladislav Oppl, CSc., vedoucí redaktor našeho časopisu a předseda ČÚV komitétu pro životní prostředí České vědeckotechnické společnosti.

Pro automobilistu představuje šedesátka nucené zpomalení při příjezdu uzavřenou obcí. Avšak pro doc. Oppla, fyzicky i duchem mladého optimistu, je toto číslo symbolem další následující akcelerace v pracovní činnosti i osobním životě, vstříc dalším bohatým úspěchům. V tomto případě a v tomto čase možná ani není vhodné uvádět dosavadní přehled jeho činnosti; je to však důležité, abychom si uvědomili, co je všechno možné zastat v běžném životě.

Narodil se 6. července 1922 v Praze. Po maturitě na reálce v Praze, Na Santošce, v r. 1940 pokračoval v době uzavření českých vysokých škol ve studiu v abiturientním kursu při vyšší průmyslové škole strojnické na Smíchově. Od r. 1943 pracoval jako konstruktér u vzduchotechnické firmy Janka v Radotíně. Po osvobození naší vlasti studoval na vysoké škole strojního a elektrotechnického inženýrství v Praze, obor strojní. Po ukončení studia v r. 1948 nastoupil jako asistent u prof. Pulkrábka na katedře tepelné a zdravotní techniky. V r. 1953 přešel do Ústavu hygieny práce a chorob z povolání (nyní Institut hygieny a epidemiologie), kde jako vedoucí vědecký pracovník pracuje dosud.

V r. 1953 obhájil doktorskou disertační práci, v r. 1962 se stal kandidátem věd a v r. 1968 se habilitoval jako docent na strojní fakultě ČVUT v Praze.

Doc. Oppl je znám jako vynikající pracovník z oboru vzduchotechniky a techniky životního prostředí nejen u nás, ale i v cizině. Na pracovišti, kde působí již takřka 30 roků, se stal průkopníkem plodné spolupráce techniků s lékaři hygieniky v úsilí o zlepšení pracovních podmínek v průmyslu i zemědělství. Výzkumná skupina, kterou vede, řeší důležité úkoly pracovního prostředí a v průběhu let se stala významným pomocníkem hygienické služby. Doc. Oppl sám pak je členem dvou poradních sborů hlavního hygienika ČSR.

Vlastní výzkumná činnost doc. Oppla je zaměřena zejména na problémy vlivu mikroklimatických podmínek na pracovištích na člověka, místního odsávání škodlivin, samočinného větrání horkých provozů, větrání velkých průmyslových hal, proudění vzduchu ve větraném prostoru aj. Jeho činnost experta a poradce pak zasahuje prakticky do všech oborů techniky životního prostředí.

Velice bohatá je také veřejná činnost jubilanta. Čtenářům našeho časopisu je především známa jeho činnost v rámci ČSVTS. Již při založení Vědeckotechnické společnosti pro zdravotní techniku a vzduchotechniku v r. 1956 se stal vědeckým tajemníkem této společnosti. Od r. 1963 je nepřetržitě předsedou ČÚV komitétu pro životní prostředí, ve který se společnost pro zdravotní techniku a vzduchotechniku postupně přeměnila. Dále je členem předsednictva ústřední rady ČSVTS a pléna české rady ČS VTS. Od založení časopisu ZTV v r. 1958 pracuje v redakční radě a od r. 1966 je jejím předsedou. Kromě toho je také členem redakční rady časopisu Pracovní lékařství. Od r. 1967 působí v hodnotitelské komisi při Státní zkušebně pro vzduchotechnické výrobky.

Doc. Oppl zastává však také četné funkce v lidosprávě. Od r. 1970 je poslancem MNV v Radotíně. V současné době je členem rady MNV a předsedou komise pro životní prostředí. Dále je členem komise rady NVP pro životní prostředí.

Rozsáhlá je pedagogická činnost doc. Oppla na strojní fakultě ČVUT. Již v době, kdy byl asistentem, se významně zasloužil o zavedení oboru vzduchotechnika do výuky na katedře tepelné a zdravotní techniky a přednášel předmět Průmyslové větrání ve specializaci vytápění a vzduchotechnika. Po odchodu z vysoké školy přednáší tento předmět externě ve specializaci, která nyní nese název technika prostředí. Od za

ožení specializace v r. 1952 je členem komise pro obhajoby diplomových prací a od r. 1979 je předsedou paralelní komise pro tyto obhajoby. V období 1960 až 1970 byl členem komise pro obhajoby kandidátských disertací v oboru technika prostředí.

Publikační činnost doc. Oppla představuje takřka 150 prací otištěných v našich i zahraničních odborných časopisech a sbornících. Z knižních publikací je třeba jmenovat především knihu *Větrání v průmyslu* z r. 1957 a dále knihu *Technický průvodce — Větrání a klimatizace* (spolu s J. Chyským), která byla v r. 1971 odměněna cenou ČMT a SNTL. Dále to jsou publikace *Vzduchové sprchy* (spolu s J. Cihelkou v r. 1956) a *Metodika měření mikroklimatických podmínek pro hygienickou službu* (spolu s M. Joklem v r. 1959). Posledně jmenovaná publikace vyšla také v r. 1962 v SSSR v ruském překladu.

Jako spoluautor se zúčastnil na celé řadě publikací, např. *Větrání* (Pulkrábek), *Vyšetřovací metody v hygieně práce* (Teissinger, Pulkrábek a kol.), *Technika prostředí* (Smolík a kol.), *Pracovní lékařství* (Švestka a kol.). Posledně jmenovaná publikace byla v r. 1978 odměněna cenou Antonína Zápotockého.

Za vysoce angažovanou společenskou a odbornou činnost obdržel doc. Oppl čestná uznání, plakety a medaile, z nichž uvádíme Čestný odznak vlády ČSSR a ÚRO, Pamětní plaketu ČSVTS a Čestné uznání rady MNV Praha 5-Radotín.

Výčet holých životních událostí však nemůže plně vystihnout rozmanitost a složitost jubilantova života.

Do další činnosti přejeme doc. Opplovi i po šedesátce pevné zdraví a osobní pohodu.

**ČÚV komitétu pro
životní prostředí ČSVTS**

Redakční rada

30 LET SPECIALIZOVANÉ VÝUKY STROJNÍCH INŽENÝRŮ V OBOU TECHNICE PROSTŘEDÍ

DOC. ING. DR. JAROMÍR CIHELKA

Před 30 lety — v r. 1952 — absolvovali první strojní inženýři specializaci vytápění a vzduchotechnika na strojní fakultě ČVUT v Praze. Základ ke vzniku této specializace byl dán již v r. 1945 po znovuootevření českých vysokých škol založením samostatného ústavu vytápění a větrání na vysoké škole strojního a elektrotechnického inženýrství a jmenováním Ing. Dr. Jana Pulkrábka profesorem pro tento obor. Prof. Pulkrábek pochopil, že dosavadní předmět*) přednášený v 6. semestru strojního oboru bude nutno rozšířit tak, aby to odpovídalo významu vytápění a vzduchotechniky v národním hospodářství. Dovedl získat mladé a schopné spolupracovníky, kteří mu pak pomohli v poměrně krátké době rozšířit rozsah výuky, zejména v oboru vzduchotechniky. Spolupracoval také s různými pracovišti příbuzných oborů, např. s Instaláčnickými závody, Energetickými závody, Ústavem pracovního lékařství a později i s nově založenými Závody na výrobu vzduchotechnických zařízení. Velký důraz kladl zejména na spolupráci s lékaři-hygieniky, čímž podtrhl význam fyziologické a hygienické složky oboru. V souvislosti s tím pak také navrhl změnu názvu pedagogického pracoviště na ústav tepelné a zdravotní techniky.

V době příprav přestavby studia na našich vysokých školách vymohl prof. Pulkrábek založení samostatné specializace na strojní fakultě v Praze, takže již v r. 1951 mohla být zahájena výuka v oboru tepelné techniky a vzduchotechniky. Současně se také ústav tepelné a zdravotní techniky změnil na katedru tepelné a zdravotní techniky a při rozšíření pedagogických závazků se také rozšířil počet učitelů na katedře (původně měl ústav tepelné a zdravotní techniky pouze 2 asistenty).

Specializaci, jejíž název se později (v r. 1962) změnil na „vytápění a vzduchotechnika“, absolvovalo do dnešního dne (do r. 1982) ve 30 ročnících**) přibližně 750 posluchačů řádného denního studia. Průměrně studovalo

*) Předmět nauka o vytápění a větrání (2 hodiny přednášek a 1 hodina cvičení) přednášeli před válkou externisté, z nichž nejznámější byl doc. Ing. Dr. Karel Kalous (1896—1942).

**) Ročník 1954/55 byl při přechodu ze čtyřletého na pětileté studium vynechán.

tedy 25 posluchačů v každém roce; počet kolísal mezi 15 až 35 posluchači. Vedle našich studentů ze všech krajů republiky (specializaci přicházejí studovat také posluchači ze Slovenska, kde obdobná specializace není) studovali zde také zahraniční studenti zejména z rozvojových zemí blízkého a středního východu (z Kypru, Sýrie, Libanonu, Jordánska, Iráku a Íránu), ale také studenti z Mongolska, Vietnamu a Indonésie. Dobrá pověst specializace přilákala však do Prahy i studenty z Polska a Bulharska, kde jinak podobné studijní zaměření již existuje.

Kromě studentů denního studia absolvovali specializaci také posluchači mimořádného (dálkového) studia při zaměstnání. Bylo to zejména v období od r. 1960 do r. 1970, kdy bylo průměrně 5 dálkových studentů v ročníku.

Ve specializaci byla od začátku zařazena výuka ve všech základních předmětech oboru vytápění a vzduchotechnika, tj. především v předmětech vytápění, zásobování teplem, větrání (včetně klimatizace), prašná vzduchotechnika a odsávání, konstrukce ventilátorů, sušení, bezpečnost práce a kromě toho také ve vybraných statích souvisejících teoretických předmětů, tj. zejména ve sdílení tepla a v nauce o proudění tekutin. V průběhu let byly přednášky ve všech předmětech prohlubovány a doplňovány. Osnova celé specializace se však měnila poměrně málo. Přednášky z bezpečnosti práce byly zařazeny do všeobecného předmětu provozní technika (později technika prostředí). Klimatizace byla přednášena jako samostatný předmět a větrání bylo rozděleno na dva předměty (větrání I — všeobecné základy a větrání II — průmyslové větrání). Vypuštěny byly předměty sušení a ventilátory a na jejich místo zařazeny předměty regulace v klimatizaci, vytápění a ochrana proti hluku a otřesům.

Posluchači ukončují specializaci a tím i celou strojní fakultu závěrečnou písemnou prací (projektem) a ústní obhajobou této práce před komisí. Závěrečná práce a obhajoba se původně konaly až po skončení 10. semestru celého studia, tj. až v srpnu a září každého roku. Později (po r. 1975) bylo toto ukončení studia přeloženo na květen a červen a v souvislosti s tím byly poslední dva semestry zkráceny.

Jak již bylo uvedeno, byl původní název pracoviště zajišťujícího výuku ve specializaci

ústav tepelné a zdravotní techniky. Po přestavbě vysokých škol a fakult v r. 1951 a po založení odborných kateder byl ústav změněn na katedru tepelné a zdravotní techniky. Již v r. 1952 pak byl název pracoviště rozšířen na katedra vytápění, větrání, chemických a potravinářských strojů, neboť k němu byly připojeny dva tzv. kabinet — kabinet potrubní techniky a kabinet chemických a potravinářských strojů. Z posledně jmenovaného kabinetu vznikla v r. 1961 samostatná katedra chemických a potravinářských strojů a katedra prof. Pulkrábka pak změnila název na katedra tepelné techniky a vzduchotechniky. Kabinet potrubní techniky splynul s touto katedrou.

Prof. Pulkrábek vedl katedru až do své předčasné smrti v r. 1966. Novým vedoucím katedry se pak stal jeho žák *doc. Smolík*, který později (v r. 1978) byl jmenován profesorem. V r. 1969 byla katedra přejmenována na katedru techniky prostředí.

Katedra zajišťuje vedle výuky v denním i mimořádném studiu také školení vědeckých pracovníků v oboru technika prostředí a doškolení inženýrů z praxe v postgraduálních kursech. Ve vědním oboru technika prostředí obhájilo až dosud disertační práci 54 kandidátů věd (CSc). První obhajoba se konala v r. 1957 a do r. 1960 obhajovalo celkem 7 kandidátů ještě před vědeckou radou strojní fakulty. Od r. 1960 pak obhajovalo 47 kandidátů již před odbornou komisí jmenovanou speciálně pro techniku prostředí. Doktorská disertace (DrSc) v oboru techniky prostředí se konala zatím jen jedna (v r. 1981).

Z oboru techniky prostředí se až dosud habilitovalo 10 docentů (první habilitace byla v r. 1963), z nichž 5 působí na katedře techni-

ky prostředí v Praze a ostatní pak v různých výzkumných ústavech.

První postgraduální kurzy pro doškolení inženýrů byly zahájeny již v r. 1962. Byl to tříměsíkový kurs ze sušení a jednosemestrový kurs z prašné vzduchotechniky. Další kurzy pak následovaly až po schválení statutu postgraduálních kursů na vysokých školách technických v r. 1967. Byly to postupně tyto kurzy:

Klimatizace (3 sem.) — první kurs zahájen 1967, zatím se konal 3 ×,

Teplárenství (3 sem.) — první kurs 1968, zatím 2 ×.

Ochrana čistoty ovzduší (3 sem.) — první kurs 1969, zatím 5 ×,

Bezpečnost práce (3 sem.) — první kurs 1973, zatím 3 ×,

Vytápění (3 sem.) — první kurs 1974, zatím 2 ×,

Snižování hluku a vibrací v technické praxi (3 sem.) — první kurs 1979, zatím 2 ×.

O postgraduální kurzy pořádané katedrou techniky prostředí je mezi inženýry z praxe velký zájem. Optimální počet posluchačů jednoho kursu je 25 až 30, v některých kursech však bylo zapsáno až 70 posluchačů (kursy pak musely být rozděleny na dva paralelní běhy), takže všech 19 až dosud pořádaných kursů absolvovalo více než 600 posluchačů.

Jubilejní 30. ročník specializace vytápění a vzduchotechnika v r. 1982 je shodou okolností také posledním ročníkem podle dosavadního studijního způsobu. Po nové přestavbě studia na strojní fakultě budou moci počínaje školním rokem 1982/83 studovat posluchači posledního 5. ročníku disciplíny techniky prostředí v rámci volitelného zaměření širšího oboru energetické a jaderné stroje a zařízení.

PŘÍSPĚVEK K VÝPOČTU NETĚSNOSTI VZDUCHOVODŮ

Doc. Ing. KAREL HEMZAL, CSc.

ČVUT, fakulta strojní, Praha

V příspěvku jsou uvedeny výsledky měření netěsností vzduchovodů čtyřhranného průřezu s různým druhem přírubových spojů. Výsledky jsou analyzovány za předpokladu, že proudění vzduchu je zčásti laminární a z části turbulentní. Výsledky poskytují podklad pro stanovení průtoku netěsnostmi u potrubí, vyráběného soudobou technologií v Československu

Recenzoval: Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.

1. ÚVOD

Potrubí vzduchotechnických zařízení pro přívod nebo pro odvod vzduchu nejsou z ekonomických důvodů nikdy dokonale těsná. Jen při dopravě nebezpečných plynů nebo u kontaminovaného vzduchu se vzduchovody pečlivě těsní z bezpečnostních důvodů. Požadavek na určitý stupeň těsnosti distribučního systému je motivován jedním nebo několika z následujících důvodů:

- Dosažení požadovaných průtoků koncovými úseky sítě. Netěsnosti musí být kompenzovány zvětšováním průtoku směrem k ventilátoru, což vyžaduje zvětšit dimenze celého zařízení k úpravě a dopravě vzduchu.
- Snížení energetických ztrát. Dodatečná energie k úpravě a dopravě té části vzduchu, která kompenzuje netěsnosti musí být co nejmenší, zvláště u klimatizačních zařízení.
- Snadné zaregulování systému vzduchovodů. Při vyšších průtocích netěsnostmi je vyvážení systému obtížné.
- Zmírnění hluku. Netěsnostmi proudící vzduch vyvolává nepříjemný dodatečný hluk.

Rozborem problematiky netěsnosti potrubí se zabývali poprvé ve Švédsku v začátku sedmdesátých let. Důležitost optimalizace hodnot přípustných netěsností uvedli u nás *F. Peterson a H. Johansson* [1, 2] na konferenci při Pragothermu 1972. Technicko-ekonomickými výpočty byly stanoveny hodnoty platné pro skandinávské ceny energie, výrobní náklady včetně mzdových a není je proto možné bezprostředně převzít. Na katedře techniky prostředí strojní fakulty ČVUT byl proto rozpracován úkol, který má přinést tři výsledky:

- Přímým měřením hodnot netěsnostmi unikajícího průtoku vzduchu na zařízeních se vzduchovody, vyráběnými stávající technologií, stanovit hodnoty pro správné dimenzování projektovaných zařízení.
- Ekonomickými výpočty stanovit optimální hodnoty těsnosti vzduchovodů pro československé cenové relace a mzdové náklady.
- Porovnat skutečně zjištěné hodnoty s ekonomickými a vypracovat směrnice pro výrobní a montážní závody ke změně výroby — pokud to bude nutné.

Podrobné údaje o výsledcích měření netěsností čtyřhranných vzduchovodů jsou uvedeny v časopise *Klimatizace* [4]. Předkládaný příspěvek shrnuje rozbor těchto výsledků.

2. ZÁVISLOST MEZI PRŮTOKEM VZDUCHU NETĚSNOSTMI A PŘETLAKEM V POTRUBÍ

Bližší a detailnější pohled na místa, kudy uniká vzduch z potrubí, ukazuje, že otvory jsou dvojího charakteru podle velikosti Reynoldsova čísla průtoku štěrbinami vzhledem k jeho kritické hodnotě. Kritické Reynoldsovo číslo $Re_{krit.} = 2\,300$ odděluje oblast laminárního proudění od turbulentního v labyrintech spojů potrubí a je určeno při stejné rychlosti proudění pouze velikostí určujícího rozměru průřezu. Vzduchové cesty, jimiž proniká vzduch stěnami potrubí, tvoří řadu paralelně a sériově řazených štěrbin různé šířky a charakter proudění v makropohledu není proto jednoznačně laminární či turbulentní.

K vyjádření této závislosti byla předložena řada vztahů. Již v roce 1926 předpokládal *Lang*, že objemový průtok, vztažený na povrch vzduchovodu (zdánlivá rychlost)

$$v = m \Delta p \left[\frac{m^3/s}{m^2} \right], \quad (1)$$

vztah však nebyl experimenty potvrzen. Měření ukázala, že závislost je křivočará a *Zigwart* doporučil vztah

$$v = m \Delta p^n, \quad (2)$$

kde $n = 0,5$ až 1 , přičemž $n = 1$ odpovídá čistě laminárnímu a $n = 0,5$ čistě turbulentnímu proudění vzduchu.

Byly rovněž užívány kvadratické vztahy, z nichž nejvhodnější k použití je rovnice navržená *R. E. Brilingem* (1948) [3]

$$\Delta p = Av + Bv^2 = \Delta p_{tření} + \Delta p_{místní}, \quad (3)$$

kde A, B jsou koeficienty, konstantní pro danou konstrukci, stanovené experimentálně.

První člen pravé strany rovnice (3) vyjadřuje tlakové ztráty třením při proudění přímými úseky štěrbin, kde je režim proudění laminární. Druhý člen vyjadřuje tlakové ztráty při turbulentním průtoku, které vznikají při vstupu do štěrbin, ve změnách směru a při výstupu ze štěrbin, tedy v místních odporech.

Při laminárním proudění jsou ztráty třením přímo úměrné rychlosti (*Hagenův-Poiseuilleův zákon*)

$$\Delta p_{tr} = \frac{32 \eta x}{d^2} w, \quad (4)$$

kde x hloubka štěrbin,

d průměr otvoru, u štěrbin je roven dvojnásobné šíři štěrbin $d = 2\delta$,

η je dynamická viskozita vzduchu [Pa s],

w rychlost proudění vzduchu štěrbinou.

Závislost mezi přetlakem na stěnu potrubí a průtokem netěsnostmi, vztaženým na $S = 1 \text{ m}^2$ plochy této stěny, obdržíme úpravou rovnice (4) s použitím rovnice kontinuity

$$Sv = w \Sigma \delta l \quad [m^3/s] \quad (5)$$

ve tvaru

$$\Delta p_{tr} = \frac{8\eta x S v}{\delta^2 \Sigma \delta l} = Av, \quad (6)$$

odkud

$$A = \frac{8\eta x S}{\Sigma \delta^3 l} \quad [\text{Pa s/m}] \quad (7)$$

kde l je celková délka štěrbin o šířce δ .

Místní ztráty tlaku jsou úměrné druhé mocnině rychlosti

$$\Delta p_m = (\Sigma \zeta) \rho w^2 / 2, \quad (8)$$

kde $\Sigma \zeta$ je součet součinitelů místních odporů, jimiž unikající vzduch postupně prochází.

Obdobně jako u tlakových ztrát třením vztáhneme závislost pro místní ztráty na 1 m^2 povrchu potrubí dosazením z rovnice (5)

$$\Delta p_m = \frac{\rho}{2} \Sigma \zeta \left(\frac{Sv}{\delta l} \right)^2 = Bv^2, \quad (9)$$

odkud

$$B = \frac{\rho}{2} \Sigma \zeta \left(\frac{S}{\delta l} \right)^2 \quad [\text{kg/m}^3]. \quad (10)$$

Rovnice (3) je graficky znázorněna v kartézských souřadnicích parabolou procházející počátkem souřadnic $\Delta p, v$ s vrcholem ve 3. kvadrantu o souřadnicích

$$x = -\frac{A}{2B}, \quad y = -\frac{A^2}{4B}.$$

Řešením kvadratické rovnice (3) dostaneme vztah pro průtok (kořen se zápornou odmocninou nemá fyzikální smysl)

$$v = \frac{-A + \sqrt{A^2 + 4B \Delta p}}{2B} \quad (11)$$

kteřý lze dále upravit na tvar

$$v = C + \sqrt{C^2 + \Delta p/B} \quad (12)$$

kde $C = -A/2B$.

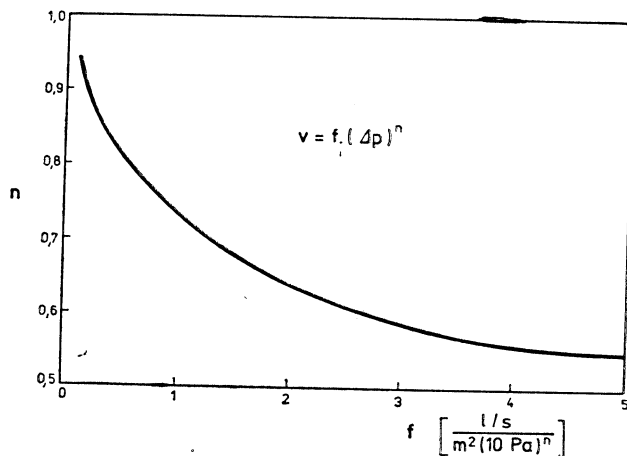
Grafické zobrazení vztahu (3) lze linearizovat po úpravě na tvar

$$\frac{\Delta p}{v} = A + Bv, \quad (13)$$

kteřý je rovnicí přímky v pravoúhlých souřadnicích $(\Delta p/v), v$. Grafického zobrazení rov. (13) je vhodné použít k ověření platnosti uvedených úvah porovnáním s naměřenými hodnotami Δp a v . Pro $v = 0$ je A úsekem na ose $\Delta p/v$ a $B = \text{tg } \vartheta$ (tangenta úhlu sklonu přímky).

Analogickým případem proudění netěsnostmi vzduchovodů je infiltrace vzduchu okny. Touto problematikou se zabývala *E. I. Semenova* [3], která uvádí výsledky analýzy 40 experimentálně zjištěných hodnot parametrů m a n v rovnici (2) při různě

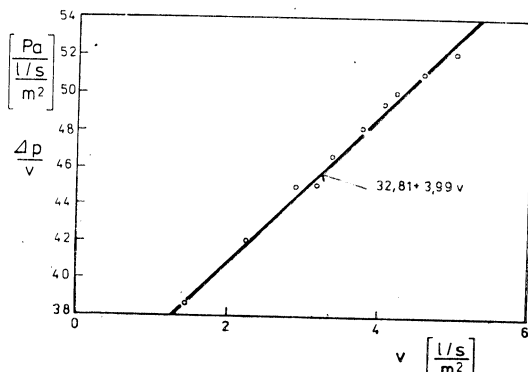
ných přetlaciích Δp , jejichž závěr je upraven do obr. 1. Uvedená analýza hodnot ukázala, že exponent n není konstantní, ale že jeho hodnota klesá s rostoucím přetlakem, což je v souladu s výše uvedeným rozбором.



Obr. 1. Závislost exponentu n na součiniteli infiltrace oken $f = v/(\Delta p)^n$ při rozdílu tlaků $\Delta p = 10$ Pa (podle I. E. Semenové). Závislost je vedena průměrnými hodnotami 40 experimentů za podmínek: $\Delta p = 2$ až 120 Pa, $f = 0,1$ až 6 l/(s m²) při $\Delta p = 10$ Pa.

3. VÝSLEDKY MĚŘENÍ NETĚSNOSTI A JEJICH INTERPRETACE

Experimentální šetření netěsností bylo provedeno ve třinácti případech na devíti vzduchovodech. Přírubové spoje jednotlivých dílů potrubí byly různé: svařovanými úhelníky (L), deskovými přírubami (I), přírubami z profilovaných pásek (R) a profilové příruby s nasouvacími lištami (C). Škála měřených typů obsáhla tedy všechny druhy přírubových spojů, používaných u nás pro čtyřhranné vzduchovody. Měření



Obr. 2. Výsledky měření potrubí č. 1' transformované na závislost proměnných $\Delta p/v$ a v . Čtyřhranné potrubí \square 0,4 m, dlouhé 4 m spojené devíti R- přírubami dodatečně těsněnými tmelením rohů.

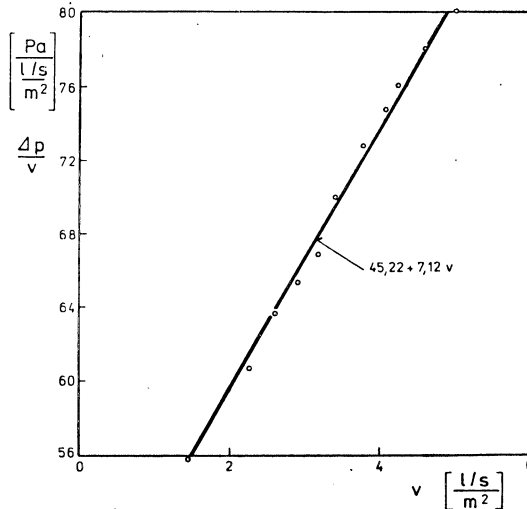
Tab. 1. Charakteristická data měřených vzduchovodů a dosažené výsledky

| Druh přírub | R | | | | | | L | I | C | L | R | | | | |
|---|--------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------------|---|---|
| | 1 | 1' | 2 | 2' | 3 | 4 | | | | | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Číslo testu | v laboratoři | | | | | | | | | | | | v laboratoři | | |
| Měřeno | v laboratoři | | | | | | | | | | | | na montáži | | |
| Povrch [m ²] | 6,4 | | | | | | 57,4 | 110,2 | 24 | 3,2 | 26,4 | 18,5 | 6,4 | | |
| Počet přírub | 5 | | 9 | | 26 | 21 | | 11 | 3 | 8 | 12 | 5 | | | |
| Délka přírub [m] | 8 | | 14,4 | | 41,6 | 63,4 | | 15,8 | 2,4 | 18,6 | 18 | 8 | | | |
| Délka potrubí [m] | 4 | | 4 | | 35,9 | 36,5 | | 18,5 | 4 | 15,3 | 10,9 | 4 | | | |
| Výsledky vyhodnocení měření | | | | | | | | | | | | | | | |
| Netěsnost v_{10} (l/s)/m ² | 0,424 | 0,294 | 0,272 | 0,214 | 0,558 | 0,368 | 0,169 | 0,179 | 0,597 | 0,527 | 0,094 | 0,021 | 0,049 | | |
| Parametr A (Pa s)/m | 22,3 | 32,8 | 34,7 | 45,2 | 11,6 | 6,03 | 42,9 | 46,3 | 7,6 | 10,6 | 104,6 | 476 | 199 | | |
| Parametr B (kg/m ³) | 3,04 | 3,99 | 7,53 | 7,12 | 1,38 | 57,2 | 96,5 | 55,6 | 15,6 | 15,9 | 18,2 | 232 | 124 | | |

Vysvětlivky k tab. 1.

1. \square 0,4 m, 5 přírubových spojů po 1 m, nové potrubí.
- 1' Stejně potrubí jako 1, avšak po utěsnění rohů zevnitř speciální netvrdnoucí plastickou hmotou.
- 2' Stejně potrubí jako 1, avšak s 9 přírubovými spoji po 0,5 m.
- 2' Stejně potrubí jako 2 avšak s dodatečným těsněním jako u 1'
3. \square 0,4 = konst v celé délce, potrubí přímé s jedním obloukem a 7 koleny.
4. $0,71 \times 0,8$ m = konst. v celé délce, v potrubí 3 kolena a 1 oblouk.
5. 10 let staré potrubí $0,4 \times 0,2$ m až \square 0,4 m (průměrný průřez $0,3 \times 0,4$), natřené, měřené po demontáži s pečlivě utěsněnými konci a otvory po vyústkách.
6. \square 0,2 = konst, starší natřené potrubí, měřeno po demontáži.
7. $1,024 \times 1,012$ m přímé potrubí postupně se zužující na $0,355 \times 0,25$ m s 10 otvory pro vyústky, které byly po dobu měření překryty plechem těsněným mechovou přízí.
8. $0,5 \times 0,25$ m = konst. s 5 oblouky 90°.
9. Potrubí jako 1. avšak vyrobené novou technologií s jedním podélným spojením.
- 9'. Jako 9 avšak se speciálně přelepenými přírubami zevnitř těsnící páskou.
- 9". Jako 9 avšak s utěsněnými kouty profilovaných přírub zvenku potrubí netuhnoucím těsnícím tmelem.

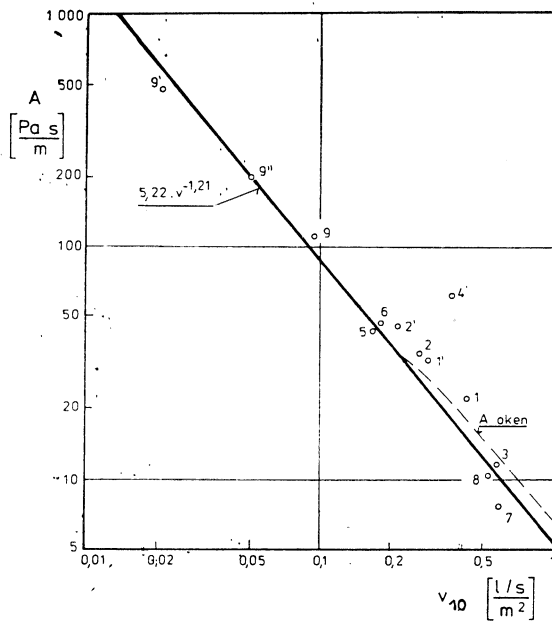
části byly vesměs čtyřhranného průřezu, šest potrubí bylo měřeno přímo na stavbách, ostatní v laboratoři katedry techniky prostředí. Laboratorně zkoušené vzduchovody byly různě dotěšňovány, popřípadě byly měněny další veličiny, které mají na těsnost vliv, jako např. způsob zavěšení apod. Povrch stěn měřených potrubí byl v rozsahu 3,2 až 110,2 m², délka potrubí od 4 do 36,5 m. Přehlednou informaci o parametrech měřených vzduchovodů podává *tab. 1*.



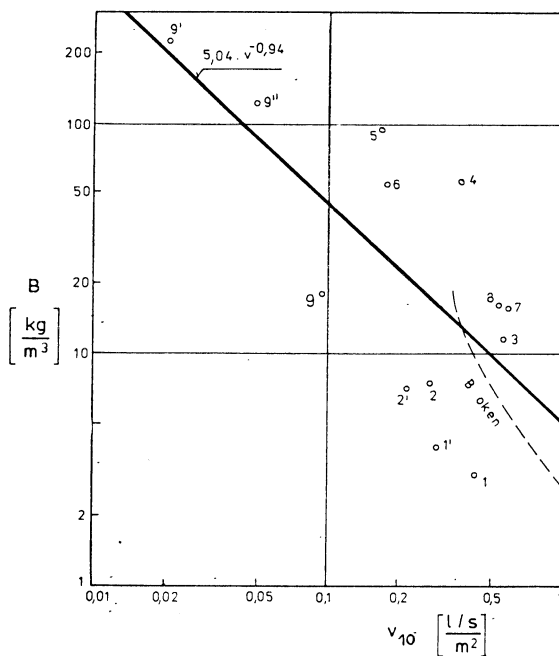
Obr. 3. Výsledky měření potrubí č. 2'. Potrubí stejné jako č. 1' avšak jen s pěti R-přírubami.

