

ztv

ZDRAVOTNÍ TECHNIKA A VZDUCHOTECHNIKA

nositel Čestného uznání České vědeckotechnické společnosti

Ročník 25

Číslo 5

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. L. Hrdina — Doc. Ing.
V. Chalupová, CSc. — Ing. arch. L. Chalupský, — Doc. Ing. J. Chyský, CSc. — Ing. B. Je-
len — Ing. L. Kubiček — 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

OBSAH

Ing. V. Valenta, L. Macošková, D. Blažek:	Optimální podmínky pro funkci termostatických ventilů	257
Ing. K. Houška, CSc., Ing. Z. Viktorin, CSc.:	Matematické a fyzikální modely v technice sušení a jejich význam z hlediska regulace sušáren	271
Ing. arch. L. Chalupský:	Měření a regulace ve světelné technice	281
Ing. J. Novák, CSc., Ing. J. Kouba, Ing. P. Dvořák:	Síly a dynamická odezva u svazků výměňkových trubek při periodickém odtrhávání virů	289
Ing. L. Obložinský:	Solárna jednotka pre prípravu teplej užitkovej vody s vý- konnosťou 2200 litrů za deň	303

CONTENTS

Ing. V. Valenta, L. Macošková, D. Blažek:	Optimum conditions for function of thermostatic valves	257
Ing. K. Houška, CSc., Ing. Z. Viktorin, CSc.:	Mathematic and physical models in drying technique and and their importance from the standpoint of driers control	271
Ing. arch. L. Chalupský:	Measurement and control in lighting technique	281
Ing. J. Novák, CSc., Ing. J. Kouba, Ing. P. Dvořák:	The forces and the dynamic response of tube bundles in the case of periodic vortex shedding	289
Ing. L. Obložinský:	Solar unit for hot service water preparation with capacity 2200 litres/day	303

СОДЕРЖАНИЕ

Инж. В. Валента, Л. Мацошкова, Д. Блажек:	Оптимальные условия для функции терморегулирующих вентилей	257
Инж. К. Гоушка, к.т.н., инж. З. Викторин, к.т.н.:	Математические и физические модели в технике сушки и их значение из точки зрения регуляции сушилок	271
Инж. арх. Л. Халупски:	Измерение и регуляция в светотехнике	281
Инж. Й. Новак, к.т.н., Инж. Й. Коуба, Инж. П. Дворжак:	Силы и динамическая реакция пучков трубок теплообменника при периодическом отрыве вихрей потока .	289
Инж. Л. Обложински:	Солнечный агрегат для приготовления горячей производственной воды производительностью 2200 литров в сутки	303



SOMMAIRE

Ing. V. Valenta, L. Macošková, D. Blažek:	Conditions optimum pour la fonction des valves thermostatiques	257
Ing. K. Houška, CSc., Ing. Z. Viktorin, CSc.:	Modèles mathématiques et physiques dans la technique de séchage et leur importance au point de vue de la régulation des séchoirs	271
Ing. arch. L. Chalupský:	Mesurage et le réglage dans la technique lumineuse . .	281
Ing. J. Novák, CSc., Ing. J. Kouba, Ing. P. Dvořák:	Réponse dynamique et forces agissant sur un faisceau de tuyaux d'un échangeur au détachement périodique de tourbillons	289
Ing. L. Obložinský:	Monobloc solaire pour la préparation de l'eau chaude utile avec la puissance 2200 l/jur	303



INHALT

Ing. V. Valenta, L. Macošková, D. Blažek:	Optimalbedingungen für die Funktion der thermostatischen Ventile	257
Ing. K. Houška, CSc., Ing. Z. Viktorin, CSc.:	Mathematische und physikalische Modelle in der Trocknungstechnik und ihre Bedeutung vom Gesichtspunkt der Trocknerregelung	271
Ing. arch. L. Chalupský:	Messung und die Regelung in der Lichttechnik . . .	281
Ing. J. Novák, CSc., Ing. J. Kouba, Ing. P. Dvořák:	Kräfte und dynamische Reaktion bei Wärmeaustauschrohrbündeln während periodischer Wirbelablösung . .	289
Ing. L. Obložinský:	Sonnengrät für eine Gebrauchswarmwasserbereitung mit der Leistung 2200 l/Tag	303

OPTIMÁLNÍ PODMÍNKY PRO FUNKCI THERMOSTATICKÝCH VENTILŮ

Ing. VLADIMÍR VALENTA, LENKA MACOŠKOVÁ,

VVÚ Stavebních závodů, Praha

DALIBOR BLAŽEK,

Zbrojovka, Vyškov

Autoři objasňují základní vlastnosti termostatických ventilů a jejich vzájemný vztah k hydraulickým poměrům potrubní sítě a vytápěnému prostoru. Uvádějí postup nastavení optimálních podmínek regulačních ventilů v daných tlakových poměrech potrubní sítě, aby byla zajištěna dostatečně přesná regulace teploty vytápěného prostoru.

Recenzoval: Doc. Ing. Karel Laboutka, ČSc.

1. ÚVOD

Radiátorové ventily s termostatickými regulátory jsou u nás vyráběny přes deset let. Zatím ale nedošlo k jejich široké aplikaci, což platí hlavně pro oblast komplexní bytové výstavby. Důvodem je jistá nedůvěra k neznámé armatuře, pramenící z nedostatku podkladů potřebných pro projektování. Rovněž chybí objektivní zhodnocení provozu otopných soustav s těmito ventily.

Od termostatických radiátorových ventilů (TRV) se právem očekává zlepšení tepelné pohody v místnostech, rovnoměrné vytápění celého objektu a zejména využívání tepelných zisků v místnostech náhradou za otopný příkon z otopné soustavy. Význam TRV v současné době jistě poroste z důvodů zavádění ČSN 73 0540, která ovlivní další snížení tepelných ztrát místností. Nezmenšené tepelné zisky by mohly způsobovat značné přetápění místností.

V příspěvku chceme ukázat, že se o správné funkci TRV rozhoduje již při hydraulickém výpočtu otopné soustavy. Přitom jejich přínosy jsou s ohledem na energetickou situaci bezesporné. Představme si, že se TRV osadí na relativně malé otopné těleso o výkonu 1 kW, které vydá za otopné období 2 MWh tepla. Při střízlivém odhadu lze šetřit 10 % tepla, tj. 0,2 MWh. Je-li VC tepla 173 Kčs/MWh, bude úspora za otopné období 34,60 Kčs. Návratnost investice za TRV RD 75, rohový Js 3/8" (VC 126 Kčs), bude 3,6 roku. Osazením samotného regulátoru (VC 81 Kčs) se sníží návratnost na 2,3 roku. Poslední údaj platí pro ty otopné soustavy, které jsou vybaveny ventily s možností dodatečného osazení regulátoru. Jsou to např. otopné soustavy v bytových objektech KS VVÚ ETA realizované VHJ Stavební závody Praha.

Zásadní podmínky pro návrh a seřízení TRV jsou odvozeny pro ustálený tepelný stav pomocí postupů běžně používaných v topenářské projekční praxi.

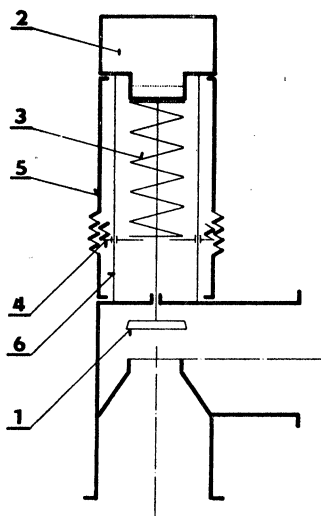
Nejprve budou popsány vzájemné vztahy mezi regulátorem, ventilem, otopným tělesem a vytápěnou místností s jedinou poruchovou veličinou — tepelným ziskem v místnosti. Ostatní možné poruchové vlivy (nesprávná teplota přírodní vody nebo hnačí tlak do přípojky tělesa) nebudou uvažovány. Z výsledků vzájemných vztahů budou stanoveny podmínky zajišťující správnou funkci TRV.

2. REGULÁTOR

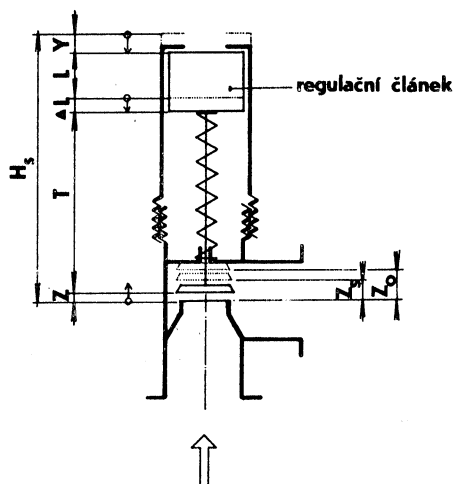
Přímočinný termostatický regulátor je přístroj, který mění zdvih kuželky radiátorového ventilu v závislosti na požadované a skutečné teplotě regulovaného prostoru, bez přívodu další pohonné energie.

TRV schematicky znázorněný na *obr. 1* využívá pro ovládání kuželky ventilu (1) síly regulačního článku (2) proměnné v závislosti na momentální teplotě prostoru. Poloha kuželky je vždy dána rovnovážným silovým stavem mezi regulačním článkem (2) a proti němu působící silou regulační pružiny (3). Její předpětí je nastavováno otáčením regulátoru (5) regulačním šroubem (4). Šroub je axiálně veden ve vodičkách (6).

Pro jednoduchý matematický důkaz regulační funkce TRV je na *obr.2* uvedeno



Obr. 1. Prvky TRV.



Obr. 2. Výpočtové schéma TRV.

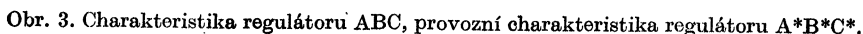
schéma regulátoru, jehož regulační článek ovládá kuželku ventilu změnou své délky. Pracovní bod regulátoru — nastavení požadované teploty prostoru — se zajišťuje v tomto případě změnou polohy regulačního článku.

Ve schématu na *obr. 2* znamená:

- Z — zdvih kuželky [mm]
- Z_s — zdvih kuželky v základním stavu [mm]
- Z_o — zdvih kuželky ve zcela otevřeném stavu [mm]
- T — délka zdvihátka [mm]
- L — délka regulačního článku [mm]
- ΔL — prodloužení regulačního článku vlivem teploty [mm]
- Y — nastavení regulátoru [mm]
- Y_s — nastavení regulátoru v základním stavu [mm]
- H_s — výška regulátoru v základním stavu [mm]

Prodloužení regulačního članku vlivem zvýšení teploty z t_s na t je

kde β_s — součinitel objemové roztažnosti při teplotě t_s [K⁻¹]
 r — teplotní stálost součinitele [K⁻²]

$$Z + T + \Delta L + L + Y = H_s = \text{konst.} \quad (2)$$
$$Z_s + T + L + Y_s = H_s. \quad (3)$$
$$Z = Z_s + Y_s - Y - \Delta L.$$
$$Z + \Delta Y = Z_s - \Delta L = Z_s - C(t - t_s), \quad (4)$$


který představuje *charakteristiku regulátoru*, tj. závislost zdvihu a změny nastavení regulátoru na prodloužení, resp. na změně teploty regulačního článku. Konstanta C je dána za předpokladu $r = 0$, který budeme respektovat v celém příspěvku, rovnici (1) a je vlastně převodem mezi ΔL a $(t - t_s)$.

Graficky je charakteristika regulátoru znázorněna na *obr. 3*.

Průběh snižování zdvihu kuželky z hodnoty Z_s vlivem zvýšení teploty regulačního článku z t_s na t má nejprve prodlevu AB danou pásmem necitlivosti Δt_n , která je způsobována pasivními odpory TRV. Dále lineární změnu BC do úplného uzavření sedla kuželkou při teplotě t_z . Při poklesu teploty v regulačním článku začne regulátor otevírat způsobem podle přerušované čáry.

Vlastnosti regulátoru jsou dány necitlivostí Δt_n , zesílením K_r , rozsahem změny nastavení regulátoru ΔY a proporčním pásmem x_p , které představuje teplotní odchylku potřebnou k úplnému uzavření sedla kuželkou.

Provozní charakteristikou regulátoru se rozumí závislost zdvihu regulátoru na odchylce regulované veličiny danou rozdílem skutečné a žádané teploty vzduchu a to při určité změně nastavení regulátoru $\Delta Y = \text{konst.}$, tedy

$$Z = f(\Delta t) = f(t_v - t_v^*).$$

Graficky se provozní charakteristika regulátoru získá z původní charakteristiky na *obr. 3*, po volbě žádané teploty vzduchu t_v^* a zavedením souřadnic $Z - \Delta t$. Průběh provozní charakteristiky ABC byl odvozen pro jisté ΔY .

Na *obr. 3* představuje

Z^* — zdvih kuželky při teplotě t^* [mm]

t_v^* — žádanou teplotu vzduchu [$^{\circ}\text{C}$]

t_v — skutečnou teplotu vzduchu [$^{\circ}\text{C}$]

t_z^* — závěrnou teplotu při změně ΔY [$^{\circ}\text{C}$]

$\Delta t_z^* = t_z^* - t_v^*$ — teplotní odchylku potřebnou pro uzavření ventilu [K]

x_p — proporční pásmo vzhledem k t_z [K]

x_p^* — proporční pásmo vzhledem k t_z^* [K]

Algebraicky je provozní charakteristika regulátoru dána vztahem

$$Z = \frac{\Delta t_z^* - \Delta t}{\Delta t_z^* - t_n} \cdot Z^*, \quad (5)$$

který platí pro $\Delta t \geq \Delta t_n$. Výraz lze odvodit buď pomocí *obr. 3* nebo vztahu (4), dosazením za $Z_t = \beta_s L (t_z - t_v^*)$. Zdvih kuželky při žádané teplotě t_v^* je

$$Z^* = \frac{\Delta t_z^* - \Delta t_n}{x_p - \Delta t_n} \cdot Z_s = t_z^* K_r. \quad (6)$$

3. VENTIL

Průtočná charakteristika ventilu udává hmotnostní průtok ventilem v závislosti na zdvihu kuželky, a to při konstantní tlakové ztrátě na ventilu a konstantní teplotě vody. Průběh $M = f(Z)$ průtočné charakteristiky může být lineární, progresivní (zvláštním tvarem je rovnoprocentní) a strmý a je zakreslen na *obr. 4*.

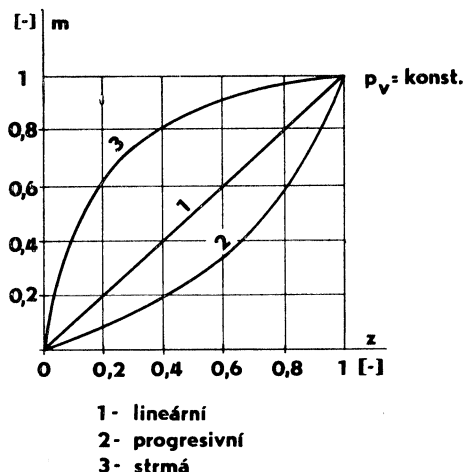
Jednotlivé průběhy popisuje vztah

$$M = DZ^a \quad (7)$$

nebo

$$m = \frac{M}{M_o} = \left(\frac{Z}{Z_o} \right)^d = z^d, \quad (8)$$

kde $d = 1$ pro lineární
 $d > 1$ pro progresivní
 $d < 1$ pro strmý průběh.



Obr. 4. Typy průtočných charakteristik ventilu.

Ve vztazích (7) a (8) znamená

$$D = \frac{M_o}{Z_o^d}$$

kde M — hmotnostní průtok při zdvihu Z [kg/h]
 M_o — hmotnostní průtok při zdvihu Z_o [kg/h]
 m — poměrný hmotnostní průtok [—]
 z — poměrný zdvih kuželky [—]

Bez průtočné charakteristiky ventilu v absolutních hodnotách, kterou výrobce musí uvádět pro konstantní tlakovou ztrátu a teplotu vody, není možno ventily řádně projektovat. Převody naměřené charakteristiky na charakteristiky potřebné pro konkrétní tlakové podmínky se provedou pomocí vztahů

$$\Delta p'_{v0} = B_{v0} \cdot M_o'^2 \text{ (naměřeno)} \quad (9)$$

$$\Delta p_{v0} = B_{v0} \cdot M_o^2 \quad (10)$$

$$\Delta p_{v0} = B_v \cdot M^2 \quad (11)$$

$$B_v = \frac{B_{v0}}{z^{2d}}, \quad (12)$$

kde Δp_{v0} — tlaková ztráta otevřeného ventilu [Pa]
 B_{v0} — průtokový součinitel otevřeného ventilu [Pa kg⁻²h²]
 B_v — průtokový součinitel ventilu při zdvihu Z [Pa kg⁻²h²].

Po osazení ventilu do úseku otopného tělesa, bude závislost poměrného průtoku tímto úsekem na poměrném zdvihu ventilu dána *provozní charakteristikou ventilu*

$$m = f(z, a_v).$$

Autorita (vlivnost) ventilu je dána výrazem

$$a_v = \frac{\Delta p_{v0}}{\Delta p_c}, \quad (13)$$

přičemž celková tlaková ztráta úseku otopného tělesa (ventilu, přípojky, kolen, otopného tělesa) při otevřeném ventilu je

$$\Delta p_c = \Delta h_c = \Delta p_{v0} + \Delta p_{t0}. \quad (14)$$

Má-li kuželka nastavený zdvih Z , bude

$$\Delta p_c = \Delta h_c = \Delta p_v + \Delta p_t, \quad (15)$$

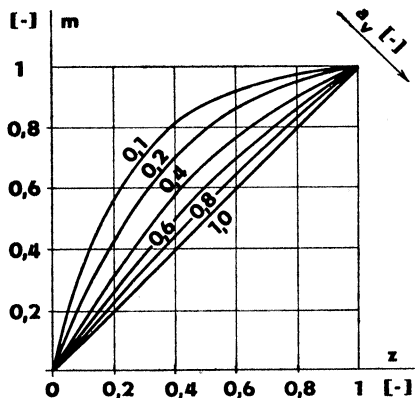
kde Δh_c — hnací tlak do úseku tělesa [Pa]

Δp_{v0} — tlaková ztráta otevřeného ventilu [Pa]

Δp_v — tlaková ztráta ventilu se zdvihem Z [Pa]

Δp_{t0} — tlaková ztráta úseku bez ventilu při otevřeném ventilu [Pa]

Δp_t — tlaková ztráta úseku bez ventilu při zdvihu Z na ventilu [Pa]



Obr. 5. Provozní charakteristika lineárního ventilu.

Do tlakové ztráty ventilu v otevřeném stavu nelze započítat tlakovou ztrátu nastavené druhé regulace ventilu, pokud je jí ventil vybaven. Tato ztráta připadá do Δp_t . Správně by se mělo psát o autoritě kuželky nikoli ventilu.

Výraz

$$m = [1 + a_v (z^{-2d} - 1)]^{-\frac{1}{2}} = \sqrt{f} \quad (16)$$

pro provozní charakteristiku ventilu se odvodí za použití rovnic (10), (12 až 15) a vztahů

$$\Delta p_t = B_t M^2; \quad \Delta p_{t0} = B_t M_0^2,$$

kde B_t — průtokový součinitel úseku tělesa bez ventilu [$\text{Pa kg}^{-2} \text{h}^2$].

Zdvihový součinitel je dán vztahem:

$$f = \frac{1}{1 + a_v(z^{-2d} - 1)} \quad (17)$$

Provozní charakteristika pro ventil s lineární charakteristikou ($d = 1$) je znázorněna na obr. 5.

4. TRV

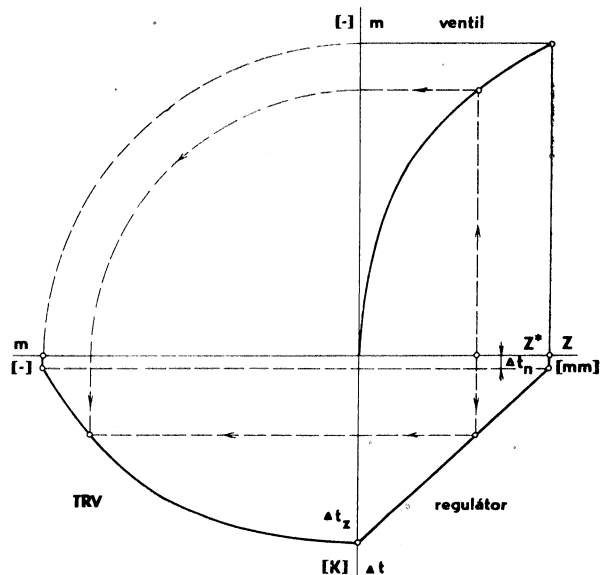
Při vývoji každého TRV se empiricky určí hodnoty základních regulačních vlastností, kterými jsou citlivost a časová konstanta regulátoru a průtoková charakteristika ventilu. Tyto vlastnosti pak ovlivňují přesnost a stálost regulačního efektu kompletního přístroje.

Teoreticky ideální regulátor by musel mít necitlivost rovnou nule a proporcionální pásmo i časovou konstantu blíží se 0. Ve skutečnosti je nutné rozšířit proporcionální pásmo ještě nad prakticky využívanou hranici, aby se umožnilo univerzální použití TRV. Jak bude vysvětleno dále, je úkolem projektanta otopného systému zajistit optimální pracovní bod či zdvih kuželky ventilu, odpovídající požadované přesnosti regulace.

Teplotní charakteristika TRV $\Delta t = f(m, a_v)$ se získá vyloučením Z ze vztahů (5), (6) a (16);

$$\Delta t = \Delta t_z^* - (x_p - \Delta t_n) \left[1 - \frac{1}{a_v} \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) \right]^{\frac{1}{2d}}. \quad (18)$$

V grafické podobě je charakteristika na obr. 6 a získá se spojením obr. 3 a 5.



Obr. 6. Konstrukce teplotní charakteristiky TRV.

5. OTOPNÉ TĚLESO A VYTÁPĚNÁ MÍSTNOST

Relaci mezi teplotou vzduchu v místnosti, průtokem vody do tělesa a tepelným ziskem podle obr. 7 popisují následující vztahy a jejich obdoba pro jmenovitý (výpočtový) stav, označený*;

$$Q_m = k_c \cdot S_m (t_v - t_e) \quad (19)$$

$$Q_t = k_t \cdot S_t (t_1 + t_2 - 2t_v)^{n+1} \quad (20)$$

$$Q_t = c \cdot M (t_1 - t_2) \quad (21)$$

$$Q_t = Q_m - Q_a \quad (22)$$

$$q = \frac{Q_a}{Q_m^*}, \quad (23)$$

kde $k_t^* = 0,5 k_n^* (t_1^* + t_2^* - 2t_v^*)^{-n}$,

Q_m — tepelná ztráta místnosti [W]

Q_t — tepelný výkon tělesa [W]

Q_a — tepelný zisk v místnosti [W]

q — poměrný tepelný zisk [—]

S_m — celková plocha stěn místnosti [m²]

S_t — výhřevná plocha tělesa [m²]

k_c — průměrný součinitel prostupu tepla stěnami dle ČSN 0602 10 [W m⁻²K⁻¹]

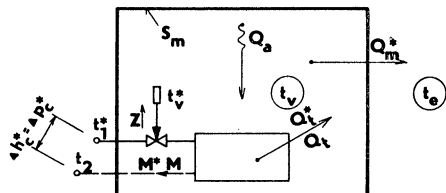
k_n — součinitel prostupu tepla tělesem při normálních podmínkách [W m⁻²K⁻¹]

t_e — teplota vnějšího vzduchu [°C]

t_1 — teplota vstupní vody do tělesa [°C]

t_2 — teplota výstupní vody z tělesa [°C]

n — exponent součinitele prostupu tepla [—].



Obr. 7. Tepelné výkony v místnosti.

Vztah

$$t_v = \frac{t_1 + (a + bm^{-1}) [q(t_v^* - t_e^*) + t_e]}{1 + a + bm^{-1}}, \quad (24)$$

resp. jeho tvar pro $t_v - t_v^*$, který je možno považovat za *teplotní charakteristiku místnosti* je řešením předcházejících rovnic, se zjednodušením exponentu $n + 1$ na hodnotu 1. Ve vztahu je

$$a = 0,5 (t_1^* + t_2^* - 2t_v^*) \cdot (t_v^* - t_e^*)^{-1}$$

$$b = 0,5 (t_1^* - t_2^*) \cdot (t_v^* - t_e^*)^{-1}$$

$$m = \frac{M}{M^*}.$$

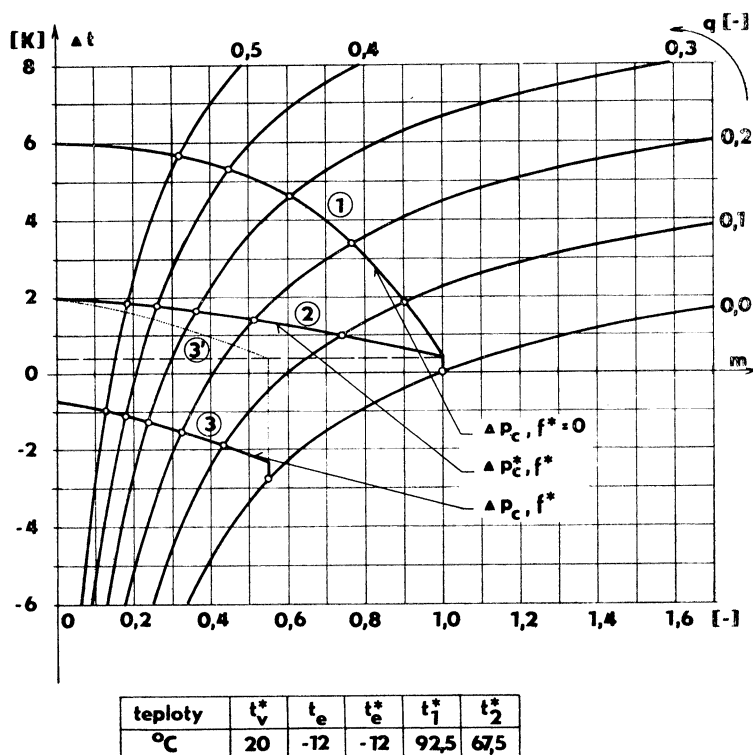
Na obr. 8 je znázorněna teplotní charakteristika místnosti pro uvedené jmenovité teploty. Je představována soustavou křivek $q = \text{konst.}$, které stoupají se zvětšováním m . Postihuje změnu teploty vzduchu v místnosti v závislosti na poměrném průtoku vody tělesem, na poměrném tepelném zisku, a to při jmenovitých teplotách vody a vnějšího vzduchu.

6. TRV, OTOPNÉ TĚLESO, MÍSTNOST

Jak bude ovlivňovat TRV teplotu vzduchu v místnosti při určitém tepelném zisku, je patrné z překrytí teplotních charakteristik TRV a místnosti, a to buď graficky nebo algebraicky. Grafický postup na obr. 8 je jednoduchý a velmi názorný, což postačí ke stanovení potřebných podmínek.

Na daném obrázku jsou uvedeny teplotní charakteristiky běžného TRV, který je do otopné soustavy navržen nebo nastaven třemi odlišnými způsoby.

Vlastnosti tohoto TRV jsou dány proporčním pásmem $x_p = 6 \text{ K}$ a strmou charakteristikou ventilu.



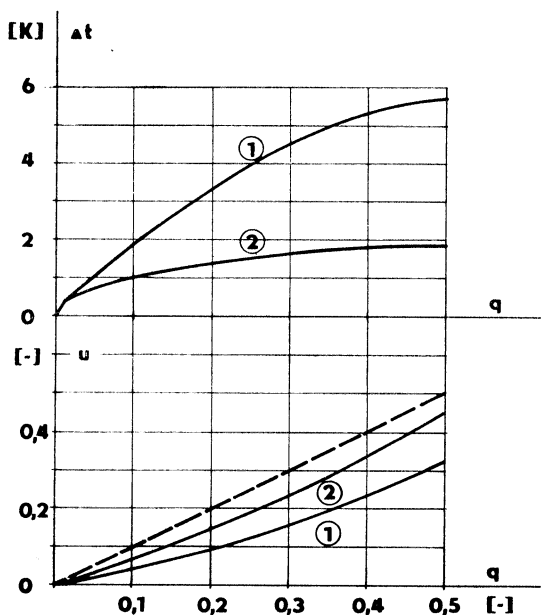
Obr. 8. Výsledná teplotní charakteristika

- 1 — TRV bez nastavení,
- 2 — správné nastavení TRV s patřičným hnacím tlakem,
- 3 — TRV s malým hnacím tlakem a správným nastavením.

Charakteristika ① představuje chování TRV v otopné soustavě, kdy je hydraulický výpočet prováděn tradičně anebo je TRV za provozu zaměněn např. za radiátorový kohout. Vzrůst teploty vzduchu, způsobený tepelným ziskem v místnosti je z hlediska tepelné pohody i z hlediska energetického nepříjemný. Při menších ziscích není dokonce podstatný rozdíl mezi soustavou s TRV a soustavou bez TRV (průsečíky $q = \text{konst.}$ s přímkou $m = 1$).

Na charakteristice ② jsou představeny x_p vlastnosti TRV s optimální změnou nastavení regulátoru ΔY , čímž se zmenší na přijatelnou hodnotu 2 K. Do otopného tělesa zatéká i při zmenšeném zdvihu Z^* jmenovitý průtok M^* a to zásluhou zvýšeného hnacího tlaku do úseku tělesa Δh_c^* , se kterým projektant již počítá. Výpočtový postup pro zajištění průtoku je uveden dále.

Vlastnosti TRV, který byl osazen do otopné soustavy záměnou za radiátorový kohout a u něhož byla provedena změna nastavení ΔY za provozu, jsou dány charakteristikou ③. Změnou nastavení se sice sníží teplotní rozdíl Δt_z^* , ale bez



Obr. 9. Vzrůst teploty v místnosti a poměrná úspora topného příkonu v závislosti na poměrném zisku

- 1 — nesprávně navržený TRV,
- 2 — správně navržený TRV,
- ideální TRV (přerušovaná příčka).

zvýšení hnacího tlaku do úseku tělesa klesne původní průtok M na podstatně menší (přechodná charakteristika ③'). Bude následovat snižování teploty ve vytápěné místnosti na ustálenou charakteristiku ③, která je ovšem v nepříznivém pásmu tepelné pohody.

Odečtením teplotních rozdílů mezi skutečnou teplotou vzduchu a žádanou v obr. 8

při různých tepelných ziscích (průsečíky obou soustav charakteristik) vznikne *výsledná teplotní charakteristika*

$$\Delta t = f(q, \Delta p_c, a_v),$$

jejíž grafická forma je v horní části *obr. 9*.

Z výsledných teplotních charakteristik je možno stanovit poměrnou úsporu topného příkonu ze vztahu

$$u = q - \frac{\Delta t}{t_v^* - t_e^*}, \quad (25)$$

který se odvodí z rovnic (22) a (23) a ze vztahů

$$Q_t^* = Q_m^*; \quad Q_u = Q_t^* - Q_t; \quad u = \frac{Q_m}{Q_m^*},$$

kde Q_u — úspora topného příkonu [W].

Graficky je poměrná úspora topného příkonu $u = f(q)$ uvedena na spodní části *obr. 9*, kde přerušovaná přímkou platí pro ideální regulátor, který pracuje s $\Delta t = 0$.

Horní část obrázku představuje TRV z hlediska jeho účinků na tepelnou pohodu, spodní část ukazuje jeho vliv energetický. Z obou hledisek jasně vyplývá potřeba optimální změny nastavení regulátoru. TRV s optimálním nastavením vykazuje asi 75 % využití tepelných zisků oproti 50 % u TRV pracujících v pásmu příliš velkých zdvihů kuželky. Tyto údaje se určí z poměrné úspory topného příkonu vzhledem k téže veličině pro ideální regulátor.

7. OPTIMÁLNÍ NASTAVENÍ TRV

Pro zlepšení tepelné pohody a pro zvýšení energetického účinku TRV je třeba určit optimální změnu nastavení regulátoru a zajistit hnací tlak do úseku tělesa. Potřebné veličiny se musí vyznačit do projektu ústředního vytápění.

Optimální změnu nastavení regulátoru lze odvodit z provozní charakteristiky regulátoru A^* , B^* , C^* , *obr. 3* do tvaru

$$\Delta Y_{\text{opt}} = \frac{t_z - t_z^*}{x_p - \Delta t_n} \cdot Z_s = (t_z - t_z^*) K_r, \quad (26)$$

kde jsou jednak veličiny dané charakteristikou regulátoru (t_z , Z_s , x_p , Δt_n , K_r), jednak teplota

$$t_z^* = t_v^* + \Delta t_z^*. \quad (27)$$

Vhodný teplotní rozdíl Δt_z^* je podle zahraničních zkušeností přibližně 2 K. Ještě menší rozdíl by sice vedl k přiblížení k ideálnímu regulátoru, ale také k regulaci otevřeno-zavřeno.