Výsledky měření všech 13 vzduchovodů byly upraveny na tvar závislosti (13). V *obr. 2* a *obr. 3* jsou vyneseny výsledky výpočtů pro potrubí 1' a 2'. Průběh závislosti $\Delta p/v = A + Bv$ byl vyjádřen analyticky užitím metody nejmenších čtverců. Tímto postupem zjištěné hodnoty parametrů A a B jsou souhrnně uvedeny v dolní části tabulky 1. V této tabulce uvedený měrný průtok (zdánlivá rychlost) v_{10} je vypočten ze vztahu (12) pro jednotný rozdíl tlaků 10 Pa ve všech vzduchovodech. Přetlak 10 Pa není sice běžný ve vzduchovodech, byl však zvolen proto, aby bylo možné porovnat výsledky s experimentálními hodnotami *I. V. Lukašika* (1949) a *I. E. Semenové* (1969) [3], zjištěnými pro průtok spárami okenních rámu.

Parametry A a B , konstantní pro daný vzduchovod, jsou vyneseny do společných grafů v *obr. 4* a *obr. 5* v závislosti na měrném průtoku netěsnostmi při přetlaku 10 Pa. Výsledky byly opět vyjádřeny analyticky se součiniteli korelace $r = 0,954$ pro parametr A a $r = 0,688$ pro parametr B . Z grafů je zřejmá tendence růstu jak A , tak B se zmenšující se hodnotou netěsnosti v_{10} . Pozoruhodná je dobrá shoda s výsledky zjištěnými pro okna. Průběh parametrů A a B oken, převzatý z [3] zasahuje oblast zjištěných hodnot pouze okrajově, jde však středem oblasti, v níž se pohybují hodnoty zjištěné pro měřené vzduchovody.



Obr. 4. Parametr A v závislosti na hodnotě netěsnosti v_{10} při rozdílu tlaků $\Delta p = 10$ Pa. Uvedeny jsou výsledky 13 měření.



Obr. 5. Parametr B v závislosti na v_{10} (při $\Delta p = 10$ Pa).

4. ZÁVĚR

Předložené vyjádření závislosti mezi poměrným průtokem netěsnostmi a přetlakem působícím na stěnu vzduchovodu ve tvaru součtovém podle rovnice (3) bylo s dobrou shodou potvrzeno experimentálně. Rozptyl zjištěných hodnot parametru A a B je sice dosti velký, zvláště u parametru B , takže k většímu zobecnění výsledků by bylo třeba provést sérii systematických měření s vyloučením podružných vlivů (jako je např. různý poměr délky přírubových spojů a povrchu potrubí), zjištěné závislosti, uvedené v *obr. 4* a *obr. 5* je však možné považovat za prokázané.

Čtyřhranné vzduchovody u nás převažují co do velikosti celkově vyráběných ploch. Vzhledem k vyšším tlakům v kruhových potrubích budou úniky netěsnostmi rovněž významné a bude proto účelné rozšířit program měření i na kruhová potrubí vysokotlaké klimatizace.

Z rozboru měření zjištěných hodnot vyplývá, že pro výpočet netěsností čtyřhranných vzduchovodů při jejich dimenzování je možné počítat s hodnotami

| v_{10} (l/s)/m ² | pro podmínky |
|--------------------------------------|--|
| 0,1 až 0,4 až 0,5 0,02 až 0,05 | běžné nepříznivé dodatečné těsnění |

Pro kruhové vzduchovody lze předpokládat v_{10} v rozmezí 0,1 až 0,15 (l/s)/m².

LITERATURA

- [1] *Peterson F.*: A new standard for air tightness of duct systems. Konf. Vytápění, větrání, klimatizace, Praha 1972, 19 s.
- [2] *Johansson H., Peterson F., Sandesten S.*: Factors affecting air leakage from ventilation duct systems. Konf. Vyt., vět., klimatizace, Praha 1972, 12 s.
- [3] *Semenova E. I.*: Воздухопроницаемость окон жилых и общественных зданий. Moskva 1969, 81 s.
- [4] *Hemzal K.*: Průtok vzduchu netěsnostmi čtyřhranných vzduchovodů. Klimatizace 38/1982 (v tisku)

РАСЧЕТ НЕПЛОТНОСТИ ВОЗДУХОВОДОВ

Доц. Инж. Карел Гемзал, к. т. н.

V статье приводятся результаты измерений неплотностей воздуховодов четырехгранного сечения с разным способом фланцевых соединений. Результаты анализируются предпологая, что течение воздуха частью ламинарное и частью турбулентное. Результаты основанием для определения расхода неплотностями у трубопровода, изготовляемого с помощью современной технологии в Чехословакии.

CALCULATION OF AIR DUCTS UNTIGHTNESS

Doc. Ing. Karel Hemzal, CSc.

In the article results of measurements of square air ducts untightness with various flange joints are discussed there. The results are analysed presupposing air flow to be partially laminar and partially turbulent. The results serve as a basis for determination of flow through leakages of air ducts manufactured in Czechoslovakia with modern technology.

BEITRAG ZUR BERECHNUNG DER UNDICHTIGKEIT VON LUFTLEITUNGEN

Doz. Ing. Karel Hemzal, CSc.

Im Beitrag werden die Messergebnisse der Undichtigkeiten von Luftleitungen eines Vierkantquerschnitts mit verschiedener Art von Flanschverbindungen eingeführt. Die Ergebnisse werden unter der Voraussetzung, dass die Luftströmung teils laminar und teils turbulent ist, analysiert. Die Ergebnisse bilden eine Grundlage für die Bestimmung des Durchflusses durch die Undichtigkeiten der auf Grund der gleichzeitigen Technologie in der Tschechoslowakei hergestellten Leitung.

COMPLÉMENT DU CALCUL DE L'INÉTANCHÉITÉ DES CONDUITES D'AIR

Doc. Ing. Karel Hemzal, CSc.

Dans l'article présenté, on donne les résultats de mesurage des inétanchéités des conduites d'air d'une section carrée avec différent genre des joints à brices. Les résultats sont analysés dans la condition préalable que l'écoulement de l'air est laminaire en partie et turbulent en partie. Les résultats présentent une base pour la détermination du débit à travers les inétanchéités de la conduite fabriquée par la technologie contemporaine en Tchécoslovaquie.

● Prognózy vývoje osvětlování

Podle studie americké firmy Westinghouse o vývoji osvětlování v blízké budoucnosti (ID 1980/4) — po roce 2000 nebo po následujících dvaceti letech — bude spotřebitel platit ve státech za elektrickou energii trojnásobnou cenu (proti dnešní). Účinnost světelných zdrojů bude ale v té době čtyř- až desetinasobná (měrný výkon a život včetně kvalitativních parametrů) a tedy spotřebu energie na osvětlování bude možno snížit asi o 8 %. Nové zdroje (a vývoj tomu nasvědčuje) budou i dražší; počítá se s 5 až 15 dolary za kus (dnešního kursu).

Pro úsporu elektrické energie se rozšíří spotřeba regulačních zařízení — stmívačů, zčásti automatických (i v bytových prostorech).

V pracovním prostředí se rozšíří (při současném omezení intenzit celkového osvětlení) využívání místního osvětlování (přisvětlování), které je nejen energeticky úsporné, ale současně psychologicky významným kladným prvkem vizuální pohody. Mohou to být i stojanová svítidla (nebo stolní) a ve velkoprostorových kancelářích (aj.) i osvětlovací soustavy, zabudované do nábytku.

Po roce 2050 se předvídá rozšíření vedení světla optickými kabely (světlovody z umělých vláken). Úspornost bude ve využití centrálního zdroje a omezení ztrát nežádoucím rozptylem („světelný odpad“).

(LCh)

● Proti sněhu a náledí na letišti

Systém, pomocí něhož je možno udržet pojezdové dráhy na letišti prosté sněhu a náledí, a kde potřebné teplo se získává z jezera, byl postaven a odzkoušen v Östersundu v severním Švédsku.

Do systému je zapojen výměník z polyetylenových trubek, který je ponořen do hloubky 2 m v blízké ležícím jezeře Storsjön a který je napojen na uzavřený (primární) okruh, jímž protéká slabý roztok solanky o teplotě -2°C . Primární okruh je připojen na tepelné čerpadlo, kde se z něho odebírá teplo, které se předává druhému okruhu se solankou o koncentraci asi 20 až 25 % soli. V tepelném čerpadle se tato solanka ohřeje asi na teplotu 37°C a je vedena do hadů položených pod pojezdovou dráhou.

Systém byl instalován zkušebně v provincii 1979 na ploše 200 m^2 a byl nepřetržitě v provozu po celou zimu 1979/80. Ukázalo se, že plně postačí k udržení povrchu prostého sněhu a náledí i při takových náporech mrazu, které se vyskytly v oné zimě a dosahovaly až -39°C . Během období, trvajících 2738 hodin vyrobilo tepelné čerpadlo 64 MWh tepla.

Kromě přednosti v úspoře tepelné energie má tento systém v důsledku rozmrazování teplem výhodu i ve snížení opotřebování pojezdové plochy, protože nepoužívá mechanických nebo chemických prostředků k odstraňování sněhu a náledí.

(CCI 10/80)

(Ku)

● Sodíkové výbojky ve výrobní hale

Výrobní hala 8 250 m² pro válcování za studena má celkové osvětlení vytvořené 32 sodíkovými výbojkami 1 000 W — $E_n = 220$ lx (při dvojnásobné intenzitě osvětlení proti dřívějšíku úspora elektrické energie 57 %).

- Jasnost dobře přijatelná (i bez místního přisvětlování), dříve (při směsi 28 ks 200 W nízkotlakých sodíkových výbojek a 71 ks 1 000 W vysokotlakých rtuťových výbojek) zřetelnější.
- Stínivost dobrá, ale pracoviště vyžadují místní přisvětlení (pro zrychlení a usnadnění orientace) — toto zjištění však nemusí být vázáno jen na sodíkové výbojky.
- Oslňování neznatelné — ruší některá místní přisvětlení (nutná); za noci nastává zlepšení situace, za dne se vyskytuje i oslnění odrazem.
- Barevné podání světlem zdrojů lepší než při dřívějším míšení, zvláště za dne na místech s místním přisvětlením; jinak méně dobré až někdy nepřirozené (účast sodíku zřetelná).
- Emocionální vztahy lepší — kladně zvláště působí místní přisvětlení.
- Stížnosti na únavu zraku méně časté, osvětlení celkově optimální až přijatelné.

68 % hodnotících označuje nový stav za optimální, 16 % za nevyhovující. Při 8 600 hodinách provozu 63% úspora na provozních nákladech.

Jak vidno, začátky nástupu vysokotlakých sodíkových výbojek do průmyslu nejsou snadné, ale nebrání vývoji a jsou perspektivní.

Podle ILR 1980/2.

(LCh)

● Inovace v zářivkách

Změny ve výrobě — přechod na \varnothing trubice 26 mm a na nové tříšložkové luminofory — nejsou při současném stavu zavedení výroby natolik snadné, aby mohly být uskutečňovány bez značných obtíží (velkých investičních nákladů). Avšak jednoznačné energetické výsledky jsou velmi žádoucí.

VEB Narva Brand-Erbisdorf (NDR — Neues Deutschland V/81) zavádí do výroby zářivky o \varnothing trubice 32 mm (místo dosavadních 38 mm). Při stejné spotřebě energie:

- vzroste světelný výkon o 15 % a
- život asi o 60 % (ze 7 000 na 12 000 hodin)

a navíc se ušetří při výrobě sklo a luminofor (co do množství) i pracnost.

Výrobce uvádí: pro zdvojnásobení výroby (do roku 1985) bude třeba zvětšit spotřebu surovin a polotovarů pouze o 10 % (a nebude třeba budovat novou sklárnu), výroba se uskuteční na upraveném stávajícím zařízení (které bylo dosud provozně testováno) a sníží se počet pracovníků: dosud bylo třeba na 1 000 kusů zářivek 40 osob v technologickém procesu, nyní na 3 000 kusů zářivek bude třeba 30 osob.

Narva postupuje zřejmě cestou, která je kompromisem mezi potřebami (požadavky), současnými možnostmi a hospodářskými závazky země: s malými investicemi získat významné — byť ne konečné a maximální — výsledky — energetické a materiálové úspory.

(LCh)

● Hobby: světelné zdroje

Zvláštní, ale pravdivé: největší sbírka světelných zdrojů (tzv. technických — pro umělé osvětlování) — historických a současných — není v rukou jejich čs. výrobce, ale v rukou soukromých (*Stanislava Slabyhoudka*) a má celkem 1 820 kusů. Ve sbírce s mnoha unikáty je ukryta historie (v žárovce z dílen T. A. Edisona z roku 1881, prakticky dosud nepoužitá a v žárovce prvního čs. výrobce Vojtěcha Dudy z roku asi 1890) i současný vývoj. Větší sbírku a první na světě má *Hugh Francis Hicks*, dentista v Baltimore (Maryland, USA) — celkem 3 000 kusů rovněž s mnoha unikáty.

Stav sbírky v Národním technickém muzeu v Praze není dobře znám. Nebyl-li tento soubor, jehož základ (údajně) tvoří část sbírky *Ing. M. Prokopa*, jednoho z popředních čs. světelných techniků v období před a po II. světové válce (který ke světelným zdrojům a přes ně ke svítidlům a světelné technice měl obdivuhodné niterné vztahy) doplňována, je prioritou *Slabyhoudka* opravdová a obdivuhodná na straně jedné, a závažně významná až záviděníhodná na straně druhé. Je třeba i tu připomenout, že amatérský zájem (sběratelství) je mocnou hnací silou, kterou ve světě tolika každodenních převratných technických změn lze vytvořit hodnoty jinak (profesionálně) neuskutečnitelné. Uznání (nejen obdiv či chladné přijetí) je to minimum, co si sběratelé zaslouží (T 81 březen).

(LCh)

EXERGETICKÁ ANALÝZA PROTIPRÚDOVÝCH REKUPERAČNÝCH VÝMENNÍKOV DRUHU „VZDUCH — VZDUCH“

Doc. Ing. KAROL FERSTL, CSc.

Strojnícka fakulta SVŠT, Bratislava

V príspevku je proveden rozbor exergetické bilance pro funkci rekuperačních deskových výměníků vzduch — vzduch. Prodlužováním teplosměnné plochy výměníku stále více klesá přírůstek exergie, zatímco stoupání tlakových ztrát je stále. Tím se z každé jednotky mechanické práce získá stále méně exergie. V podstatě se tím hodnotí únosnost tlakových ztrát vzhledem k získkům tepla.

Recenzoval: Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.

V ostatnom čase sme sa na Katedre tepelnej techniky Strojníckej fakulty SVŠT zaoberali rozborom súčasného stavu rekuperačného spôsobu spätného získavania tepla z odvádzaného (prípadne odpadového) vzduchu vo vzduchotechnike, hlavne vo vzduchotechnických zariadeniach na vetranie a technologické účely v drevárskom a nábytkárskom priemysle. Vzhľadom na výsledky tohoto rozboru bolo našim cieľom navrhnuť a skonštruovať z termomechanického hľadiska hospodárny rekuperačný výmenník s vírovými vložkami druhu „vzduch—vzduch“. Pri riešení tejto úlohy sme pomocou výpočtovej techniky vypracovali aj do istej miery univerzálnu výpočtovo-grafickú metódu navrhovania celého radu týchto výmenníkov. Popritom sme skúmali aj hľadiská 2. zákona termodynamiky, t. j. straty nevratnosťou.

V tomto príspevku uvádzame niektoré aspekty hodnotenia predmetných výmenníkov z hľadiska strát nevratnosťou. Vychádzali sme z úvah, že pri ich analýze treba rozlišovať stratové energie od stratových exergií, a to v súlade s poznatkom, že

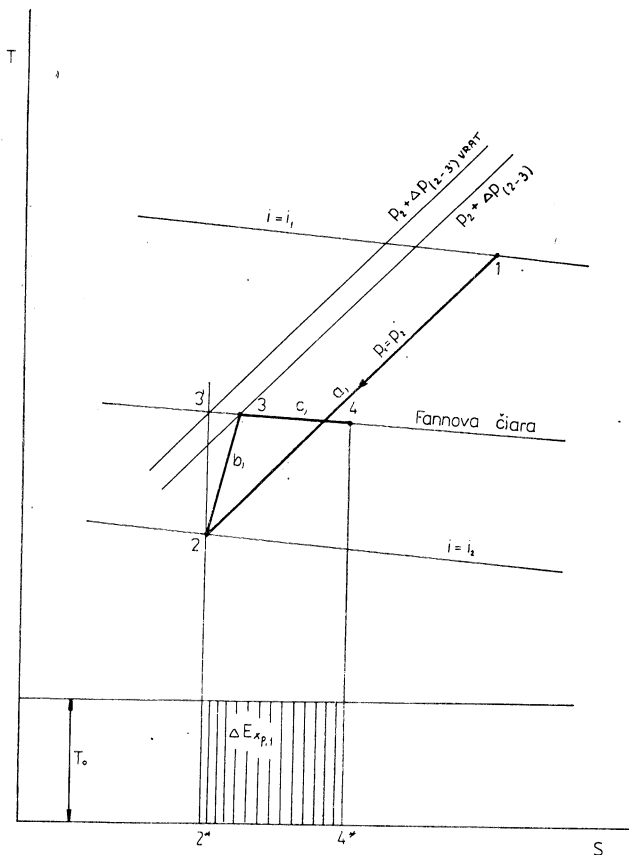
- a) 1. zákon termodynamiky iba konštatuje, že súčet všetkých energií v určitom termodynamickom procese je vždy konštantný (bez ohľadu na to, akého sú druhu),
- b) 2. zákon termodynamiky zohľadňuje nielen druhy, ale aj kvality energií.

Ak uvažujeme len dva druhy tokov energií, t. j. teplo a mechanickú prácu (na prekonanie tlakových odporov), potom u vratných termomechanických procesov — vzhľadom na termomechanický stav pracovných látok a okolia — z určitého toku tepla Q môžeme získať len určitú mechanickú prácu, tzv. exergiu. Všetky vratné procesy si zachovávajú svoju exergiu, ale vo výmenníkoch prebiehajú procesy nevratné, preto sú doprevádzané vždy určitou stratovou exergiou. Pracovné látky — dve vzdušiny, ktoré prúdia výmenníkom, sú väzké a ľpia na prenosových plochách jeho stien; v dôsledku toho vznikajú na nich straty trením. Typickým zdrojom stratových exergií je preto trenie. Ďalšie stratové exergie vo výmenníku vznikajú degradáciou tepla, a to tým, že prenos tepla z jednej vzdušiny do druhej cez deliacu stenu prebieha pri konečnom rozdielne teplôt vzdušín.

Stratovú exergiu ochladzovanej vzdušiny vyvolanú trením chápeme ako vnútornú stratovú exergiu, a preto ju vyšetrojeme nezávisle na stratovej exergii spôsobenej konečným rozdielom teplôt pri prenose tepla; vo vzťahu k ochladzovanému vzduchu nazeráme na túto ako na vonkajšiu stratovú exergiu.

Procesy, ktoré prebiehajú v ochladzovanom (odvádzanom) vzduchu počas jeho prietoku výmenníkom členíme na tri čiastkové procesy, a to:

- izobarický prenos tepla (bez strát trením),
- zmena kinetickej energie vzduchu pri adiabatickom prúdení,
- trenie na stenách pri adiabatickom prúdení.



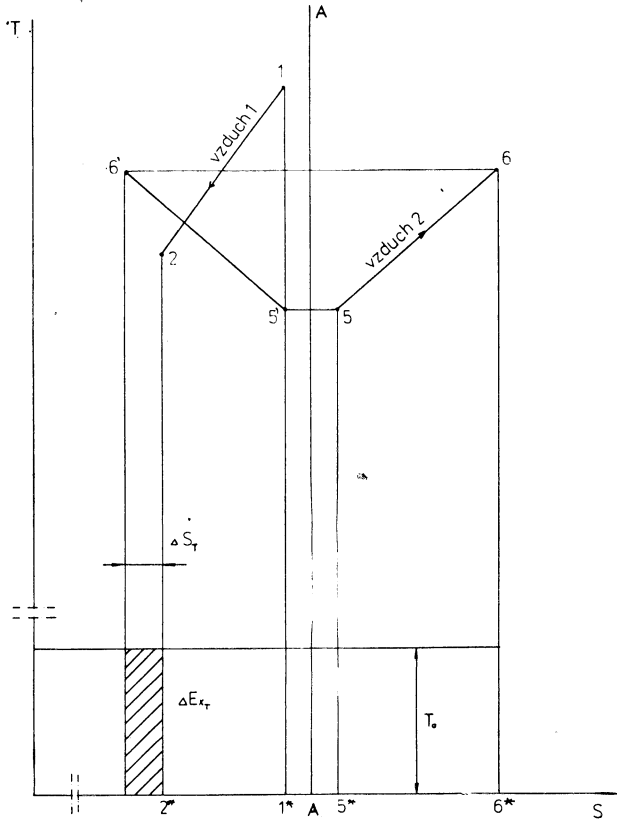
Obr. 1

Čiara $\overline{12}$ v obr. 1 znázorňuje ochladzovanie vzduchu pri izobarickom prúdení za súčasného poklesu jeho špecifického objemu. Tento pokles spôsobuje spomalenie prúdu vzduchu, a teda stúpnutie jeho tlaku — čiara $\overline{23}$. Čiara $\overline{34}$ je známa Fannova čiara¹⁾, ktorá znázorňuje priebeh stavových zmien vzduchu pri trení.

Nakoľko adiabatické nevratné procesy b) a c) prebiehajú medzi stavmi 2 a 4, na stanovenie stratovej exergie sú rozhodujúce zmeny entropie vzduchu medzi týmito stavmi. Stratová exergia $\Delta E_{x_{p,1}}$ v dôsledku straty tlaku Δp je preto úmerná šrafovej ploche v obr. 1.

¹⁾ Fannova čiara je geometrické miesto bodov reprezentujúcich stavy vzduchu s rovnakou hustotou hmotnostného toku a rovnakou entalpiou adiabatického zabrzdzenia.

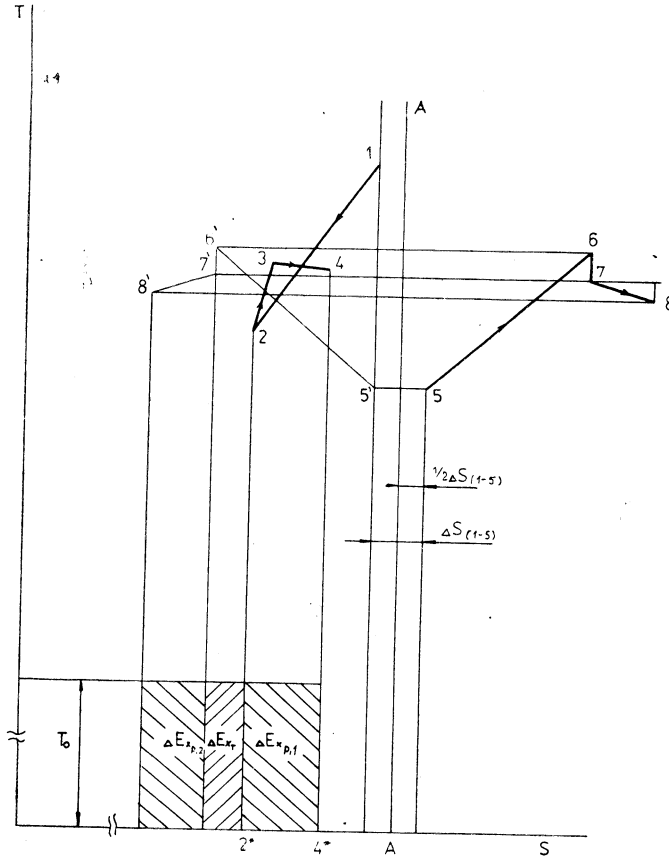
U výmenníkův konečné dĺžky stratové teplo do okolia se dá prakticky vždy zanedbať. Z toho dôvodu môžeme na ne nazerat ako na otvorenú adiabatickú sústavu. Teplo z jednej vzdušiny do druhej prechádza len počas procesu a), ktorý z hľadiska prúdenia považujeme za vratný. V obr. 2 preto čiary dané bodmi 1—2—2*—1*—1 ohraničujú plochu úmernú toku tepla prechádzajúcemu z ochladzovaného do ohrie-



Obr. 2

vaného vzduchu. Pri zanedbaní stratového tepla, teplo odvádzané z ochladzovaného vzduchu sa rovná teplu privádzanému do ohrievaného vzduchu; v dôsledku toho ohrievaný vzduch prejde zo stavu 5 do stavu 6 a plochy ohrievané čiarami 1—2—2*—1*—1 a 5—6—6*—5*—5 sa sebe rovnajú. Nakoľko existuje konečný rozdiel teplôt medzi vzdušinami, nárast entropie ohrievaného vzduchu je značnejší ako pokles entropie vzduchu ochladzovaného. Ak teraz čiaru stavových zmien 5—6 premietneme zrkadlove okolo osi A—A, dostaneme diferenciu entropie ΔS_T . Je to prírastok entropie sústavy ako otvoreného adiabatického systému. Šrafovaná plocha, ktorej výška je úmerná absolútnej teplote okolia T_0 , predstavuje stratovú exergiu ΔEx_T , vzniknutú pri prenose tepla následkom konečného rozdielu teplôt medzi vzdušinami.

V T — s diagrame na obr. 3 sú schematicky zobrazené doposiaľ opísané procesy v oboch vzdušinách. V ohrievanom, podobne ako v ochladzovanom vzduchu, prebiehajú tiež tri čiastkové procesy, len s tým rozdielom, že namiesto spomalenia sa prúd vzduchu urýchli. Stratová exergia pri urýchľovaní prúdu, podľa skúseností, je tak malá, že odpovedajúci proces 6—7 možno považovať za izoentropický.



Obr. 3

Zrkadlovým premietaním, ako v obr. 2, zoraďujú sa jednotlivé stratové exergie — úmerné vyznačeným plochám — v zmysle klesajúcich entropií jedna za druhou ($\Delta E_{p,2}$ — stratová exergia v dôsledku straty tlaku v ohrievanej vzdušine).

Stratový výkon reprezentovaný dĺžkovými tlakovými stratami spôsobuje stratovú exergiu len čiastočne, nakoľko jeho určitú časť možno spätne premeniť na užitočnú mechanickú prácu. Stratovú exergiu (presnejšie — exergetický stratový výkon) následkom trenia, pripadajúcu na element prenosovej plochy dS , môžeme vyjadriť vzťahom

$$dE_{xp} = (wF dp) \frac{T_0}{T} \quad (1)$$

kde w je rýchlosť prúdenia [m s^{-1}],
 F — prietokový prierez výmenníka [m^2],
 T_0 — teplota okolia [K],
 T — teplota prúdiaceho vzduchu [K],
 dp — elementárna strata tlaku [Pa].

Z hľadiska prúdenia výraz v zátvorke vyjadruje elementárny stratový výkon, ktorý je úmerný päťuholníku $2^* - 2 - 3 - 4 - 4^* - 2^*$ v obr. 1. Elementárnu stratu tlaku pri prúdení v rúrach a kanáloch môžeme vyjadriť vzťahom

$$dp = \xi \frac{dL}{D_h} \cdot \frac{\rho w^2}{2} \quad (2)$$

kde ξ — súčiniteľ trenia,
 dL — elementárna dĺžka v smere prúdenia,
 D_h — hydraulický priemer kanála,
 ρ — špecifická hmotnosť vzduchu,
 w — stredná rýchlosť prúdenia vzduchu.

Z uvedených rovníc je zrejmé, že stratová exergia trením je priamoúmerná dĺžkovému rozmeru výmenníka v smere toku vzdušín, preto je jedným z hlavných limitujúcich faktorov pri určovaní optimálnej dĺžky výmenníka.

Spätné získanú exergiu pri trení vzduchu vo výmenníku môžeme vyrátať pomocou rovnice

$$dE_{sz} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) wF dp \quad (3)$$

Vo výmenníkoch na spätné získavanie tepla by sa dala zúžitkovať prakticky len na strane ohrievaného vzduchu. Pri klimatizácii, t. j. pri predchladzovaní vonkajšieho vzduchu chladnejším odvádzaným nie je užitočná vôbec, skôr naopak, spôsobuje ohrev oboch vzdušín. Pri uvážení možnosti spätného zisku exergie bude potom stratová exergia u proptiprúdového rekuperátora, vzniknutá dĺžkovými stratami, daná vzťahom

$$\Delta \dot{E}x_p = \left(\dot{E}_p \frac{T_0}{T'}\right) ex_p \quad (4)$$

kde výraz v zátvorke vyjadruje stratovú exergiu bez prenosu tepla a člen ex_p vplyv prenosu tepla na ňu. Vo vzťahu (4) znamenajú:

$\dot{E}_p = \dot{V}' \Delta p$ — hydraulický tlakový výkon na prekonanie tlakových odporov Δp [W],
 \dot{V}' — objemový prietok na vstupe do výmenníka [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$],
 T' — absolútna teplota na vstupe do výmenníka [K].

Člen ex_p môžeme vyjadriť rovnicou

$$ex_p = 1 - \frac{1}{2} \frac{T'_2 - T''_1}{T'_2} \frac{kS}{W_1} \quad (5)$$

kde S je veľkosť prenosovej plochy [m^2] a W_1 — tepelná kapacita ochladzovaného vzduchu [W K^{-1}].

Napokon miestne exergetické straty (na vstupe a výstupe z výmenníka) sa dajú vyjadriť rovnicou

$$\Delta Ex_{p,m} = \sum_{i=1}^n V_i \Delta p_i \left(\frac{T_0}{T_i}\right) \quad (6)$$

t. j. celková exergetická strata spôsobená všetkými miestnymi tlakovými stratami je rovná súčtu jednotlivých exergetických strát v miestach „i“.

Exergetické straty výmenníka v dôsledku konečného rozdielu teplot medzi vzdušínami

Ak prenosové plochy výmenníkov S nemajú byť neehospodárne veľké, z hľadiska prechodu tepla sme nútení pripustiť teplotové rozdiely konečnej veľkosti. To má však za následok vznik stratovej exergie vo výmenníku (kvôli nevratnosti procesu), ktorú vyjadruje *Guy-Stodolova* rovnica

$$\Delta E_s = \Delta E_1 - \Delta E_2 = T_0 \Delta S \quad [J] \quad (7)$$

kde $\Delta E_1 = E'_1 - E''_1$ je pokles exergie ochladzovaného (odvádzaného) vzduchu
 $\Delta E_2 = E''_2 - E'_2$ — prírastok exergie ohrievaného (vonkajšieho) vzduchu
 $\Delta S = \Delta S_1 + \Delta S_2$ — zmena entropie sústavy (výmenníka)
 ΔS_1 — pokles entropie ochladzovaného vzduchu
 ΔS_2 — prírastok entropie ohrievaného vzduchu

Pre hmotnosť 1 kg vzdušiny dostaneme

$$\Delta e_s = \Delta e_1 - \Delta e_2 = T_0 \Delta s \quad [J \text{ kg}^{-1}] \quad (8)$$

Pre stratovú exergiu za jednotku času na 1 m² čelného prierezu výmenníka (čo je jednotkový exergetický stratový výkon), pri rovnakej hustote hmotnostného toku oboch vzdušín \dot{m}_A [kg m⁻² s⁻¹], dostaneme

$$\Delta \dot{E}_s = \dot{m}_A T_0 \Delta s \quad [W \text{ m}^{-2}] \quad (9)$$

Vychádzajúc z matematickej formulácie 2. zákona termodynamiky pre izobarické procesy, t. j.

$$ds = \frac{di}{T} \quad (10)$$

kde $di = c_p dT$ — diferenciálna zmena entalpie pracovnej látky,

pre zmenu špecifickej exergie ochladzovaného vzduchu dostaneme

$$\Delta e_1 = c_{p1}(T'_1 - T''_1) + T_0 \Delta s_1 \quad (11)$$

a ohrievaného

$$\Delta e_2 = c_{p2}(T''_2 - T'_2) - T_0 \Delta s_2 \quad (12)$$

Ak v rovniciach (11) a (12) zmeny teplôt ochladzovaného a ohrievaného vzduchu vyjadríme pomocou účinnosti výmenníka ε , definovanej vzťahom

$$\varepsilon = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2} = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2} \quad (13)$$

(platí pre približne rovnaké hodnoty toku tepelných kapacít oboch vzdušín — $\dot{W}_1 = \dot{W}_2 = \dot{W}$)

dostaneme

$$\Delta e_1 = c_{p1,2} \varepsilon (t'_1 - t'_2) + T_0 \Delta s_1 \quad (14)$$

a

$$\Delta e_2 = c_{p1,2} \varepsilon (t'_1 - t'_2) - T_0 \Delta s_2 \quad (15)$$

kde $c_{p1,2}$ je stredné špecifické teplo oboch vzdušín vo výmenníku [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$].