Z posledního vztahu plyne, že k žádané teplotě vzduchu t_v^* náleží závěrná teplota t_z^* , pomocí níž lze ze vztahu 26 určit ΔY_{opt} .

Pro zajištění jmenovitého průtoku vody do přípojky tělesa je nutno zvýšit hnací tlak do tohoto úseku na hodnotu

$$\Delta h_c = \frac{\Delta h_c}{f^*},$$

kde Δh_c — hnací tlak pro úsek tělesa při otevřeném ventilu a průtoku M .

Optimální zdvihový součinitel je dán vztahem (17)

$$f^* = \frac{1}{1 + a_v (z^{*-2d} - 1)},$$

a poměrný zdvih z^* vztahem 6.

Žádanou teplotu vzduchu t_v^* dostaneme z výrazu

$$t_v^* = t_i + p (t_i^* - t_e^*), \quad (28)$$

kde t_i^* — výpočtová vnitřní teplota podle ČSN 06 0210,

t_e^* — výpočtová vnější teplota,

$p = \frac{k_c}{\alpha_1 - k_c}$ — přírážka na vyrovnání vlivu chladných stěn,

$\alpha_1 = 8 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ — součinitel přestupu tepla na vnitřní straně stěn místnosti.

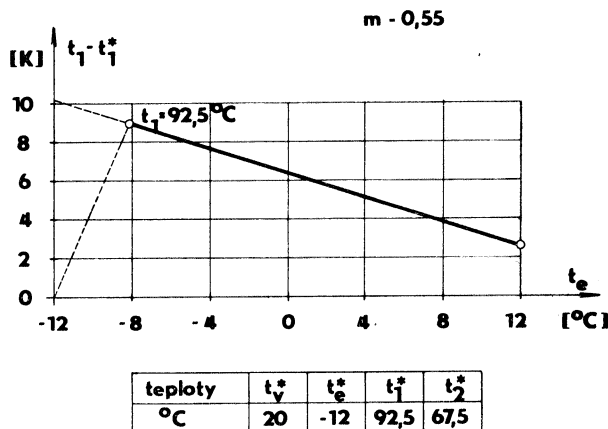
Podstatou popsaného postupu je tedy volba zadané teploty vzduchu t_v^* a přiřazení závěrné teploty t_z^* , která bude zajištěna hodnotou ΔY_{opt} . Výpočtem zdvihu Z^* a potřebného hnacího tlaku Δh_c^* do úseku tělesa bude zajišťován jmenovitý průtok M^* a tím i žádaná teplota vzduchu t_v^* .

U každého TRV musí být v projektu uvedena optimální změna nastavení regulátoru ΔY_{opt} a žádaná teplota vzduchu t_v^* . Vlastní seřízení regulátoru během provozu je možno provést buď pomocí ΔY_{opt} a kontrolovat t_v^* nebo naopak.

8. OPTIMÁLNÍ ZVÝŠENÍ TEPLoty PŘÍVODNÍ VODY

V případech, kdy není možno použít způsob podle předcházející kapitoly, se musí zvýšit teplota přívodní vody t_1 oproti hodnotě t_1^* příslušné teplotě vnějšího vzduchu proměnné během otopného období. Je to v případech, kdy např. jsou osazovány TRV v provozovaných otopných soustavách namísto radiátorových kohoutů a kdy u soustav nelze zajistit potřebné hnací tlaky do úseků otopných těles.

Zvýšením teploty přívodní vody se teplotní charakteristika ③ TRV na obr. 8 pře-



Obr. 10. Optimální zvýšení teploty přívodní vody.

sune do polohy ③', která je přijatelná pro funkci TRV (teplotní rozdíl $\Delta t_z^* = 2$ K). Znamená to, že tělesem přivádíme do místnosti trvalý tepelný zisk, který ale nevede k přetápění, pouze umožňuje provést vhodné nastavení regulátoru, zmenšit rozdíl Δt_z^* a přesunout charakteristiku ③ do pásma pohody ③'.

Optimální zvýšení teploty přívodní vody $t_1 - t_1^*$ je možno určit ze vztahu 24 pro $q = 0$;

$$t_1 = t_v^* (1 + a + bm^{-1}) - (a + bm^{-1}) t_e.$$

Poměrný průtok m představuje zmenšený průtok vody do tělesa vlivem osazení TRV a zmenšeného zdvihu na hodnotu Z^* , který je nutný pro rozdíl Δt_z^* .

Pro případ z obr. 8 je optimální zvýšení teploty přívodní vody uvedeno na obr. 10. Pohybuje se podle venkovní teploty od 3 do 10 K. Asi při $t_e = -8^\circ\text{C}$ je dosaženo jmenovité teploty přívodní vody $t_1^* = 92,5^\circ\text{C}$. Při snižování venkovní teploty pod -8°C se bude funkce TRV zhoršovat, nebude-li možné na zdroji zvýšit dále teplotu přívodní vody.

9. ZÁVĚR

Správnou funkci TRV mohou ovlivnit převážně projektanti ústředního vytápění. V jejich možnostech je určit optimální pracovní podmínky dané zdvihem kuželky TRV a připravit tak vyhovující podmínky, které zajistí dostatečně přesnou regulaci teploty a také vysoké využití tepelných zisků.

Výrobci TRV zajišťují ve spolupráci se Státní zkušebnou podklady potřebné pro projekci. Za hlavní podklady považují jednak charakteristiku regulátoru (obr. 3), jednak průtočnou charakteristiku ventilu (obr. 4) v absolutních hodnotách pro konkrétní konstantní tlakovou ztrátu na ventilu a teplotu vody.

V případech nasazení TRV v bytových objektech musí být zaručena fixace (zaplombování) zařízení omezující horní hranici nastavené teploty-nastavení regulátoru. Jinak hrozí, po úmyslném zásahu uživatele bytu, přetápění a tím zhoršení rovnoměrného vytápění objektu a dosažení minimálního energetického efektu.

V příspěvku jsou nastíněny základní vlastnosti TRV v otopných soustavách a uvedeny možnosti tvorby optimálních podmínek. Výběr možností bude zhodnocen dalším příspěvkem na základě údajů výrobců TRV.

ОПТИМАЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ ДЛЯ ФУНКЦИИ ТЕМПОРЕГУЛИРУЮЩИХ ВЕНТИЛЕЙ

Инж. Владимир Валента, Ленка Мацошкова, Далибор Блажек

Авторы поясняют основные свойства терморегулирующих вентилях и их отношение к гидравлическим условиям трубопроводной сети и к отапливаемому пространству. Приводится способ установки оптимальных условий регулирующих вентилях в данных напорных условиях трубопроводной сети, чтобы была обеспечена достаточно точная регуляция температуры отапливаемого пространства.

OPTIMUM CONDITIONS FOR FUNCTION OF THERMOSTATIC VALVES

Ing. Vladimír Valenta, Lenka Macošková, Dalibor Blažek

The authors throw light upon basic properties of thermostatic valves and upon their relation to hydraulic conditions of the piping system and to the heated space. Method of optimum conditions adjustment for control valves at the appointed pressure conditions of the piping system is discussed there in accordance with sufficient accurate temperature control of the heated space.

OPTIMALBEDINGUNGEN FÜR DIE FUNKTION DER THERMOSTATISCHEN VENTILE

Ing. Vladimír Valenta, Lenka Macošková, Dalibor Blažek

Die Autoren erklären die Grundeigenschaften der thermostatischen Ventile und ihre gegenseitige Beziehung auf die hydraulischen Verhältnisse eines Leitungsnetzes und auf einen beheizten Raum. Sie führen das Einstellungsverfahren der Optimalbedingungen der Regelventile in gegebenen Druckverhältnissen eines Leitungsnetzes zur Sicherung der genügend präzisen Temperaturregelung eines beheizten Raumes ein.

CONDITIONS OPTIMUM POUR LA FONCTION DES VALVES THERMOSTATIQUES

Ing. Vladimír Valenta, Lenka Macošková, Dalibor Blažek

Les auteurs expliquent les caractéristiques principales des valves thermostatiques et leur corrélation aux rapports hydrauliques d'un réseau de tuyauterie et au espace chauffé. Ils présentent le procédé de réglage des conditions optimum des valves de réglage dans les rapports de pression déterminés d'un réseau de tuyauterie pour l'assurance de la régulation suffisamment exacte de la température d'un espace chauffé.

● Nové příklady použití výměníků ZZT

V průmyslu se osvědčují výměníky *ECONOVENT PT*. Jde o výměníky s robustním rotorem, u něhož je počítáno i se znečišťováním. Mohou být nasazeny i v nejtěžších provozech, jako jsou hutě, slévárny a většinou není ani třeba přidavný filtr.

ECONOVENT KT je určen pro agresivní prostředí, neboť jeho akumulační hmota je opatřena ochranným povlakem z plastické hmoty.

ROTOTHERM PT je nově vyvinutý rotační výměník, který umožňuje hospodárné využití tepla z odpadního vzduchu až do teploty 300 °C. Další z nově vyvinutých výměníků je *RECOVENT GR*, jehož teplosměnná plocha je ze skleněných trubek a je tedy vhodný pro extrémní podmínky. Pro tento výrobek bylo vyvinuto speciální čisticí zařízení, které může, při silném znečištění teplosměnných ploch, použít i agresivní čisticí prostředky.

ECONOVENT EX je rekuperační systém pro extrémně vysokou vlhkost odpadního vzduchu.

ECONOVENT KV je určen pro dodatečnou instalaci do stávajících zařízení. Beznámrazový provoz tohoto výměníku je umožněn patentovaným propojením.

kkt 3/81

(Ku)

● Nové chladivo pro tepelná čerpadla

Koncern Du Pont vyvinul nové chladivo, které se zejména hodí pro tepelná čerpadla. Jedná se o směs, která byla předběžně označena jako Freon 13 B1/152a. Směs byla přihlášena k autorské ochraně ve většině průmyslově vyspělých zemí.

Podle výrobce má nové chladivo při venkovních teplotách mezi -18 a 0 °C až o 40 % vyšší výkonové číslo než R 22. Směs obsahuje normálně asi 55 až 70 % chladiva R 13 B1 a je proto nehořlavá. Dosavadní zkoušky ukazují, že při teplotě okolo 10 °C je možno s tímto chladivem dosáhnout zvýšení topného účinku až o 10 %. Novým chladivem se dá ihned v zařízeních, která pracují na bázi vzduch-vzduch, nahradit R 22. Je potřeba přitom provést jen tři malé změny:

- termostatické ventily nahradit kapilárou,
- do sacího potrubí plyného chladiva zařadit sběrač kondenzátu,
- mezi kondenzátor a výparník vložit mezi chladí chladiva.

Protože pracovní tlaky u nového chladiva jsou stejné jako u R 22, nejsou u tepelných čerpadel zapotřebí žádné jiné změny.

kkt 5/81

(Ku)

MATEMATICKÉ A FYZIKÁLNÍ MODELY V TECHNICE SUŠENÍ A JEJICH VÝZNAM Z HLEDISKA REGULACE SUŠÁREN

ING. KAREL HOUŠKA, CSc., ING. ZBYNĚK VIKTORIN, CSc.

Státní výzkumný ústav pro stavbu strojů, Praha-Běchovice

Práce zobecňuje zkušenosti dosud získané autory při tvorbě deterministických modelů konvektivního sušení a na praktických příkladech ukazuje možnosti jejich použití pro návrh regulačních systémů pro sušárny.

Recenzoval: Ing. Ladislav Strach, CSc.

1. ROZBOR PROBLEMATIKY

Přístup k výpočtu sušárny s ohledem na její regulaci je závislý na požadovaných výsledcích, technických možnostech a celkovém pojetí úlohy. Při sestavování matematického modelu, který obsahuje souvislosti (transformace) mezi vstupními a výstupními proměnnými v závislosti na regulačních proměnných, rozeznáváme deterministický a stochastický přístup. V prvním případě představuje matematický model soustava algebraických nebo diferenciálních rovnic, nepřihlízejících k náhodným vlivům. V druhém případě jsou vazby mezi vstupními a výstupními veličinami popsány komplikovanějšími vztahy, které respektují náhodné vlivy, jako např. nestejný pohyb částic vysoušeného materiálu v zařízení, nehomogenitu materiálu apod. V některých případech, kdy není znám deterministický popis nebo je příliš komplikovaný, používá se čistě regresních modelů. Výhoda regresních vztahů spočívá zejména v tom, že není nutné matematicky popisovat skutečný, většinou značně složitý proces v sušárně a po doplnění experimentálně zjištěnými látkovými vlastnostmi a kinetickými koeficienty jej řešit, ale vystačíme s vhodně zvolenou a vyhodnocenou aproximací chování celého systému. Regresní modely obvykle sice platí pro nízké rozmezí hodnot proměnných a pro dané zařízení, avšak zahrnují v sobě implicitně i vlivy, které nelze v deterministickém modelu uvažovat.

Dosud prováděná regulace průmyslových sušáren často vychází z vyhodnocených korelačních vztahů pouze mezi dvěma proměnnými veličinami, např. mezi výstupní teplotou prostředí T_{LB} a vlhkostí u_B produktu případně jeho teplotou T_{MB} apod. Tento způsob regulace podle naměřené teploty T_{LB} byl uplatněn pro řízení bubnových sušáren typu BS v zemědělství [L 1], sušení a ohřev práškového uhlí [L 2] aj. zejména proto, že spolehlivé kontinuální měření vlhkosti produktu u_B je zatím v širším měřítku nedorozřešeno. Regulace procesu sušení na základě přímého měření vlhkosti materiálu byla realizována jen v omezeném počtu případů, např. při sušení dřív, textilií, řeziva apod. [L 3], [L 4].

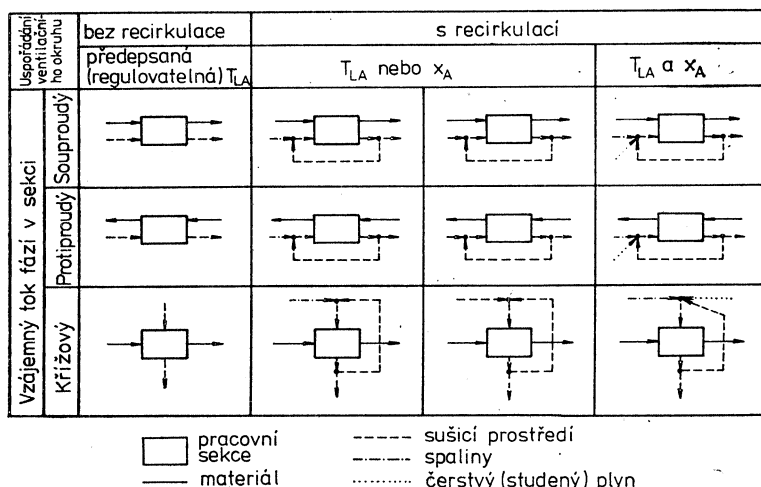
V některých případech sušení termolabilních materiálů je předepsán pro daný materiál ověřený sušicí režim. Předepsaný postup sušení je uskutečňován programovým řízením teploty a psychrometrické difference sušicího prostředí. Jako příklad realizovaného novějšího řešení lze uvést řídicí systém typu ERU 000 pro sušárny řeziva [L 5].

Uvedené příklady regulace, založené na velmi zjednodušených korelačních modelech speciálních případů nespĺňují v širším měřítku soudobé požadavky na zavádění

řídících systémů pro automatizaci provozu sušáren. Dosažení tohoto cíle je závislé především na vytvoření dokonalejších modelů, umožňujících výstižněji identifikovat proces v sušárně a ve větším rozsahu využít možnosti výpočetní techniky, dále pak na vývoji a konstrukci spolehlivých čidel.