Integrovaním rovnice (10) v hraniciach počiatkových a konečných teplôt vzdušín vo výmenníku a uvažovaním rovnakej hustoty hmotnostného toku \dot{m}_A pre obe vzdušiny, pre tzv. bezrozmernú stratovú exergiu vo výmenníku dostaneme rovnicu

$$\text{ex}_s = \frac{\Delta \dot{E}_s}{T_0 \dot{W}} \ln \left(\frac{T''_1 T'_2}{T'_1 T''_2} \right) \quad (16)$$

kde $\dot{W} = \dot{m}_A c_{p1,2}$ — stredná hustota toku tepelnej kapacity vzdušín [W K^{-1}]

Dokonalosť prenosu tepla vo výmenníku, hodnotená z hľadiska strát nevratnosťou, sa dá vyjadriť prostredníctvom exergetickej účinnosti pre adiabatické zmeny stavu pracovných látok v otvorenej termodynamickú sústave, definovanej vzťahom

$$\eta_{\text{ex}} = 1 - \frac{T_0 \Delta s}{\Delta e_1} = 1 - \frac{\Delta e_s}{\Delta e_1} \quad (17)$$

U výmenníkov nás môže tiež zaujímať, akú hustotu exergetického toku $\Delta \dot{E}_2$ v nich môžeme z odvádzaného vzduchu späťne získať. To sa dá vyjadriť rovnicou

$$\Delta \dot{E}_2 = \dot{m}_A \Delta e_2 \quad (18)$$

Na späťne získanie exergie vo výmenníku však potrebujeme vynaložiť určitú mechanickú prácu, potrebnú na prekonanie tlakových odporov v ňom. Túto prácu, vynaloženú na dopravu po 1 kg vzdušiny na každej strane výmenníka, reprezentuje podiel

$$\frac{\Delta p_c}{\rho_{1,2}} \quad [\text{JK kg}^{-1}]$$

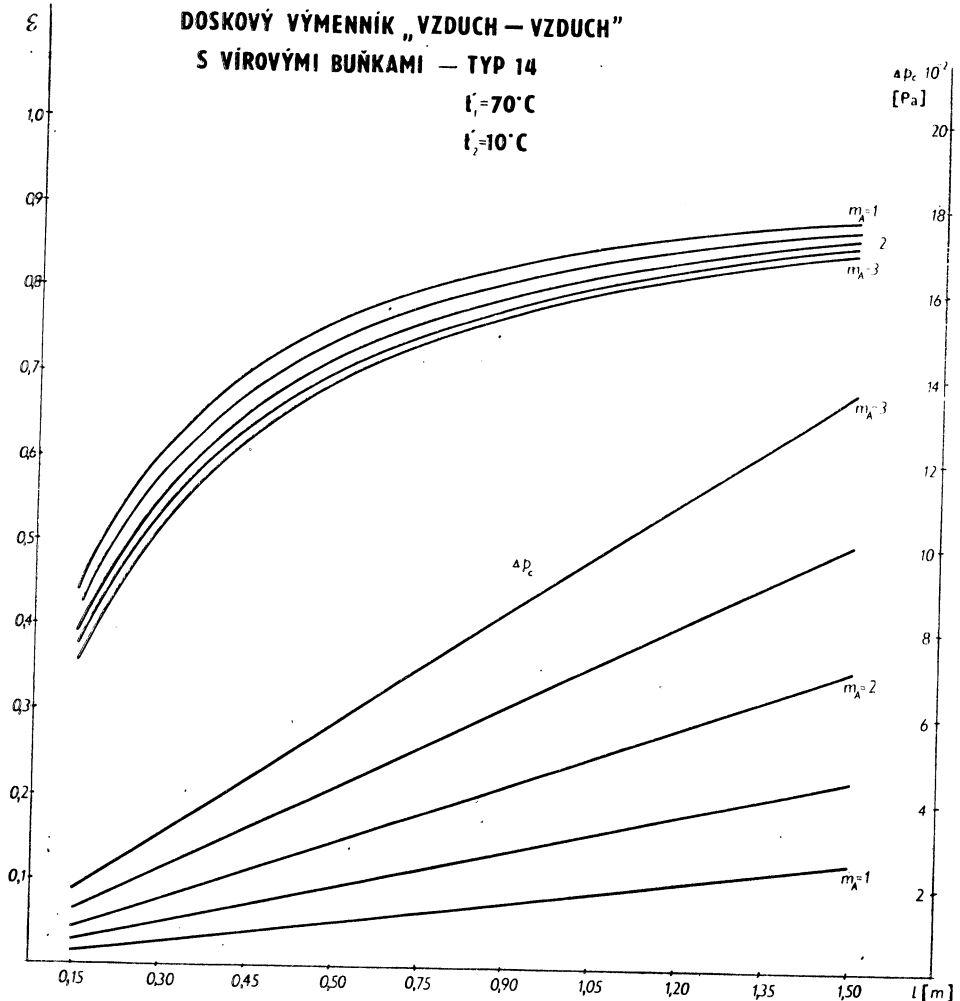
kde Δp_c je súčet tlakových strát po obidvoch stranách výmenníka [Pa],
 $\rho_{1,2}$ — stredná špecifická hmotnosť oboch vzdušín [kg m^{-3}].

Dá sa dokázať, že späťne získaná exergia, ako aj výkon na prekonanie tlakových odporov, sú priamoúmerné dĺžkovému rozmeru výmenníka v smere toku vzdušín L . Z priebehu čiar exergetickej účinnosti (logaritmické krivky, podobné ako $\varepsilon = f(L)$) a tlakových strát (priamky) — obr. 4 — vyplýva, že predĺžovaním konštrukčnej dĺžky výmenníka v smere toku vzdušín L celkový späťne získaný exergetický tok $\Delta \dot{E}_2$ síce narastá, ale efektívnosť výmenníka Z_r klesá — obr. 5. Túto efektívnosť (relatívny späťný zisk exergie) môžeme vyjadriť vzťahom

$$Z_r = \frac{\Delta e_2 \rho_{1,2} - \Delta p_c}{\Delta p_c} \quad (19)$$

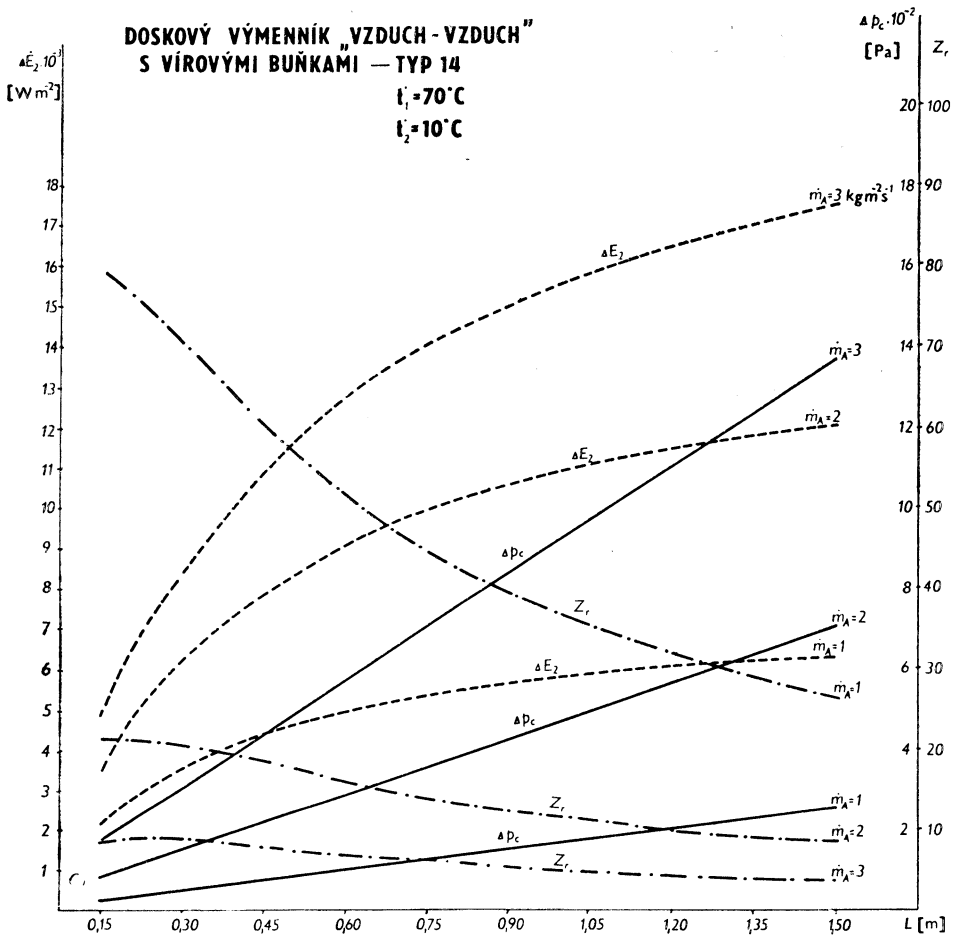
Nakoľko predĺžovaním prenosovej plochy výmenníka prírastok exergie stále väčší klesá, zatiaľčo prírastok tlakových strát je konštantný, na každý Joule vynaloženej mechanickej práce (ventilátora) získame stále menej exergie. Pri navrhovaní výmenníkov na rekuperatívne späťne získavanie tepla vo vetracích a klimatizačných

zariadeniach treba preto dôkladne zvážiť, aké maximálne tlakové straty sú ešte únosné a v závislosti na tom, do akej miery je ešte ekonomicky výhodné predlžovať výmenník alebo zvyšovať hustotu hmotnostného toku oboch vzdušín, a tým aj celkovú spätné získanú exergiu.



Obr. 4

Na obrázkoch 4. a 5. sú znázornené priebehy čiar súčiniteľa účinku prenosu citelného tepla ε (definovaného podľa 1. zákona termodynamiky), tlakových strát Δp_c , spätne získanej exergie ΔE_2 a relatívneho spätného zisku exergie Z_r (definovaného podľa 2. zákona termodynamiky) v závislosti na konštrukčnej dĺžke prenosových plôch výmenníka L .



LITERATÚRA

- [1] Kays, W. M., London, A. L.: Hochleistungswärmeübertrager. Akademie-Verlag Berlin, 1973.
- [2] Gregorig, R.: Wärmeaustausch und Wärmeaustauscher. Verlag Sauerländer Aarau und Frankfurt a/Main, 1973.
- [3] Ferštl, K.: Príspevok ku spätnému získavaniu tepla z odvádzaného vzduchu protiprúdovými rekuperačnými výmenníkmi druhu „vzduch—vzduch“. Habilitačná práca. Strojnícka fakulta SVŠT Bratislava, 1980.

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОТИВОТОЧНЫХ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛОБМЕННИКОВ ТИПА „ВОЗДУХ — ВОЗДУХ“

Доц. Инж. Карол Ферстл, к. т. н.

В статье анализируется эксергетический баланс для функции рекуперативных пластинчатых теплообменников типа „воздух—воздух“. Удлинением поверхности теплообменника все больше понижается приращение эксергии, пока возрастание потерь давления константно. Благодаря тому у каждой единицы механической работы получается неустанно меньше эксергии. В сущности таким образом оценивается отношение потерь давления и прибылей тепла.

EXERGY ANALYSIS OF COUNTER-FLOW RECUPERATIVE „AIR — AIR“ HEAT EXCHANGERS

Doc. Ing. Karol Ferstl, CSc.

Exergy balance for function of recuperative plate heat exchangers „air-air“ is discussed in the article. With extension of the heat exchange surface exergy increment drops still more, while increase of pressure losses is constant. Thus for every unit of mechanical work one gains still little exergy. Relations between pressure losses and heat gains are in the main evaluated there.

EXERGIEANALYSE DER GEGENSTROMREKUPERATORAUSTAUSCHER DES TYP „LUFT — LUFT“

Doz. Ing. Karol Ferstl, CSc.

Im Artikel wird eine Analyse der Exergiebilanz für die Funktion der Plattenrekuperator-austauscher „Luft-Luft“ eingeführt. Durch die Verlängerung der Wärmeübergangsfläche eines Austauschers sinkt der Exergiezuwachs immer mehr nieder, während die Steigung der Druckverluste konstant ist. Hiedurch gewinnt man immer weniger der Exergie bei jeder Einheit mechanischer Arbeit. Im Grunde bewertet man hiedurch die Proportion der Druckverluste mit Rücksicht auf die Wärmegewinne.

ANALYSE D'EXERGIE DES ÉCHANGEURS RÉCUPÉRATIFS À CONTRE-COURANT DU GENRE „AIR — AIR“

Doc. Ing. Karol Ferstl, CSc.

Dans l'article présenté, on fait une analyse du bilan d'exergie pour la fonction des échangeurs récupératifs à plaques „air-air“. L'accroissement de l'exergie tombe toujours plus en conséquence de l'allongement de la surface de transmission de la chaleur d'un échangeur cependant que l'élévation des pertes de pression est constante. Tellement, on obtient de l'exergie toujours moins sur chaque unité de travail mécanique. Dans le fond, on apprécie le rapport des pertes de pression à l'égard des gains de chaleur de cette manière.

VYUŽITÍ CHLADICÍCH DÍLŮ KDKN PRO ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA

Ing. ZDENĚK LERL

Výzkumný ústav pozemních staveb, Praha

Je popsán způsob použití chladicích dílů KDKN z n. p. Kovona Karviná v systému pro zpětné získávání tepla z odváděného vzduchu větracího zařízení. Současně jsou uvedeny nevýhody standardních chladičů a upozorněno na možnosti konstrukčních úprav, které by vedly ke zvýšení tepelné účinnosti okruhu.

Recenzoval: Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.

Úsporná opatření ve spotřebě energie vyžadují zpětné získávání tepla z odváděného vzduchu větracích zařízení. Jedním z realizovatelných zařízení jsou dvojice lamelových výměníků s protékající teplotonosnou nemrznoucí kapalinou. V národním podniku Janka ZRL zavedli výrobu výměňkových komor pro zpětné získávání tepla ve velikostech 31 až 80.

Projektční podklady a postup jejich použití byly uveřejněny v článku *Ing. J. Srnky CSc.* [1] a projekce Janka ZRL zajišťuje konzultační a výpočtové služby. Výrobní kapacita těchto dílů je však omezená a velká poptávka vede k dlouhým dodacím lhůtám i u akcí s vyznačenou důležitostí. U méně významných akcí má zajištění dodávek těchto prvků malou naději. Z těchto důvodů se projektanti snaží použít jiná řešení, pomocí kterých by splnili požadavky energeticky úsporného návrhu větracího nebo klimatizačního zařízení.

Přirozeně se nabízí možnost využít k tomuto účelu chladicích dílů KDKN vyráběných v národním podniku Kovona Karviná. Podklady pro navrhování těchto dílů do zařízení pro zpětné získávání tepla nejsou zatím vydány, protože se ještě některé technickofyzikální vlastnosti ověřují. Na základě výsledků zkušebních prací vývojových pracovníků z Kovony Karviná a VÚPS Praha a po úpravách standardních chladicích dílů na speciální rekuperační díly budou k dispozici projektantům definitivní projekční podklady v katalogu PN 127439 „Větrací a klimatizační ležaté sestavné jednotky KDK“.

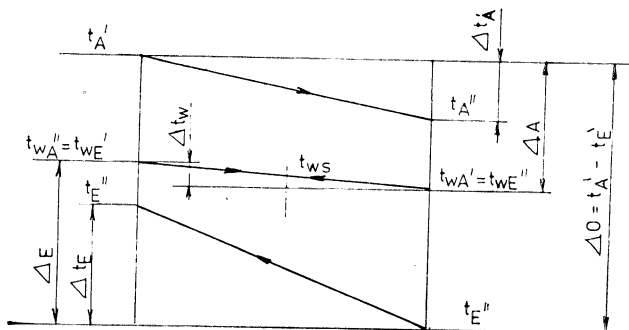
Vhodnost dílů KDKN pro ZZT

Díly KDKN jsou konstruovány jako chladicí díly pro teploty chladicí vody 5—7 °C. Průtoky vody ve výměníku jsou určeny způsobem zapojení trubek v řadách. Vhodné průtoky vody z hlediska chlazení jsou uvedeny v diagramech 12a) a 12b) na str. 28 a 29 PN 127439. Trubky jsou propojovány tak, že voda protéká všemi trubkami v jedné řadě nebo polovinou trubek v jedné řadě (paralelně protéká dvěma trubkami vedle sebe) a nebo všemi trubkami ve dvou řadách. Tyto tři způsoby propojení umožňují při únosné tlakové ztrátě výměníku na straně vody i vzduchu dosáhnout potřebné ochlazení protékajícího vzduchu. Změna teploty vody při průtoku výměníkem není důležitá. Rychlost protékající vody v trubkách výměníku je optimalizovaná v rozsahu 0,5—1,5 m s⁻¹. Při nižších rychlostech klesá značně tepelný výkon výměníku. Při vyšších rychlostech vzrůstá neúměrně tlaková ztráta výměníku na straně vody při malém růstu přenosu tepla.

Optimalizovaný průtok vody výměníkem z hlediska jeho využití pro zpětné získávání tepla je dán výrazem vycházejícím z rovnosti tepelných kapacit protékajících teplotnosných látek

$$V_w = 2,38 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{M_A \cdot M_E} \quad [\text{m}^3 \text{s}^{-1}] \quad (1)$$

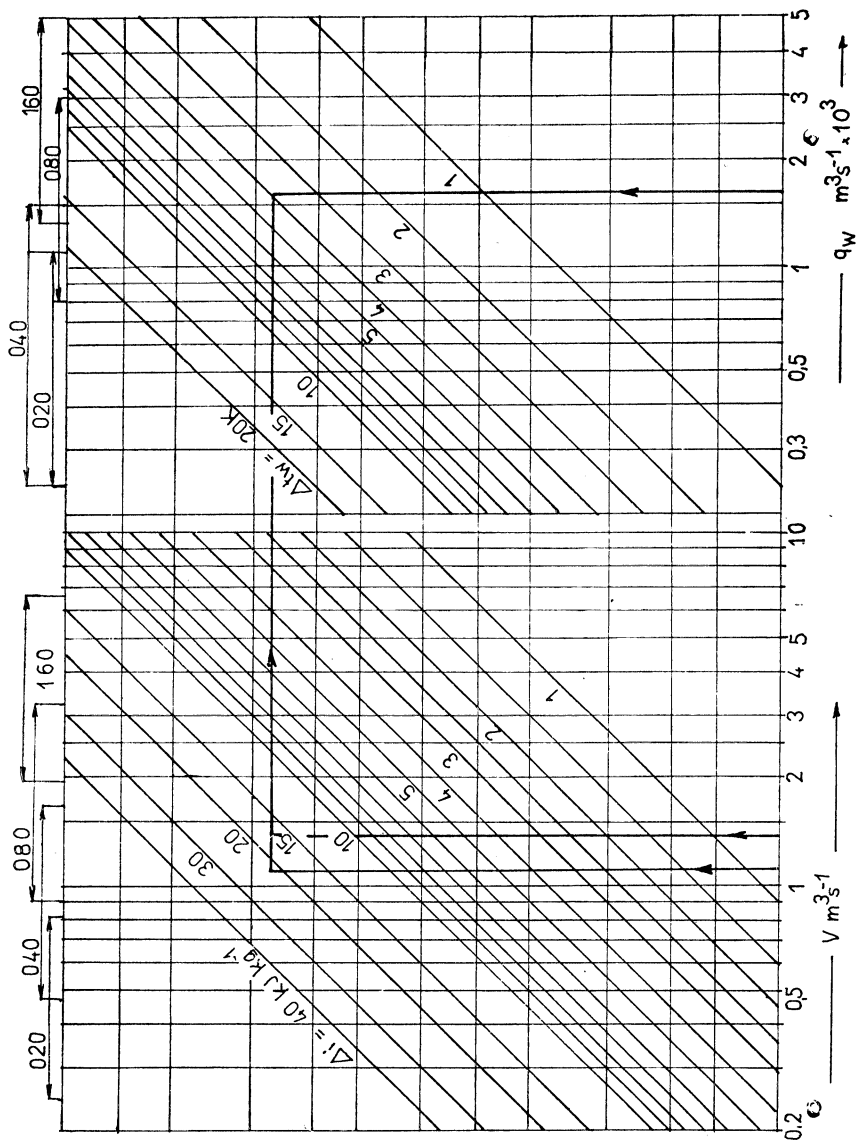
kde M — $\rho \cdot V$ — hmotnostní průtok vzduchu [kg s^{-1}],
 ρ — měrná hmotnost vzduchu [kg m^{-3}],
 V — objemový průtok [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$],
 A — index označující veličiny odváděného vzduchu,
 E — index označující veličiny přiváděného vzduchu,
 w — index označující veličiny protékající vody.



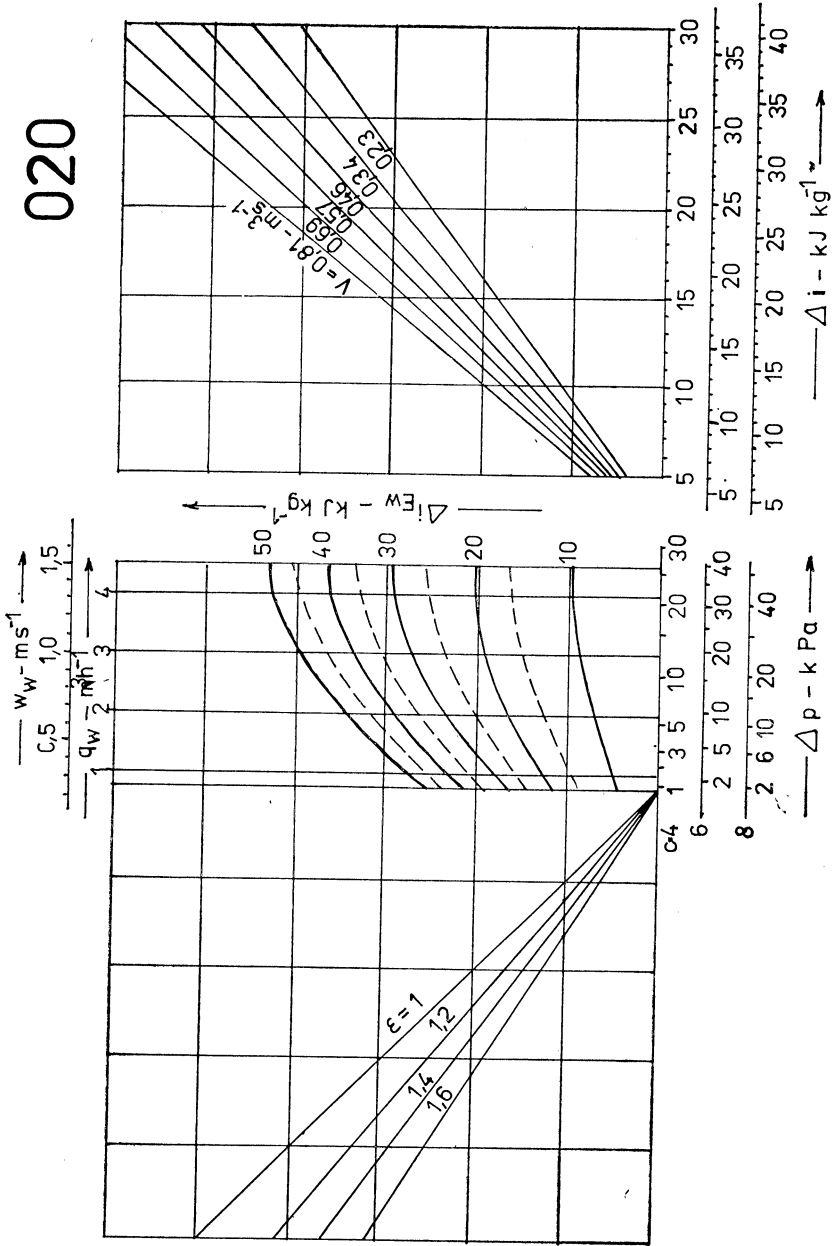
Obr. 1. Průběh teploty vzduchu a vody

Porovnáme-li hodnoty vypočtené podle (1) s hodnotami uvedenými v diagramech PN zjistíme, že by bylo nutno prodloužit délku vodních cest výměníkem, aby bylo možno dosáhnout u vody většího teplotního rozdílu než je zvykem u chladičů. Je pravděpodobné, že se u speciálního dílu pro rekuperaci bude muset použít i zvláštního propojení trubek ve výměníku. Zatím je nutno používat vyráběné díly a tím i stávající zapojení vodních cest dílů KDKN. Z předešlého je zřejmé, že u standardních výměníků nelze dosáhnout rovnosti tepelných kapacit jednotlivých médií. Neuvažujeme-li vliv protínárazové regulace, je tepelný diagram okruhu deformován z ideálního tvaru na tvar znázorněný v obr. 1.

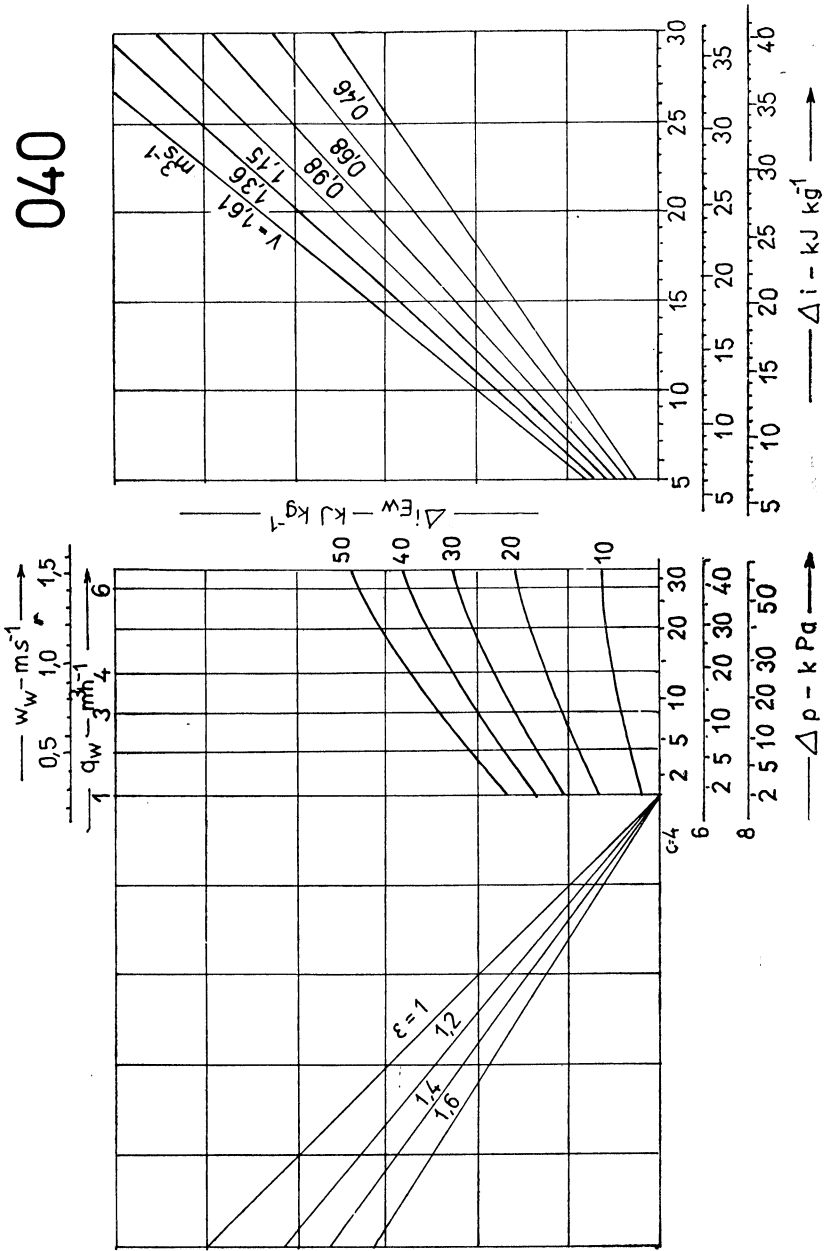
V daném případě jsou rozdíly teplot ΔA a ΔE menší než v idealizovaném případě, neboť rozdíl teplot Δt_w je menší než v idealizovaném případě. To znamená, že i zisk tepla bude u tohoto okruhu menší než dosažitelný. U výměníku odváděného vzduchu se projeví vliv zvýšením přenosu tepla kondenzací vlhkosti na povrchu teplosměnných ploch na rozdílnost účinností přenosu tepla mezi vzduchem a vodou. Z hlediska vhodnosti zapojení vodních cest dílů KDKN pro ZZT je nutno ve všech případech volit způsob zapojení označený v katalogu č. 1. Tento způsob zapojení má vždy delší cestu průtoku vody než zapojení č. 2, a proto lze při jeho použití dosáhnout větších rozdílů teplot u teplotnosné kapaliny a tím i vyšších účinností okruhu ZZT.