2. DETERMINISTICKÉ MODELY KONVEKTIVNÍCH SUŠÁREN

V současném období je v SVÚSS věnována pozornost možnostem využití deterministických modelů pro regulaci sušáren. Matematický popis vychází nejprve z celkového, čistě bilančního modelu zařízení, které může mít (z hlediska bilance hmotnosti (M), energie (E) a popřípadě hybnosti (H)) jednu nebo více pracovních sekcí, ve

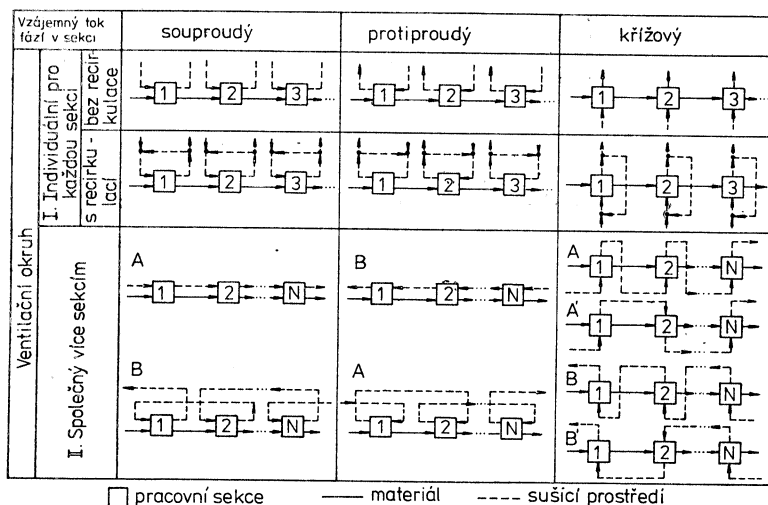


Obr. 1. Uspořádání používaná u kontinuálních sušáren s jednou pracovní sekcí

kterých přichází materiál do styku se sušícím prostředím. Při sestavování čistě bilančního modelu nezáleží na podstatě dějů uvnitř sekcí. V případech, kdy je sušárna tvořena jedinou sekcí (obr. 1) se nepřihlíží ani ke způsobu uspořádání toků obou fází (souproud, protiproud atd.). Důležité však je, zda dochází k recirkulaci sušícího prostředí, tvořeného např. vlhkým vzduchem, spaliny, přehřátou parou, inertním plynem, popřípadě jejich směsí. Příklady, uvedené na obr. 1 ukazují možnosti nezávislého nastavení vlhkosti x_A a teploty T_{LA} vstupujícího sušícího prostředí pouze směřováním recyklu se spaliny nebo horkým vzduchem. Zmíněná teplota T_{LA} a vlhkost x_A sušícího prostředí bývá vedle průtoku plynu \dot{M}_L a materiálu \dot{M}_M nejčastěji volena za regulační proměnnou.

Příklady uspořádání toků fází u sušáren s více sekcemi uvádí obr. 2. V praxi však bývají tato schémata často složitější, neboť respektují v konkrétních případech recirkulaci plynu i materiálu, úlet (propad), přísávání z okolí, ztráty do okolí atd. Popis takových komplikovaných případů vyžaduje systémový přístup [L 6].

Celkový, čistě bilanční model (soustava bilančních rovnic) je nutně doplňován dílčím modelem pracovní sekce, který zahrnuje také kinetické, dynamické a jiné vztahy, často empirické povahy. Model sekce zahrnuje kvantitativní popis vnějšího přenosu M , E , H mezi prostředím a povrchem materiálu a stěnami sekce a vnitřní přenos M , E mezi povrchem a vnitřkem materiálu. Služitost modelu se řídí podle typu



Obr. 2. Uspořádání používaná u kontinuálních sušáren s více pracovními sekcemi

úlohy tím, zda je požadován pouze výpočet vztahu mezi vstupními a výstupními hodnotami stavových veličin (T_L , T_M , x , u , p , v , w) nebo výpočet nestacionárního pole těchto veličin a s jakou přesností.

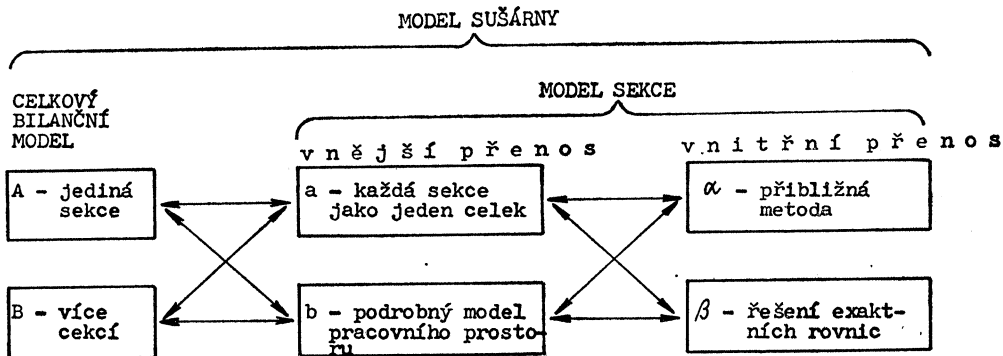
Z hlediska výpočtu vnějšího přenosu M , E , H rozlišujeme dva přístupy:

- Pracovní sekce je považována za celek a přenos M , E (resp. H) je popsán Newtonovým (resp. D'Arcyho) vztahem, prostřednictvím středních součinitelů přenosu $\bar{\alpha}$, $\bar{\beta}$ (resp. $\bar{\xi}$) přes objem pracovního prostoru a středních rozdílů příslušných veličin.
- Matematický popis vychází z podrobnějšího fyzikálního modelu, sestaveného pro konkrétní uspořádání styku sušícího prostředí s materiálem v bilančním objemovém elementu pracovního prostoru.

Z hlediska řešení problému vnitřního přenosu se nejvíce uplatnily dva přístupy:

- přibližný způsob, ve kterém je koncentrace vlhkosti na povrchu materiálu vyjadřována v úseku klesající rychlosti sušení pomocí poloempirických vztahů, vycházejících zpravidla ze zobecněných křivek sušení [L 7], kapilární teorie [L 8] apod.
 - řešení soustav rovnic exaktního popisu difúze vlhkosti a vedení tepla uvnitř materiálu s proměnnými látkovými vlastnostmi, sestavené *Lykovem* [L 9].
- Možnosti celkového postupu při výstavbě modelu sušárny, které byly rámcově naznačeny, lze shrnout do schématu obr. 3.

Ve zdůvodněných případech, kdy je model pracovní sekce (obr. 3) redukován pouze na odhad údajů nezbytných pro bilanční výpočet a vlastnosti systému jsou



Obr. 3. Struktura modelu sušárny

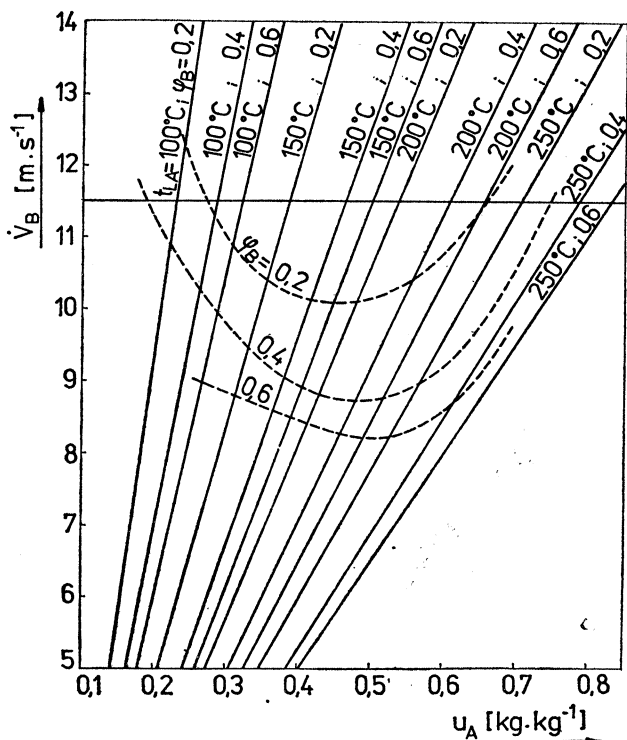
pokládány za konstantní, se mluví o statickém výpočtu sušárny [L 10]; pro ostatní případy je zaveden pojem dynamického výpočtu. Oba tyto pojmy mají v teorii regulace poněkud odlišný význam, který nelze zaměňovat. Dynamickým výpočtem se zde rozumí takový, který dává informace o systému pracujícím v dynamickém režimu, tj. kdy doba mezi dvěma perturbacemi (vstupních proměnných) je srovnatelná s dobou přechodového jevu.

3. PŘÍKLADY POUŽITÍ MODELŮ PRO POTŘEBY REGULACE SUŠÁREN

Možnosti základního modelu statického výpočtu lze demonstrovat z určených podkladů pro regulaci dvoustupňové sušárny dřevotlakového dřeva [L 11]. Statický výpočet byl v tomto případě doplněn pomocí známé statistické závislosti měrné odpařivosti proudových sušáren [L 11] na součinu vstupní teploty plynu a směšovacího poměru. Z vypočtených podkladů pro druhý stupeň sušárny byla stanovena závislost vystupujícího průtoku \dot{V}_B plynu na různých provozních parametrech — počáteční měrné vlhkosti u_A dřevotlakového dřeva, vstupní teplotě t_{LA} plynu a výstupní relativní vlhkosti φ_B plynu — (obr. 4). Závislost platí pro požadovanou konstantní měrnou vlhkost usušeného dřevotlakového dřeva $u_B = 0,07 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$.

Z grafu na obr. 4 lze např. odvodit chování systému při změnách veličin u_A , \dot{V}_B , t_{LA} při výstupní relativní vlhkosti plynu vymezené čárkovanou křivkou $\varphi_B = 0,4$. Příslušné rozmezí počáteční měrné vlhkosti u_A dřevotlakového dřeva, které je druhý stupeň proudové sušárny schopen usušit, odpovídá rozmezí $u_A \in \langle 0,2; 0,75 \rangle \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$. Pokud bude materiál přicházet do druhého stupně v tomto rozmezí u_A je možné regulovat zvolenou výstupní relativní vlhkost plynu $\varphi_B = 0,4$ dvojím způsobem. Buď se udržuje konstantní max. možný průtok $\dot{V}_{B\text{MAX}} = 11,5 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ a reguluje se t_{LA} v závislosti na u_A podle průsečíků přímky $\dot{V}_{B\text{MAX}}$ a přímek $\varphi_B = 0,4$ nebo se reguluje průtok \dot{V}_B v závislosti na u_A podle čárkované křivky $\varphi_B = 0,4$ a současně teplota t_{LA} . Obdobným způsobem je pak navržena regulace prvního stupně sušárny i vzájemná spojitost obou stupňů sušárny.

Příkladem použití dynamického výpočtu pro potřeby regulace je řešení šachtové sušárny obilí s několika pracovními sekcemi [L 12]. Použitý matematický model,



Obr. 4. Průtok prostředí na výstupu z druhého stupně sušárny po různé provozní parametry t_{LA}, φ_B

který lze stručně charakterizovat podle obr. 3 jako kombinaci $B \leftrightarrow a \leftrightarrow \alpha$, vycházel z bilančního schématu obr. 5 a z předpokladů:

a) teplota prostředí, vystupujícího z každé (i -té) sekce je

$$t_{LB_i} = \frac{t_{M_i} + t_{M_{i+1}}}{2} = t_{MST Ri}, \quad (1)$$

b) relativní vlhkosti prostředí na výstupu ze sekcí jsou voleny shodné ($\varphi_{B_i} = \varphi_B$, $i = 1, N$)

c) střední vlhkost materiálu v i -té sekci je definována vztahem

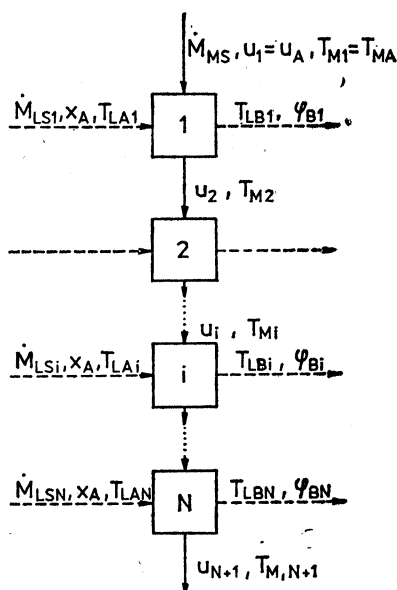
$$u_{ST Ri} = \frac{(u_i + u_{i+1})}{2}. \quad (1a)$$

Ve výsledných tvarech bilančních rovnic vlhkosti

$$\dot{M}_{LS_i} = \left[\frac{0,622 \varphi_B \cdot p_{NASI}}{p - \varphi_B \cdot p_{NASI}} - x_A \right] = \dot{M}_{MS} [u_i - u_{i+1}] = \dot{M}_{Wi} \quad (2)$$

a energetické bilance

$$\dot{M}_{LS_i} = \frac{\dot{M}_{Wi} \{0,5c_w [t_{M_{i+1}} - t_{M_i}] + \Delta l_i \psi_i\} + \dot{M}_{MSCM_{i+1}} [t_{M_{i+1}} - t_{M_i}]}{c_L [t_{LAi} - t_{MST Ri}]}, \quad (3)$$



Obr. 5. Bilanční schéma sušárny se suvnou vrstvou

se příslušné hodnoty látkových vlastností vyčísľují z následujících vzorců:
výparné teplo

$$\Delta l_i = 2,5 \cdot 10^6 - 2,3 \cdot 10^3 t_{MSTRi} \quad [\text{kg}^{-1}], \quad (4)$$

koefficient vazebné energie

$$\psi_i = 1 + 13,07 \exp(-23 u_{STRi}) \quad [1], \quad (5)$$

měrné teplo vlhkého materiálu

$$c_{Mi+1} = c_{MS} + c_W u_{i+1} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}] \quad (6)$$

a tenze syté páry

$$p_{NAS} = 922 - 33,33 t_{MSTRi} + 5,33 t_{MSTRi}^2 \quad [\text{Pa}]. \quad (7)$$

Vyjádření vnitřního přenosu (obr. 3) bylo provedeno přibližnou metodou V. I. Židka [L 13], která spočívá nejprve ve vyjádření celkové doby sušení τ_c poloempirickým vztahem

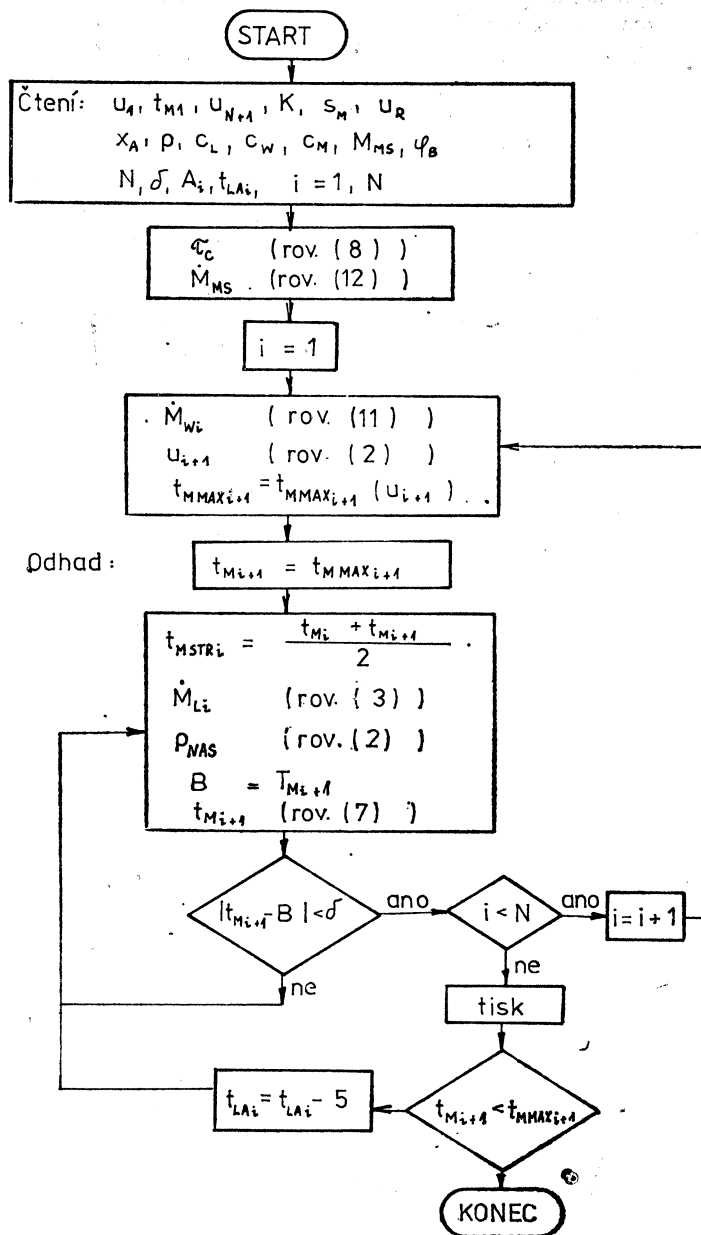
$$\tau_c = \frac{1 - 0,005 t_{M1}}{A \cdot K \cdot g(u_1) \cdot p_p \cdot s_M} \ln \frac{u_1 - u_R}{u_{N+1} - u_R}, \quad (8)$$

ve kterém je empirická konstanta $A = 4,2 \cdot 10^{-12}$, K je empirický součinitel závislý na druhu zrna (pšenice, ječmenu...), p_p je tlak páry při povrchu zrna

$$p_p = 392[1,67 + 0,52 u_1]^{0,1 t_{M \max, N+1}} + 800 \quad (9)$$

a $g(u_1)$ je empirická funkce.

Rovnovážná vlhkost obilí byla volena konstantní $u_R = 0,1 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$.



Obr. 6. Vývojový diagram výpočtu

Další hlavní myšlenkou přibližné metody [L 13] je zobecněná závislost rozdělení spotřeby tepla, resp. toku odpařené vlhkosti, po výšce x šachtové sušárny. Je-li váhová funkce A_i vyjádřena v závislosti na výškových rozměrech sekcí tvarem

$$A_i = \frac{\int_{x_{i-1}}^{x_i} f(x) dx}{\int_0^1 f(x) dx} \quad i = 1, N, \quad (10)$$

můžeme hledaný průtok vlhkosti (rov. (2), (3)), odpařené v i -té sekci určit výrazem

$$\dot{M}_{Wi} = A_i [u_i - u_{N+1}] \dot{M}_{MS}. \quad (11)$$

Regulace předpokládá průběžné nebo periodické měření vlhkosti u_i a teploty T_{M1} vstupujícího obilí, potřebných k výpočtu τ_c ze vztahu (8) a výkonu \dot{M}_{MS} šachty z celkové zádrže \dot{M}_{MS} v sušárně

$$\dot{M}_{MS} = \frac{M_{MS}}{\tau_c}. \quad (12)$$

Při iteračním řešení neznámých průtoků \dot{M}_{LSi} prostředí a teplot t_{Mi+1} z rovnic (2), (3) se za t_{LAI} dosazuje (v 0-té aproximaci) maximální dovolená teplota podle empirického vzorce [L 13]

$$t_{LAMA Xi} = 180 - 70u_i. \quad (13)$$

Vypočtená dosažená teplota t_{Mi+1} je porovnávána s maximální dovolenou teplotou obilí $t_{M MAX}(u_i)$, zjištěnou v závislosti na jeho vlhkosti u_i (pro pšenici např. platí $t_{M MAX} = 78 - 185u_i + 300u_i^2$). Je-li $t_{Mi+1} > t_{M MAX i+1}$, sníží se teplota vstupujícího prostředí t_{LAI} o 5 °C a výpočet se opakuje podle potřeby. Podrobnější popis algoritmu podává obr. 6.

Výsledkem výpočtu vycházejícího z naměřených vstupních hodnot u_i , T_{M1} známého druhu obilí jsou provozní parametry \dot{M}_{MS} , \dot{M}_{LSi} , T_{LAI} , u_i přímo použitelné k nastavení sušárny.

4. OČEKÁVANÝ VÝVOJ MODELŮ PRO REGULACI SUŠÁREN

Z uvedených příkladů využití deterministických modelů pro potřeby regulace sušáren je patrné, že poskytují v řadě praktických případů potřebné informace o chování systému. Při jejich očekávaném dalším vývoji lze předpokládat širší zaměření k potřebám regulace řízení a automatizace provozu sušáren. Je však nutno uvážit, že takto pojaté modely nemohou v řadě konkrétních případů plně vystihnout fyzikální skutečnost, zejména vnitřní nehomogenitu a geometrické odchylky tvaru a velikosti materiálu, fluktuaci vstupních veličin apod. Pro tyto případy bude nutno zajistit potřebný vývoj analogových a stochastických modelů.

LITERATURA

- [1] Technická dokumentace sušárny BS-6 RND k. p. Ejovice
- [2] Orlík, M.: Zkušební předehtřívání koksových vsázek v proudové sušárně flotačních koncentrátů. Hutnické listy, 1973, č. 8
- [3] Sergovskij, P. S.: Hygrotermická úprava a sušení dřeva ALFA, Bratislava 1975
- [4] Ondrouch, V.: Možnosti regulace a řízení procesů u napínacích, sušicích a fixačních strojů. Sborník přednášek „Sušení a sušárny v textilním průmyslu, DT ČSVTS Ústí n/Labem, 1979

- [5] *Kmínek, A.*: Riadenie sušiarne rezivá systémom ERU 000. Sborník přednášek z 6. celostátní konference, DT ČSVTS Bratislava, 1981
- [6] *Hlaváček, V.*: Základy systémového inženýrství chemické technologie. SNTL Praha, 1976
- [7] *Houška, K.*: Metody výpočtu sušáren s konvektivním přívodem tepla. Kand. dis. SVÜSS, 1977
- [8] *Krischer, O.*: Naučnyje osnovy tehniki suški. Izd. inostr. liter. Moskva, 1961
- [9] *Lykov, A. V.*: Teorija suški. Energija, Moskva 1968
- [10] *Houška, K., Valchář, J., Viktorin, Z.*: Určování hlavních rozměrů sušáren pomocí variantních výpočtů na číslicových počítačích. Strojnický časopis SAV, XXVI, č. 3, 1975
- [11] *Houška, K.*: Studijní výpočet dvoustupňové proudové sušárny dřevovlákná s ohledem na její regulaci. Zpráva SVÜSS 75—09112
- [12] *Houška, K.*: Metoda výpočtu průběhu sušení zrna a pracovního režimu sesypné sušárny obilí typu LSO na číslicovém počítači. Zpráva SVÜSS 75—09003
- [13] *Židko, V. I.*: Issledovanie processa suški zerna v svjazi s jevo avtomatizacijej. Autoreferát doktorské disertace, Oděsa 1970

SEZNAM OZNAČENÍ

A — váhová funkce (10); c — měrné teplo [$J \cdot kg^{-1}K^{-1}$]; E — energie [J]; H — hybnost [$kg \cdot m \cdot s^{-1}$]; Δl — měrné skupenské teplo [$J \cdot kg^{-1}$]; M — hmotnost [kg]; p — tlak [Pa]; s_M — povrch částice [$m^2 kg^{-1}$]; T — teplota [K]; t — teplota [$^{\circ}C$]; u — měrná vlhkost materiálu [$kg \cdot kg^{-1}$]; V — objem [m^3]; v — rychlost sušicího prostředí [$m \cdot s^{-1}$]; w — rychlost pohybu materiálu [$m \cdot s^{-1}$]; x — měrná vlhkost sušicího prostředí [$kg \cdot kg^{-1}$]; x — souřadnice [m]; α — součinitel přestupu tepla [$W \cdot m^{-2}K^{-1}$]; β — součinitel přestupu hmotnosti [$kg \cdot m^{-2}s^{-1}$]; δ — odchylka [$^{\circ}$]; ξ — součinitel aerodynamického odporu [1]; τ — čas [s]; φ — relativní vlhkost prostředí [1];
indexy dole: A — vstupní; B — výstupní; C — cclkový; L — vlhký plyn; M — vlhký materiál; MAX — maximálně dovolený; NAS nasycený; P — na povrchu; R — rovnovážný; S — suchý;
indexy nahoře: . vztaženo na čas; — průměrný.

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ И ФИЗИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ В ТЕХНИКЕ СУШКИ И ИХ ЗНАЧЕНИЕ ИЗ ТОЧКИ ЗРЕНИЯ РЕГУЛЯЦИИ СУШИЛОК

Инж. Карел Голушка, к. т. н., Инж. Збынек Викторин, к. т. н.

В статье обобщается опыт авторов полученный до сих пор при разработке детерминистических моделей конвективной сушки и на практических примерах указываются возможности использования таких моделей для проектирования систем регуляции для сушилок.

MATHEMATIC AND PHYSICAL MODELS IN DRYING TECHNIQUE AND THEIR IMPORTANCE FROM THE STANDPOINT OF DRIERS CONTROL

Ing. Karel Houška, CSc., Ing. Zbyněk Viktorin, CSc.

The authors generalize in the article their experience with creation of deterministic models of convection drying and they discuss possibilities of application of the models for design of control systems for driers on practical examples in the article.

MATHEMATISCHE UND PHYSIKALISCHE MODELLE IN DER TROCKNUNGSTECHNIK UND IHRE BEDEUTUNG VOM GESICHTSPUNKT DER TROCKNERREGELUNG

Ing. Karel Houška CSc., Ing. Zbyněk Viktorin, CSc.

Die Arbeit generalisiert die durch die Autoren bei einer Bildung der deterministischen Modelle der Konvektionstrocknung bisher gewonnenen Erkenntnisse und an praktischen Beispielen zeigt sie die Möglichkeiten ihrer Anwendung für einen Entwurf der Regulationssysteme für die Trockner.

MODELES MATHÉMATIQUES ET PHYSIQUES DANS LA TECHNIQUE DE SÉCHAGE ET LEUR IMPORTANCE AU POINT DE VUE DE LA RÉGULATION DES SÉCHOIRS

Ing. Karel Houška, CSc., Ing. Zbyněk Viktorin, CSc.

L'article présenté généralise les expériences obtenues jusqu'ici par les auteurs à une formation des modèles déterministiques du séchage par convection et il présente les possibilités de leur application pour un projet des systèmes de régulation pour les séchoirs sur les exemples pratiques.

● Také v NDR tepelná čerpadla zvyšují ekonomii sušáren

VEB Kühltomat Berlín vyvinul a dodal zařízení pro úpravu vzduchu pro konvektivní sušárnu filmu, u které je použito tepelné čerpadlo. Sušárna je instalovaná ve VEB Fotochemische Werke, Berlín.

Zařízení bylo projektováno na sušící výkonnost $250 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ při spotřebě vzduchu $80\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a teplotě sušícího prostředí $36\text{--}40^\circ\text{C}$ (teplota rosného bodu $8\text{--}10^\circ\text{C}$). Zařízení, které je tvořeno ze dvou kompresorů typu S 3—1 800 (ochladič látka R 12) a 14 výměníků tepla představuje investici za 1,5 miliónů M. Po ročním bezporuchovém provozu byly vyčísleny úspory za energii 3 910 MWh/rok.

Chemische Technik 10/80

(Kr)

● Nízkoteplotní akumulace v taveninách hydrátů solí

Švédští výzkumníci B. Carlsson, H. Stymme a G. Wettermark se zabývají experimentálním výzkumem využití skupenského tepla tání hydrátů solí pro nízkoteplotní akumulaci tepla u solárních zařízení. Pokusy se soustředily na hydrát chloridu vápenatého ($\text{CaCl}_2 \cdot 6 \text{H}_2\text{O}$), jako látky pro akumulaci tepla, jeho vlastnosti, jako rozpustnost, teplotní jímavost a vodivost aj. V současné době probíhají dlouhodobé zkoušky s akumulátorem obsahujícím 200 kg akumulací hmoty. Dosud získané výsledky vedou ke zjištění, že akumulátory tepla s chloridem vápenatým možno dobře použít v praxi u solárních zařízení.

HLH 3/81

(Ku)

● Ventilátory s regulací objemového průtoku a tlaku

Fa. Röhrs, NSR, uvedla na trh „spojené“ radiální ventilátory s plynulou regulací objemového průtoku a celkového tlaku, což je umožněno jednak vhodným propojením, jednak plynulým pohonem při otáčkách vyšších než 3 000 za minutu. Agregát sestává ze dvou, popřípadě i více radiálních ventilátorů se stejnou charakteristikou, vzájemně propojených. Ve spojovací části jsou klapky vhodné aerodynamicky tvarované, které umožňují zapojit ventilátory v agregátu buď paralelně, nebo sériově, popřípadě kombinovaně, takže plynulé změny v objemovém průtoku nebo tlaku nepředstavují u tohoto agregátu žádný problém. Zvyšováním otáček nad 3 000 za minutu se velikost ventilátorů zmenšuje a tím se agregát stává menší a kompaktnější, přičemž může pokrýt velký rozsah objemových průtoků.

kkt 4/81

(Ku)

● Digitální lopatový anemometr

Fa. SIA, Švýcarsko, vyrábí nový typ lopatkového anemometru, který umožňuje měření rychlosti proudění vzduchu již od $0,1 \text{ m/s}$ až do 20 m/s , tedy v rozsahu 1 : 200. Anemometr je vybaven malou elektronickou jednotkou, která kompenzuje dobu rozběhu a pak vyhodnocuje průběh rychlosti tak, že po 22 sekundách ukáže její průměrnou hodnotu za dobu měření. Anemometr je odolný proti atmosférickým i chemickým vlivům. Nízká spodní hranice měření umožňuje použití přístroje i např. do čistých prostorů.

CCI 3/81

(Ku)

SÍLY A DYNAMICKÁ ODEZVA U SVAZKŮ VÝMĚNÍKOVÝCH TRUBEK PŘI PERIODICKÉM ODTRHÁVÁNÍ VÍRU

ING. J. NOVÁK, CSc., ING. J. KOUBA, ING. P. DVOŘÁK

SVÚSS, Praha 9-Běchovice

V článku je vyšetřován vztlak na výměníkové trubky, vznikající při periodickém odtrhávání vírů. Dále jsou vyšetřovány frekvenční vlastnosti systému a jeho dynamická odezva na předcházející sílu. Používá se k tomu dvou metod vhodných pro číselný výpočet na malém stolním kalkulátoru. Pro jednoduchost se však uvažují jen hladké trubky obtékané tekutinou příčně a uspořádané do geometricky pravidelných svazků.

Recenzoval: Ing. Vlastimil Svoboda, CSc.

SEZNAM OZNAČENÍ

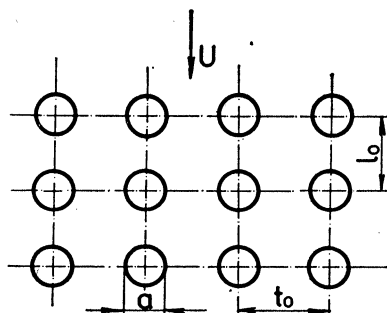
a	— vnější průměr trubky a průměr válce,
t_0	— příčná rozteč trubek ve svazcích,
l_0	— podélná rozteč trubek ve svazcích,
$t_0^* = t_0/a, l_0^* = l_0/a$	— poměrné rozteče trubek ve svazcích,
U	— přítoková rychlost proudu k systému,
U_{red}	— střední rychlost tekutiny v nejužší mezeře mezi trubkami v řadě ve svazcích,
τ	— čas,
F_L	— amplituda vztlaku na trubku či válec vztažená na jednotku jejich délky,
f	— frekvence odtrhávání vírů od tělesa,
ρ	— hustota tekutiny,
C_L	— součinitel vztlaku F_L vztažený k rychlosti U ,
C_{Lred}	— součinitel vztlaku F_L vztažený k rychlosti U_{red} ,
$S = fa/U$	— Strouhalovo číslo tělesa vztažené k U ,
$S_{red} = fa/U_{red}$	— Strouhalovo číslo tělesa vztažené k U_{red} ,
l_v	— podélná rozteč vírů ve vírové cestě za tělesem,
ν	— kinematická viskozita tekutiny,
l_e	— délka elementu,
m_e	— hmotnost elementu,
EJ	— ohybová tuhost elementu resp. trubky,
ω	— kruhová frekvence buzení,
q	— vektor posuvů bodů soustavy,
r	— vektor amplitud posuvů bodů soustavy,
u	— vektor deformace v uzlech elementu,
F	— vektor amplitud sil působících v uzlech elementu,
K	— matice tuhosti,
M	— matice hmotnosti,
Q	— vektor budících sil působících v bodech soustavy,
Q_0	— vektor amplitud budících sil v bodech soustavy,
V	— vektor amplitud deformace v uzlech elementu,
w	— amplituda zobecněné deformace,
q	— zobecněná vnější síla,
q_1, q_2	— zobecněná vnitřní síla,
Q_0	— vnější síla,
G	— poddajnostní funkce,
L	— délka trubky,
M	— hmotnost prvku,
K	— koeficient tuhosti prvku,

R	— koeficient vnějšího tlumení,
μ	— koeficient materiálového tlumení trubky,
δ_i	— míra tlumení,
i	— index členu modálního rozvoje,
X_i	— i -tý vlastní tvar kmitání,
β_i^2	— i -tá vlastní kruhová frekvence jednotkové trubky,
Ω_i	— i -tá vlastní kruhová frekvence reálné trubky,
ω_i	— i -tá vlastní kruhová frekvence soustavy,
σ_0	— ohybové napětí v krajních vlákních trubky,
t	— logická funkce,
W	— vektor zobecněné deformace,
G	— matice poddajnosti,
Q_0	— vektor amplitud vnějších sil,
Q_1, Q_2	— vektor amplitud vnitřních sil.