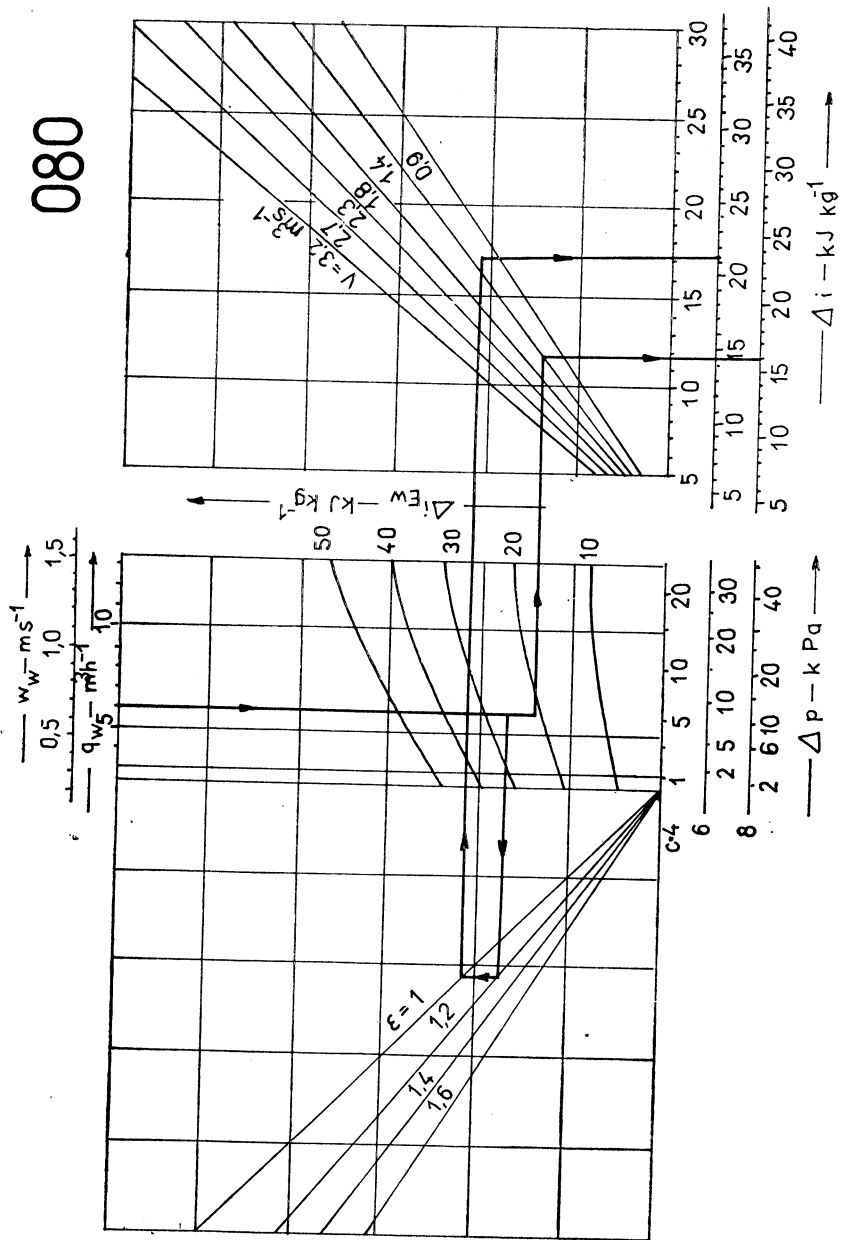
Obr. 2. Závislost hodnoty veličin vzduchu a vody u výměníků



Obr. 3. Výkon dílu KDKN-020

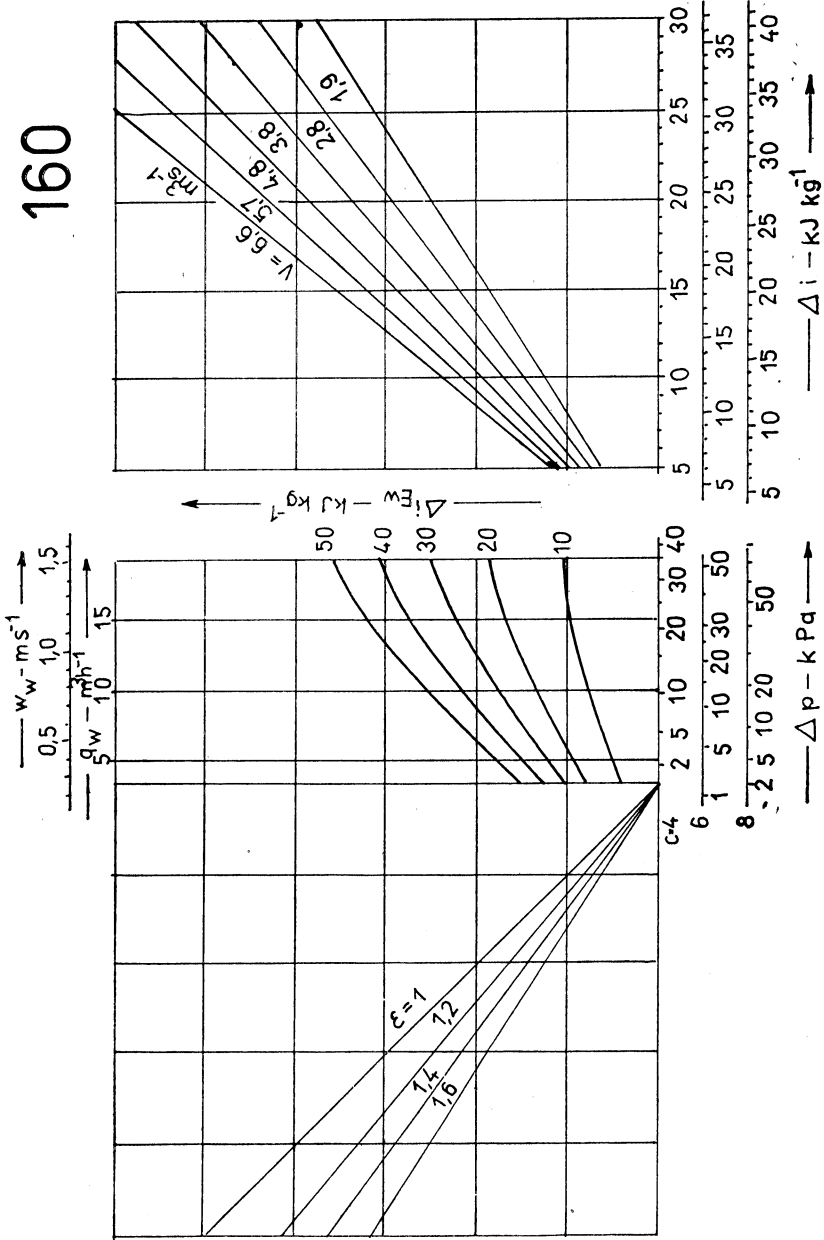


Obr. 4. Výkon dílu KDKN-040



Obr. 5. Výkon dílu KDKN-080

160



Obr. 6. Výkon dílu KDKN-160

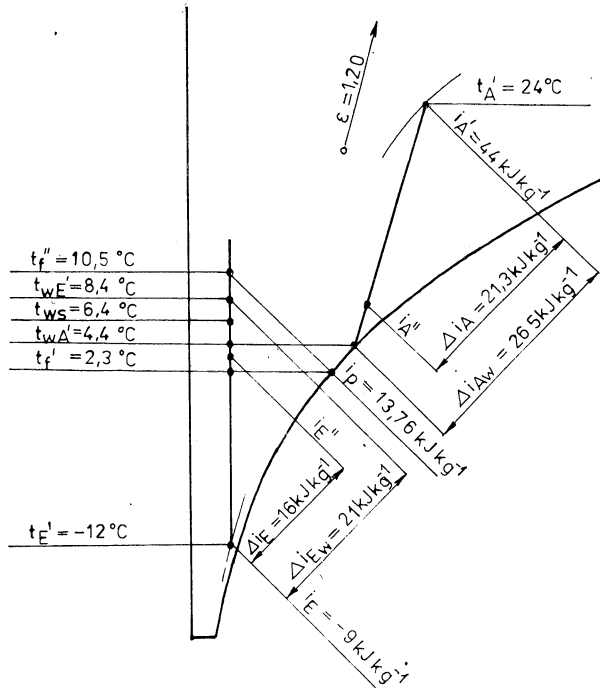
Návrh okruhu ZZT z dílů KDKN

Při návrhu okruhu ZZT se postupuje smíšenou graficko-početní metodou. K dispozici jsou následující podklady:

- Vztah mezi průtoky vzduchu, příslušnými rozdíly entalpií vzduchu, průtoky vody s příslušnými rozdíly teplot u protékající vody. Tyto závislosti jsou vyneseny v diagramu na obr. 2. Jsou zde též vyznačené doporučené průtoky vzduchu a vody pro velikosti dílů KDKN 020, 040, 080 a 160 v zapojení č. 1.
- Čtyři diagramy na obr. 3 až obr. 6 s tepelnými charakteristikami dílů KDKN při zapojení č. 1. Diagramy umožňují stanovení přenosu tepla při ohřevu bez kondenzace vlhkosti na povrchu výměníku a při kondenzaci u chladičů, kde se využívá hodnot ε odečtených z $i-x$ diagramu.
- Pro stanovení stavů vzduchu je nutno použít $i-x$ diagramu vlhkého vzduchu.

Postup návrhu

Nejprve stanovíme střední teplotu vody ze vstupních údajů o stavech a průtocích odváděného a přiváděného vzduchu. Střední teplota vody se zjistí jako střední teplota mezi dvěma fiktivními teplotami, které získáme v $i-x$ diagramu jako průsečíky následujících přímk a křivek (obr. 7). Horní fiktivní teplotu získáme jako prů-



Obr. 7. Příklad znázorněný v $i-x$ diagramu

sečík přímky $x_E' = \text{konst.}$ a hodnoty průměrné entalpie i_p . Dolní fiktivní teplotu získáme jako průsečík křivky nasyceného vzduchu $\varphi = 1$ a hodnoty průměrné entalpie i_p . Hodnota průměrné entalpie i_p je dána výrazem:

$$i_p = \frac{i_A \cdot M_A + i_E \cdot M_E}{M_A + M_E} \quad [\text{kg kJ}^{-1}] \quad (2)$$

Střední teplota vody se stanoví z výrazu:

$$t_{ws} = \frac{t_f'' + t_f'}{2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (3)$$

Následuje odhad rozdílu teplot vody před a za výměníkem. Tím se stanoví vstupní teplota vody do výměníku přívodního vzduchu a vstupní teplota vody do výměníku odváděného vzduchu. V diagramech 3 až 6 se pro vstupní rozdíl entalpií vzduchu odpovídající nalezeným teplotám najdou dosažitelné rozdíly ohřevu a ochlazení u obou výměníků. Na diagramu obr. 2 se provede kontrola rozdílu teplot vody Δt_w příslušného průtoku vzduchu, rozdílu entalpií vzduchu a zvoleného průtoku vody. Dojde-li k rozdílu mezi předem zvoleným rozdílem teplot vody a hodnotami zjištěnými z diagramu obr. 2, musí se celý postup opakovat.

U vyšších vlhkostí a entalpií odváděného vzduchu, kde je nutno uvažovat s vlivem kondenzace vody na straně odváděného vzduchu, je nutno stanovit graficky v diagramech 3 až 6 zvýšení přenosu tepla pomocí hodnot ϵ odečtených z $i-x$ diagramu. Odečet se provádí pro spojnici mezi stavem odváděného vzduchu a teplotou vody na mezi sytosti.

Omezující faktory návrhu

Omezujícím faktorem je požadavek zabránit namrzání kondenzátu u výměníku pro odváděný vzduch. Znamená to zabránit, aby vstupní teplota kapaliny do výměníku klesla pod 0°C . Je-li návrh zařízení takový, že ani při nejhlubších mrazech nedojde k poklesu teploty vody vystupující z výměníku pro přiváděný vzduch pod 0°C , pak navržený systém je poddimenzován a nevyužívá se optimálně teoreticky získatelná část tepla z odváděného vzduchu. Naproti tomu se zabraňuje vstupu vody s teplotou nižší než je 0°C do výměníku pro odváděný vzduch protínámrazovou regulací. Nejčastější způsob je přimíchávání výstupní vody z výměníku o teplotě t_{wA}'' do vody o teplotě t_{wE}'' vystupující z výměníku E . Jde o umělé snižování tepelné účinnosti okruhu při velmi nízkých venkovních teplotách. Hodnotu entalpie přiváděného venkovního vzduchu, při které poklesne výstupní teplota kapaliny z výměníku pro přiváděný vzduch pod 0°C stanovíme přibližně z výrazu:

$$i_{E0} = \frac{i_p \cdot (M_A + M_E) - i_A \cdot M_A}{M_E} \quad [\text{kJ kg}^{-1}] \quad (4)$$

U entalpií venkovního vzduchu nižších než je vypočtená musí být v provozu protínámrazová ochrana. Současně se předpokládá blokování chodu ventilátoru, čerpadla a otevření klapek.

Energetický a ekonomický přínos

Energetický přínos můžeme stanovit z diagramu, jehož konstrukce je popsána v [1]. Vyjadřuje vztah mezi výstupní a vstupní teplotou přiváděného vzduchu ve výměníku a mezi tepelnými výkony tohoto výměníku a teplotou venkovního vzduchu. Při použití tohoto diagramu je nutno mít k dispozici odhad četností jednotlivých venkovních teplot a průběh provozu větracího nebo klimatizačního zařízení. Dále je nutno znát všechny údaje o investičních a provozních nákladech zařízení. Jde o záležitost komplikovanou přesahující možnosti tohoto příspěvku. Pro hrubý odhad lze použít metodu vycházející z denostupňové metody při několika následujících zjednodušujících předpokladech.

- Teplota odváděného vzduchu nepřesahuje 25 °C a 50 % vlhkost.
 - Je znám počet dní, kdy během otopné sezony je nutno dohřívát venkovní přiváděný vzduch — Z [den].
 - Pro toto období je známa průměrná teplota venkovního vzduchu — $t'_{\text{Estř.}}$ [°C].
 - Je známa denní provozní doba větracího nebo klimatizačního zařízení — z [h].
- Potřebné teplo pro ohřátí vzduchu za otopnou sezonu je dáno výrazem:

$$Q_{\text{TV}} = Z \cdot z \cdot W_{\text{E}} \cdot (t''_{\text{Emin.}} - t'_{\text{Estř.}}) \quad [\text{kJ/rok}] \quad (5)$$

Uspořené teplo zařízením ZZT je dáno výrazem:

$$Q_{\text{U}} = Z \cdot z \cdot M_{\text{E}} \cdot \Delta i_{\text{E}} \frac{i'_{\text{A}} - i'_{\text{Estř.}}}{i'_{\text{A}} - i'_{\text{E}}} \quad [\text{kJ/rok}] \quad (6)$$

Podrobný ekonomický a energetický rozbor by vyžadoval použití výpočetní techniky, což pro své případy zajišťuje projekce Janka Radotín.

Příklad výpočtu

Odváděný vzduch:

průtok $V_{\text{A}} = 1,2 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$
 teplota $t'_{\text{A}} = 24 \text{ °C}$
 vlhkost $\varphi'_{\text{A}} = 0,4$
 hmotnost $\rho'_{\text{A}} = 1,15 \text{ kg m}^{-3}$

Přiváděný vzduch:

$V_{\text{E}} = 1,4 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$
 $t'_{\text{E}} = -12 \text{ °C}$
 $\varphi'_{\text{E}} = 0,9$
 $\rho'_{\text{E}} = 1,31 \text{ kg m}^{-3}$

Požadovaná teplota přiváděného vzduchu $t_{\text{Emax.}} = 16 \text{ °C}$.

— Zjistíme hodnotu střední entalpie:

$$i_{\text{p}} = \frac{44 \cdot 1,2 \cdot 1,15 - 9 \cdot 1,4 \cdot 1,31}{1,2 \cdot 1,15 + 1,4 \cdot 1,31} = 13,76 \text{ kJ kg}^{-1}$$

— Střední teplota vody:

$$t_{\text{ws}} = \frac{10,5 + 2,3}{2} = 6,4.$$

— Odhadneme rozdíl teplot vody v okruhu asi na 4 °C. Vstupní teplota vody do výměníku přiváděného vzduchu je tedy 8,4 °C a vstupní teplota vody do výměníku odváděného vzduchu 4,4 °C. Vstupní rozdíl entalpií vzduchu a vody do výměníku přiváděného vzduchu $\Delta i_{\text{Ew}} = 12 - (-9) = 21 \text{ kJ kg}^{-1}$. Z diagramu 5 pro velikost KDKN 080 odečteme při průtoku vody $6 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ pro osmiřadý výměník $\Delta i_{\text{E}} = 16 \text{ kJ kg}^{-1}$. Z diagramu na obr. 2 pro průtok vzduchu $1,4 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ rozdíl entalpií 16 kJ kg^{-1} je při průtoku $6 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ rozdíl teplot vody $\Delta t_{\text{w}} = 4 \text{ °C}$, což vyhovuje předpokladu. U výměníku odváděného vzduchu pro vstupní entalpii odváděného vzduchu 44 kJ kg^{-1} a vstupní teplotu vody 4,4 °C je vstupní rozdíl entalpií

$\Delta i_{Aw} = 26,5 \text{ kJ kg}^{-1}$. Potřebný rozdíl entalpií odváděného vzduchu před a za výměníkem je dán výrazem:

$$\Delta i_A = 16 \cdot \frac{1,834}{1,38} = 21,3 \text{ kJ kg}^{-1}$$

Tomuto požadavku vyhovuje šestiřadý výměník KDKN 080 při průtoku vody $6 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.

— Kontrola teploty vody, při které musí být výkon omezen: Stanovíme příslušnou entalpii venkovního vzduchu

$$i_{E0} = \frac{13,76 \cdot 3,214 - 60,72}{1,834} = -8,99 \text{ kJ kg}^{-1}$$

znamená to, že nutnost použití protinámrazové regulace nastává při $-12 \text{ }^\circ\text{C}$. Z hlediska vhodnosti návrhu je zařízení na hranici poddimenzování. Toto je však dáno omezenou vhodností výměníků.

— Tlaková ztráta při průtoku vody je u výměníku A 9 kPa a u výměníku E 12 kPa .

— Potřebné teplo k ohřátí větracího vzduchu:

$$Q_{TV} = 150 \cdot 12 \cdot 1,834 \cdot (16 - 3) = 42\,916 \text{ kJ/rok}$$

— Uspořené teplo zařízením ZZT:

$$Q_U = 150 \cdot 12 \cdot 1,834 \cdot 16 \cdot \frac{44 - 10}{44 - 9} = 33\,884 \text{ kJ/rok}$$

Závěr

Chladicích dílů KDKN je možno použít k návrhu zařízení pro zpětné získávání tepla z odváděného vzduchu.

Pro dosažení vyšších účinností systému by bylo nutno prodloužit vodní cesty výměníků, aby se dosáhlo větších diferencí teplot u vody i za cenu zvětšení tlakových ztrát.

Diagramy jsou vypracovány pro vodu. Při použití glykolové směsi se zvyšují tlakové ztráty u průtoku kapaliny a snižuje výkon výměníku [1]. Pokud je u zařízení instalováno blokování klapek ve vzduchovodech, chodu ventilátorů a chodu oběhového čerpadla při zimním provozu, není nutno používat vysokých koncentrací glykolu.

LITERATURA

- [1] *Srnka J.*: Projekční podklady pro okruhy ZZT. Klimatizace Janka Radotín 1979, 26—27, příloha.
- [2] *Chyský J., Opll L.* a kol.: TP—31 „Větrání a klimatizace“. SNTL Praha 1973.
- [3] Podniková norma 127439, Kovona Karviná, 1980.
- [4] Konstrukční a technologické podklady dílů KDKN.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ ЧАСТЕЙ КДКН ДЛЯ РЕКУПЕРАЦИИ ТЕПЛА

Инж. Зденек Лерл

В статье описывается способ использования холодильных частей КДКН из п. п. Ковона Карвина в системе для рекуперации тепла из отсасываемого воздуха вентиляционного оборудования. Одновременно приводятся недостатки стандартных холодильников и описываются конструктивные переделки, которые ведут к повышению теплового коэффициента полезного действия системы.

UTILIZATION OF COOLING SECTIONS KDKN FOR HEAT RECUPERATION

Ing. Zdeněk Lerl

Mode of application of cooling sections KDKN manufactured in Kovona Karviná works for systems of heat recuperation from exhaust air is described in the article. Disadvantages of standard coolers are discussed as well and possibilities of construction improvement making for better thermal efficiency of the system are pointed out there.

AUSNUTZUNG DER KÜHLTEILE KDKN ZUR WÄRMERÜCKGEWINNUNG

Ing. Zdeněk Lerl

Man beschreibt eine Ausnutzungsweise der im VEB Kovona Karviná hergestellten Kühlteile im System der Wärmerückgewinnung aus der abgeführten Luft einer Lüftungsanlage. Gleichzeitig werden die Nachteile der Standardkühler eingeführt und man macht aufmerksam auf die Möglichkeiten der Konstruktionsadaptationen, die zur Erhöhung des Wärmewirkungsgrads eines Kreises führten.

UTILISATION DES PARTIES DE REFRROIDISSEMENT KDKN POUR LA RECUPERATION DE LA CHALEUR

Ing. Zdeněk Lerl

Dans l'article présenté, on décrit le mode d'une utilisation des parties de refroidissement KDKN fabriquées dans l'entreprise nationale KOVONA KARVINÁ en système de récupération de la chaleur de l'air sortant d'une installation de ventilation. Simultanément, on présente les désavantages des refroidisseurs standards et aussi on appelle l'attention sur les possibilités des adaptations de construction qui donneraient lieu à l'élévation du rendement thermique d'un circuit.

● Chladnička dodává teplou vodu

Příspěvek k úspoře energie přinesla i fa. AEG-TELEFUNKEN. Její nová chladnička ARCTIS 375 GS/WR o obsahu 324 litrů, využívá odpadní teplo, které by jinak unikalo bez užítku. Má speciální kondenzátor, který je spojen s třicetilitrovým zásobníkem vody. Voda se v zásobníku odpadním teplem může při vstupní teplotě 15 °C ohřát až na 55 °C, při střední spotřebě 75 l za 24 hodin, což znamená, že se za tuto dobu ušetří asi 3,5 kWh elektrické energie. Při větší spotřebě teplé vody je třeba přidavné ohřívání.

CCI 2/81

(Ku)

● Vyústky se zabudovanými filtry

Vyústky, které kromě distribuce vzduchu současně splňují požadavek jeho filtrace, uvedla na trh fa. Luwa. Jsou určeny pro instalaci všude tam, kde jsou kladeny zvýšené nároky na čistotu přiváděného nebo i odváděného vzduchu.

Podle situace může jedna taková vyústka osazená buď jemným nebo absolutním filtrem vyčistit až 2500 m³/h vzduchu.

Do přípojovacího nástavce vyústky lze zabudovat i vzduchotěsnou, pneumaticky ovládanou uzavírací klapku, která při výpadku zařízení automaticky uzavře průchod vzduchu a tím zamezí zpětné proudění a tedy i kontaminaci nebo umožňuje výměnu filtru za chodu zařízení.

CCI 2/81

(Ku)

POZNÁMKY K MĚŘENÍ SPOTŘEBY TEPLA V BYTECH

Ing. JIŘÍ CIKHART, CSc.

Výzkumný ústav energetický, Praha

Průspěvek informuje o problémech, spojených s využíváním měřidel pro spotřebu tepla v bytech. Jsou uvedeny výhody a nevýhody jednotlivých měřidel a kriticky hodnoceny jejich údaje jako podklad pro stanovení poplatků za otop. Závěrem se uvádí, že při hromadném nasazení měřidel bude nutno upravit řadu čs. předpisů.

Recenzoval: Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.

Poznámky k měření spotřeby tepla v bytech

V usnesení předsednictva vlády ČSSR č. 292/1980 z 18. 12. 1980 se ukládá mimo jiné:

- připravit úpravy příslušných právních předpisů tak, aby byly vytvořeny podmínky pro povinné účtování tepla a teplé vody podle skutečné spotřeby u nové bytové výstavby od r. 1983 a u stávající bytové zástavby od r. 1987,
- koordinovat práce na dořešení problematiky využívání měřicí a regulační techniky pro měření, regulování a hodnocení spotřeby paliv a energie.

V rámci těchto úkolů mají být navrženy i podmínky pro hromadné uplatnění odpařovacích poměrových měřidel na jednotlivých otopných tělesech, způsob zajištění jejich odečtu, vyhodnocení spotřeby tepla jednotlivých odběratelů a fakturace této spotřeby.

Zásobování národního hospodářství teplem na sebe váže v současné době více než 40 % prvotních energetických zdrojů spotřebovávaných v ČSSR. Z tohoto důvodu je naprosto logický požadavek, aby se spotřebovávané teplo měřilo stejně jako jiné formy energie (elektřina nebo plyn).

Měření spotřeby tepla je však spojeno s problémy, které nemají obdoby při žádných jiných měřeních energie a které způsobují, že toto odvětví měřicí techniky zůstává stále ještě na poměrně nízkém vývojovém stupni.

Teplu je možno měřit mnoha metodami a na nich založenými přístroji, jejichž cena roste se stoupajícími požadavky na přesnost měření. Proto platí pro měření tepla ještě více než v jiných oborech měřicí techniky, že je třeba uvážít technické požadavky z ekonomického hlediska, aby náklady na měření vynaložené byly v rozumném poměru k užítku, jehož lze měřením dosáhnout.

Při rozhodování pro určitý typ měřicího přístroje je nutno si ujasnit, čeho má být mě-

řením dosaženo. Požaduje-li se přesné měření spotřebovaného tepla, je nutno použít měřiče kalorimetrického. Takový měřič je však poměrně složitý a drahý přístroj.

Máme-li naproti tomu na mysli měření, jehož cílem je pouze rozdělení nákladů na teplo spotřebované v jednom objektu, např. jednotlivými uživateli bytů, je problém jednodušší, protože půjde o měření poměrných hodnot. Těmto typům měřidel se říká měřidla poměrová, proporcionální nebo bodová.

Kalorimetrické měřiče je možno rozdělit na tyto hlavní skupiny:

1. Měřiče mechanické.
2. Měřiče elektrické.
3. Měřiče založené na objemovém měření kondenzátu (parní soustavy).

Podstatou konstrukce kalorimetrických měřičů je u vodních soustav integrace součinu průtočného množství vody v daném čase a příslušného rozdílu teplot na vstupu a výstupu ze soustavy.

Mechanické měřiče měří průtok vody obvykle vodoměry, rozdíl teplot pak mechanickými kapilárovými teploměry. K neznámějším měřidlům mechanickým patří výrobky firem: Aquametro, Pollux, Bopp a Reuther, Samson, Chirana atd.

Měřiče elektrické využívají k měření teplotního rozdílu elektrických teploměrů (odporových nebo termočlánků). K měření průtoku vody používají měřidel rychlostních nebo průřezových. Do této skupiny patří i Nopacalor vyráběný v ČSSR v ZPA Nová Paka, ze zahraničních pak výrobky firem Siemens, Kent, Schinzel.

Všechny uvedené přístroje jsou poměrně velmi přesné, čemuž ovšem odpovídá i jejich cena. Proto se jich používá pro skupinové měření v předávacích stanicích, případně na vstupech do teplem zásobovaných objektů.

Přístroji u kalorimetrickém principu je v podstatě možno použít i pro měření spotřeby

tepla v jednotlivých bytech, bylo by však nutno splnit dvě základní podmínky:

- podstatné zlevnění měřicího přístroje,
- vytvoření horizontálních bytových otopných soustav.

Pro bytové měření spotřeby tepla se proto používá buď zjednodušených kalorimetrických metod nebo měřičů rozdělí.

Zjednodušené kalorimetrické metody se rovněž uplatňují tam, kde je otopná soustava vytvořena jako horizontální a samostatná pro jednotlivé byty. V těchto případech je možno usuzovat na velikost odběru tepla např. podle údaje vodoměru vynásobeného průměrným výpočtovým ochlazením vody nebo z údaje doby, po níž zůstane otevřen solenoidový ventil zařazený do bytové přípojky.

U dvoutrubkových soustav se spodním rozvodem, které se v převážné míře provozují v ČSSR je zatím jedinou možností pro měření bytové spotřeby tepla využití poměrových radiátorových měřidel. Podle principu měření je možno poměrová měřidla rozdělit na:

1. Měřiče termočláňkové,
2. Měřiče odpařovací a) zavřené,
b) otevřené,
3. Měřiče s odporovými teploměry.
4. Měřiče na jiných principech.

Měřidel na termočláňkovém principu byla vyrobena celá řada. Patřil mezi ně i v ČSSR vyvinutý měřič tepla Calom, jehož výroba byla však před lety zastavena.

Odpařovací měřiče patří mezi nejrozšířenější. Používá se jich zejména ve skandinávských zemích a v NSR. Mezi nejlepší výrobky tohoto druhu patří měřiče Brunata (NSR). Ze zemí RVHP se vyráběla odpařovací měřidla v NDR.

Ze skupiny měřidel s odporovými teploměry je možno uvést francouzský měřič Topart a z poslední skupiny měřidel švýcarský měřič Caldiv, který pracuje na principu trvalé deformace a únavy pásku ze slitiny hliníku, mědi a zinku.

Při použití všech měřičů rozdělí hrají velmi důležitou úlohu tarifiční opatření a v neposlední řadě i cena dodávaného tepla. Pro účtování nákladů spotřebiteli se užívá děleného tarifu se stálou a proměnnou složkou. Stálá složka nákladů ve výši 40—60 % se platí bez ohledu na množství skutečně odebraného tepla a je vlastně platem za pohotový výkon zdroje tepla, rozvodu tepla a otopné soustavy. Tato složka kromě mezd obsluhujícího personálu zahrnuje i tepelné ztráty vznikající při výrobě a dopravě tepla.

Proměnná složka ve výši 60—40 % zahrnuje náklady na skutečně odebrané teplo a spotřebitel ji může ovlivnit otevíráním a zavíráním armatur na otopných tělesech.

Při řešení tarifních otázek je však nutno řešit ještě další problémy. Na rozdíl od elektřiny nebo plynu, které slouží při vaření a osvětlení výhradně pro potřebu jednoho bytu, teplo se šíří z bytu, do něhož bylo dodáno, i do ostatních prostor domu prostupem tepla vnitřními příčkami. Z hlediska tepelných ztrát i příkonu tak tvoří vytápěná budova jeden nedílný celek.

Tepelné ztráty a tím i potřeba tepla jsou z jednotlivých třeba stejně velkých bytů v jedné budově značně rozdílné. Záleží přitom na podlaží, orientaci vzhledem k světovým stranám, na tom, je-li místnost řadová nebo rohová nebo sousedí-li s nevytápěnými prostrami, jakými jsou např. sklepy.

Za těchto okolností by nebylo ani účtování podle skutečně odebraného tepla spravedlivé, protože by postihovalo ty spotřebitele, kteří objektivně potřebují pro dosažení stejné tepelné pohody při stejných vytápěných podlahových plochách větších množství tepla (větší otopná tělesa). Ideální případ by nastal pouze tam, kde by měly všechny byty stejnou měrnou tepelnou ztrátu. Protože tomu tak ve skutečnosti není, nebylo by správné násobit údaj poměrového měřidla v dílcích velikostí otopného tělesa.

Účtuje-li se poplatek za vytápění bez měření tepla spotřebovaného v jednotlivých bytech, bere se jako měřítko úhrn vytápěné podlahové plochy bytu. Tak hradí uživatelé výhodněji položených bytů část nákladů za uživatele těch bytů, které mají pro svou méně výhodnou polohu větší spotřebu tepla. Spotřebitelé se tak v jednom objektu dělí o náklady na vytápění, jako by jimi užívané místnosti měly stejnou měrnou tepelnou ztrátu.

Tuto zásadu je možno respektovat i při účtování nákladů při měření poměrovými měřidly. Údaj měřidla v dílcích se násobí velikostí vytápěné podlahové plochy a tento součin je pak základní fakturační jednotkou.

Velmi častou námitkou proti poměrovým měřidlům je, že zejména uživatelé vnitřních, ze všech stran chráněných bytů, mohou zcela odstavit svá otopná tělesa a dát se vytápět teplem sousedních bytů, které prostupuje dělicí příčkou, aniž by jejich poměrová radiátorová měřidla ukázala nějaký údaj v dílcích. Tuto námitku zcela eliminuje nový systém měřiče HEIKOZENT vyvinutý firmou AEG Telefunken.

Všechny až dosud popsané přesné elektrické měřiče jsou nutně spojeny se zásahem do potrubí (instalace průtokoměru) a hodí se většinou pouze pro skupinové měření větších tepelných výkonů. Systém HEIKOZENT firmy AEG Telefunken je založen na principu, že tepelný výkon otopného tělesa je dán především velikostí teplosměnné plochy tohoto tělesa a teplotou ve vytápěné místnosti. Měření teplotního rozdílu se provádí pomocí termočláňku, jehož jeden konec je upevněn na otopném tělese, druhý pak ve vnitřní stěně vytápěné místnosti poblíž otopného tělesa. To, že měření vnitřní teploty bylo umístěno do stěny vytápěného prostoru, bylo motivováno tím, aby se zneškodnilo úmyslné ovlivnění měřené vnitřní teploty.

V přípojovací krabici porovnávacího čidla upevněného ve zdi se provádí vyhodnocení měřicího napětí např. podle jmenovitého tepelného výkonu otopných těles, vytápěné podlahové plochy nebo jiných kritérií. Měřicí napětí příslušející jednotlivým otopným tělesům, která jsou v příslušném bytě zapojena (elektricky) za sebou, se sčítají a vedou do měřicí elektro-

niky, kde se výsledné napětí převádí na jemu úměrný počet impulsů.

Každý impuls pak odpovídá určité spotřebě tepelné energie. Impulzy každého měřiče se pak sčítají v ústředně, kde se zaznamenávají jako spotřeba jistého množství tepla. Tato ústředna rovněž zajišťuje napájení i dozor nad všemi měřicími systémy.

K měření prostupu tepla mezi dvěma sousedními byty jsou z obou stran společných dělicích stěn zabudována čidla pro měření prostupu tepla, která jsou zapojena do měřících obvodů jednotlivých bodů. V tomto čidle je opět zabudován termočlánek, který dává napětí přímo úměrné teplotnímu gradientu ve stěně. Pomocí vyhodnocení, které respektuje tepelnou vodivost stěny a její plochu, dostaneme výsledné napětí odpovídající teplu, jež stěna danému prostoru dodává nebo naopak odebírá.

Podle směru prostupu tepla se toto napětí na vstupu do měřící elektroniky přičítá nebo odečítá od napětí vyvozeného čidly na otopných tělesech.

Pokud jde o umístění čidel, ukazuje se, že při měření povrchové teploty otopného tělesa je nevhodnější umístit čidlo asi o 10 % výšky otopného tělesa nad jeho střed. Odchyłka od přesné hodnoty tak nepřevyšuje 4 %.

Porovnávací čidlo měřící teplotu vnitřní stěny se musí umístit dále od spojnice vnitřní a venkovní stěny, aby snímaná teplota nebyla ovlivňována vyšší venkovní teploty. Ukázalo se, že odchyłka naměřeného hodnoty od skutečné hodnoty je menší než 0,5 °C v případě, je-li měřící místo vzdáleno od venkovní stěny přinejmenším o tloušťku vnitřní příčky.

Čidlo na měření teploty otopného tělesa se hodí pro litinové i ocelové radiátory, deskové nebo trubkové otopná tělesa a dokonce i pro konvektory, pokud nejsou na straně vzduchu regulovány klapkou nebo ventilátorem. U radiátorů se vystačí s jedním čidlem až do 3 m délky nebo do 50 článků.

Systémem HEIKONZENT se dá měřit nejen tepelný výkon otopného tělesa, ale i množství tepla, které jeden byt dává nebo získává od sousedního bytu prostupem tepla společnou dělicí stěnou.

Přesnost vlastního měřicího přístroje je asi 2 % a znamená rozdíl v naměřené hodnotě, které mohou nastat při použití většího počtu měřících přístrojů v jinak stejných podmínkách. Tato přesnost udává vlastně kvalitu elektronického přístroje.

Přesnost systému ovlivňuje jednak tvar otopného tělesa, jednak jisté kolísání součinitelů přestupu tepla při extrémně vysokých nebo extrémně nízkých povrchových teplotách otopných těles.

Nejistota nebo relativní nepřesnost naměřených hodnot při různých provozních podmínkách je obecně menší než $\pm 10\%$, přičemž se tyto extrémní chyby v průběhu roku do značné míry vzájemně kompenzují. Nejistota, s níž se náklady rozdělí na jednotlivé nájemníky, může v nejhorším případě dosáhnout shora uvedené hodnoty pro přesnost systému. Při provozních měřeních, která v roce 1978

proběhla v NSR, se ukázalo v praxi, že chyby při rozdělení nákladů byly ve všech případech menší než 5 %.

Systém HEIKONZENT vyvinutý AEG Telefunken má oproti dosud užívaným zjednodušeným metodám měření bytové spotřeby tepla značné výhody. Systém je plně elektronický, nevyžaduje žádnou údržbu a umožňuje ústřední registraci a evidenci spotřeby tepla v jednotlivých bytech. Jeho vysoká přesnost je na úrovni přesných kalorimetrických měření velkoodběrů a skupinových odběrů tepla. Jednoduché ukazovací zařízení umožňuje každému uživateli bytu, aby si v praxi ověřil, jaký vliv má způsob vytápění a větrání, na který si zvykl, na spotřebu tepla a tím i na náklady za vytápění. Tím se také kladně ovlivňují snahy o racionalizaci spotřeby tepelné energie.

Měření spotřeby tepla v jednotlivých bytech musí být nutně spojeno i s možnostmi individuální regulace této spotřeby. Měření samo o sobě by totiž nemělo žádný smysl, kdyby spotřebitel neměl možnost řídit si spotřebu podle vlastního uvážení. K tomuto účelu ovšem nepostačují obvyklé dvojitěregulační armatury na otopných tělesech, s nimiž velmi často nelze vůbec manipulovat. Bude však velmi účelné vybavit měřené soustavy termostatickými ventily na otopných tělesech, které spotřebiteli umožní nastavení tlumeného provozního režimu v době, kdy se bude zdržovat mimo svůj byt.

Aby mohly být termostatické radiátorové ventily hromadně navrhovány a hospodárně využívány, musejí dostat především projektanti ústředního vytápění návod, jak tyto ventily mají být navrhovány a v kombinaci s jakým zařízením se mohou ekonomicky uplatnit.

Zásadním pravidlem by zde mělo být, že termostatické ventily musejí být navrženy a namontovány na všechna otopná tělesa dané soustavy, nikoliv pouze na její část. Pokud by jimi byla totiž osazena pouze část otopné soustavy docházelo by při jejich uzavírání k tomu, že částí soustavy bez termostatických ventilů by procházelo větší množství vody, než odpovídá výpočtovému stavu. Při uzavírání termostatických ventilů by tak docházelo k přesouvání ušetřené energie na tu část soustavy, která těmito armaturami nebyla vybavena a ekonomický efekt by byl v porovnání s možnostmi nepatrný.

Při vazbě termostatických ventilů na ústřední regulační zařízení v předávací stanici je nutno používat regulátorů, které řídí pouze teplotu přívodní vody v závislosti na venkovní teplotě, nikoliv střední teplotu otopné vody.

Hromadné nasazení měřicí a regulační techniky do jednotlivých bytů si samozřejmě vyžadá i změny a doplňky stávajících vyhlášek, směrnic, ČSN a po případě i dalších právních předpisů. Zde půjde především o

- vyhlášku FMTIR o měření a regulaci dodávky tepla z centrálních zdrojů,
- vyhlášku 197/1957 Ú. l. ministerstva místního hospodářství o úplatě za ústřední vytápění a za dodávku užitkové vody,

- směrnici pro vybavení otopných soustav měřicí a regulační technikou zejména se zaměřením na správné navrhování termodynamických radiátorových ventilů,
- změnu, resp. výjimku z limitu investičních nákladů na bytovou výstavbu,
- začlenění do nového připravovaného zákona o zásobování teplem.

Z uvedeného přehledu vyplývá, že jak v oblasti technické, tak i legislativní, čeká čs. odborníky řešení řady dílčích problémů.

Измерение расхода тепла в квартирах

Инж. Йиржи Цикхарт, к. т. н.

Статья приносит информации о проблемах связанных с использованием приборов для измерения расхода тепла в квартирах. Приводятся преимущества и недостатки отдельных измерительных приборов и критически оцениваются их данные как основание для определения плат за тепло. В заключение статьи констатирует автор, что при массовом использовании таких измерительных приборов надо будет оформить ряд чехословацких постановлений.

Measurement of heat consumption in dwellings

Ing. Jiří Cikhart, CSc.

Problems connected with using of heat consumption measuring instruments in dwellings are discussed in the article. Advantages and disadvantages of the measuring instruments are described there and their data serving as a basis for determination of heating fee are critically evaluated in the article, too. In the

conclusion the author says that for mass application of the measuring instruments change of many Czechoslovak regulations will be necessary.

Bemerkungen zur Messung des Wärmeverbrauchs in den Wohnungen

Ing. Jiří Cikhart, CSc.

Der Beitrag informiert über die mit der Ausnutzung der Messgeräte für den Wärmeverbrauch in den Wohnungen verbundenen Probleme. Man führt die Vorteile und Nachteile der einzelnen Messgeräte ein und auch bewertet man kritisch ihre Angaben als eine Grundlage für die Heizkostenverteilung. Zum Schluss führt man an, dass es beim häufigen Einsatz der Messgeräte eine Reihe der tschechoslowakischen Vorschriften umzuarbeiten notwendig sein wird.

Notes à la mesure de la consommation de chaleur dans les logements

Ing. Jiří Cikhart, CSc.

L'article présenté informe des problèmes reliés à l'utilisation des instruments de mesurage pour la consommation de chaleur dans les logements. On présente les avantages et désavantages des instruments de mesurage individuels et aussi on apprécie leurs données critiquement comme une base pour la détermination des frais de chauffage. En conclusion, on fait savoir qu'il sera nécessaire d'appréter une série des règlements tchécoslovaques à l'utilisation collective des instruments de mesurage.

● Zvýšená koroze kotlů u soustav s plastickými otopnými trubkami

Při symposiu VDI o nízkoteplotních otopných soustavách, konaném v listopadu 1980 ve Stuttgartu bylo mj. též konstatováno, že u podlahových vodních otopných soustav s plastickými otopnými trubkami dochází ke zvýšené korozi vytápěcích kotlů v důsledku difúze kyslíku stěnami plastických trubek, jak bylo jednoznačně prokázáno. Výrobci těchto trubek byli vyzváni, aby ve svých podkladech uváděli hodnoty pro výpočet průniku kyslíku a doporučené inhibitory.

CCI 1/81

(Ku)

● Japonsko dává až 10 % obrátu na výzkum klimatizace

Sdružení japonských výrobců klimatizace a techniky chlazení oznámilo, že velké firmy v tomto odvětví investují do výzkumu a vývoje 5 až 10 % ročního obrátu.

V popředí jsou snahy o další zvyšování výkonnosti přístrojů při snížení spotřeby energie, zvýšení provozní spolehlivosti a prodloužení životnosti. Zvláštní pozornost je věnována i elektronické regulaci a kontrole zařízení, dalšímu rozvoji solární techniky i ostatním netradičním zdrojům energie, především využití odpadního tepla a tepelným čerpadlům.

CCI 12/80

(Ku)

PLÁNOVÁNÍ A EVIDENCE PRACOVNÍCH A ÚDRŽBÁŘSKÝCH ÚKONŮ PŘI PROVOZU KLIMATIZAČNÍCH ZAŘÍZENÍ

Ing. JIŘÍ FRÝBA

Albatros, nakladatelství pro děti a mládež, Praha

V příspěvku je uveden návod na organizaci provozu a údržby středních a větších objektů, vybavených klimatizací. Podle vlastních zkušeností navrhuje autor provozní řád, jeho zavádění a kontrolu. Hlavním článkem provozu je dispečer, jehož práva a povinnosti jsou jednoznačně stanoveny.

Recenzoval: Doc. Ing. Jaroslav Chyský, CSc.

I. Úvod

V 1. čísle 17. ročníku (1974) časopisu Zdravotní technika a vzduchotechnika byl otištěn článek s názvem Organizace provozu komfortních klimatizačních zařízení. Jako jeden z prvních příspěvků k této problematice se zabýval úvahami o současném stavu personálního vybavení provozu klimatizačních zařízení, podával základní návody k formování provozního kolektivu a zveřejnil provozní řád technologického provozu Domu dětské knihy nakladatelství Albatros v Praze.

Praxe ukázala, že informace, podané v tomto článku využili pracovníci řady provozů, kteří je přizpůsobili místním podmínkám a vytvořili si na jejich základě vlastní provozní řády.

Vývoj v oblasti provozování klimatizačních zařízení však přinesl samozřejmě další zkušenosti, jejichž souhrn se stal jakýmsi zhodnocením citovaného článku.

Proto byly modely organizace provozů a s nimi související problematiky komplexněji zpracovány v 6. sešitě pracovních podkladů pro obor techniky prostředí — Větrání a klimatizace (vyšlo v r. 1979) a zabývají se jimi i účelová skripta, která slouží jako studijní materiály, vydávané pro účastníky kursů „Provoz a údržba klimatizačních zařízení“, které každoročně pořádá Dům techniky ČSVTS.

II. Dispečink

Nejnovější směry, uplatňované v organizaci provozu a údržby přinášejí nové pomůcky pro zlepšení metodiky řízení a kontroly. Podmínkou pro jejich využití, které má velmi příznivý vliv na ustálení provozní činnosti, je však dokonale fungující dispečink, jako vyšší forma řídicího a rozhodovacího centra provozu.

Zatímco velín v původním pojetí je koncipován v podstatě jako koncentrace ovládačů a sdělovačů do uzavřeného prostoru a sloužil výhradně jen jako ovládací a kontrolní pracoviště, dispečink je skutečným řídicím centrem, které samostatně řeší, a to bez účasti vedoucího pracovníka, téměř všechny poruchové, havarijní a jiné mimořádné stavy.

Hlavními úkoly dispečinku jsou:

- a) řízení provozu klimatizačních (a ostatních souvisejících, či organizačním řádem přidružených) zařízení prostřednictvím ovládacích a regulačních systémů,
- b) shromažďování, vyhodnocování a dokumentování provozních informací v rámci celé organizační jednotky, a to prostřednictvím sdělovačů a informací, podávaných jednak pracovníky provozu, jednak všemi uživateli budovy,
- c) organizační činnost při odstraňování závad, poruch a havárií a zprostředkování příkazů a vzkazů mezi všemi provozními pracovníky.

V dalším textu je uveden jako příklad rozpis povinností dispečera opět v Domě dětské knihy nakladatelství Albatros, kde byl po vyhodnocení dosavadních zkušeností zřízen útvar celopodnikových služeb (ÚCS), který, zjednodušeně řečeno, integruje povinnosti technického provozu a hospodářské správy:

I. DISPEČER (v textu označován D)

- 1.1 Funkci dispečera zastává zkušený provozní pracovník, který absolvoval potřebné zaškolení a přezkoušení a je důkladně obeznán s řízením provozu technického zařízení jakož i s organizačními vztahy v ÚCS.
- 1.2 Dispečer je přímo podřízen vedoucímu ÚCS/2 a přímo nadřízen pracovníku v operativní službě.

- 1.3 Dispečer vykonává obsluhu dispečinku v souladu s organizační směrnici přičemž
- 1.3.1 zásadně setrvává po celou dobu svého zařazení do funkce D na dispečinku. Musí-li nutně dispečink krátkodobě opustit, zastoupí ho jen pracovník v operativní službě. Výjimky z této zásady je možno učinit pouze ve velmi nutném případě a zástup dispečera někým jiným než pracovníkem v operativní službě se vždy eviduje v provozní knize. Pracovník, který krátkodobě dispečera zastupuje nesmí měnit provozní režimy zařízení. Na chod zařízení dozorá a v případě nutnosti provede bezpečnostní vypnutí.
- 1.3.2 na závěr každé směny uklidí dispečink a očistí jeho vybavení,
- 1.3.3 v případě potřeby vyhláší pohotovost všech pracovníků ÚCS a stav havárie,
- 1.3.4 organizuje odstraňování závad podle zvláštní provozní směrnice,
- 1.3.5 spolupracuje při řízení podnikové autodopravy podle příslušné směrnice.
- 1.4 Na základě informací, získaných od OS, elektrikáře, z hlášení závad a poruch, od ostatních pracovníků ÚCS a z údajů systémů měření, ovládání a signalizace má dispečer stálý přehled o venkovních klimatických podmínkách,
- 1.4.1 mikroklimatických parametrech v DDK,
- 1.4.3 přítomnosti a odchodech všech pracovníků ÚCS/2 ve službě (podle jejich hlášení),
- 1.4.4 přítomnosti pracovníků v kanceláři ÚCS (podle prezentační signalizace),
- 1.4.5 přítomnosti pracovníků všech dodavatelských organizací a jiných cizích osob v prostorách ÚCS/2 v DDK,
- 1.4.6 výskytu a trvání veškerých poruch na zařízení a veškerých závad služeb ÚCS,
- 1.4.7 stavu zásoby topného oleje, regulačním stupni odběru elektrické energie, elektrickém příkonu a spotřebě elektrické energie,
- 1.4.8 stavu nabití akumulátorových baterií nouzového osvětlení, zabezpečovacího zařízení a požárních telefonů.
- 1.5 Dispečer má přehled o rozsahu a správnosti činnosti
- 1.5.1 technického vybavení DDK, tj. zejména
- 1.5.1.1 klimatizačních a vzduchotechnických zařízení,
- 1.5.1.2 chladičů zařízení,
- 1.5.1.3 kotelny,
- 1.5.1.4 výtahů,
- 1.5.1.5 telefonní ústředny,
- 1.5.1.6 osvětlení společných prostorů DDK,
- 1.5.1.7 technického vybavení Klubu Albatros,
- 1.5.1.8 fasádního vozíku (je-li používán),
- 1.5.1.9 rozhlasové ústředny,
- 1.5.1.10 systémů jednotného času,
- 1.5.1.11 dálkopisné stanice,
- 1.5.1.12 elektrické požární signalizace (EPS),
- 1.5.1.13 požárních telefonů a zabezpečovacího zařízení,
- 1.5.1.14 systémů měření, ovládání a signalizace,
- 1.5.1.15 dispečerského zařízení DZ 30,
- 1.5.1.16 osvětlení výloh DDK (je-li používáno)
- 1.5.1.17 neonů DDK (jsou-li používány),
- 1.5.2 dalšího vybavení DDK, tj. zejména:
- 1.5.2.1 podlahových krytin,
- 1.5.2.2 sociálního zařízení,
- 1.5.3 úklidu prostorů DDK a chodníku (atria) DDK,
- 1.5.4 podnikové autodopravy,
- 1.5.5 kotelny a topného systému budovy Smíchov.
- 1.6 Dispečer řídí provoz technických zařízení pomocí ovládacích, měřicích a regulačních systémů zásadně v automatickém provozu, dovoluje-li to technický stav zařízení.
- 1.6.1 Rozsah provozu zařízení je buď určen zvláštní směrnici (např. pro zimní provoz), nebo jej určuje dispečer podle vlastního uvážení. Kritériem pro hodnocení kvality provozu za předpokladu dostatečného příkonu elektrické energie a dostatku paliva je především kvalita mikroklimatu a hospodárnost provozu.
- 1.6.2 Dispečer rozhoduje samostatně o nutných odstávkách hlavních zařízení v době plného provozu (není-li ohrožena bezpečnost zařízení např. zamrznutím) v rozsahu do 60 minut. V jiných případech si vyžádá souhlas nadřízeného.
- 1.6.3 Dispečer vysílá k provádění ovládacích úkonů, které je nutno vykonat mimo dispečink pracovníka v operativní službě. Ve výjimečném případě, kdy není OS k dispozici, může D opustit dispečink dojde-li k úrazu, požáru, havárii, v případech, kdy by byla ohrožena jeho bezpečnost, je-li nutno převzít topný olej či pomoci při manipulaci těžkými břemeny.
- 1.7 Dispečer vede a má stále v bezvadném pořádku následující provozní dokumentaci (jejíž zpracování je upřesněno směrnici o pracovních postupech):
- 1.7.1 provozní knihu,
- 1.7.2 knihu směn,
- 1.7.3 knihu závad,
- 1.7.4 evidenci spotřeby elektrické energie,
- 1.7.5 sménové odečty spotřeby elektrické energie,
- 1.7.6 evidenci spotřeby topného oleje a jeho zásoby,
- 1.7.7 evidenci spouštění žaluzií v DDK,
- 1.7.8 štítkovou evidenci presence pracovníků ÚCS/2,

DENNÍ HLÁŠENÍ O PROVOZNÍCH ÚKONECH A KONTROLÁCH — ÚCS — dispečink

| | | | | | | |
|--|--|----------|----------|---------------|--------|--------|
| Dne: | Služby: dispečer | od | do | podpis | | |
| průměrná teplota předěšlého dne: °C (B13) | POZ | od | do | podpis | | |
| | | od | do | podpis | | |
| Zápis regulačního stupně odběru elektrické energie: (B12) | | | | | | |
| stupeň č. od do, stupeň č. od do | | | | | | |
| A Úkony, prováděné při prvním startu zařízení | | | | kdy provedeno | | |
| A1 | Kontrola množství vody v systému, příp. doplnění (.....litrů) | | | | | |
| A2 | Kontrola hladiny vody v používaných pračkách | | | | | |
| A3 | Startovací úkony u tlakovzdušné stanice | | | | | |
| A4 | Úkony, prováděné při startu hořáků kotlů | | | | | |
| A5 | | | | | | |
| A6 | Úkony, prováděné při startu chladicí jednotky | | | | | |
| B | Provozní úkony | 00—01 | 06—07 | 08—10 | 13—15 | 19—21 |
| B1 | Kontrola množství vody, doplnění (.....litrů) | ////// | | ////// | | ////// |
| B2 | Kontrola kompresorů expanzí K _E | ////// | | ////// | ////// | |
| B3 | Ošetření praček v provozu | | ////// | ////// | | ////// |
| B4 | Kontrola ložisek motorů, ventilátorů a čerpadel ve strojovnách 2. sut. | ////// | ////// | | | ////// |
| B5 | Kontrola ložisek motorů, ventilátorů a čerpadel strojovny na střeše | ////// | ////// | | ////// | ////// |
| B6 | Pohledová a poslechová kontrola všech zařízení v chodu a prostorů 2. prac. skup. ÚCS | | | | | |
| B61 | 2. suterén | | ////// | | | |
| B62 | 1. suterén | ////// | ////// | | ////// | |
| B63 | střecha a chlazení | ////// | ////// | | | ////// |
| B64 | uložiště LTO | | ////// | | ////// | ////// |
| B7 | Kontrola akubaterií nouz. osvětlení DDK | | ////// | ////// | | ////// |
| B8 | Odvodnění vzdušníku kompresorů H1 + H2 | | | | | |
| B9 | Odvzdušnění vodních systémů | ////// | | ////// | ////// | |
| B10 | Denní úklid velinů — kdo kdy provedl | | | | | |
| B11 | Denní úklid prostor 3. pracovní skupiny v DDK kdo kdy provedl | | | | | |
| B14 | Zápis údajů počítadel provozních hodin hořáků: | | | | | |
| | | T 1 | T 2 | | | |
| | K 1 | | | | | |
| | K 2 | | | | | |
| | K 3 | | | | | |

podpis vedoucího ÚCS/2

- 1.7.9 značkovou evidenci závad a blokad na rozváděči BA,
- 1.7.17 formulář „Denní hlášení o provozních úkonech a kontrolách“,
- 1.7.11 formulář „Zkoušky a zvláštní měření“,
- 1.7.12 formulář „Chladičí jednotka“,
- 1.7.13 poruchovou kartotéku,
- 1.7.14 evidenci stavu počítadel provozních hodin hořáků kotlů,
- 1.7.15 týdenní plán dopravy,
- 1.7.16 soubor provozních směrnic a předpisů podle soupisu.

Tato směrnice pro činnost dispečera je uvedena v plném rozsahu proto, aby vynikla univerzálnost činnosti dispečinku, což je velmi výhodné v menších budovách, ale jak praxe ukazuje lze tuto univerzálnost do značné míry při pečlivém propracování organizačních vztahů využít i v objektech rozsáhlejších. Zkratka „OS“ v textu označuje pracovníka v operativní službě, což je „pochodující protějšek“ dispečera se kterým tvoří provozní směnu.

III. Plánování

Uvedené metodice musí odpovídat i systém plánování a kontroly periodických prací. Cílem této metody je podrobovat veškerá (a zvláště bezvadně fungující) zařízení periodickým prohlídkám a údržbě. To samo o sobě není nic nového — poněkud méně obvyklá je snad administrativní forma plánování.

Základem je rozdělení úkonů na:

- a) denní úkony,
- b) periodické úkony.

ad a) denní úkony jsou vymezeny provozním formulářem, obsahujícím číslované práce s vymezením časového intervalu, kdy musí být proveden. Každý úkon je pak podrobně popsán souvisejícím provozním předpisem, což zajišťuje vyrovnanou kvalitu práce, odevzdávané různými pracovníky a předem vylučuje nedorozumění. Evidence je velmi jednoduchá: je-li shledáno, že je vše v pořádku, značí se „X“. Je-li shledána závada, značí se „P“ a závada se přesně specifikuje v knize závad, jejíž rubriky jsou sestaveny tak, že vyjadřují odpovědnost za odstranění závady a průběh prací. Odpadá tedy každodenní zdlouhavé vypisování denně prováděných úkonů.

Použitý formulář (v příloze článku) pak spolu s analogickým formulářem dalších a netechnologických úkonů (kontrola úklidu, stav autoparku, stav měřicí ústředny atd.) a se záznamem měřicí ústředny tvoří denní provozní protokol, který zachycuje provozní stav po celý den. Tyto protokoly se archivují.

ad b) hlavním podkladem pro plánování periodických prací je číselník úkonů. Práce jsou rozděleny do skupin podle periodicity (každý týden, dva týdny, měsíc, čtvrtletí, pololetí, rok, dva, tři roky) a každému úkonu je přiřazeno číslo (tak, aby bylo patrné již z tvaru čísla, jaká je jeho frekvence, např. úkony roční 101..., dvouleté 201..., atd.).

Takto je např. v provozu DDK Albatros seřazeno zhruba 200 úkonů. Plánování je pak

velmi jednoduché. V každém čtvrtletí se sestaví plán pro každou pracovní skupinu týdenně číselným vyjádřením. V pracovních skupinách pak vedoucí (mistři) použijí formuláře týdenních plánů po dnech, takže na jednom formuláři je zachyceno jmenovitě, který úkon (číslo), který pracovník, v kterém dni (ve které směně) provede. Pracovník pak podpisem ohlásí splnění úkolu a mistr podpisem práci převezme. Tento způsob vymezuje zcela přesně odpovědnost za včasnost a kvalitu provedené práce (jakož i její kontroly). Administrativně je celá záležitost velmi jednoduchá — prostě pracuje se s připravenými formuláři a čísly. Nutno však zdůraznit, že příprava této metody je pracná, neboť opět ke každému úkonu (u kterého by mohly vzniknout pochybnosti o rozsahu a způsobu provedení) se musí zpracovat podrobný návod. Tato pracnost je však dokonale vyvážena následnou snadností. Ukázalo se, že použití tohoto způsobu je zdravé pro pracovní kolektiv i z hlediska pracovní psychologie: rozpis úkolů je veřejný (a tedy nutně i rovnoměrný) a kontrola též.

Ještě jeden klad této metody je třeba zvýdihnout. Vzhledem k tomu, že rozpis je sestaven se značným předstihem, má každý možnost se na úkon připravit. Odpadají tedy výmluvy typu „nejsou lidi, materiál, nářadí, event. nevím jak se to dělá“.

IV. Závěr

Snahou každého provozovatele zařízení je samozřejmě podřízení pokud možno největšího rozsahu činnosti každodenní rutině, neboť právě provoz klimatizace je příkladem periodicky a do značné míry neměnně se opakujících operací. Metodika plánování, popsána v článku (dovedená do důsledků a v praxi nekompromisně dodržovaná) k tomuto způsobu práce vede. Není však samozřejmě samospasitelná. Vyžaduje pečlivě zpracovaný komplex provozních směrnic (tj. pravidel chování pracovníků v provozních situacích, vzájemné kooperace, nadřízenosti aj.) a provozních předpisů (tj. návodů, jak zařízení obsluhovat, opravovat a udržovat). Při zpracování těchto materiálů pak hraje základní roli jejich vzájemná návaznost, přičemž musí vymezovat každému pracovníkovi dostatečný prostor pro jeho vlastní rozhodování a využívání jeho kvalifikace. A docela nakonec nutno uvést, že tato metoda není jediná, nýbrž jedna z osvědčených pomůcek, používaných při řízení provozu klimatizačních zařízení.

Планирование и учет рабочих и ремонтных операций при эксплуатации оборудования для кондиционирования воздуха

Инж. Йиржи Фрыба

V статье описывается способ организации эксплуатации и технического ухода средних и больших объектов с кондиционированием воздуха. Исходя из своего опыта, предлагает автор правила эксплуа-

тации, их введение и контроль. Самым важным элементом в процессе эксплуатации диспетчер, права и обязанности которого однозначно определены в статье.

Planning and control of working and maintenance operations during air conditioning equipment operation

Ing. Jiří Frýba

Directions for organization of operation and maintenance of buildings equipped with air conditioning are discussed in the article. The author on the basis of his own experience puts forward operating regulations and application and control of the regulations, too. Dispatcher is an important person in operation of the system and his rights and duties are exactly determined there.

Planung und die Evidenz der Arbeits- und Instandhaltungshandlungen beim Betrieb der Klimaanlage

Ing. Jiří Frýba

Im Beitrag führt man eine Organisationsanweisung des Betriebs und der Instandhal-

tung der mit der Klimatisierung ausgestatten mittleren und grösseren Objekte ein. Auf Grund der eigenen Erfahrungen entwirft der Autor die Betriebsordnung, ihre Einführung und ihre Überwachung. Der Dispatcher, dessen Richte und Pflichten eindeutig festgesetzt sind, bildet das Hauptelement des Betriebs.

Planification et la mise en évidence des actes de travail et d'entretien à l'exploitation des installations de conditionnement d'air

Ing. Jiří Frýba

Dans l'article, on présente le monde d'une organisation de l'exploitation et de l'entretien des objets moyens et ceux-ci plus grands équipés par la climatisation. Suivant les expériences propres, l'auteur propose le règlement d'exploitation, son introduction et son contrôle. Le dispatcher dont les droits et devoirs sont déterminés univoquement forme l'élément principal de l'exploitation.

● Sdružené osvětlení — směrnice

zpracovaná v Centropjektu Gottwaldov (vedoucí kolektivu Ing. Šesták) 1977 doznává určité změny (1981).

Pracovní skupina předkládá oponentům přepracované znění směrnice „Sdružené osvětlení v průmyslových provozech“.

- kde text je více formulován způsobem, obvyklým v technických normách (ČSN),
- jsou vyloučeny všechny výkladové stati (které byly ještě nutné v prvním znění) a
- jsou vyloučeny všechny údaje, obsažené již v jiných předpisech a technických normách,
- jsou tu uváděny převážně takové údaje (požadavky apod.), které jsou též prakticky ověřitelné.

Čtyři roky života nejsou dobou nikterak dlouhou. Na četných setkáních členů rozšířené pracovní skupiny bylo častěji zjišťováno, že realizace směrnice naráží na nezahrnuté nebo zahrnuté, ale nevhodně definované anebo i opomenuté problémy. Po shrnutí hlavním zpracovatelem a připomínkovém řízení je tu výsledek (i ten bude časově omezený).

Čs. světelná technika — projektová praxe — se tímto dostává do popředí světového vývoje: je první v rámci RVHP (kvantitativně i kvalitativně) a v popředí v rámci evropského i světového vývoje, kde problém není v terénu dosud tak podrobně řešen.

(LCh)

● Rakouské žárovky

Jejich historie začíná 1891 ve Vídni. Po velmi dramatickém vývoji (např. za II. světové války to byl zbrojní podnik s 5000 zaměstnanci a potom celkem zničený), během kterého bylo několik drobných výrobců spojeno, je tu dnes Tungsram Austria AG, který s 260 zaměstnanci (80 % žen) vyrobí ročně asi 22 milionů žárovek na starším až zastaralém zařízení se značným podílem ruční práce. Je to tedy výrobce malý a tak neschopný cenové konkurence (ceny diktují koncerny s plně automatizovanou výrobou). Spotřebitelé kupují raději cizí, ale levnější výrobky. Nyní se závod specializuje na zdroje, které pro koncerny nejsou ještě zajímavé (speciální nebo s menší spotřebou energie, pozrcadlené žárovky apod.).

Převážně starší zařízení určuje charakter práce: ruční, monotónní a tedy ženská; jako taková je i podhodnocena. Ženy dostávají v průměru 50 (max. 55) a muži 73 (specialisti až 82) šilinků za hodinu (velmi málo!). Výši mezd určuje malá cena výrobků, malá mechanizace a vysoké ceny za energii. Mnoho pracovišť jsou horké provozy. Pohyb zaměstnanců je značný, uskutečňuje se určitá modernizace. Celkem je stav zaměstnanců stálý.

Zpráva z Volksstimmte Viedeň z června 1981 — zajímavá i poučná.

(LCh)

● Stínidlo — bylo, nebylo?

Nebylo (na samém počátku) — historie začíná clonami na olejových lampičkách; ty světlo pouze usměrňovaly a tlumily ho. Potom vývoj pokračuje až s nástupem intenzivních světelných zdrojů: byly to kůžele na zdrojích na interiérových lustrech, které stínily (kryly) zdroje a usměrňovaly světelný tok do dolního poloprostoru — a to při oleji, plynu i petroleji (málo při svíčkách).

Na konci 18. století se objevují stolní lampy se stínidly (ve Francii — a odtud název „abat-jour“). Tyto lampy byly především výtvarnými kompozicemi — stojan, stínidlo — a po nástupu petroleje (o málo více jak před 100 lety) se stínidla stala nutnými součástmi osvětlovačů. Také plynové lampy (a po nich ovšem i elektrické) si stínidla trvale přivlastnily — nejen u stolních, ale i u nástropních a stojanových variant. Světelné výkony zdrojů to vyžadovaly (Arteregalo 1980/71).

Existuje určitě nekonečné množství svítidel různých druhů (i funkcí, materiálů atd.), různě účinných a určených pro specifické potřeby moderního života: tlumené přisvětlení k televizi, světlo ke čtení nebo ručním pracem anebo místní osvětlení pro velmi náročné zrakové činnosti. Funkce všech (podmíněnou volbou zdroje) umožňují (řídí a upravují) stínidla. Nikoliv jako pasivní (historie), ale jako aktivní světelné prvky v souboru, tvořícím (jen) „funkčně řešené svítidlo“ nebo „esteticky řešené svítidlo“.

Stínidla se zrodila se zdroji (holými) a vyvíjela v závislosti na jejich světelném výkonu. Do vývoje ovšem zasáhly i prvky společenského a zvláště sociálně společenského charakteru, mimo ně potom funkčnost (využití).

(LCh)

● Thorn Lighting Ltd: 2D

Pracovníci tohoto anglického (a světového) výrobce světelných zdrojů vyvinuli — pod obchodní značkou „Know-how“ — se žárovkovou patičkou náhradu žárovky — zářivku (nízkotlakou výbojku), ztvarovanou do obrazce dvou „D“ příček spojených a zrcadelně (soustředně) orientovaných, vepsaných do čtverce 134 × 134 mm; ve spojovací příčce jsou zabudovány předřadník 5 W jako adaptér a soklový nástavec.

Technické údaje: hmotnost 60 g, světelný tok 1 050 lm, příkon 16 W, život 5 000 hodin, spektrální složení světla blízké žárovkovému; srovnání se 100 W žárovkou — stejný světelný tok, 80 % úspora energie a pětinašobný život.