1. ÚVOD

V souvislosti se stoupajícími požadavky našeho národního hospodářství na stále větší a výkonnější vzduchotechnická a energetická zařízení je třeba dbát na jejich dostatečně dlouhou životnost. To se týká zejména součástí namáhaných dynamicky. V případě axiálních kompresorů a ventilátorů jde o lopatky a v případě výměníků tepla jde o aktivní výměňkové trubky. O uvažovaných lopatkách jsme již v tomto časopise pojednali a o výměňkových trubkách z hlediska dynamické odezvy a příslušných budících sil systému pojednáme v tomto článku.

Obecně výměníky tepla mají různý počet různě uspořádaných a obtékaných



Obr. 1. Svazek s trubkami v zákrytu

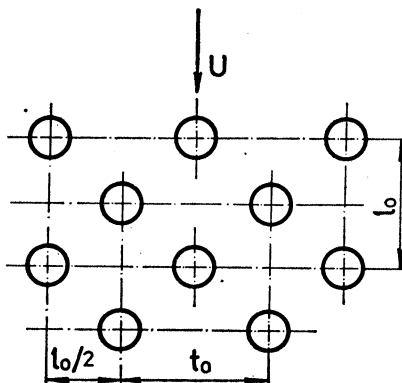
aktivních trubek. Pro naše šetření si však zvolíme jen dva pravidelně uspořádané a přitom příčně tekutinou obtékané svazky hladkých trubek, a to

a) svazek s trubkami v zákrytu podle obr. 1,

b) svazek s přesazenými řadami trubek podle obr. 2.

Předpokládáme, že tyto svazky mají rovinné a spolu rovnoběžné řady trubek, které jsou kolmé na přítokový rovnoměrný a ustálený proud tekutiny. Účinné, tj. tekutinou obtékané úseky trubek jsou pak rovné. U přesazeného uspořádání jsou jednotlivé řady proti sobě přesazené o polovinu příčné rozteče trubek. Tuto rozteč označujeme symbolem t_0 a podélnou rozteč trubek symbolem l_0 . Síly, které vnější proud vyvolává a které mohou na trubky dynamicky působit, jsou obvykle trojího druhu.

Za neúčinnější jsou však považovány síly vznikající při periodickém odtrhávání vírů od jednotlivých trubek a z nich zejména vztlak, který působí napříč hlavního proudu a má frekvenci uvažovaného odtrhávání. Odpor trubky vznikající při periodickém odtrhávání vírů působí rovnoběžně se směrem přítokového proudu a jeho proměnlivá složka má frekvenci rovnající se dvojnásobku předcházející hodnoty.



Obr. 2. Svazek s přesazenými řadami trubek

Tato složka je však proti vztlaku obvykle velmi malá, a proto se její účinek při přibližném hodnocení soustav zanedbává. Přesto systém od frekvence tohoto odporu odlaďujeme. Předcházející popis vztlaku a odporu se však vztahuje na případy, kdy frekvence odtrhávání vírů je dostatečně daleko od vlastní frekvence systému; a takový případ budeme také sledovat.

Na výměňkové tekutinou obtékané svazky trubek působí však ještě turbulence proudu a síly vyvolané tzv. akustickým kmitáním sloupce plynu mezi řadami trubek. Toto kmitání probíhá však jen za určitých podmínek, a to ve směru kolmém na směr přítokového proudu a osy trubek. Vliv uvažované turbulence i poslední kmitavý jev jsou však u svazků trubek poměrně málo prozkoumány a považují se za jevy zesilující účinek sil produkovaných uvažovaným odtrháváním vírů. Nebudeme se proto jimi v tomto článku zabývat a vyšetříme pouze komentovaný vztlak, pro který navrhneme novou variantu výpočtu.

2. VZTLAK NA TRUBKY VE SVAZCÍCH

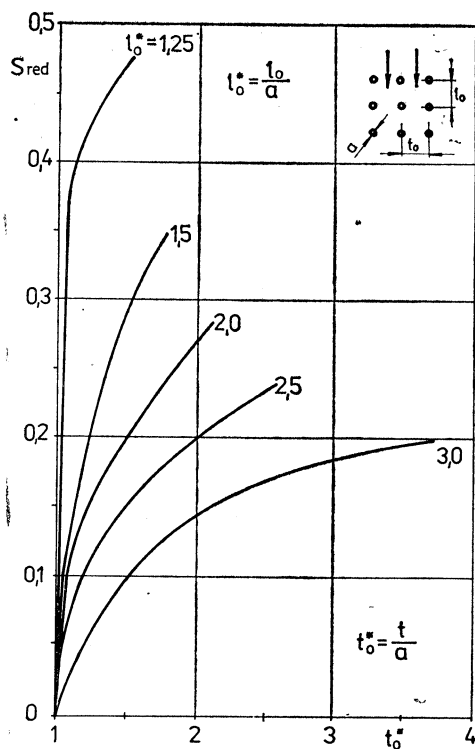
Tento vztlak, vztažený na jednotku délky trubky, počítáme pomocí vzorce

$$F_L(\tau) = F_L \sin(2\pi f\tau), \quad (1)$$

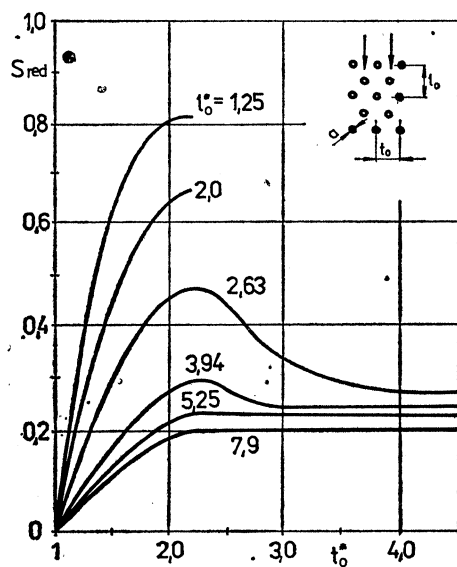
kde frekvenci této síly f shodnou s výše uvažovanou frekvencí odtrhávání vírů určíme z empiricky stanoveného Strouhalova čísla svazků S_{red} podle vzorce

$$f = S_{red} U_{red}/a, \quad (2)$$

v němž a značí vnější průměr trubky a U_{red} je střední rychlost tekutiny v nejužší mezeře mezi trubkami v řadě. Průběh jmenovaného čísla S_{red} , sestrojený *Chenem* [1],



Obr. 3. Průběh Strouhalova čísla S_{red} u svazku s trubkami v zákrytu



Obr. 4. Průběh Strouhalova čísla S_{red} u svazku s přesazenými řadami trubek

ukazuje pro svazek s trubkami v zákrytu *obr. 3* a pro svazek s přesazenými řadami trubek *obr. 4*, v obou případech v závislosti na poměrné příčné $t_0^* = t_0/a$ a poměrné podélné rozteči trubek $l_0^* = l_0/a$ ve svazcích. Symbol τ ve výrazu (1) značí čas. Amplitudu předcházejícího vztřáskání F_L počítáme přitom pomocí vzorce

$$F_L = \frac{1}{2} \varrho U_{\text{red}}^2 a C_{L\text{red}}, \quad (3)$$

v němž ϱ je hustota tekutiny a $C_{L\text{red}}$ je součinitel síly. Tento součinitel, pro který není dosud dostatek spolehlivých experimentálních podkladů, určujeme výpočtem, a to pomocí rovnic odvozených pro samotný hladký kruhový válec a pomocí dříve jmenovaného Strouhalova čísla S_{red} pro svazky. Sled těchto rovnic a postup výpočtu je následující.

Pomocí empirické Chenovy rovnice [1]

$$C_D = 0,222 \frac{1}{S} - 0,0028 \frac{1}{S^2} \quad (4)$$

a Strouhalova čísla svazku

$$S = S_{\text{red}} t_0^*/(t_0^* - 1) \quad (5)$$

vztáženého k rychlosti tekutiny před tímto svazkem

$$U = U_{\text{red}} (t_0^* - 1)/t_0^* \quad (6)$$

určíme střední součinitel odporu trubky C_D . Pomocí tohoto součinitele a Kármánovy rovnice [2]

$$C_D = 0,9594 \frac{l_v}{a} - 0,3318 \left(\frac{l_v}{a}\right)^2 S - 0,6276 \left(\frac{l_v}{a}\right)^3 S^2 \quad (7)$$

určíme pak poměrnou podélnou rozteč vírů ve vírových cestách za trubkami l_v/a . Protože tato rovnice (7) je kubická, vyjdou tři kořeny l_v/a . Z nich však vybereme jen větší kladný kořen, protože se jeví jako nejpravděpodobnější. Pomocí tohoto kořene a další Chenovy rovnice opravené *Chaplinem* [3]

$$C_L = 2\sqrt{2} S \left(1 - S \frac{l_v}{a}\right) \left(\frac{l_v}{a}\right)^2 \quad (8)$$

určíme konečně hledaný součinitel vztřáskání na trubky ve svazcích C_L vztážený k rychlosti před svazkem U , resp. ve shodě s rovnicí (3) součinitel

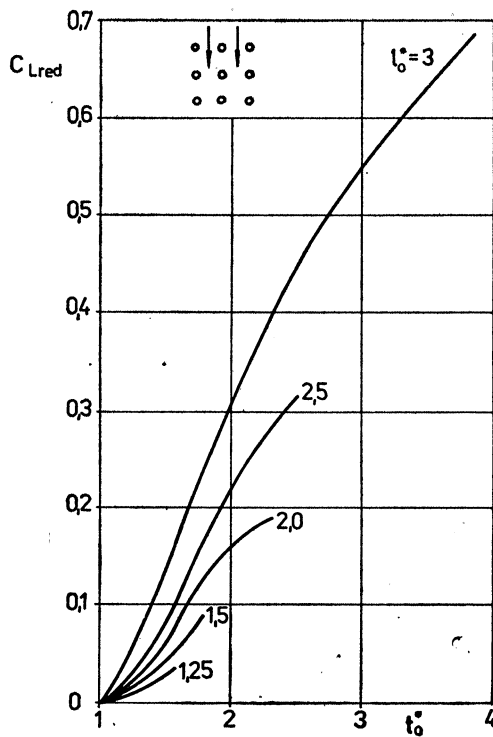
$$C_{L\text{red}} = C_L \left(\frac{t_0^* - 1}{t_0^*}\right)^2 \quad (9)$$

vztážený k rychlosti tekutiny v uvažované mezeře mezi trubkami U_{red} . Průběhy tohoto součinitele ukazuje pro svazek s trubkami v zákrytu *obr. 5* a pro svazek s přesazenými řadami trubek *obr. 6*. Tyto výsledky jsou však tím bližší skutečnosti, čím svazky trubek jsou řidší.

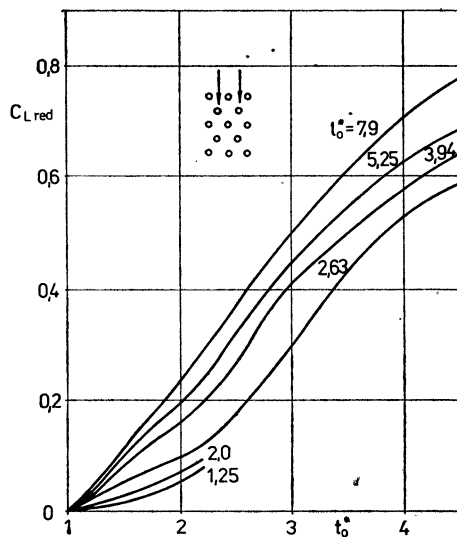
O Strouhalově čísle S_{red} a součiniteli $C_{L\text{red}}$ předpokládáme, že jsou nezávislé na Reynoldsově čísle svazků $Re_{\text{red}} = U_{\text{red}} a / \nu$, a to asi v intervalu [4]

$$500 t_0^*/(t_0^* - 1) < Re_{\text{red}} < 2 \cdot 10^5; \quad (10)$$

přitom ν je kinematická viskozita tekutiny.



Obr. 5. Průběh součinitele vztlaku C_{Lred} u svazku s trubkami v zákrytu



Obr. 6. Průběh součinitele vztlaku C_{Lred} u svazku s přesazenými řadami trubek

3. FREKVENČNÍ ODLADĚNÍ A DYNAMICKÁ ODEZVA SVAZKŮ

Frekvenční odladění, které je prvořadé při návrhu dynamicky odolného svazku, je možné provést v podstatě dvojím způsobem. Při prvním způsobu se volí takový počet přepážek (podpor), aby spektrum vlastních frekvencí leželo nad frekvencemi budících sil. V tomto případě přepážky umísťujeme do uzlů takového vlastního tvaru kmitu nepodepřené přímé trubky uložené na koncích, který odpovídá vlastní frekvenci nejbližší vyšší frekvenci budících sil. Vzhledem k tomu, že vlastní frekvence a odpovídající tvary kmitů trubky s libovolně uloženými konci jsou dostatečně známy z literatury, můžeme bez složitého výpočtu provést frekvenční odladění.

V těch případech, kdy z konstrukčního hlediska není možné umístit přepážky do uzlů příslušného tvaru kmitání, nebo kdyby počet přepážek byl neúměrně velký, volíme druhý způsob, který spočívá v tom, že budící frekvence jsou ve volných pásmech spektra vlastních hodnot. Při tomto způsobu se využívá toho, že vlastní frekvence jsou v případě mnohopólových systémů s přibližně stejnou délkou polí soustředěny do grup, mezi kterými jsou poměrně široká volná pásma. Tato skutečnost je dána podobností vlastních tvarů kmitání v tom smyslu, že mezi podporymi se nemění počet uzlů pro všechny vlastní tvary odpovídající frekvencím jedné grupy. Této vlastnosti lze využít i pro přibližný výpočet první a poslední vlastní frekvence každé grupy. První resp. poslední frekvence i -té grupy totiž přibližně odpovídá frekvenci prostě uložené resp. na obou koncích vetknuté trubky o délce jednoho pole s $i-1$ uzly.

V případě, že z konstrukčního hlediska je nutné volit výrazně rozdílnou délku polí vícepólových systémů, nejsou výše uvedené skutečnosti tak jednoznačné, a proto je lépe provést výpočet vlastních frekvencí soustavy jako celku.

Pro dynamickou analýzu trubkových systémů se ukazuje vhodná zejména metoda konečných elementů (MKE) a metoda dynamické poddajnosti (MDP). Proto tyto metody níže stručně popíšeme.

Diskretizace kontinua při MKE vede na řešení systému lineárních rovnic, které pro případ dynamických netlumených soustav se dají zapsat maticovou rovnicí ve tvaru [5]

$$M\ddot{q} + Kq = Q, \quad (11)$$

kde M a K jsou matice hmotnosti a matice tuhosti celé soustavy, q a Q jsou vektory posuvů bodů soustavy a budících sil působících v těchto bodech.

Řešíme-li odezvu soustavy na buzení $Q = Q_0 e^{j\omega\tau}$, kde Q_0 je vektor amplitud a ω kruhová frekvence budící síly a $j = \sqrt{-1}$, bude v důsledku neuvažování tlumení tato odezva ve fázi s buzením a tudíž $q = re^{j\omega\tau}$. Tehdy pomocí rovnice (11) dostaneme

$$(K - \omega^2 M)r = Q_0. \quad (12)$$

Vektor amplitud r posuvů soustavy je potom dán vztahem

$$r = (K - \omega^2 M)^{-1} Q_0. \quad (13)$$

Pro řešení volných kmitů soustavy bude pravá strana výrazu (12) identicky rovna nulovému vektoru. Z podmínky

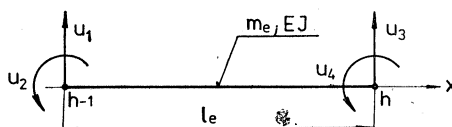
$$\det(K - \omega^2 M) = 0 \quad (14)$$

pak dostaneme spektrum vlastních frekvencí ω_1 . Příslušné vlastní tvary kmitání získáme po vhodné normalizaci řešením soustavy

$$(\mathbf{K} - \omega_i^2 \mathbf{M})(\mathbf{r}) = 0. \quad (15)$$

Celkové matice tuhosti a hmotnosti jsou tvořeny z matic tuhosti a hmotnosti jednotlivých elementů \mathbf{K}_e a \mathbf{M}_e s ohledem na jejich polohu a uložení v dané soustavě.