Jde tu (jako u Philipsu aj.) v podstatě o minizářivku \varnothing 13 mm tak tvarovanou, aby s pomocí nástavce byla schopna použít v co největším počtu běžných svítidel bez zásadních rekonstrukcí (Licht 1981/3).

Podle dosud známého je Thorn asi třetím výrobcem (Philips, Toshiba), který vychází ze základu nízkotlakých výbojek — zářivek, aby jimi úspěšně (což ověří blížká budoucnost — tedy tržní zájem) nahradil v bytových a společenských interiérech dosavadní málo výkonné žárovky, ale současně nebyla dotčena tradice v použití svítidel (sortimentu od moderních po stylové). Energetické přednosti postupu jsou nepopíratelné. Prodejní cena a doba života (obojí věží) sice rozhodují také — u zákazníků však rozhodnou:

- barva světla (žárovku nelze ještě likvidovat) a
- využitelnost v současných svítidlech — k tomu potom ještě:
 - montáž (poruchovost) a její složitost a
 - výkonový sortiment.

To vše za předpokladu, že ani mihání světla, ani šum (brum) předřadníků nebudou připomínat zářivku.

(LCh)

● Osvětlení v bytových prostorách

Problematika bytového osvětlování má dvě skupiny specifických hledisek: účelová (praktická) a estetická (dekorativní).

Účelová hlediska řeší problematiku zrakového výkonu při podmínkách dostačujících vlastní pracovní činnosti, celkové pohodě a bezpečnosti (právě k vysoké úrazovosti v domácnostech světlo — jeho nedostatek i další ukazatele — také přispívá). Pracovní činnosti jsou upřednostňovány časovým faktorem: většina z nich trvá jen krátce a mají vždy charakter opakujících se operací (zkušenost). Kritický detail má značnou variabilitu co do velikosti i co do kontrastu, zvláště barevného. Jako zvláštnost se tu vyskytuje v barevnosti zraková kontrolní činnost, kdy z barvy předmětu usuzujeme na kvalitu i stupeň zpracování. Celkovou pohodu tvoří zpracovávání mezi, dané prostředí a osvětlení; dále rozhoduje řada sociálně společenských činitelů, které jsou do bytového prostředí přinášeny zvenku, ze zaměstnání aj.

Estetická hlediska — vázaná na hlediska účelová, i když ne výrazně jednostranně — řeší problematiku vzhledu prostoru a jeho části (zorná a obhledová pole), stylu a celkového klimatu (psychologického mikroklimatu). Sem patří i tradice a zvyky nebo návyky na tvarové a barevné prostředí a jeho zachovávání — konzervatismus. Proto jsou měřítka např. v kuchyních prostší (jednodušší), v pracovnách a ložnicích náročnější a maximum je v obytném prostředí — jako společenském prostoru, kam přicházíme s rozdílnou psychicky motivovanou problematikou a očekáváme porozumění a také řešení.

(LCh)

VÝVOJ A SOUČASNÝ STAV V KLIMATIZACI POČÍTAČŮ V ČSSR

Ing. Jiří Tomáš

1.0 Úvod

Výpočetní technika patří mezi mladé průmyslové obory, které vykazují nejvyšší tempo inovačních změn a největší morální zastarávání. Rychlé zavádění nejnovější výpočetní techniky proto vyžaduje velmi rychlou realizaci doplňkové technologie nezbytné pro instalaci výpočetních systémů. Jedná se zejména o instalaci následující doplňkové technologie: — akustické obklady stěn, zdvojené podlahy a podhledu se svítidly, — elektrická požární signalizace, — klimatizační zařízení včetně regulace a elektroinstalace.

Dominující složkou této doplňkové technologie je klimatizační zařízení, bez kterého nemohou být výpočetní systémy provozovány. V současné době jsou v ČSSR zaváděny výpočetní systémy JSEP (jednotný systém elektronických počítačů) III 1/2. generace středních a velkých výkonů. Paralelně s počítači JSEP III 1/2. generace se zavádějí i minipočítače SMEP (systém malých elektronických počítačů), u kterých jsou nároky na klimatizační zařízení podstatně menší — zejména s ohledem na menší produkované teplo. Počet instalovaných výpočetních systémů JSEP má mírně klesající tendenci, naproti tomu počet instalovaných výpočetních systémů SMEP má tendenci stoupající. Z hlediska klimatizace to znamená, že se bude postupně zvětšovat počet malých klimatizačních jednotek pro počítače SMEP, naproti tomu budou mírně klesat počty jednotek pro počítače JSEP.

2.0 Vývoj klimatizace počítačů

Vývoj výpočetní techniky ovlivnil i vývoj její klimatizace. Od prvkově skládaných zařízení (používáno zejména u počítačů I. generace) se přešlo k použití nejprve ležatých a pak stojatých klimatizačních jednotek doplněných potrubním rozvodem, parním zvlhčovačem a kvalitním filtrem. Zařízení se instalovalo do samostatné strojovny klimatizace a dodávalo se v provedení s vodními nebo vzduchovými kondenzátory. Upravený vzduch se přiváděl buď do zdvojené podlahy nebo do meziprostoru. U některých počítačů se používala dvouokružová klimatizace — pro počítač byl přiváděn vzduch zdvojenou podlahou, pro sál počítače buď částí zdvojené podlahy nebo částí zdvojeného stropu. Používané klimatizační jednotky nebyly speciálně vyráběny pro účely klimatizace výpočetních systémů a nespĺňovaly tak dnešní technickoekonomické požadavky, které jsou na ně kladeny. Tato zařízení byla instalována zejména u počítačů II. generace. U počítačů III. generace se již začalo používat tzv. kompaktních kli-

matizačních jednotek, které se umísťují téměř vždy na sál počítače a byly vyvinuty pouze pro účely klimatizace výpočetních systémů. U těchto počítačů III. generace se vzhledem k velkým tepelným zátěžím (300 až 450 W/m²) již výhradně používal spodní rozvod vzduchu, tj. přívod klimatizovaného vzduchu do zdvojené podlahy.

Kompaktní klimatizační jednotky se do ČSSR začaly dovážet z devizové oblasti asi od r. 1972. S nárůstem počítačů stoupal i dovoz těchto jednotek. V celém RVHP se kompaktní klimatizační jednotky nevyráběly a proto se v mnoha případech z důvodu úspory deviz instalovalo klimatizační zařízení z NDR vyráběné v MAB Schkeuditz a zařízení vyráběné v n. p. Tesla. Obě tato zařízení vyžadovala samostatnou strojovnu klimatizace a z hlediska dnešního požadavku na ekonomičnost provozu, vysokou úroveň technického řešení a v neposlední řadě i požadavek na rychlou realizaci, jsou tato zařízení již nevyhovující.

Klimatizační zařízení Tesla se dodávalo včetně parních zvlhčovačů a elektronické regulace fy Honeywell. K dispozici byly pouze klimatizační jednotky v jedné velikosti o vzduchovém výkonu 6 800 m³/h a chladicím výkonu asi 25 kW v provedení buď s vodními nebo vzduchovými kondenzátory.

Klimatizační zařízení ILKA z NDR se dodávalo v typové řadě KGS1 až KGS4. Jmenovitý vzduchový výkon těchto klimatizačních jednotek se pohyboval od 5 600 m³/h až do 22 400 m³/h, chladicí výkon 20 až 60 kW. Jednotky byly dodávány včetně elektroregulační sekce, parního zvlhčovače, kapsových filtrů a chladicích mikrověží. V období dodávek těchto zařízení do ČSSR byly klimatizační jednotky vyráběny pouze s vodními kondenzátory. Pro snížení provozních nákladů byly proto často instalovány s chladicími mikrověžemi.

Značný počet výpočetních středisek se buď doval a dosud se buduje adaptací stávajících prostor. V mnoha případech nebylo proto možno použít konvenční řešení se strojovnou klimatizace. Navíc průběžná doba instalace tohoto zařízení byla neúměrně dlouhá. Z těchto důvodů narůstal neustále tlak na dovoz kompaktních klimatizačních jednotek. V té době byla dovážena celá řada kompaktních klimatizačních jednotek od mnoha zahraničních dodavatelů s rozdílnou technikou a ekonomickou úrovní a s rozdílnou spolehlivostí provozu. Hlavním zahraničními dodavateli byly tyto firmy:

- Climaco (jednotky Air Flow),
- Paragon (nejdříve jednotky Data Air, později jednotky Carrier),
- Weiss — později fa ÖKG (jednotky CVL),
- Pichlmüller (jednotky PAC),

| | U35A | U50A | U75A |
|---|-----------|-----------|-----------|
| Vzduchový výkon m ³ /h | 15 000 | 20 000 | 25 000 |
| Chladicí výkon celkový [kW] (22 °C, 50 % r. v., 32 °C) | 35 | 54 | 63 |
| Chladicí výkon citelný [kW] (22 °C, 50 % r. v., 32 °C) | 35 | 54 | 60,2 |
| Počet ventilátorů à 1,1 kW | 3 | 4 | 5 |
| Počet kompresorů à 5 kW (při t _k = 48 °C) | 2 | 3 | 4 |
| Vzduchové kondenzátory: radiální | 1 × ICP11 | 2 × ICP11 | 2 × ICP11 |
| axiální | 2 × ACO5 | 3 × ACO5 | 4 × ACO5 |

- EDPAC (jednotky dovezené v r. 1976, v provedení pouze s glykolovým okruhem),
- Hiross (jednotky UNDER).

Velká devizová náročnost klimatizace, její roztržitost a rozdílná technická a energetická úroveň včetně problémů se zajišťováním náhradních dílů ovlivňovala velmi negativně výstavbu výpočetních středisek.

3.0 Licenční klimatizační zařízení vyráběné v n. p. Vzduchotechnika Nové Mesto nad Váhom

Impuls k ukončení komplikované situace v oblasti klimatizace počítačů byl dán teprve podpisem licenční smlouvy mezi Československými vzduchotechnickými závody a firmou Hiross v únoru r. 1979. Tím byla vyplněna poslední a nejdůležitější mezera v zajišťování doplňkové technologie při výstavbě výpočetních středisek.

Určujícím faktorem pro zvolení výkonové licenční řady z celého výrobního programu fy Hiross bylo pokrytí všech výpočetních systémů JSEP a SMEP s nejmenším možným sortimentem výrobků. Na základě těchto hledisek byla vybrána následující výkonová řada:

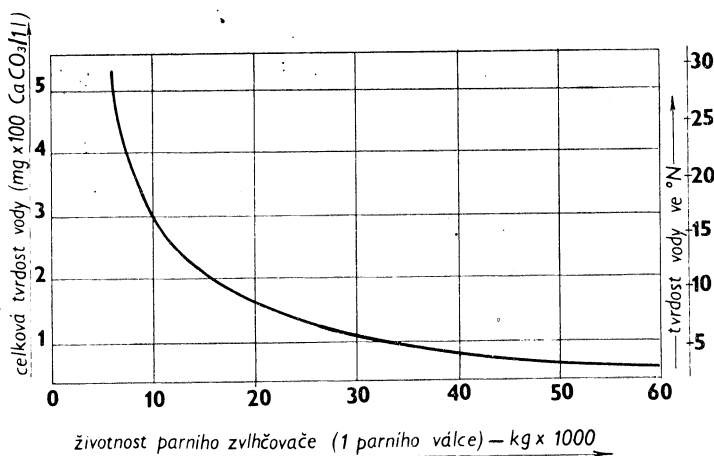
032A — klimatizační jednotka pro počítače SMEP

Vzduchový výkon: 1950 m³/h

Chladicí výkon celkový: 7,7 kW
(22 °C, 50 % r. v., t_k = 32 °C)

Chladicí výkon citelný: 7,1 kW
(22 °C, 50 % r. v., t_k = 32 °C)

U16A — klimatizační jednotka pro malé výpočetní systémy JSEP — např. pro počítač EC 1011 vyráběný v MLR. Vyrábí se v provedení SPLIT. Kompresor a kondenzátor je umístěn v jednotce AP5, která se instaluje do venkovního ovzduší.



Obr. 1.

Vzduchový výkon: 7 200 m³/h

Chladicí výkon celkový: 15,6 kW
(22 °C, 50 % r. v., $t_k = 32$ °C)

Chladicí výkon citelný: 15,6 kW
(22 °C, 50 % r. v., $t_k = 32$ °C)

Použit je jeden kompresor o výkonu 5 kW
(při kondenzační teplotě $t_k = 48$ °C).

Klimatizační jednotky U35A, U50A, U75A
— používají se v různé kombinaci pro střední a velké výpočetní systémy. Na rozdíl od menších jednotek O32A a U16A nejsou jednotky vybaveny zvlhčovačem vzduchu. Zvlhčování vzduchu včetně přívodu čerstvého vzduchu zajišťuje samostatná, podstatně menší jednotka, která se umísťuje na sál počítače a má obchodní označení HARP — L (z anglického Humidification and Air Renewal Pressurization).

U všech těchto jednotek je použita stejná regulace fy. Honeywell (obchodní označení Gradutrol), dále jsou v jednotkách použity stejné ventilátory a kompresory, pouze se mění jejich počet v závislosti na velikosti jednotky. Každý ventilátor je poháněn samostatným elektromotorem. V jednotkách jsou také shodné všechny regulační elementy v chladicích okruzích, pouze se mění jejich počet.

Vzduchové kondenzátory jednotek U35A, U50A, U75A jsou rovněž řešeny modulově — v závislosti na velikosti skříň se mění pouze počet kondenzátorů. Jsou vyráběny v axiálním a radiálním provedení.

Jednotky musí být na sále dokompletovány jednotkou HARP-L, která zajišťuje zvlhčování a přívod čerstvého vzduchu. Zvlhčování je parní, produkce páry je max. 10 kg/h. Životnost parních válců je závislá na tvrdosti vody (obr. 1). Má-li voda velkou tvrdost (nad 15 °N), doporučuje se instalovat změkčovací zařízení pro zvýšení životnosti elektrických vyvíječů páry. Přívod čerstvého vzduchu činí asi 500 m³/h.

V současné době jsou klimatizační jednotky vyráběny pouze se vzduchovými kondenzátory.

4.0 Základní specifické zvláštnosti klimatizačních jednotek pro výpočetní techniku

Při technickém posuzování klimatizačních jednotek za účelem výběru nejprogressivnějšího zařízení byl prioritně zhodnocován zejména na jejich:

- ekonomický provoz,
- vysoká provozní spolehlivost.

ad a) Z rozboru tepelné zátěže sálu počítače (tab. 1) vyplývá, že klimatizační jednotka má odvádět za normálního provozu zejména citelné teplo a jen zanedbatelné vázané teplo. Je proto nutno, aby klimatizační jednotka pracovala ekonomicky a tedy zbytečně neodvlhčovala — tj., aby proces chlazení probíhal při vyšší odpařovací teplotě výparníku. Toho se docílí tím, že:

1. Pro daný chladicí výkon musí klimatizační jednotka pracovat s větším průtokem upravovaného vzduchu (optimální hodnota Δt je asi 7 °C).

2. Chladicí zařízení jednotky musí pracovat s vyšší odpařovací teplotou chladicího média (asi 8—10 °C).

Tab. 1 Tepelná zátěž sálu počítače

| | |
|------------------------------|-----------------|
| CITELNÁ TEPELNÁ ZÁTĚŽ | |
| — počítač | 30 000 W |
| — osvětlení | 5 000 W |
| — lidé | 400 W |
| — sluneční radiace okny | 4 000 W |
| — prostup zdí, stropem | 1 000 W |
| — čerstvý vzduch | 1 500 W |
| | <u>41 900 W</u> |
| VÁZANÁ TEPELNÁ ZÁTĚŽ | |
| — lidé | 350 W |
| — čerstvý vzduch | 1 200 W |
| | <u>1 550 W</u> |
| CELKOVÁ TEPELNÁ ZÁTĚŽ | |
| | <u>43 450 W</u> |

Z uvedeného vyplývá, že klimatizační jednotka pro počítače musí být vybavena podstatně větší výparníkovou plochou než je u komfortních klimatizačních jednotek.

Na diagramu č. 1 (obr. 2) je znázorněn poměr mezi citelným a latentním chladicím výkonem pro obecnou klimatizační jednotku. Chladicí výkon je v tomto diagramu znázorněn při konstantním vzduchovém výkonu, konstantní kondenzační teplotě a dále teplotě a proměnné relativní vlhkosti upravovaného vzduchu. Z grafického znázornění je zřejmé, že jednotlivé body pravé části křivky udávají příslušné celkové chladicí výkony, jednotlivé body na levé části křivky udávají příslušné citelné chladicí výkony. Ve spojené části vidlicové křivky nastává pouze citelné chlazení bez odvlhčování. Zakreslíme-li tyto vidlicové křivky pro více teplot suchého teplot měru, zjistíme, že pravé části křivky se kryjí — viz diagram č. 2. na obr. 2.

Z rozboru obou diagramů je zřejmé, že při běžných vstupních parametrech vzduchu před výparníkovou plochou (např. 24 °C, 50 % r. v.), by měla být klimatizační jednotka řešena tak, aby pracovní bod zařízení byl na nebo v nejbližším okolí spojené části vidlicové křivky. V tomto případě je k dispozici velký citelný chladicí výkon a nulový, respektive malý latentní (odvlhčovací) výkon.

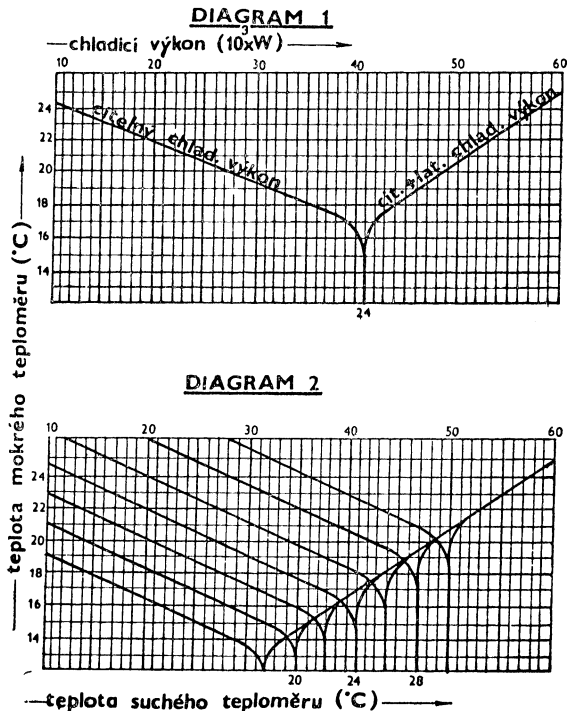
Zvolené licenční klimatizační jednotky Hiross splňují tento požadavek v plném rozsahu.

Protože je kromě teploty vzduchu další regulovatelnou veličinou i relativní vlhkost, je nutno, aby takto ekonomicky konstruované klimatizační jednotky měly v případě potřeby k dispozici i menší část latentního chladicího výkonu. U klimatizační jednotky fy. Hiross

je tento problém řešen přechodným snížením množství vzduchu protékajícího výparnikovou plochou. Konkrétně je to řešeno tak, že automatická regulace dá impuls k vypnutí jednoho z několika ventilátorů při provozu jednoho (U 35A, U 50A), resp. dvou kompresorů (U 75A).

ad b) Pro zajištění vysoké provozní spolehlivosti je nutno, aby klimatizační jednotky byly konstrukčně řešeny tak, aby při výpadku jed-

noho z jejich hlavních komponentů nebyly vyřazeny z provozu. Z tohoto důvodu je nutno, aby klimatizační jednotky byly vybaveny minimálně dvěma zcela nezávisle poháněnými ventilátory a dvěma zcela samostatnými chladicími okruhy. Licenční řada pro výpočetní systémy JSEP (U35, U50, U75) tento požadavek splňuje v plném rozsahu — viz technické parametry.



Obr. 2.

5.0 Projektování klimatizačního zařízení pro výpočetní systémy

Projektant klimatizace musí při návrhu klimatizačního zařízení brát v úvahu sortiment, který je dán výrobním programem n. p. Vzduchotechnika Nové Mesto nad Váhom. Zvláštní pozornost zasluhují zejména velká výpočetní centra, která vyžadují speciální řešení. Zodpovědným přístupem a správnou volbou systému může v tomto případě být výrazně ovlivněna jak ekonomičnost provozu klimatizace, tak i provozní spolehlivost a životnost klimatizovaných počítačů. Požadavek na maximální ekonomičnost zařízení vyplývá ze současné velice nepříznivé energetické situace. Je proto na každém projektantovi, aby tento požadavek prioritně promítl do svého projektu. Kromě tohoto požadavku musí mít navržený systém klimatizace vysokou provozní spolehlivost. Výpočetní systémy středních a velkých výkonů přestávají totiž při výpadku

klimatizace fungovat. Mnohamilionová investice, kterou představují počítače, je tedy zcela závislá na klimatizaci, jejíž investiční náklady činí ve srovnání s náklady na hardware počítače pouze asi 3 až 5 %. Je tedy nutno, aby projektant nenavrhol komplikované a složité systémy klimatizace, které nedávají záruku spolehlivého provozu.

5.1 Podíl čerstvého vzduchu

Z důvodu úspory energie by měl být podíl čerstvého vzduchu snížen na menší hodnotu, než je uvedeno v platné hygienické směrnice č. 46, která předepisuje minimální podíl čerstvého vzduchu 10 % pro prostory s okny a 15 % pro bezokenní prostory. Tyto hodnoty jsou velmi vysoké a nejsou v souladu s ekonomickým požadavkem na úsporu energie. Ve výpočetním středisku je běžně jen několik lidí (3 až 5) a dostatečné množství čerstvého vzduchu pro 1 osobu je podle hygienických

norem asi 40 až 50 m³/h. Z hygienického hlediska proto postačuje průtok čerstvého vzduchu asi 250 m³/h. Pro zajištění aspoň minimálního přetlaku na sále počítače je účelné, aby tato hodnota byla přibližně 2 × větší, tj. asi 500 m³/h. Toto množství dodává u licenční klimatizace jednotka HARP-L a v kombinaci s jednotkou U50A respektive U75A činí pak podíl čerstvého vzduchu cca 2,5 resp. 2 %.

Velký podíl čerstvého vzduchu znamená zvýšené nároky na elektrickou energii jak v létě, tak i v zimě:

- v létě a v období s vyšší venkovní teplotou a vyšší relativní vlhkostí je zvýšený požadavek na chladicí zařízení pro udržení požadované teploty a relativní vlhkosti.
- v zimě a v období s nízkým obsahem vlhkosti ve venkovním ovzduší je zvýšený požadavek na provoz zvlhčovače pro udržení požadované relativní vlhkosti.

Větší podíl čerstvého vzduchu v zimním období sice znamená snížení požadovaného chladičového výkonu, ale neúměrně narůstá spotřeba elektrické energie při zvlhčování, zejména při použití parních zvlhčovačů.

5.2 Využití odpadového tepla

Tato problematika je velice často předmětem diskuse a vyžaduje proto podrobnější rozbor. Vzhledem k velkému zdroji tepla, jaký představují počítače, je celoročně k dispozici odpadové teplo. Toto odpadové teplo lze obecně využívat pro předehřívání čerstvého vzduchu, pro ohřev užitkové vody, pro vytápění budov a eventuálně i pro ohřev teplé vody výměníků indukčních jednotek.

Při projektování klimatizačního zařízení dosud zdaleka převažují výpočetní střediska s jedním výpočetním systémem. Počet těchto středisek činí asi 90 až 95 %, z toho asi 60 % výpočetních středisek je budováno adaptací stávajícího objektu. Podstatně menší počet je budován s několika výpočetními systémy. V tomto případě se často jedná o nově budovaný komplex, ve kterém je kromě klimatizačního zařízení výpočetního centra uvažováno se vzduchotechnickým zařízením, pro které se již nabízí využití odpadového tepla od klimatizace počítačů.

Klimatizační zařízení pro jednotlivé výpočetní systémy JSEP

Tento případ se vyskytuje zdaleka nejčastěji a klimatizace je obvykle požadována pouze pro počítač a pro sklad magnetických médií. Využití odpadového tepla pro ohřev vedlejších místností buď není možné (jde-li o adaptaci, kde je vytápění již instalováno) nebo není vhodné, protože se dosáhne nízké teploty vody (cca 40 °C), což je nevyhovující pro konvekční otopné systémy. V tomto případě se proto mohou použít pouze kompaktní klimatizační jednotky bez využití odpadového tepla.

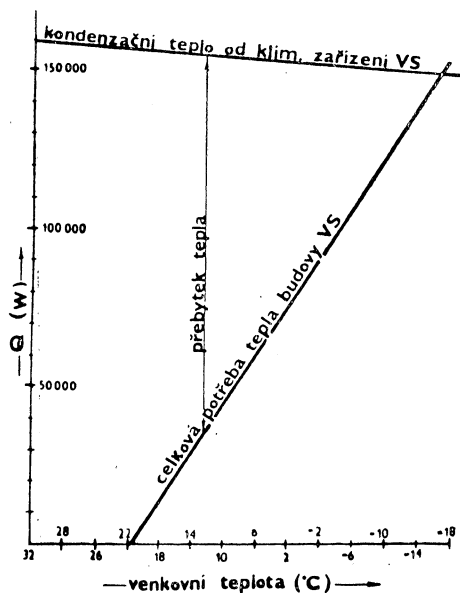
Výrobce uvažuje v budoucnu s inovací licenčního klimatizačního zařízení, a to s rozšířením výrobního sortimentu jak o standardní

glykolový systém, tak i o speciální glykolový systém, který šetří elektrickou energii snížením provozní doby kompresorů v zimním a přechodném období využitím kapacity chladného venkovního vzduchu.

Klimatizační zařízení většího výpočetního centra s několika počítači

Zde již přichází v úvahu zařízení pro využití odpadového tepla z klimatizačního zařízení výpočetních systémů. Všeobecně platí pravidlo, že je jednodušší primárně šetřit elektrickou energií, než získávat tepelnou energii zpět z odpadového tepla. Využití odpadového tepla od počítačů proto vždy znamená určitou komplikaci v celém technickém řešení objektu. Při návrhu systému klimatizace je nutno vždy vycházet z důkladného technickoekonomického rozboru konkrétního objektu. Otázka využití odpadového tepla je téměř vždy složitější u stávajících adaptovaných objektů, u kterých jak konkrétní situace technického řešení objektu, tak i ekonomický rozbor často zcela vylučují aplikaci klimatizačního zařízení s využitím odpadového tepla. Využití odpadového tepla je pak možné pouze v zimním a částečně v přechodném období. V letních měsících, kdy je k dispozici největší množství kondenzačního tepla, je nutno skoro vždy bez užitku odvádět toto teplo do venkovní atmosféry. Největší hodnoty odpadového tepla máme právě v době, kdy je nejméně potřebujeme — (obr. 3).

Pouze kombinace velkých výpočetních center s technologickými objekty s celoroční spotřebou nízkopotenciálního tepla (teplota asi 40 °C) by umožnila celoroční využívání kondenzačního tepla od počítačů. Při použití zařízení pro zpětné využití odpadového tepla,



Obr. 3.

je nutno zvážit použití klimatizace s centrálním kompresorovým chladicím zařízením nebo použití klimatizačních jednotek se zabudovanými kompresory. Je zřejmé, že první řešení použijeme u větších systémů, neboť se takto vy-

hneme velkému počtu jednotlivých kompresorů a ventilátorů, což je výhodnější vzhledem k menším investicím a provozním nákladům.

Na obr. 4 je schéma centrálního řešení pro využití odpadového tepla — ke klimatizačním jednotkám je přiváděna chlazená voda od centrálního chladicího zařízení.

Na obr. 5 je znázorněn decentrální systém pro využití odpadového tepla — každá klimatizační jednotka je vybavena chladicím zařízením.

Teplá voda, která je k dispozici po dobu provozu počítačů má teplotu max. 50 °C. Pro účely vytápění dosáhneme pak přes výměník tepla nižších hodnot, asi 40 až 42 °C. Pokud technickoekonomický výpočet potvrdí možnost vytápění ostatních netechnologických místností, je vhodné využití tohoto tepla při instalaci indukčních jednotek vysokorychlostní klimatizace. Nízkoteplotní vytápěcí systémy s instalací podlahového nebo stropního vytápění nelze dosud v ČSSR realizovat vzhledem k nezajištěné výrobní technologii.

6.0 Perspektivy dalšího vývoje klimatizace

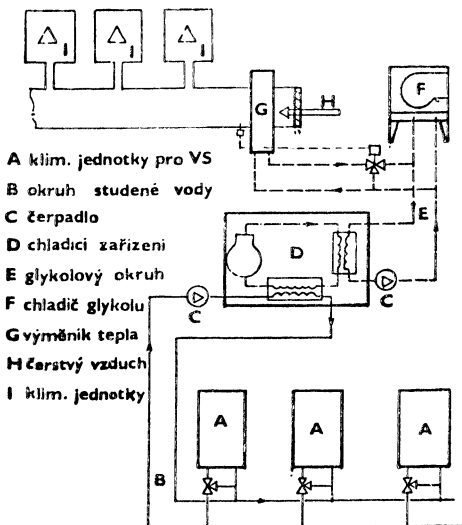
Vývoj výpočetní techniky je přímo závislý zejména na vývoji elektronické součástkové základny. Jedná se zejména o miniaturizaci integrovaných obvodů s vysokou hustotou integrace, které vedou k dosažení podstatně vyšších parametrů finálních zařízení výpočetní techniky. Vyšší integrace součástek a jejich miniaturizace se promítá zejména do základní jednotky a řídicích magnetických a diskových jednotek počítačů a vede ke snižování elektrického příkonu. Současně tento trend vyvolává neustálé rozšiřování souboru přidavných zařízení počítačů, což vede opět ke zvyšování nároků na příkon. Mechaniky těchto periferních zařízení a jejich pohony elektrickými motory nepodléhají tak prudkému technickému vývoji a dosud nelze jejich mechanické funkce plně nahradit elektronikou.

Obě tyto vývojové tendence — tj. rostoucí integrace v elektronické součástkové základně a neustále se rozšiřující soubor přidavných zařízení se z energetického hlediska projevují protichůdně — miniaturizace a rostoucí integrace obvodů způsobuje snižování elektrického příkonu, na druhé straně rozšiřování souboru přidavných zařízení vede ke zvýšenému příkonu.

6.1 Vývoj výpočetní techniky z energetického hlediska u čs. počítačů

V současně zaváděné III 1/2. generaci počítačů budou se nejvíce instalovat střední výpočetní systémy EC 1025 vyráběné v ČSSR. Dále se zavádějí minipočítače SMEP, které mají podstatně menší elektrický příkon než počítače JSEP. Pokroková technologie v elektronické součástkové základně vede k tomu, že výkonové parametry minipočítačů mají neustále stoupající tendenci. Těžšíště v dodávkách výpočetní techniky se proto pomalu přesunuje na minipočítače. Odhaduje se, že při nasycení celostátní potřeby počítačů se budou minipočítače i při své početní převaze podílet na

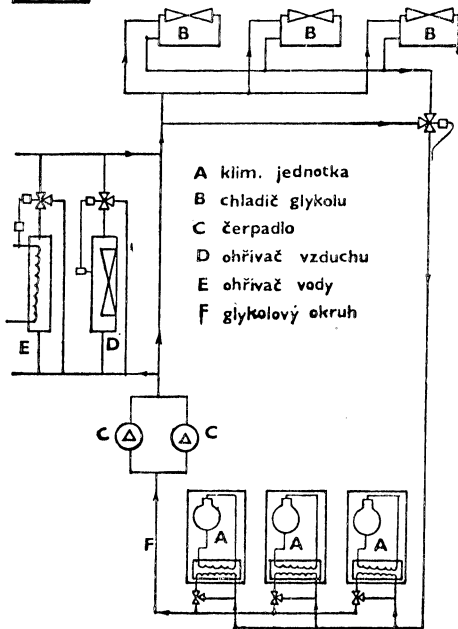
ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA - CENTRÁLNÍ SYSTÉM



- A klim. jednotky pro VS
- B okruh studené vody
- C čerpadlo
- D chladicí zařízení
- E glykolový okruh
- F chladič glykolu
- G výměník tepla
- H čerstvý vzduch
- I klim. jednotky

Obr. 4.

ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA - DECENTRÁLNÍ SYSTÉM



- A klim. jednotka
- B chladič glykolu
- C čerpadlo
- D ohřivač vzduchu
- E ohřivač vody
- F glykolový okruh

Obr. 5.

potřebě elektrického příkonu pouze z 30 %.

V následující tabulce provedeme porovnání jednotlivých generací počítačů středních sestav, a to jak jejich elektrického příkonu, tak jejich operační rychlosti.