V našem případě, kdy provádíme řešení podle výpočtového modelu, ve kterém předpokládáme výměňkovou trubku jako jednorozměrný ohybově deformovaný



Obr. 7. Schéma k -tého elementu trubky

systém, uvažujeme konečný element podle obr. 7 s vektorem deformace v uzlech ve tvaru

$$\mathbf{T}\mathbf{u} = [u_1, u_2, u_3, u_4]. \quad (16)$$

Pohybová rovnice pro takovýto element za předpokladu harmonického buzení a zanedbání tlumení má tvar

$$(\mathbf{K}_{ek} - \omega^2 \mathbf{M}_{ek}) \mathbf{V}_k = \mathbf{F}_k \quad (17)$$

kde \mathbf{V}_k je vektor amplitud deformace v uzlech elementu a \mathbf{F}_k jsou amplitudy sil působících v těch uzlech, které vyvolají právě vektor deformací \mathbf{V}_k (k — index elementu).

Matice tuhosti a hmotnosti daného elementu odvozené v [5] mají tvar

$$\mathbf{K}_e = \frac{EJ}{l_e^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l_e & -12 & 6l_e \\ 4l_e^2 & -6l_e & 12 & -6l_e \\ \text{sym} & & & \\ & & 4l_e^2 & \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$\mathbf{M}_e = \frac{m_e}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l_e & 54 & -13l_e \\ & 4l_e^2 & 13l_e & -3l_e^2 \\ \text{sym} & & 156 & -22l_e \\ & & & 4l_e^2 \end{bmatrix} \quad (20)$$

Sestavení celkových matic tuhosti a hmotnosti vychází z podmínky, aby složky deformací v odpovídajících si stykových bodech si byly vzájemně rovny, tj. že například pro h -tý stykový bod musí platit

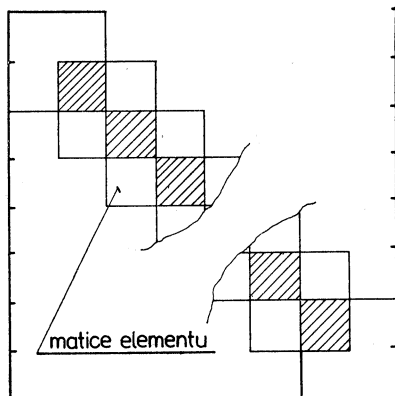
$$\mathbf{V}_h^k = \mathbf{V}_h^{k+1} = \mathbf{r}_h \quad (21)$$

kde \mathbf{V}_h^k , \mathbf{V}_h^{k+1} značí vektory deformací v h -tém uzlu k -tého a $k+1$ elementu a \mathbf{r}_h značí vektor posuvů v h -tém uzlu soustavy.

Podmínice (21) pro případ nevětvené soustavy, jakou je bezesporu výměňková trubka, vyhovuje struktura, jež je pro případ celkové matice tuhosti ukázána na obr. 8.

Submatice \mathbf{K}_{ek} řádu $[4 \times 4]$ se vzájemně překrývají v polích $[2 \times 2]$, ve kterých jsou prvky dány součtem prvků překrývajících se částí submatic \mathbf{K}_{ek} a \mathbf{K}_{ek+1} . Struktura celkové matice \mathbf{M} a $(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})$ je stejná jako v případě matice \mathbf{K} .

MKE v důsledku své podstaty umožňuje zavádění vnějších sil pouze do stykových bodů. Provedeme-li rozdělení konstrukce na takové elementy, aby tato podmínka byla splněna, je sestavení vektoru amplitud budících sil \mathbf{Q}_0 jednoduché. Souřadnice



Obr. 8. Struktura celkových matic

tohoto vektoru jsou nenulové pouze v těch případech, kdy působí vnější síly, a jsou přímo rovny jejich velikosti. V případech, kdy na soustavu působí spojitě zatížení nebo kdy rozdělení systému na jednotlivé elementy by při respektování výše uvedené podmínky dávalo různé délky elementů, je nutné provést náhradu skutečného zatížení v uzlech těchto elementů, a to z podmínky rovnosti virtuálních prací náhradního a skutečného zatížení (blíže viz [5]).

Vektor \mathbf{Q}_0 je potom tvořen ze subvektorů \mathbf{F}_k , které se překrývají ve stejném počtu řádků jako odpovídající submatice v celkových maticích. Hodnoty souřadnic vektoru \mathbf{Q}_0 v překrývajících se úsecích jsou dány součtem hodnot jednotlivých subvektorů \mathbf{F}_k a \mathbf{F}_{k+1} .

Protože v našem výpočtovém modelu předpokládáme tuhé podpory a vetknutí, jsou okrajové podmínky vyjádřeny jako nulové posuvy v těchto bodech. Tyto podmínky jednoduše splníme tím, že v soustavách (12) a (15) budou příslušné rovnice mít tvar $r_p = 0$ (kde index „p“ označuje uvažované body).

Metoda dynamické poddajnosti určuje deformaci w_r v jednotlivých bodech r ($= 1, 2, 3, \dots, n$) kmitavé soustavy od vnějších sil g_s působících v bodech s ($= 1, 2, \dots, m$) pomocí jisté poddajnostní funkce G_{rs} podle vztahu

$$w_r = \sum_{s=1}^m G_{rs} g_s \quad (22)$$

formálně shodného se statickou metodou příčinkových činitelů [6, 7].

Řešenou trubkovou soustavu nahrazujeme pak modelem složeným jednak z volně uložených trubek jakožto spojitých prvků a jednak z diskrétních prvků, kterými mohou být zobrazená tuhost, zobrazené tlumení a upevnění (podpora či vedení). Tento náhradní model rozpojíme v místech současného výskytu dvou a více uvedených prvků. Ve všech místech rozpojení soustavy r vyznačíme obecné vnitřní síly q_{1r} a q_{2r} , které představují účinky odpojených prvků (vnitřní ohybové momenty

a posouvající síly) a připojíme odpovídající deformace w_{1r} a w_{2r} (natočení a průhyby). Umístíme-li všechny rozpojené prvky šachovnicově do dvou skupin 1 a 2, pak tento systém je popsán soustavou následujících maticových rovnic

$$\mathbf{Q}_1 + \mathbf{Q}_2 - \mathbf{Q}_0 = 0, \quad (23)$$

$$\mathbf{W}_1 = \mathbf{W}_2 = \mathbf{W}, \quad (24)$$

$$\mathbf{W}_1 = \mathbf{G}_1 \mathbf{Q}_1, \quad (25)$$

$$\mathbf{W}_2 = \mathbf{G}_2 \mathbf{Q}_2, \quad (26)$$

které vyjadřují podmínku rovnováhy, deformační podmínky a poddajnostní vztahy. Úpravami rovnic (23) až (26) získáme vztahy

$$\mathbf{Q}_2 = (\mathbf{G}_1 + \mathbf{G}_2)^{-1} \mathbf{G}_1 \mathbf{Q}_0, \quad (27)$$

$$\mathbf{W} = \mathbf{G}_2 \mathbf{Q}_2, \quad (28)$$

které pro dobrou podmíněnost matic se ukazují jako nejvhodnější pro vyšetření odezvy soustavy pomocí počítače.

Vlastní frekvence soustavy ω_i ($i = 1, 2, \dots, n$) získáme pak z podmínky

$$\det \mathbf{G}(\omega_i) = 0, \quad (29)$$

kde poddajnostní matice $\mathbf{G} = \mathbf{G}_1 + \mathbf{G}_2$.

Za předpokladu harmonické obecné vnější síly a proporecionálního tlumení platí pro jednotlivé prvky tyto poddajnostní vztahy [7]:

a) *Pro trubku* (zanedbání vlivu smykových sil a setrvačných momentů)

$$G_{rs} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\left(\frac{\beta_i}{L}\right)^{t_r \pm t_s} \chi_{ir}^{(t_r)} \chi_{is}^{(t_s)}}{\Omega_i^2 - \omega^2 + j\omega\delta_i}, \quad (30)$$

kde je

$$\delta_i = \frac{RL}{M} + \mu\Omega_i^2, \quad j = \sqrt{-1}, \quad (31)$$

- i — i -tý člen modálního rozvoje,
- M — hmotnost trubky,
- β_i^2 — i -tá vlastní kruhová frekvence jednotkové trubky ($EJ = 1 \text{ Nm}^2$, $M = 1 \text{ kg}$, $L = 1 \text{ m}$),
- χ_{ir}, χ_{is} — i -tý vlastní tvar v bodě r , resp. s ,
- Ω_i — i -tá vlastní kruhová frekvence reálné trubky,
- ω — kruhová frekvence buzení,
- R — koeficient vnějšího tlumení,
- μ — koeficient materiálového tlumení trubky,
- L — délka trubky,
- EJ — ohybová tuhost trubky,
- t_r, t_s — logické funkce.

Logické funkce t_r resp. t_s nabývají v bodě r resp. s hodnoty 0 (1) podle toho, zda deformace v bodě r je průhyb (natočení) a zobecněná síla v bodě s je síla (moment). Závorkované t značí pak příslušné derivace.

b) Pro diskrétní prvek tvořený hmotností M_r , tuhostí K_r a tlumením R_r

$$G_{rs} = \frac{1}{K_r - \omega^2 M_r + j\omega R_r} \quad \text{pro } s = r, \quad (32)$$

$$G_{rs} = 0 \quad \text{pro } s \neq r, \quad (33)$$

c) Pro diskrétní prvek představující uložení trubky (podpora, vedení) je

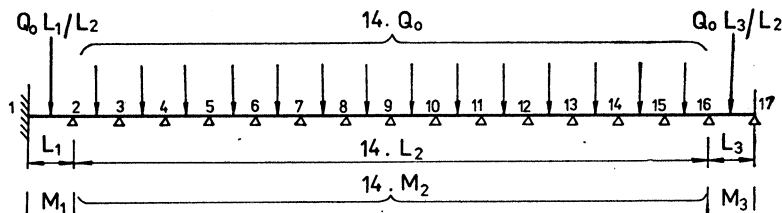
$$G_{rs} = 0. \quad (34)$$

Pro zpřesnění dynamického výpočtu při zachování numerické stability ($i < 8$ na počítači HP 9845) se ukázalo výhodnější upravit tvar rovnice (30) na součet statického a dynamického členu [8]. Statický člen, který konverguje pomalu, byl s dostatečnou přesností stanoven jednou provždy. V dynamickém členu postačí pak uvažovat jen zcela omezený počet členů modálního rozvoje i . Tato úprava vyžaduje rozpojení trubky i v místech působení vnějších sil a určené odezvy.

Díky symetrii poddajnostních matic u MDP a symetrii a pásovélosti celkových matic u MKE lze sestavit takové algoritmy výpočtu, které výrazně šetří paměť počítače a umožňují tak řešit složité úlohy i na malých kalkulátorech. Předností MDP je pak navíc jednoduchost a názornost při zadávání úlohy. Výraznou předností MKE zase je značně menší časový i paměťový nárok.

PŘÍKLAD VÝPOČTU

Předcházející způsob vyšetřování síly a její odezvy i frekvenční analýzy budeme pro názornost demonstrovat na případě jednoho projektovaného svazku s přesazenými řadami ocelových trubek. Poměrná příčná a poměrná podélná rozteč trubek v tomto svazku je $l_0^* = 1,44$ a $l_0^* = 2,49$. Vnější průměr trubek je $a = 16$ mm a vnitřní průměr 13 mm. Hustota tekutiny v první řadě trubek ve svazku je $\rho = 3,61$ kg/m³ a v poslední řadě $\rho = 3,06$ kg/m³. Střední rychlost tekutiny v nejužší mezeře mezi trubkami první řady $U_{red} = 22,0$ m/s a poslední řady $U_{red} = 25,8$ m/s. Reynoldsovo číslo pro první řadu trubek pak je $Re_{red} = 8,6 \cdot 10^4$



Obr. 9. Výpočtové schéma výměníkové trubky ($EJ = 341,21$ N/m², $L_1 = 0,832$ m, $L_2 = 0,847$ m, $L_3 = 0,776$ m, $M_1 = 0,4475$ kg, $M_2 = 0,4394$ kg, $M_3 = 0,4173$ kg)

a pro poslední řadu $Re_{red} = 7,4 \cdot 10^4$. Strouhalovo číslo svazku podle obr. 4 je $S_{red} = 0,291$ a součinitel vztlatu podle obr. 6 je $C_{Lred} = 0,04$. Pomocí tohoto Strouhalova čísla dostaneme pak frekvenci vztlatu pro první řadu trubek $f = 400$ Hz a pro poslední řadu $f = 470$ Hz a pomocí součinitele vztlatu C_{Lred} dostaneme pro první řadu amplitudu vztlatu $F_L = 0,56$ N/m a pro poslední řadu $F_L = 0,65$ N/m, obě hodnoty pomocí vzorce (3). Průběh vztlatu v čase je pak dán rovnicí (1).

Pro dynamické vyšetření výměníkových trubek uvažovaného svazku byl navržen model podle obr. 9.

Aniž budeme uvádět podrobnosti výpočtu vlastních frekvencí tohoto systému, poznamenejme, že od výše uvedeného intervalu budících frekvencí $f = 400$ až 470 Hz pro vztlak a $f = 800$ až 940 Hz pro odpor je celkem dobře odladěn. Tyto vlastní frekvence leží totiž v pásmech

59,8 až 133,8 Hz,
238,4 až 369,3 Hz,
535,6 až 724,7 Hz,
951,4 až (nepočítáno).

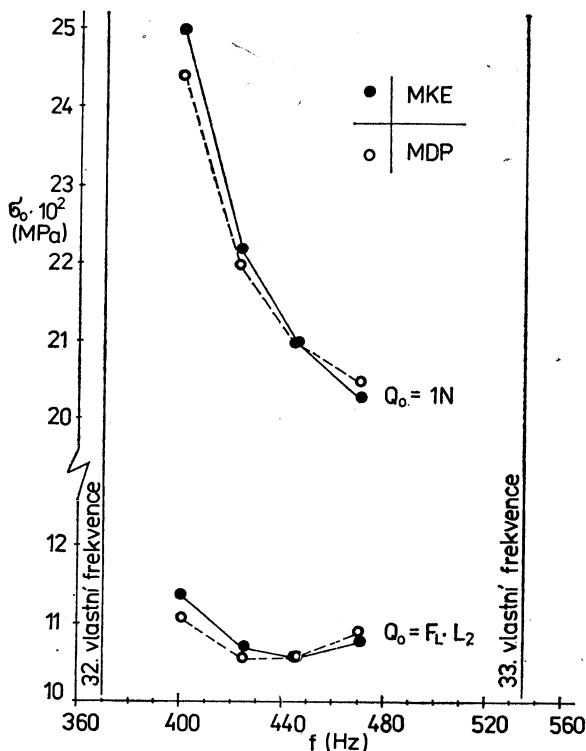
Přitom uvnitř každého pásma se nachází 14 dalších hodnot. Tato pásma byla určena přesně při uvažování systému jako celku. Počítáme-li jej však pouze pomocí jeho vnitřních polí způsobem stručně popsáním v druhém odstavci předcházející kapitoly, dostaneme výsledky lišící se od výše uvedených čísel maximálně o 0,8 %.

Výpočet dynamické odezvy byl ve výše uvažovaném intervalu budících frekvencí proveden pro tyto čtyři hodnoty:

400; 425; 445; 470 Hz.

V případě MKE bylo podél trubky voleno celkem 64 elementů, a to po čtyřech stejných elementech v každém poli. Toto rozdělení mělo tu výhodu, že umožňovalo počítat jenom se třemi různými elementy a zjednodušilo vytvoření vektoru amplitud budících sil. Díky tomuto rozdělení činila spotřeba strojového času při výpočtu odezvy pro jednu budící frekvenci pouze 16 minut, z čehož 6 minut připadlo ještě na zadávání vstupních dat. Kapacita paměti 5,8 kb použitého stolního kalkulátoru HP 9830A byla přitom čerpána zhruba ze 70 % a dynamická odezva byla určována v 65 bodech.

Při výpočtu odezvy metodou dynamické poddajnosti bylo třeba model trubky rozpojit ve všech místech jejího uložení (podpory a vetknutí) a v místech působíšť diskretních sil. Uvažovaná



Obr. 10. Průběh ohybového napětí σ_0 v místě předposlední podpory

odezva byla pak určována ve všech těchto místech. Přitom každé podepření trubky vyžadovalo jeden bod rozpojení, vetknutí (uvažované jako podpora + vedení) vyžadovalo dva body a každé rozpojení místo trubky vyžadovalo rovněž dva body rozpojení. Celý předpokládaný model bylo tedy třeba rozpojit celkem do osmdesáti bodů. Časový nárok výpočtu na stolním kalkulátoru HP 9 845 s kapacitou vnitřní paměti asi 60 kb činil pak cca 210 minut. Tento výpočtový čas se od výpočtového času sledovaného metodou konečných elementů liší hlavně proto, že při MDP byl tento systém uvažován jako tlumený. Při řešení tlumeného systému je totiž třeba pracovat s maticemi dvojnásobné dimenze. Ukázalo se však, že tlumení mělo na odezvu sledovaného systému jen velmi malý vliv.