Z tabulky je zřejmý jen výrazný rozdíl v přikonech pouze mezi EPOS I a ZPA 600, tj. přechod z elektronek na tranzistory. Rozdíly mezi počítači ZPA 600, EC 1021 a EC 1025 nejsou podstatné. Z porovnání počtu operací

za sekundu je zřejmé, že výkonnost počítačů včetně jejich energetické účinnosti má s přechodem na vyšší generace vzestupnou tendenci. Z tabulky dále vyplývá, že k dosažení stejné výkonnosti jako má počítač EC 1025 by bylo potřeba 7 počítačů EPOS I o celkovém příkonu 490 kVA. Můžeme tedy konstatovat, že vztaženo na výkonnost počítačů zaznamenává energetická náročnost výpočetní techniky instalované v ČSSR prudký pokles.

| Poč. generace | I. | II. | III. | III 1/2 |
|----------------------------------|--------|---------|---------|---------|
| | EPOS I | ZPA 600 | EC 1021 | EC 1025 |
| Průměrná sestava [kVA] | 70 | 35 | 43 | 40 |
| Základní funkční celky [kVA] | 38 | 8 | 8 | 5 |
| Přídavná zařízení [kVA] | 22 | 27 | 35 | 35 |
| Počet operací 10 ³ /s | 10 | 19,5 | 27 | 75 |
| Počet operací za s na 1 kVA | 143 | 557 | 628 | 1875 |

V souvislosti se zaváděním mikroelektronických prvků se často hovoří o rychlém zániku klimatizace ve výpočetní technice. Tato skutečnost je časově velice vzdálená. Jak již bylo uvedeno, energetická náročnost se neustále snižuje. Na druhé straně miniaturizace vede k tomu, že měrná technologická tepelná zátěž na sálech počítačů dosahuje vysokých hodnot — množství odvedeného tepla u počítačů III. a III 1/2. generace vztaženého na 1 m³ prostoru je podstatně větší než bylo u počítačů I. generace.

K dosažení vysoké bezporuchovosti výpočetního systému je nutno, aby i u počítačů III. a III 1/2. generace byly dodržovány výrobcem předepsané teploty a relativní vlhkosti v poměrně úzkých tolerancích. Poruchovost integrovaných obvodů totiž stoupá s vyšší teplotou okolního vzduchu. Rovněž velká tolerance parametrů ovzdušňuje negativně jejich poruchovost.

Nadále je třeba, aby klimatizační zařízení

byla vybavena kvalitním filtrem (třída filtrace minimálně B 2), a to zejména v případě, že konfigurace počítače obsahuje magnetopáskové a magnetodiskové jednotky.

Tyto závěry platí i pro současně zaváděné minipočítače SMEP.

Teprve další očekávaný vývoj ve výpočetní technice povede v budoucnosti k podstatnému snížení nároků na klimatizační zařízení. Tento okamžik je časově ještě velmi vzdálen, minimálně 10 až 15 let a nastane až při hromadném zavedení velmi výkonných mikropočítačových systémů IV. a V. generace, u kterých budou již aplikovány obvody velmi velké integrace, dále budou použity magnetické bublinkové paměti, laserové tiskárny a jiné nové vývojové prvky.

Předpokládá se, že tyto minipočítače dosáhnou takových výkonových parametrů, které dosahují dnešní střední a velké počítače III. generace při mnohonásobně menším elektrickém příkonu.

ZÁTĚŽE V KLIMATIZACI

Pod názvem „Lastbegriffe in der Klimattechnik“ byl uveden zajímavý článek *prof. E. Doeringa* v časopise Heizung, Lüftung/Klimattechnik, Haustechnik, č. 1/1980 a proto z něho uvádíme podstatnou část.

V návrhu revize normy DIN 1946, část 1. byl učiněn pokus znovu uspořádat a definovat termíny zátěží v klimatizaci (*tab. 1*). Zátěže zde nejsou míněny doslovně, ale jako potřeby, ať již vlhčení, odvlhčování nebo energie k udržování určitého stavu vzduchu v klimatizovaném prostoru. Tento prostor je, ať již z hlediska pobytu lidí nebo klimatických podmínek pro potřeby výrobního procesu, narušován přísunem energie nebo hmoty, vznikajícími buď přímo v daném prostoru nebo pronikajícími

cím do něho z okolí. Takovoto přísuny se souhrnně popisují jako „zátěže prostoru“.

Analýza zátěží prostoru ukazuje, že je třeba rozlišovat tepelné zátěže a hmotové zátěže. Díváme-li se na vzduch v klimatizovaném prostoru jako na uzavřený termodynamický systém, pak přes jeho hranice, vlivem teplotních rozdílů, plynou neustále tepelné zátěže tím či oním směrem.

Tepelné zátěže

- od slunečního záření Q_s ,
- z vnějšího prostředí (transmisní) Q_t
- od osvětlení Q_o ,
- od lidí Q_L .

Tabulka 1: Termíny a definice zátěží podle DIN 1946, část 1, návrh července 1979

| | | |
|------|-------------------------|---|
| 2.12 | vlhčící zátěž | hmotnostní tok vodní páry, který musí být přiváděn do daného prostoru k udržování požadovaného stavu vzduchu |
| 2.18 | odvlhčovací zátěž | hmotnostní tok vodní páry, který musí být odváděn z daného prostoru k udržování požadovaného stavu vzduchu |
| 2.84 | tepelná zátěž | nadřazený pojem pro topnou a chladicí zátěž |
| 2.28 | topná zátěž | tepelný tok, který musí být přiváděn do daného prostoru k udržování požadovaného stavu vzduchu |
| 2.47 | chladicí zátěž | tepelný tok, který musí být odváděn z daného prostoru k udržování požadovaného stavu vzduchu |
| 2.28 | latentní topná zátěž | tepelný tok, potřebný k tomu, aby se při konstantní teplotě vzduchu odpařovalo a do daného prostoru přivádělo takové množství vody o teplotě vzduchu, aby byla udržována požadovaná absolutní vlhkost vzduchu |
| 2.38 | latentní chladicí zátěž | tepelný tok, potřebný k tomu, aby při konstantní teplotě vzduchu kondenzovala taková hmota vodní páry o teplotě vzduchu, aby byla udržována požadovaná absolutní vlhkost vzduchu v daném prostoru |
| 2.29 | citelná topná zátěž | tepelný tok, který musí být přiváděn do daného prostoru aby byla udržována požadovaná teplota vzduchu při jeho konstantní absolutní vlhkosti |
| 2.39 | citelná chladicí zátěž | tepelný tok, který musí být odváděn z daného prostoru, aby byla udržována požadovaná teplota vzduchu při jeho konstantní absolutní vlhkosti |

Hodnoty tepelných zátěží uvádějí směrnice nebo normy výpočtů chladicích zátěží (ČSN 73 0558, VDI 2078) buď přímo nebo udávají návod k jejich stanovení.

Hmotové zátěže lze získat buď na základě množství hmoty, nebo počtu částic, které se za časovou jednotku uvolní nebo pohltní.

Hmotové zátěže

- výdej vodní páry od lidí \dot{m}_{pL} ,
- odpar s povrchu volné vodní hladiny \dot{m}_{pW} ,
- počet mikroorganismů (zárodků) n_z ,
- počet částic n_g ,
- vývin CO_2 \dot{m}_{CO_2} .

Směrnice a normy uvádějí zpravidla jen výdaje vodní páry, po případě CO_2 u člověka. Velikost ostatních hmotových zátěží je třeba určit z jiných pramenů.

Tepelné zátěže nejsou však jedinými zátěžemi, které ovlivňují obsah energie ve vzduchu klimatizovaného prostoru. Také hmotové zátěže jej mění. Tak např. při obsazení místnosti se energetický obsah O_2 v důsledku spalovacích procesů probíhajících v lidském těle mění v energetický obsah CO_2 , nebo výfukem CO v garáži se nemění jenom v jejím ovzduší zátěž škodlivinou, ale současně je termodynamickému systému vzduchu v tomto prostoru přiváděna energie, odpovídající stavu uvolňovaného plynu. Tyto dodatečné energetické zátěže mohou být zanedbány z důvodů, které není nutno blíže rozvádět. Výjimku tvoří voda. Jestliže přivedeme (nebo odvedeme) do ovzduší daného prostoru vodu nebo vodní páru, pak se energetický obsah tohoto ovzduší všeobecně natolik změní, že to nelze zanedbat. Takováto

zátěž se do systému zátěží prostoru promítne dvakrát, a to jako hmotová zátěž ve formě toku hmoty přiváděné (odváděné) do prostoru a jako energetická zátěž ve formě toku entalpie.

Této dvojí funkci vody a zátěže vodní páry se dá vyhovět uspořádáním termínů zátěží, jak je uvedeno v tab. 2. V literatuře se energetická zátěž udává většinou celkovou zátěží (\dot{Q}_c) a ta se pak dělí na suchou a mokrou zátěž.

Diskuse o zátěžích

Nejdůležitější zátěže z tabulky 2 se dají určit nebo spočítat z dostupné literatury. Jejich sečtením může být zjištěna např. energetická zátěž k požadovanému okamžiku:

$$E = \dot{Q} + \dot{H} = \dot{Q}_0 + \dot{Q}_L + \dot{Q}_s + \dot{Q}_s + \dots + \dot{m}_{pL}h_p + \dots$$

- kde E = energetická zátěž,
- \dot{Q} = tepelná zátěž,
- \dot{H} = entalpická zátěž,
- h_p = entalpie vodní páry.

Je též možné rozdělení na vnitřní (index i) a vnější zátěže (index e):

$$E = \dot{Q}_i + \dot{Q}_e + \dot{H}_i$$

Přitom je předpokládáno, že zátěže entalpii jsou jen vnitřní zátěže. Byl např. učiněn návrh vyjádřit topnou zátěž výrazem:

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_v[c_v \Delta t_v + \Delta(x_v r)]$$

- kde \dot{Q}_t = topná zátěž,
- \dot{m}_v = hmotnostní průtok vzduchu,
- c_v = měrné teplo vzduchu,
- t_v = teplota vzduchu,
- x_v = obsah vodní páry ve vzduchu,
- r = výparné teplo vody.

Tabulka 2. Navrhované členění zátěží

| Zátěž prostoru | | |
|---|-------------------------------------|--|
| energetická zátěž (celková) | | hmotová zátěž |
| zátěž tepelná (suchá) | zátěž entalpická (vlhká) | zátěž vodní parou { mikroorganizmy částicemi CO ₂ aj. |
| zátěž zářením osvětlením transmisní od lidí aj. | zátěž od lidí odpařováním aj. | |
| Zátěže přiváděné do prostoru se považují jako kladné a naopak | | |

V jedné definici zátěži prostoru bylo konstatováno, že existují zátěže prostoru nezávislé na provozu klimatizačního zařízení. Zátěže prostoru nezmizí, je-li klimatizační zařízení vypnuto a tím je $\dot{m}_v = 0$. Výpočet teploty vzduchu v místnosti, která se nastaví bez klimatizačního zařízení vlivem tepelných zátěží, je např. důležitým bodem při současně probíhající diskusi o účelnosti klimatizačních zařízení.

Stejně jako není výkon výměníku tepla popsán rozdílem energie přiváděného a odváděného tepelného toku, ale přenášeným tepelným výkonem, měly by být definovány zátěže především svými toky energie nebo hmoty. Dále vyvstává i otázka, zda s potřebou zařízení je identická potřeba energie nebo vody vzniklá působením zátěží.

Navrhování klimatizačních zařízení

K navrhování klimatizačních zařízení se používají většinou tyto rovnice pro — energetickou bilanci

$$E = \dot{m}_v(l_i - h_d)$$

— bilanci vodní páry

$$\dot{m}_p = \dot{m}_{vd}(x_i - x_d)$$

— bilanci škodlivin

$$\dot{D} = \dot{m}_{ve}(k_i - k_e) + D_f$$

kde značí: \dot{m}_v hmotnostní (přů)tok vzduchu,

\dot{m}_p hmotnostní tok vodní páry,

h entalpie vzduchu,

x vodní obsah vzduchu,

k obsah škodlivin ve vzduchu,

\dot{D} zátěž škodlivinami,

D_f záchyt škodliviny ve filtru.

index „e“ pro venkovní „i“ pro

vnitřní, „d“ pro přiváděný vzduch.

Tyto bilance plně stačí k návrhu zařízení včetně vysokotlaké klimatizace s indukčními jednotkami. V souvislosti s tím možno ustoupit od zjišťování hodnot zátěží topné, chladicí (citelné i latentní), vlhčicí a odvlhčovací.

Navrhované pojmy pro DIN 1946, část 1

Energetická zátěž — souhrn všech zátěží ovlivňujících energetickou bilanci daného prostoru,

hmotová zátěž — souhrn všech zátěží prostoru ovlivňujících hmotovou bilanci,

tepelná zátěž (suchá zátěž) — souhrn všech zátěží prostoru vystupujících ve formě citelného tepla,

entalpická zátěž (vlhká zátěž) — souhrn všech hmotových zátěží ovlivňujících energetickou bilanci daného prostoru, nebo souhrn všech zátěží prostoru vystupujících ve formě entalpie.

Topná a chladicí zátěž

Jak bylo ukázáno, nejsou termíny topných, chladicích, vlhčicích či odvlhčovací zátěží pro výpočet zařízení nezbytně nutné a je tedy možno od nich upustit. V jiných případech ovšem mohou mít tyto pojmy své opodstatnění a pak by to vypadalo asi takto:

— kladná tepelná zátěž — topná zátěž,

— záporná tepelná zátěž — chladicí zátěž,

— kladná zátěž vodní parou — vlhčicí zátěž,

— záporná zátěž vodní parou — odvlhčovací zátěž.

Ve vztahu mezi stavem přiváděného (index d) vzduchu a vzduchu v místnosti (index i) znamená:

$t_d > t_i$ topná zátěž,

$t_d < t_i$ chladicí zátěž,

$x_d > x_i$ vlhčicí zátěž,

$x_d < x_i$ odvlhčovací zátěž.

Při přítomnosti lidí v klimatizované místnosti se vždy ukazuje potřeba chladicí zátěže, ale současně i odvlhčovací zátěže. Převažuje-li v zimě transmisní zátěž (tepelné ztráty) nad tepelnou zátěží od lidí v místnosti, pak kromě topné zátěže bývá potřeba i vlhčicí zátěže.

Kubíček

V č. 5/80 časopisu CCI (Clima Commerce International) byl zveřejněn článek *Dr. Ing. K. Becka*, spolupracovníka řady energetických institucí v NSR, pod názvem *Wärmerückgewinnung in Industrie und Gewerbe*, který má svou vysokou aktuálnost i pro naše podmínky.

V NSR se na celkové spotřebě konečné (druhotné) energie podílí průmysl ze 35 % a živnosti asi z 17 %, přičemž 96 % spotřeby primární energie připadá na topný olej, plyn a tuhá paliva včetně dřeva. Konečná energie se pak využívá asi z 50 až 55 %, takže jsou zde veliké rezervy v úspoře tepla, popřípadě v jeho zpětném získávání.

Předpoklady pro zpětné využití tepla v průmyslových procesech se v mnohém liší ve srovnání s předpoklady u vzduchotechnických zařízení:

- u vzduchotechnických (převážně větracích a klimatizačních) zařízení, stejně jako u parních kotelen, zůstává zpětně získané teplo uvnitř systému a koná oběh, v němž jsou časový průběh i intenzita vydávání a přijímání tepla synchronní,
- hladiny teplot se u průmyslových tepelných zařízení pohybují převážně výše než u vzduchotechnických zařízení,
- obsah vlhkosti v proudu odpadního tepla a možné využití na něm vázaného latentního tepla hrají jinou a někdy dokonce rušivou roli (např. při podkročení rosného bodu),
- k případnému využití tepla zpětně ve vlastním procesu často nejsou předpoklady, takže musí být teplo odvedeno a využito mimo „mateřský“ proces; pokud je to možné má být vždy dána přednost využití na místě,
- v případě, že se teplo využívá jinde, nesouhlasí často průběh potřeby s průběhem produkce využitelného tepla; někdy je možné jen jeho částečné využití a tak musí být provedena dodatečná opatření, aby zbytek tepla nepřišel nazmar,
- odpad tepla z výrobního procesu a tím i možnost jeho opětového využití nezávisí buď vůbec nebo jen v omezené míře na vnějších klimatických podmínkách, ale především na podmínkách výrobního procesu, např. velikosti produkce,
- teplo, které lze zpětně získat, nebývá vždy vázáno na vhodná tekutá média (voda, pára apod.), ale může být obsaženo i v pevných tělesech — polotovarech či výrobcích,
- průmyslová zařízení pracují často na více směn, popřípadě na nepřetržitý provoz a tak mohou být zejména vydatnými zdroji využitelného tepla.

Jestliže na sebe položíme diagram s časovým průběhem procesu vydávajícího teplo s časovým průběhem možnosti odběru tohoto tepla zjistíme, zda a za jakých okolností vzniká přebytek tepla a kdy nedostatek. Cílem je nejen co možná nejvyšší využití odpadního

tepla, ale také dosažení tohoto cíle co nejekonomičtěji. Pokud potřeba tepla převyšuje jeho produkci, může být použita jako základní a zbytek pak podle potřeby dodáván z jiného zdroje, popř. za použití primární energie. Dochází-li často k přebytku tepla, je třeba rozvážit, jak je jím možno ušetřit primární energii. K tomu je vhodné vypracovat přehled všech možných potřeb tepla, jak co do časového průběhu tak co do množství. Časový průběh musí být pro dlouhé období, aby v něm byly zachyceny všechny charakteristické odchylky.

Projekční úvahy

Mohl by vzniknout dojem, že zařízení na zpětné získávání tepla v průmyslu jsou technicky náročná a tedy obtížně realizovatelná. Také zde se používají staré osvědčené systémy na rekuperační nebo regenerační bázi: přímá výměna tepla přes děličí stěny, systémy se dvěma výměníky a se zprostředkujícím teponosným médiem, regenerační výměníky s rotujícími plochami přicházejícími střídavě do styku s teplo odevzdávajícím a teplo přijímajícím plynem a tepelná čerpadla poháněná elektromotory nebo spalovacími motory.

Mnohé z těchto systémů, především rotační regenerační výměníky, byly též vyvinuty pro vysoké teploty až asi do 1 000 °C. Na rozdíl od vzduchotechnických zařízení mohou být teplo předávající a teplo odebírající média odlišná, jako např. na jedné straně spaliny, na druhé straně voda. Některé z teplosměnných médií může být mechanicky znečištěno, stejně jako elementy zařízení, které mohou nadto ještě být napadeny korozí. Jako příklad pozoruhodné oblasti použití jsou zařízení na stříkání barev, kde musí být především přezkoumána otázka zamezení usazování barevné mlhy na teplosměnných plochách, což by bránilo jak proudění vzduchu, tak i přestupu tepla. Nebo rušivě může působit usazující se polet v zařízeních na zpětné získávání tepla v textilním průmyslu, prádelnách apod.

Je třeba věnovat pozornost i obsahu vlhkosti v médiích a kontrolovat, zda nedojde k podkročení rosného bodu, zda možná kondenzace nebude na závadu a kam beze škody kondenzát odvést.

U regeneračních výměníků s rotující akumulací hmotou mají její tvar, struktura a materiál určitý vliv na účinnost výměny tepla. V řadě průmyslových odvětví jsou navíc ještě vysoké nároky na čistotu prostředí a tím je jakýkoliv přenos hmoty z jednoho média do druhého vyloučen. V takovém případě musí navíc ještě přistoupit zvláštní opatření, jako např. instalace vysoceúčinných filtrů.

Významní výrobci zařízení na zpětné získávání tepla většinou nabízejí možnost ověřit na modelech chování svých výrobků za obtížných podmínek, k čemuž je ovšem vždy zapotřebí dlouhé pokusné doby.

Volba vhodných zařízení na zpětné získávání tepla pro průmyslové použití je komplex-

ním úkolem, který nemůže být úspěšně vyřešen bez časově náročných měření a úvah, při nichž by byly kriticky zhodnoceny všechny možné návrhy řešení.

Možnosti znovuvyužití tepla v průmyslu jsou široké a sahají od nejjednodušších systémů s přímou výměnou tepla mezi synchronními proudy plynů až po složité, do nichž je různě začleněno více proudů hmoty a energií. Pro výpočet hospodárnosti není rozhodující celkové množství využitelného tepla, ale jen ta jeho část, která účelně povede k úsporám na primární energii.

Při projektování zařízení na zpětné získávání tepla v průmyslu je třeba mít na zřeteli, aby se nezhoršila bezpečnost provozu a do osvědčených technologických postupů se zasáhlo co nejméně, čímž se omezí investice a tedy současně zvyšjí hospodárnost. Do ní je třeba započítat i vícenákklady na údržbu, obsluhu, pomůcky aj. Pokud se týče účinků na životní prostředí, tato zařízení působí příznivě, protože se jimi přinejmenším sníží množství spalovaného paliva.

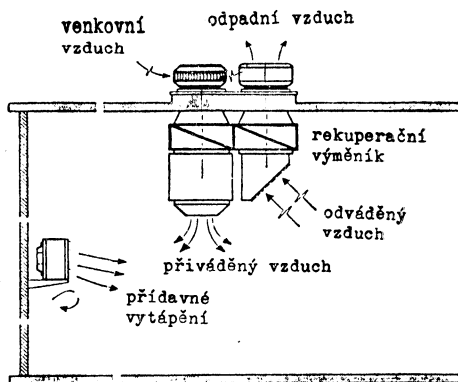
Příklady provedených zařízení

Zařízení na využití odpadního tepla v průmyslu je bezpočet variant. Proto uvedené příklady jsou jen malou ukázkou z této široké palety.

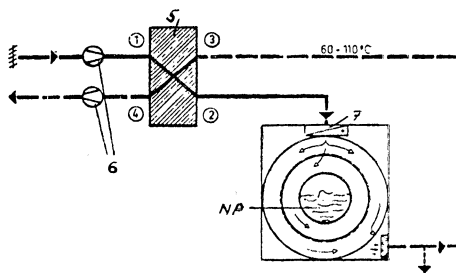
Na obr. 1 jde o dílenskou halu, která je vyhřívána teplem z odpadního vzduchu. Charakteristické je zde decentrální uspořádání komplexních jednotek, které obsahují všechny potřebné prvky od ventilátorů až po směšovací komory a regulaci. Jednotky tohoto druhu mohou být instalovány i do stávajících hal bez velkého zasahování do jejich konstrukce. Jsou tím užitečnější, čím je větší produkce tepla v hale a čím je zde větší výměna vzduchu. V jedné velké automobilce byla návratnost takového zařízení asi 3 roky. Pro případ, že jednotky se zpětným získáváním tepla nestačí pokrýt tepelné ztráty objektu, instalují a uvádějí se v činnost přídavné vytápěcí jednotky.

Obrázek 2 dokazuje, že se také u malých zařízení může zpětné využití tepla vyplatit. V daném případě jde o sušičku prádla, kde teplý a vlhký odpadní vzduch předává v deskovém rekuperačním výměníku své teplo přiváděnému vzduchu do sušičky, čím se dosáhne asi 50% úspory potřebné primární energie. Stav odpadního vzduchu zde kolísá v závislosti na okamžitém stavu sušeného prádla. Takováto zařízení, kde se někdy dají použít i regenerační výměníky, mají dobu návratnosti kolem dvou let. Podobná zařízení mají široké uplatnění v průmyslu, protože téměř v každém jeho odvětví najdeme řadu různých typů sušáren.

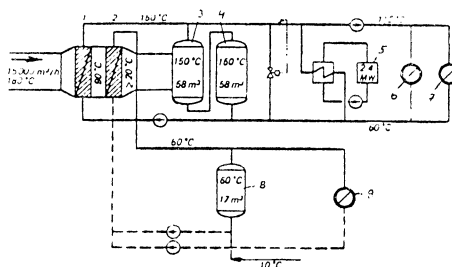
Obrázek 3 ukazuje systém zpětného získávání tepla, kde je zachyceno odpadní teplo v chladicím vzduchu vypalovacích pecí na keramiku o teplotě 180 °C a využito ve více stupních pro různé účely. V prvním stupni je ohřívána voda na 150 °C a ukládána ve dvou zásobnících. Jejím akumulovaným teplem se vyhřívají sušárny na zaformované keramické výrobky,



Obr. 1. Vytápění výrobní haly se zpětným získáváním tepla z odpadního vzduchu.



Obr. 2. Zpětné získávání tepla pro sušičku prádla: (1 — vzduch z místnosti, 2 — přiváděný vzduch, 3 — odváděný vzduch, 4 — odpadní vzduch, 5 — deskový rekuperační výměník, 6 — ventilátory, 7 — ohřivač, NP — náplň prádla).



Obr. 3. Vicestupňové zpětné získávání tepla v keramickém provozu: (1, 2 — výměníky, 3, 4 — zásobníky horké vody, 5 — kotel ke krytí špiček, 6 — sušárna, 7 — vytápění, 8 — zásobník teplé vody, 9 — spotřebiče teplé vody).

kteří měly dříve vlastní vytápění. Sušárny jsou přitom přes konec týdne mimo provoz, zatímco pece běží nepřetržitě, a proto právě zde má význam akumulace tepla do vody. Do prvního stupně je paralelně zapojeno vytápění kancelářských a sociálních místností spolu s kotlem o výkonu 2,4 MW pro krytí špiček při nedostatku naakumulovaného tepla.

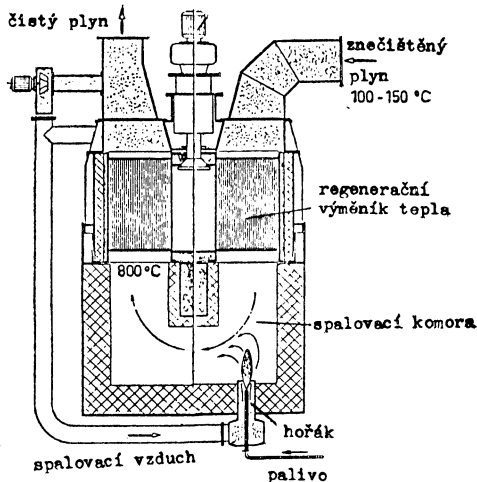
Ve druhém stupni systému je získávána teplá voda o teplotě 60 °C, částečně též využí-

vaná k vytápění místností prostřednictvím vytápěcích těles nebo jednotek a částečně k ohřevu užitkové vody pro umývárny podniku.

Také zde je v okruhu zásobník o obsahu 17 m³ jako vyrovnávací nádoba. Za druhým stupněm má chladicí vzduch ještě teplotu asi 20 °C, což se ještě jednou využívá a vzduch se vhání do výrobní haly systémem kanálů. Potřeba tepla pro zařízení a prostory zásobované teplem chladicího vzduchu činí v průměru ročně 23 000 GJ. Z toho 16 700 GJ, tj. 73 % je skutečně tímto odpadním teplem kryto, což představuje úsporu téměř 500 t topného oleje za rok.

Obrázek 4 je příkladem zpětného získávání tepla v oblasti vysokých teplot, při současně ochraně životního prostředí. Odpadní vzduch z procesu tepelného zpracování o teplotě 100 až 150 °C musí být podroben dodatečnému spalování, protože obsahuje plyny, které nelze vypustit volně do atmosféry. K tomu je třeba spalovací teploty okolo 800 °C, což je energeticky náročné. Ovšem ani po spálení nelze spaliny volně vypustit, nejen z hlediska ochrany ovzduší, ale i proto, že obsahují značné množství tepla. Proto je do okruhu zařazen rotační regenerační výměník, kde se vyměňuje teplo mezi horkým vyčištěným plynem a chladným znečištěným odpadním vzduchem, což umožnilo instalovat dodatečné spalování při únosných nákladech.

Uvedené čtyři příklady naznačují, jak mnohostranné jsou možnosti zpětného získá-



Obr. 4. Zpětné získávání tepla ze spalin s jejich dodatečným spalováním.

vání tepla v průmyslu. Je to cesta účinná a v žádném případě nelze tvrdit, že by byla vhodná jen pro velké toky energie. Naopak je třeba věnovat pozornost velkému počtu menších a malých zařízení, která právě pro svou vysokou četnost jsou nejvyšší významná. A protože stupeň využití tepla v průmyslu je zatím malý, znamená to nutnost zaměřit se tímto směrem.

Kubiček

PRACOVNÍ JEDNÁNÍ VYBRANÝCH SPECIALISTŮ OBORU ÚSTŘEDNÍHO VYTÁPĚNÍ V DOUBICI VE DNECH 12. – 14. 10. 1981 NA TÉMA „NÍZKOTEPLTNÍ OTOPNÉ SOUSTAVY“

Pracovní jednání dospělo k následujícím závěrům:

- je nutné stanovit podmínky vývoje optimálních tepelných ztrát objektů s ohledem na růst společensky nutných nákladů na výrobu a dodávku energie;
- z hlediska zabezpečení nárůstu spotřeby energie se jeví nezbytným využívat i nízkopotenciální teplo (jedná se např. o odpadní teplo, přečerpávané teplo, teplo zpětných vedení teplárenských sítí apod.);
- ve smyslu ČSN revidované 06 0310 má nízkoteplotní soustava pracovní teplotu do 65 °C). Jejím širšímu využívání brání: není cenově zvýhodněno s ohledem na energii;
- nedostatečný náběh výroby a typizace TČ;
- nedostatek zařízení pro zpětné využívání tepla;
- nedostatečná znalost a zkušenosti s těmito systémy;
- k vyrovnávání nesoučasnosti výroby a spotřeby tepla (denního diagramu zatížení) je nutno ve zvýšené míře využívat akumulace tepla. Protože v současné praxi není jejich použití běžné, dochází k předimenzování zdrojů i rozvodů tepla nebo nedostatkům

- v zásobování. Mimo jiné tomu brání malá zkušenost projektantů, nedostatek odborné literatury, výrobní nepřipravenost akce a typizace akumulátorů;
- v otázkách regulace a měření spotřeby tepla platí i nadále v plném rozsahu závěry přijaté dne 23. 5. 1980 na semináři na Konošpiti se zdůrazněním nutnosti řízené dávky tepla. Postupnost opatření (centrální regulace na zdroji tepla, měření v objektu, objektová, resp. zónová regulace, místní regulace a místní měření tepla) nelze v žádném případě zaměňovat.
- ke zlepšení otopných systémů je nutno rozšířit součástkovou základnu o trubky s hospodárnou tloušťkou stěny, termostatické ventily (včetně zásad jejich správného navrhování a použití), vodoměry pro spotřebitelské měření TUV, netoxickou nezamrzávací kapalinu (SOLAR), automa tické odvzdušňovací ventily, zónové uzávěry s kombinovanou funkcí, kotle na spalování domovních a dřevních odpadů a otopná tělesa na vyšší tlaky (do 1 MPa).
- je nutno zvýšit aktivitu v odborném tisku a literatuře.

ASHRAE Journal 23 (1981) č. 1

- Energy performance standards: The economic issues (Ekonomika energie) — *Nieves L. A.*, 49—52.
- Legionnaires' disease: A status report (Legionářská nemoc) — *Sibley H.*, 56—57.
- Optimum interstage pressure for 2-stage refrigeration system (Optimální mezistupňový tlak pro dvoustupňový chladicí systém) — *Prasad M.*, 58—60.
- Theory and use of a capillary tube for liquid refrigeration control (Teorie a použití kapilární trubice pro regulaci kapalínového chlazení) — *Staebler L. A.*, 62—64.
- Field test of energy savings with thermostat setback (Provozní zkoušky s úsporami energie nastavením termostatu) — *Beckey T., Nelson L. W.*, 67—70.
- Exhibitors at International Air-Conditioning, Heating, Refrigerating Exposition (Vystavovatelé na Mezinárodní výstavě klimatizace, vytápění a chlazení, konané v Chicagu) 81—87.
- Products to be featured at the show (Vystavované výrobky) — *Eggeling I. F.*, 88—97.
- ASHRAE technology and international participation (ASHRAE a mezinárodní spolupráce) — *Rodahl E.*, 99.

ASHRAE Journal 23 (1981), č. 2

- Field checks on building pressurization for smoke control in high-rise buildings (Kontrola přetlaku v budově — ochrana před kouřem ve výškových budovách) — *Tamura G. T.*, 21—25.
- The hazards of Las Vegas: The MGM grand disaster (Požáry budov v Las Vegas, kterým se dalo zabránit) — *Semple J. B.*, 28—29.
- Mt. Sinai medical center: A new concept in smoke control (Nová koncepce ochrany před kouřem, realizovaná ve zdravotním středisku Mt. Sinai) — *Billings L.*, 34—35.
- New Denver high-rise features coordinated life-safety system (Bezpečnostní systém výškových budov) — *Cieminski F.*, 43—47.

ASHRAE Journal 23 (1981), č. 3

- U.S./U.S.S.R. technological exchange (Výměna technologií USA/SSSR) — *Morgenroth D.*, 25—30.
- Advancing the state-of-the-arts, thermal insulation and moisture retarders (Tepelná izolace a ochrana před vlhkostí) — *Teitsma G. J.*, 32.
- Energy conservation and indoor air quality (Uchování energie a kvalita vnitřního vzduchu) — *Hadley J.*, 35—37.
- Building envelope performance testing (Testování pláště budovy) — *Harrje D. T.*, 39—41.
- Air tightness: supermarkets and shopping malls (Infiltrace vzduchu — obchodní domy a nákupní střediska) — *Shaw C. Y.*, 44—46.

ASHRAE Journal 23 (1981), č. 4

- First annual ASHRAE energy awards (První výroční ceny ASHRAE za energeticky úsporné řešení budov) — *Sepsy Ch. F.*, 31.
- First place. Institutional/commercial new construction (První místo. Nové řešení ústavních a komerčních budov) — *Lange J. T., Drake D. E.*, 34—37.
- Second place. Institutional/commercial new construction (Druhé místo. Nové řešení ústavních a komerčních budov) — *Nelson R. F.*, 38—39.
- Third place. Institutional/commercial new construction (Třetí místo. Nové řešení ústavních a komerčních budov) — *Perry L. E.*, 40—41.
- First place. Institutional/commercial existing structures (První místo. Rekonstrukce stávajících ústavních a komerčních budov) — *Hoynacki P.*, 42—43.
- Second place. Institutional/commercial existing structures (Druhé místo. Rekonstrukce stávajících ústavních a komerčních budov) — *Gatley D. P.*, 44—46.
- Third place. Institutional/commercial existing structures (Třetí místo. Rekonstrukce stávajících ústavních a komerčních budov) — *Morrison C.*, 47.
- First place. Industrial buildings (První místo. Průmyslové budovy) — *King J. W.*, 48—50.
- Second place. Industrial buildings (Druhé místo. Průmyslové budovy) — *McSherry G.*, 51—52.
- Third place. Industrial buildings (Třetí místo. Průmyslové budovy) — *Holness G. V.*, 53—54.

ASHRAE Journal 23 (1981), č. 5

- Sun/Tronic house: New England solar residence (Dům s využitím solární energie Sun/Tronic) — *Lehtinen M. J.*, 31—33.
- Revised noise criteria design and rating of HVAC systems (Revidovaná hluková kritéria pro návrh a výpočet vytápěcích, větracích a klimatizačních systémů) — *Blazier W. E.*, 34—37.
- Solar thermal residential and commercial economics: 1980 update (Ekonomika solární tepelné energie pro občanské a obchodní budovy) — *Conopask J. V., Fonash P., Easterly J.*, 39—44.
- Energy management program for retrofitting HVAC systems (Spotřeba energie pro vytápěcí, větrací a klimatizační systémy) — *Lahmon R. D.*, 45—47.
- Project icebox — an annual energy storage system (Využití ledu pro chlazení) — *Klassen J.*, 48—50.
- ASHRAE annual meeting (Výroční konference ASHRAE — program, abstrakta referátů) — 52—65.

ASHRAE Journal 23 (1981), č. 6

- The role of government action in improving

building energy efficiency (Úloha vlády při zlepšování využití energie v budovách) — *Hirst E., Fulkerson W., Carlsmith R.*, 25—28.
 — Building energy analysis methods: A roundtable discussion (Metody analýzy spotřeby energie v budovách. Diskuse) — 32—37.
 — Putting R & D to work in the design and construction process (Zapojení výzkumu a vývoje do procesu navrhování a konstrukce budov) — *Binkley J., Menge R.*, 41—44.
 — Changing relationships in the design process: A roundtable discussion (Změna vzájemných vztahů v navrhování budov. Diskuse) — 48—52.
 — Using the sun (Využití sluneční energie) — *Lewis T. Y., Morris P. M.*, 56—59.
 — The ISH: Frankfurt's window on worldwide HVAC & R trends (Výstava ISH ve Frankfurtu: nové směry ve vytápění, větrání, klimatizaci a chlazení) — *Gutman W. E.*, 60—62.
 — Are you comfortable? Comfort and human physiology (Pohoda prostředí a fyziologie člověka) — *Goldman R. F.*, 67.

ASHRAE Journal 23 (1981), č. 7

— Electrical energy management (Regulace spotřeby energie v budově) — *Spethman P. E.*, 31—35.
 — Beyond setback: energy efficiency through adaptive control (Účinná regulace spotřeby energie) — *Levine M., Moll L. W.*, 37—39.
 — Energy management central control & monitoring systems (Centrální regulační systémy spotřeby energie a monitorovací systémy) — *Silverthorne P. N.*, 40—42.
 — Analysis of computer-simulated thermal performance: The Norris Cotton Federal Office building (Analýza počítačem řízeného tepelného režimu v budově Norris Cotton Federal Office) — *May W. B., Spielvogel L. G.*, 43—50.
 — Dead band thermostats — pro and con (Termostaty s necitlivým pásmem) — *Fullman C., Helm B. M.*, 51—53.
 — Advanced control strategies for energy conservation in building operation (Nové možnosti uchování energie při provozu budovy) — *Harmon K. S.*, 55—57.
 — Retrofit of building systems for resource conservation: six state-of-the-art examples (Uchování a úspora energie — šest příkladů) — *Gupton G. W.*, 58—60.

ASHRAE Journal 23 (1981), č. 8

— A comparison of energy calculation procedures (Porovnání postupů výpočtu spotřeby energie) — *Kasuda T.*, 21—24.
 — Energy simulation with ESP-II (Přesné stanovení spotřeby energie v nově navrhovaných budovách) — *Kalasincki Ch., Ferreira F.*, 26—29.
 — Solar powered hospitals: cost effective solution to rising costs (Ekonomické využití sluneční energie v nemocnicích) — *Padillo R. A.*, 31—35.
 — Life-cycle costing building replacement analysis model (Náklady na budovu vzhledem k životnosti) — *Montag G. M.*, 39—44.

ASHRAE Journal 23 (1981), č. 9

— Tri-load solar system (Aktivní solární systémem větrání, opětného ohřevu vzduchu a přípravy teplé vody) — *Nelson J. S.*, 21—23.
 — Basics of computer/control device interfacing (Základy regulace pomocí počítače) — *Biehl R. A.*, 26—30.
 — Operating and controlling chillers to save energy (Úsporný provoz a regulace chladiců) — *Hallanger E. C.*, 33—37.
 — How ventilation influences energy consumption and indoor air quality (Vliv větrání na spotřebu energie a na kvalitu vnitřního vzduchu) — *Woods J. E., Maldonado E. A. B., Reynolds G. L.*, 40—43.
 — Commercial building ownership conservation cost analysis model — a follow up (Model rozboru nákladů na úspory energie v komerční budově) — *Montag G.*, 45—47.
 — Mobile won't forget Frederic (Město Mobile nezapomene na uragán Frederic) — 51—52.

Heizung Lüftung Haustechnik 32 (1981), č. 4

— Verbesserung der Wirtschaftlichkeit von Warmwasserversorgungsanlagen durch voreinstellbare Auslaufftemperaturen (Zlepšení hospodárnosti zařízení na zásobování teplou vodou přípravě nastavitelnými teplotami konce) — *Alban P.*, 149—151.
 — Ablaufstudien von Wasch- und Badvorgängen (Studie odtoků u pracích a koupacích postupů) — *Feurich H.*, 152—158.
 — Untersuchung zum Einfluss des Heizsystems und zum Aussenflächenzuschlag bei der Wärmebedarfsrechnung (Šetření vlivu vytápěcího systému a přírážky na vnější plochy při výpočtu spotřeby tepla) — *Schmidt P.*, 158—159.
 — Simulationsverfahren zur stetigen Heizwärmebedarfsermittlung im Jahresverlauf (Simulační postup na plynulé zjišťování vytápěcí tepelné spotřeby v průběhu roku) — *Hesse R.*, 160—161.
 — Zur Abschätzung der Wirkung von Wärmebrücken (K odhadu účinku tepelných mostů) — *Böttcher B., Wagner A.*, 162—168.
 — Geschlossene Wasserrückkühlssysteme mit mehrfach nutzbarem Wasserkreislauf (Uzavřené vodní chladicí systémy s několikanásobně použitelným oběhem vody) — *Allkofer E.*, 169—172.

Heizung Lüftung Haustechnik 32 (1981), č. 5

— Analytische Betrachtung von Ein-Kammer-Luftschleusen (Analytická úvaha o jednokomorových vдуchových propustech) — *Esdorn H., Schmidt M.*, 179—182.
 — Wirtschaftlichkeitsvergleich alternativer Raumheizsysteme (Srovnání hospodárnosti alternativních vytápěcích systémů) — *Oesterwind D.*, 183—187.
 — Definition der kondensierenden Feuchte an der Oberfläche von Luftkühlern (Definice kondenzující vlhkosti na povrchu vдуchových chladiců) — *Schramek E. R.*, 189—194.
 — Energieeinsparungsmaßnahmen bei einem neu erstellten Bürogebäude in Toronto (Energeticko-úsporná opatření v nově postavené

kancelářské budově v Torontu) — *Strotbek G., Weissbach H.*, 195—198.

— Geschlossene Wasserrücklaufsysteme mit mehrfach nutzbarem Wasserkreislauf (Uzavřené vodní chladicí systémy s několikanásobně použitelným oběhem vody) — *Allkofer E.*, 199—201.

— Entwurf einer neuen Wärmeschutzverordnung und Wirtschaftlichkeit (Návrh nového nařízení, týkajícího se tepelné ochrany a hospodárnosti) — 202—203.

— Technik im Dienste des Menschen (Technika ve službě člověka) — *Usemann K. W.*, 204—207.

— Landis & Gyr unterrichtete die Fachpresse (Firma Landis & Gyr informovala odborný tisk) — 208—209.

Heizung Lüftung Haustechnik 32 (1981), č. 6

— Mitnutzung des Verbrennungsmotors eines Ersatzstromaggregates zum Antrieb einer Wärmepumpe (Využití spalovacího motoru náhradního proudového agregátu k pohonu tepelného čerpadla) — *Jüttemann H.*, 215—219

— Mikroprozessorgesteuerte Regelung für multivalenten Heizanlagen (Mikroprocesory řízená regulace pro vícevalentní vytápěcí zařízení) — *Arend H. O.*, 220—222.

— Mikroprozessorgesteuerte Einzelraum- und Universal-Regelsysteme (Mikroprocesory řízené regulační soustavy pro jednotlivé místnosti a pro univerzální regulace) — *Güthner H.*, 223—227.

— Ergänzende Betrachtungen zur VDI-Richtlinie 3814 „Zentrale Leittechnik für betriebstechnische Anlagen in Gebäuden“ (Doplňující úvahy ke směrnici VDI 3814 „Ústřední rozváděcí technika pro provozně technická zařízení v budovách“) — *Hadré E.*, 228—231.

— Niedertemperaturheizung aus der Sicht der öffentlichen Verwaltung (Nizkotepelní vytápění z hlediska veřejné správy) — *Borner H.*, 232—233.

— Numerische Berechnung von vorwiegend durch die Schwerkraft angetriebenen Raumströmungen (Číselný výpočet prostorových proudění, převážně v důsledku síly tíže) — *Rheinländer J.*, 234—235.

Berichte von der 11. ISH in Frankfurt (Zprávy z 11. mezinárodní výstavy zdravotní techniky a vytápění (ISH) ve Frankfurtě) — *Thiel G. H.*, 236—240.

Heizung Lüftung Haustechnik 32 (1981), č. 7

— Einfluss der Luftführungsart auf den Energieeinsatz bei raumlufttechnischen Anlagen (Vliv způsobu vedení vzduchu na použití energie u vzduchotechnického zařízení) — *Bach H., Detzer R., Dittes W., Mangelsdorf R.*, 253—255.

— Bestimmung der Belastung des Aufenthaltsbereiches durch Wärme bei verschiedenen Luftführungen (Stanovení zátěže teplem v zóně pobytu při různých způsobech vedení vzduchu) — *Detzer R., Jungbäck E.*, 256—264.

— Der Wärmetransport im Raum bei der Luftführung von unten nach oben (Doprava tepla v místnosti při vedení vzduchu zezdola

nahoru) — *Dittes W., Mangelsdorf R.*, 265—271.

— Raumtemperaturregelung bei Heizanlagen (Regulace teploty v prostoru u vytápěcích zařízení) — *Bitter H.* 272—276.

— Rationeller Energieeinsatz bei der Gewächshausheizung (Racionální použití energie u vytápění skleníků) — 277—280.

— ASHRAE — Halbjahrestreffen in Chicago (Půlroční setkání ASHRAE v Chicagu) — 281—282.

Heizung Lüftung Haustechnik 32 (1981), č. 8

— Nutzungsgrenzen der Energie. Einführung, Bedeutung und Grenzen des Exergiebegriffs (Hranice využívání energie. Úvod, význam a vymezení pojmu exergie) — *Beahr H. D.*, 295—299.

— Dynamische Wirtschaftlichkeitsberechnung für den Praktiker (Dynamický výpočet hospodárnosti pro praktika) — *Rostek H. A., Huarmann N.*, 300—315.

— Schadstoffausbreitung in belüfteten Räumen bei verschiedenen Arten der Luftführung (Šíření škodlivin ve větraných místnostech při různých způsobech vedení vzduchu) — *Fitzner K.*, 326—326.

— Einflüsse der Luftführungsart auf den Energieverbrauch sowie die Investitionen und Betriebskosten raumlufttechnischer Anlagen (Vlivy způsobu vedení vzduchu na spotřebu energie jakožto na pořizovací a provozní náklady vzduchotechnických zařízení) — *Radtke W.*, 327—337.

— Berichte von der 11. ISH Frankfurt. Hoher Stand der Sanitärtechnik (Zprávy z 11. mezinárodního veletrhu zdravotní techniky a vytápění. Vysoký stav techniky zdravotně technických zařízení) — *Pfeil K.*, 338—339.

Heizung Lüftung Klimatechnik 32 (1981), č. 9

— Neuvorschläge zum Entwurf DIN 4701 „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden (Nové připomínky k návrhu normy DIN 4701 „Směrnice pro výpočet spotřeby tepla v budovách“) — *Esdorn H., Wentzlaff G.*, 349—357.

— Zur Berücksichtigung der Sonnenstrahlung bei der Berechnung des Jahreswärmeverbrauchs (Výpočet roční spotřeby tepla s ohledem na sluneční záření) — *Esdorn H., Wentzlaff G.*, 358—367.

— Prüfstand für thermostatische Heizkörperventile an der Universität Stuttgart (Zkušebna termostatických ventilů pro vytápěcí tělesa na universitě ve Stuttgartě) — *Asi H., Striebel D.*, 368—371.

— Dämmdisken-Optimierung mit Hilfe dynamischer Kalküle (Optimalizace izolačních tlouštěk dynamickými výpočty) — *Krüger W.*, 372—376.

— Optimierung von Heizungsregelanlagen (Optimalizace regulačních zařízení pro vytápění) — *Andreas U.*, 377—381.

— Berichte von der 11. ISH in Frankfurt (Zprávy z 11. mezinárodního veletrhu zdravotně technických zařízení a vytápění) — *Dehnen H.*, 382—383.

Heizung Lüftung Haustechnik 32 (1981), č. 10

— Verschiedene Verfahren zur Wärmerückgewinnung aus der Fortluft (Různá způsoby zpětného získávání tepla z odpadního vzduchu) *Amberg H. U., Köster G.*, 389—393.

— Neuvorschläge zum Entwurf DIN 4701 „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden. Teil II: Zum Einfluss der Gebäudespeicherfähigkeit auf die Norm-Aussentemperatur (Nové připomínky k návrhu normy DIN 4701 „Směrnice pro výpočet spotřeby tepla v budovách“. Část II.: Vliv akumulární schopnosti budovy na normální vnější teplotu) *Esdorn H., Wentzlaff G.*, 394—401.

— Die Elektrowärmepumpe zur Warmwasserbereitung und ihre Wirtschaftlichkeit (Elektrické tepelné čerpadlo na přípravu teplé vody a jeho hospodárnost) — *Thiel G.*, 402—408.

— Messung der örtlichen Geschwindigkeit in Wasser mit Hitzdrahtanemometern (Měření místní rychlosti ve vodě tepelným anemometrem) — *Goettling D. R.*, 407—409.

— Simulation als Mittel zur Reduzierung des Jahresenergiebedarfs und -verbrauchs von Gebäuden (Simulace jako prostředek ke snížení roční potřeby a spotřeby energie v budovách) *Thun G.*, 410—415.

— Dynamische Berechnung sommerlicher Raumtemperaturen (Dynamický výpočet letních teplot v prostorech) — *Leder H.*, 416—417.

— Gesetzgebung zur Energieinsparung wird nicht mehr auf Neubauten beschränkt (Vydání zákona na úsporu energie nevztahuje se jen na novostavby) — 418—419.

Heizung und Lüftung — Chauffage et ventilation (Schweizerische Blätter für Heizung Lüftung, Klima-, Wärme- und Gesundheitstechnik sowie für Rohrleitungsbau) 48 (1981), č. 5

— Niedertemperatur-Heizsysteme: Einführung, Prüfung (Nízkoteplotní vytápěcí systémy: Úvod, zkoušení) — *Hartmann P.*, 13—21.

— Auslegungskriterien für Niedertemperatur-Heizsysteme (Konceptní kritéria pro nízkoteplotní vytápěcí systémy) — *Bachofner W.*, 21—31.

— Thermische Behaglichkeit und Energieverbrauch bei Niedertemperatur-Heizungen (Tepelná pohoda a spotřeba energie u nízkoteplotních vytápění) — *Mayer E.*, 31—37.

— Neuentwicklungen bei Niedertemperatur-Heizsystemen (Nový vývoj u nízkoteplotních vytápěcích systémů) — *Schlapmann D.*, 38—43.

— Kostenvergleich verschiedener Heizsysteme (Srovnání nákladů různých vytápěcích systémů) — *Haendly D.*, 44—46, 55—60.

— Metallische Korrosionen in Heizungsanlagen allgemein und in Niedertemperaturheizungen im besonderen (Koroze kovu ve vytápěcích zařízeních všeobecně a především u nízkoteplotních zařízeních) — *Bösch K.*, 60—68.

Haustechnik Bauphysik Umwelttechnik (Gesundheitsingenieur) 102 (1981), č. 5

— Temperaturverteilung einer Warmwasser-

fussbodenheizung (Rozdělení teploty teplovodního podlahového vytápění) — *Kast W., Klan H.*, 218—226.

— Wärmeersparnis von Raumheizungen bei Betriebsunterbrechung — ein einfaches Näherungsverfahren (Tepelná úspora u vytápění při přerušení provozu — jednoduchá přibližná metoda) — *Gilli P. G.*, 227—234.

— Mikrocomputer in der Haustechnik. Teil 2: Der Mikroprozessor (Mikro počítač v domovní technice. Díl 2.: Mikroprocesor) — *Herbst D.*, 235—239.

— Brandschutz in und mit RLT-Anlagen (Protipožární ochrana v a se vzduchotechnickými zařízeními) — *Zitzelsberger J.*, 239—240, 249—256.

— Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten von Fenstern (Stanovení koeficientu prostupu tepla okna) — *Achtziger J.*, 256—262.

— Untersuchungen zur Mutagenität des Berliner Stadttaerosols (Šetření mutační schopnosti berlínského městského aerosolu) — *Wullenweber M., Ketseridis G., Rűden H.*, 263—265.

Die Kälte und Klimatechnik 34 (1981), č. 9

— Ventilator und Lüftungsanlage (Ventilátor a větrací zařízení) — *Mürmann H.*, 314—316, 318.

— Neue Unterfrierungsschutzheizung (Nové ochranné vytápění proti podchlazení) — *Oheim H.*, 320.

— Wärmerückgewinnung aus Abluft (Zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu) — *Allemann R.*, 334, 336, 340.

— Australische Forscher untersuchen altes Klimatisierungssystem (Australští výzkumníci studují starý systém klimatizace) — 340.

Die Kälte und Klimatechnik 34 (1981), č. 10

— Kostengünstiger Schraubenverdichter für gas- und dieselmotorisch angetriebene Wärmepumpen (Nákladově příznivý šroubový kompresor pro tepelná čerpadla, poháněná plynovým a dieselovým motorem) — *Willeitner E.*, 374—376.

— Energieeinsparung — Ist der Schraubenverdichter eine Alternative? (Úspora energie — tvoří šroubový kompresor jednu alternativu?) *Polzin W.*, 376, 378, 380.

— Thermisch angetriebene Grosswärmepumpen (Tepelně poháněná velká tepelná čerpadla) *Moderegger H. H.*, 382, 384, 386, 388, 390.

— IKK 81 — 2. Internationale Fachausstellung Kälte-Klimatechnik, Essen, 15.—17. Oktober 1981 (IKK 81 — 2. mezinárodní technická výstava z oboru chlazení a klimatizace, pořádaná ve dnech 15.—17. října 1981 v Essenu) — 410, 412, 414.

— Wärmepumpen 81 — Eine Marktübersicht (Tepelná čerpadla 81 — Přehled trhu) — 420, 422, 424, 426, 428, 430, 432—436.

Sanitär- und Heizungstechnik 46 (1981), č. 7

— Nordseehafen als Wärmequelle (Severomořský přístav zdrojem tepla) — 682—685.

— Das Bauen muss vetetigt werden (Stabilizace výstavby je nutná) — 686—689.

— Die Preussen hinkten den Franzosen nach

(Zaostávání Pruska v oblasti zdravotní techniky a ochrany životního prostředí za Francií) *Ruckdeschel W.*, 690—692.

— Die Investitionen lohnten sich (Ivestice v tepelném čerpadlu se vracejí v energetické bilanci) — 693—694.

— Dampf- und Heizungskessel in der Bundesrepublik Deutschland (1) (Parní a další otopné kotle v NSR — díl 1) — *Hempel Ch.*, 782—784.

— Vier Zonen im Absorber (Čtyři pásma ve slunečních absorberech) — 705—706.

— Elektrotechnik — Elektronik 4. Teil (Elektrotechnika a elektronika — díl 4.) — *Schro-wang H.*, 711—715 pokrač.

— ish Frankfurt am Main 1981 (Informace z letošního ish ve F. a.M., zařízení koupelen, sanitární technika, instalační materiál, armatury a příslušenství, vytápění, kotle, tepelná čerpadla) — 716—726, 731—738.

— Ritter-Heiztechnik: Bürogebäude mit Absorbersäulen beheizt (firem. sdělení: Administrativní budova vytápěna absorberem ve tvaru sloupů) — 739—740.

— BBC—York, Mannheim: Durch Exporterfolge Wachstumsrekord (firem. sdělení: výroba tepelných čerpadel) — 743.

— Küchentechnik No. 4 (Příloha „Technika v kuchyni č. 4“) — K 193—K 244.

— Funktionstüchtige Küchenarmaturen mit ansprechendem Design haben gute Zukunftschancen (Funkční kuchyňské armatury v odpovídajícím designu mají budoucnost) — K 200, K 202—K 204.

— Ein Modell sagt mehr als hundert Skizzen (Model říká víc než sto skic — magnetický model v aktovce) — K 212—K 213.

Sanitär- und Heizungstechnik 46 (1981), č. 8

— Probleme mit Lochkorrosion bei Kupferrohren (Problémy s „komůrkovou“ korozi u měděných trub) — *Genath B.*, 762—764.

— Erst die Programme, dann den Computer (Nejprve programy, potom na počítače — použití v malých a středních podnicích sanitární techniky) — *Arnold H. D.*, 765—767.

— Am besten kurze Luftführung (Nejlepší je vedení vzduchu na krátko — tepelná čerpadla vzduch/voda) — *Telensky H.*, 768—770.

— Energieoptimales Planen, Konstruieren und Überwachen von Klimaanlage (Energeticky optimální plánování, konstruování a kontrola klimatizačních zařízení) — *Masuch J.*, 771—777.

— Alle Schäden waren vermeidbar (Všechny škody bylo možno předvidat — požární ochrana při instalátérských pracech) — *Winzenburg W.*, 778—781.

— Dampf- und Heizungskessel in der Bundesrepublik Deutschland (2) (Parní a další otopné kotle v NSR — díl 2) — *Hempel Ch.*, 782—784.

— Warum Grundwasserbrunnen versagen (Proč selhávají studny pod základy budov?) — *Steinert H.*, 785—786.

— Elektrotechnik — Elektronik 5. Teil (Elektrotechnika a elektronika — díl 5.) — *Schro-wang H.*, 791—795.

— ish Frankfurt am Main 1981 (Informace z letošního ish ve F. a.M., zařízení koupelen, arma-

tury, instalační materiál, příslušenství, vytápění a kotle) — 796—808.

— Landis & Gyr: Feuerungsautomaten — ein gestarktes Bein (firem. sdělení — automatizace vytápění) — 809—811.

Stadt- und Gebäudetechnik 35 (1981), č. 7

— Die Modernisierung der Altbauwohnungen im Bereich Küche/Bad/WC und zu Fragen der Gas- und Abgasinstallation der Altbauwohnungen (Modernizace starých bytů v části kuchyň/koupelna/záchod a k otázkám přivodu plynu a odtahu spalků ve starých bytech) — *Fischer O. E.*, 194—197.

— Gasanwendungsanlagen — Bauteile für die sicherheitstechnische Ausstattung (Instalace plynových spotřebičů — prvky pro bezpečnostní vybavení) — *Schicht H.*, 198—202.

— Aufstellung von Gasanwendungsanlagen in Arbeitsräumen nach TGL 10707 (Zřizování zařízení s plynovými spotřebiči v pracovních prostorách podle TGL 10707) — *Herbst H.*, *Fischer O. E.*, 202—204.

— Mikroelektronik bei Haushalt-Gasanwendungsanlagen (Mikroelektronika při instalaci plynových spotřebičů v domácnosti) — *Weinert W.*, 204—207.

— Flüssiggas-Verwendungsanlagen in Räumen unter Erdgleiche (Zařízení s plynovými spotřebiči na tekutý plyn v prostorách pod úrovní terénu) — *Kurth K.*, 208—209.

— KDT-Richtlinie 079/81 „Einsatz von Gasraumheizern in Gebäuden aus Bauwerkteilen in leichter Bauweise — Installationstechnische und brandschutztechnische Grundsätze“ (KDT Směrnice 079/81 „Použití plynových topidel v budovách z lehkých prefabrikovaných dílů — Technické podmínky pro instalaci a pro požární ochranu) — *Fischer O. E.*, 210.

— Arbeitsblätter für das Bemessen von Abgaskanälen (Pracovní listy pro dimenzování kanálů na odtah spalků) — *Herbst H.*, 210—212.

— Zur Frage des Schutzgitters bei Aussenwandanlagen von Gasraumheizern (K otáče ochranných mříží vně na podokenních topidlech) — *Fischer O. E.*, 213.

— Luftdurchlasselement Typ LD 125 — Konstruktive Veränderungen und Messergebnisse (Konstrukční prvek LD 125 — změny v uspořádání a výsledky měření) — *Horvay R.*, 214—215.

— Mathematisches Modell für eine Netzstruktur (Matematický model řešení sítě) — *Glück B.*, 217—219.

Stadt- und Gebäudetechnik 35 (1981), č. 8

— Die überarbeiteten Standards der Be- und Entwässerung von Gebäuden (Přpracování standardů pro zásobování objektů vodou a jejich odkanalizování) — *Grothe H.*, *Gentsch L.*, 226—227.

— Schwerpunkte der TGL 10697/02 — Gebäudeausrüstung zur Wasserversorgung; Berechnung der Rohrleitungen (Těžičtě TGL 10697/02 „Vybavení budov k zásobování vodou; výpočty potrubí“) — *Sauerbreyl I.*, 228—232.

— Schwerpunkte der TGL 10698/02 — Gebäudeausrüstung zur Abwasserableitung; Berechnung der Rohrleitungen (Těžišťe TGL 10698/02 „Vybavení budov pro kanalizaci; výpočty potrubí“) — *Kraatz W.*, 232—236.

— Der Neufassung der TGL 10697/03 — Gebäudeausrüstung zur Wasserversorgung; Technische Forderungen (Nové znění TGL 10697/03 „Vybavení budov k zásobování vodou; technické požadavky“) — *Jungnickel I.* 236—239.

— Die Neufassung der TGL 10698/03 — Gebäudeausrüstung zur Abwasserableitung; Technische Forderungen (Nové znění TGL 10698/03 „Vybavení budov pro kanalizaci; technické požadavky“) — *Lindeke W.*, 239—242.

— Bessere Sanitärarmaturen für den Wohnungsbau (Lepší sanitární armatury pro vybavení bytů) — *Bergs K., Muth O., Vogel M.*, 242—245.

— Pauschale Ermittlung der Temperaturänderungen in Wärmenetzen (Souhrnné šetření tepelných změn v teplovodních sítích) — *Glück B.*, 245—249.

— Der Einfluss von Streuströmen auf die Korrosion feuerverzinkter Stahlrohre in Warmwasser-Versorgungsanlagen (Vliv bludných proudů na korozi ocelových v ohni pozinkovaných trub pro rozvodech teplé vody) — *Polster H., Schultheiss H., Busch U.*, 250—252.

— 13. Fachtagung Heizungs-, Lüftungs- und Sanitärtechnik in Stahlsold (13. Oborové dny vytápění, větrání a zdravotní techniky v S.) — *Horvay R.*, 252—253.

Staub Reinhaltung der Luft 41 (1981), č. 9

— Immissionschutz in der VR China (Ochrana proti imisím v ČLR) — *Prinz B.*, 321—325.

— Weiterentwicklung von optischen Ballontheodoliten zur Windprofilmessung für die Luftreinhaltung (Další vývoj optických balonových theodolitů k měření profilu větru

v rámei čistoty ovzduší) — *Barth G., Möhle W., Ahrens D.*, 326—329.

— Schwingbett-Aerosolgenerator und seine Anwendungsgebiete (Aerosolový generátor s vibračním ložem a oblasti jeho použití) — *Spurný K.*, 330—335.

— Zur Ableitung von Korngrößenverteilungsfunktionen (K odvození funkcí rozložení zrn podle velikosti) — *Petroll J.*, 336—338.

— Ein Beitrag zur Ermittlung der Emission von polycyclischen aromatischen Kohlenwasserstoffen aus Grossfeuerungsanlagen (Příspěvek ke zjišťování emise polycyklických aromatických uhlovodíků z velkých topenišť) — *Guggenberger J., Krammer G., Lindenmüller W.*, 339—344.

— Zur Flüchtigkeit von Schwermetallverbindungen und ihrer Bedeutung bei der Überwachung staubförmiger Emissionen (Těkavost sloučenin těžkých kovů a jejich význam při kontrole prašných emisí) — *Guggenberger J., Krammer G.*, 344—348.

— Zur Problematik phytotoxischer Ozonkonzentrationen im südwestdeutschen Raum (K problematice fytotoxických koncentrací ozónu v oblasti na jihozápadě Německa) — *Arndt U., Lindner G.*, 349—352.

— Bestimmung der Selbstzündungstemperatur von Stäuben anhand von experimentellen Untersuchungen (Stanovení teploty samovznícení prachu na základě experimentálních studií) — *Górecki J., Kordylewski W., Madej T., Worski Z.*, 353—356.

— Der Staubgehalt der Luft in Räumen mit textilen Fussbodenbelägen (Obsah prachu ve vzduchu v místnostech s textilními krytinami podlah) — *Kivistö T., Hakulinen J.*, 357—358.

— Minderung von Geruchsstoffemissionen aus stationären Anlagen (Snížení zápachajících emisí ze stacionárních zařízení) — *Krill H.*, 358—359.

ztv

3

Zdravotní technika a vzduchotechnika. Ročník 25, číslo 3, 1982. Vydává Česká vědeckotechnická společnost, komitét pro životní prostředí, v Academii, nakladatelství Československé akademie věd, Vodičkova 40, 112 29 Praha 1. Adresa redakce: Dvorecká 3, 147 00 Praha 4. — Tiskne Tisk, knižní výroba, n. p., 656 01 Brno, závod 1. — Vychází šestkrát ročně. Rozšiřuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, pošta, doručovatel a PNS ÚED Brno. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS-ústřední expedice a dovoz tisku Praha, závod 01, administrace vývozu tisku, Kačkova 19, 160 000 Praha 6. Cena jednoho čísla Kčs 8,—, roční předplatné Kčs 48,—. (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. 25, 1982 (6 issues) DM 78,—.
 Toto číslo vyšlo v červnu 1982.

© Academia, Praha 1982.