Průběh maximálního ohybového napětí σ_0 v místě předposlední podpory, vypočtený oběma uvažovanými metodami, je pak ukázán na obr. 10. Tento průběh je vynesena jednak pro případ působení jednotkových vztlačkových sil $Q_0 = 1$ N a jednak pro případ skutečných sil Q_0 uvedených v tab. I.

Tabulka I. Výchozí hodnoty pro výpočet odezvy systému

f (Hz)	F_L (N/m)	$Q_0 = F_L L_2$ (N)
400	0,56	0,46
425	0,59	0,48
445	0,62	0,51
470	0,65	0,53

ZÁVĚR

Poloempirickou metodou byly získány průběhy součinitele vztlačku v případě dvou typů pravidelně uspořádaných svazků hladkých výměňkových trubek s periodickým odtrháváním vírů. Tyto průběhy slouží k odhadu velikosti příslušného vztlačku na uvažované trubky s výjimkou rezonanční oblasti kmitání těchto trubek, kde platí jiné dosud málo prozkoumané zákonitosti. Frekvence tohoto vztlačku se určuje pomocí empiricky zjištěného Strouhalova čísla svazků. Dále se vyšetřují frekvenční vlastnosti svazků a tyto se odlaďují od předcházející frekvence vztlačku a pro jistotu i od frekvence periodické složky odporu, který na trubky rovněž působí a vzniká při uvažovaném odtrhávání vírů. Tato druhá frekvence se rovná dvojnásobku frekvence první.

U odlaďeného svazku se pak dvojím způsobem vyšetřuje dynamická odezva na předcházející sílu. K jejímu číselnému určení, demonstrovatelnému na projektovaném svazku trubek, se používá malých stolních kalkulátorů Hewlet-Packard. Předností tohoto postupu je malá časová náročnost.

LITERATURA

- [1] Chen, Y. N.: Ursache und Vermeidung rauchgasseitiger Schwingungerscheinungen in Kesselanlagen infolge Brengasdrall-Instabilität und Karman-Wirbelstrassen. Mitteilungen der VGB 51, Heft 2, 1971, s. 113
- [2] Kármán, Th. von: Über den Mechanismus des Widerstandes, den ein bewegten Körper in einem Flüssigkeit erfährt. Nachr.-Kgl. Gesell. d. Wiss. z. Göttingen, 1912
- [3] Chen, Y. N.: Fluctuating Lift Forces of the Karman Vortex Streets on Single Circular Cylinders and in Tube Bundles. Part 3 — Lift Forces of Single Cylinders. Trans. of the ASME, J. Eng. for Industry, 1972, s. 613.

- [4] Novák, J.—Dvořák, P.—Kouba, J.: Síly a jejich dynamická odezva u svazků trubek přiříváku páry bloku VVER 1 000 při periodickém odtrhávání vírů. Výzkumná zpráva SVÚSS 80—03049, SVÚSS Běchovice, 1980
- [5] Kouba, J.: Řešení volných kmitů křivých prutů metodou konečných elementů. SVÚSS Běchovice, 1979
- [6] Daněk, O.: Výpočet vlastních a vynucených kmitů štíhlých přímých prizmatických nosníků a složitějších prutových systémů z nich vytvořených. ČSAV Z 319/71, ČSAV — Ústav termomechaniky, Praha
- [7] Míldáček, S.: Analýza kmitání složitých lineárních soustav s viskózním tlumením. SVÚSS 75—03038, SVÚSS Běchovice, 1975
- [8] Novák, J.—Dvořák, P.: Směrnice pro výpočet úrovně budících sil a jejich účinků na výměňkové trubky. SVÚSS 79—03038, SVÚSS Běchovice 1979,

СИЛЫ И ДИНАМИЧЕСКАЯ РЕАКЦИЯ ПУЧКОВ ТРУБОК ТЕПЛООБМЕННИКА ПРИ ПЕРИОДИЧЕСКОМ ОТРЫВЕ ВИХРЕЙ ПОТОКА

Инж. Й. Новак, к. т. н., Инж. Й. Коуба, Инж. П. Дворжак

В статье рассматривается воздействие аэродинамической (гидродинамической) силы, возникающей при периодическом отрыве вихрей потока, на трубки теплообменника. Далее исследуется характер частот системы и ее динамическая реакция на эту силу. Для этой цели пользуются двумя методами, пригодными для цифрового расчета на небольшой столярной вычислительной машине. В целях упрощения, однако, рассматриваются только гладкие трубки, поперечно обтекаемые жидкостью и расположенные в геометрически равномерных пучках.

THE FORCES AND THE DYNAMIC RESPONSE OF TUBE BUNDLES IN THE CASE OF PERIODIC VORTEX SHEDDING

Ing. J. Novák, CSc., Ing. J. Kouba, Ing. P. Dvořák

The present article investigates the lift force on exchanger tubes produced in the process of periodic vortex shedding. Furthermore, frequency properties of the system are being investigated as well as its dynamic response to the preceding force. For these two methods suitable to numerical calculation with the aid of a small table calculator are used. For the sake of simplicity only smooth tubes arranged into geometrically regular bundles in cross flow are considered.

KRÄFTE UND DYNAMISCHE REAKTION BEI WÄRMEAUSTAUSCHROHRBÜNDELN WÄHREND PERIODISCHER WIRBELABLÖSUNG

Ing. J. Novák, CSc., Ing. J. Kouba, Ing. P. Dvořák

Im Bericht wird der während periodischer Wirbelablösung entstehende Auftrieb bei den Wärmeaustauschrohrbündeln untersucht. Ferner werden die Frequenzeigenschaften des Systems sowie seine dynamische Reaktion auf die erwähnte Kraft studiert. Dazu wurden zwei Methoden angewandt, die sich für numerische Berechnung auf einem kleinen Tischrechner eignen. Wegen Einfachheit werden jedoch nur glatte querumströmte und in regelmässige geometrische Bündel angeordnete Rohre in Betracht gezogen.

RÉPONSE DYNAMIQUE ET FORCES AGISSANT SUR UN FAISCEAU DE TUYAUX D'UN ÉCHANGEUR AU DÉTACHEMENT PÉRIODIQUE DE TOURBILLONS

Ing. J. Novák, CSc., Ing. J. Kouba, Ing. P. Dvořák

L'article présente décrit une analyse de la portance agissant sur un faisceau de tuyaux d'un échangeur pendant le détachement périodique de tourbillons. Les propriétés de fréquence du système et sa réponse dynamique à la force sous-mentionnée sont analysées, aussi. Deux méthodes adaptées à un calcul numérique à l'aide d'un calculateur de table sont utilisées. En raison de la simplicité rien que les tuyaux lisses arrangés en faisceaux d'une géométrie régulière autour desquels le liquide s'écoule transversalement sont pris en considération.

SOLÁRNA JEDNOTKA PRE PRÍPRAVU TEPLEJ UŽITKOVEJ VODY S VÝKONNOSTOU 2200 l ZA DEŇ

ING. LADISLAV OBLOŽINSKÝ

Pôdohospodársky projektový ústav, Bratislava

Autorem popisuje postup výpočtu konkrétného zariadenia pro ohřev teplé užitkové vody energií slunečního záření v zemědělském podniku na jižním Slovensku.

Recenzoval: Doc. Ing. Dr. Jaromír Čihelka

1. Úvod

V súčasnej dobe sa vo všetkých hospodársky vyspelých krajinách intenzívne hľadajú nové netradičné zdroje energie a skúma sa možnosť ich využitia. Jedným z týchto zdrojov je slnečné žiarenie, nepretržite dopadajúce na povrch Zeme. Zatiaľ čo výroba elektrickej energie s pomocou energie slnečného žiarenia sa stretáva ešte so značnými ťažkosťami, môže energia slnečného žiarenia v súčasnej dobe slúžiť k výrobe tepla pri nižšom teplotnom potenciále. To značí, že je možné využitie slnečnej energie pre ohrievanie užitkovej vody a k vykurovaniu. V tomto smere sa venuje energii slnečného žiarenia veľká pozornosť.

Prednosťou energie slnečného žiarenia je nielen to, že významným spôsobom dopĺňa doterajšie zdroje energie a tým prispieva k vyrovnaní nepriaznivej bilancie, ale i z hľadiska vplyvu na životné prostredie. Produkuje tzv. „čistú energiu“, ktorej výroba nie je spojená so vznikom vedľajších produktov, ktoré zhoršujú životné prostredie.

2. Popis solárneho zariadenia pre ohrievanie užitkovej vody

Solárna jednotka bude slúžiť pre prípravu teplej užitkovej vody (TUV) celoročne s predpokladanou výkonnosťou 2200 l. deň⁻¹, v období od apríla do septembra. Uvedenú jednotku je možné použiť jednak pre prípravu TUV v poľnohospodárstve, ale i pre komunálne a priemyselné potreby.

V návrhu (obr. 1) sa uvažuje so 60-timi kolektormi typu SP 80/08 (výrobca OPS Kroměříž), ktorých celková absorpčná plocha je 51,84 m². Zachytená energia kolektormi prostredníctvom núteno obiehajúceho kvapalného média je odovzdávaná do tepelného zásobníka o obsahu 4000 l (výmenník tepla).

Voda sa má zohriať za deň z +12 na +45 °C. Potrebné množstvo tepelnej energie za deň na zohriatie 2200 l vody je 84,04 kWh.

Elektrický akumulčný zásobník vody o obsahu 1200 l slúži ako doplnkové zariadenie na ohrievanie vody v dobe, kedy príkon slnečného žiarenia je nedostačujúci. Týmto sa v sústave zaručuje vysoká spoľahlivosť.

V solárnom okruhu je zaradené obehové čerpadlo, ktoré privádza ohriatu kvapalinu z kolektorov do zásobníka (výmenníka) vody. Na najvyššom mieste solárneho okruhu je inštalovaný špeciálny odvzdušňovací ventil. Okruh je zabezpečený tlakovou expanznou nádobou s membránou (5), výrobok ČKD — Dukla Praha. Pre kontrolu tlaku je u expanznej nádoby inštalovaný manometer. Chod čerpadla v solárnom okruhu je riadený regulátorom tepelnej diferencie (6). Regulátor dostáva signály od teplotných čidiel umiestnených v solárnom zásobníku a na vstupnom potrubí z kolektorov. Na vstupe a výstupe do solárneho výmenníka sú umiestnené teplomery.

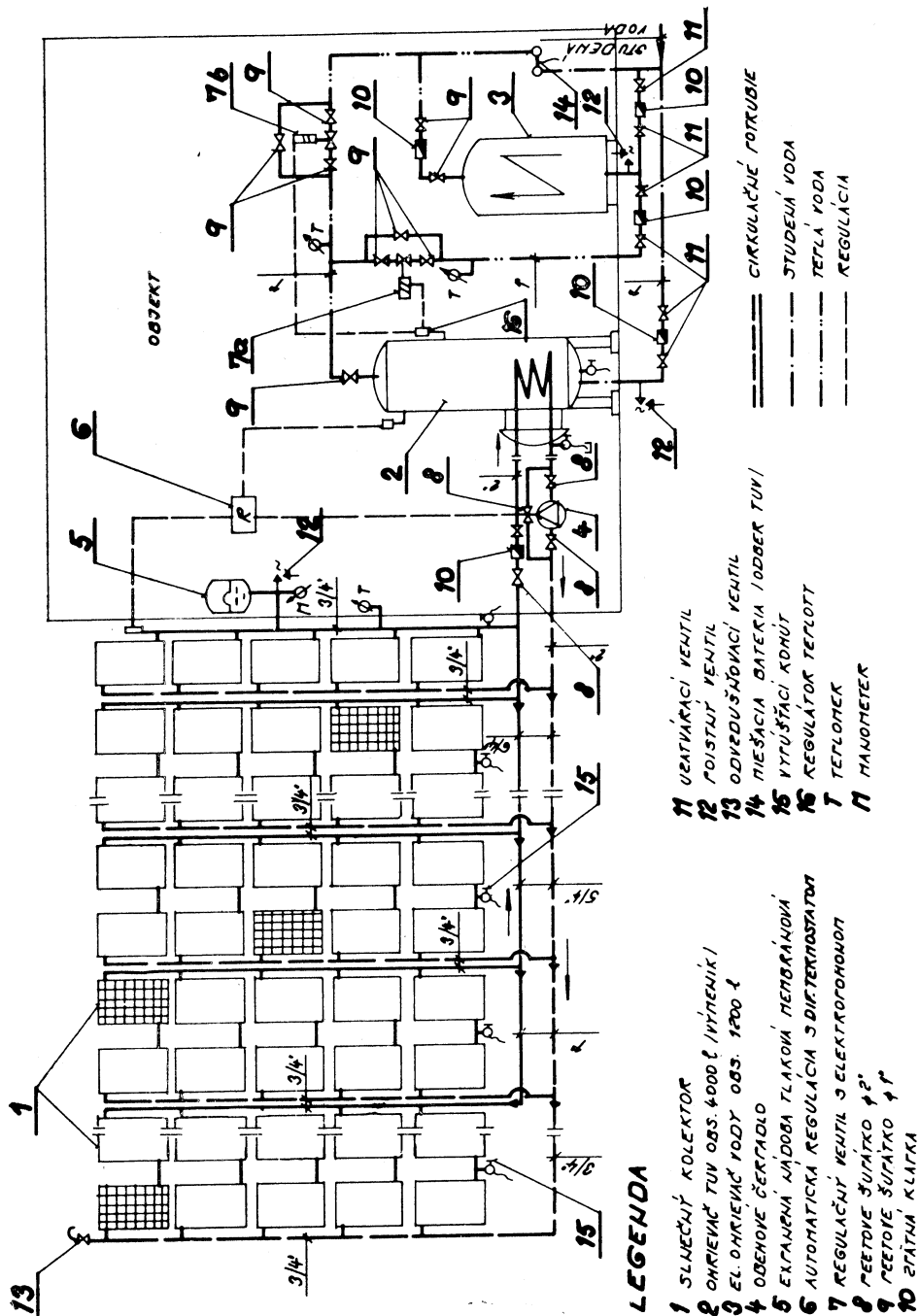
Pre prípad, že bude v zásobníku voda teplejšia než teplota kvapaliny v kolektoroch, je do solárneho okruhu zabudovaná spätná klapka [4], ktorá zabráni cirkulácie teplotného média do sústavy kolektorov.

Navrhnutá solárna jednotka bola vyprojektovaná pre poľnohospodársky závod na južnom Slovensku v okolí Bratislavy.

3. Denná potreba energie pre ohrievanie užitkovej vody o množstve 2 200 l (2,2 m³) na teplotu 45 °C

$$Q_p = C_w \cdot \rho_w \cdot V(t_1 - t_2) \text{ [kWh]}$$
$$Q_p = 4200 \cdot 995,6 \cdot 2,2 (45 - 12) = 303,4 \cdot 10^6 \text{ J} = 84,04 \cdot 10^3 \text{ Wh} = 84,04 \text{ kWh}$$

$$Q_p \text{ — potreba energie [kWh]}$$
$$V \text{ — objem teplej užitkovej vody [m³]}$$
$$t_1 \text{ — teplota ohriatej vody [°C]}$$
$$t_2 \text{ — teplota vstupnej vody na ohrievanie [°C]}$$



Obr. 1. Technologická schéma solárnej jednotky

4. Výpočet množstva TUV o teplote 45 °C, ktorú možno získať z 1 m² slnečného kolektora

Pre výpočet je nutné určiť priemerné denné skutočné množstvo energie slnečného žiarenia dopadajúce na 1 m² kolektora, pri sklone 30° od horizontu v období IV.—IX. mesiac a II.—III., X.—XII. mesiac. V solárnej jednotke sú použité kolektory SP 80/08 v lokalite Bratislava.

Pri výpočte skutočného množstva energie slnečného žiarenia vychádzame zo vzťahu:

$$Q_{s \text{ deň}} = \frac{\tau_{\text{skut.}}}{\tau_{\text{teor.}}} \cdot Q_{s \text{ teor.}} \quad [\text{kWh} \cdot \text{m}^{-2}]$$

$Q_{s \text{ deň}}$ — primerené denné skutočné množstvo energie slnečného žiarenia v danom období

$\tau_{\text{skut.}}$ — skutočná doba slnečného svitu v danom období [h]

$\tau_{\text{teor.}}$ — teoretická doba slnečného svitu [h]

$\frac{\tau_{\text{skut.}}}{\tau_{\text{teor.}}}$ — pomerná doba slnečného svitu pre dané obdobie a lokalitu

$Q_{s \text{ teor.}}$ — teoretické množstvo slnečnej energie v danom období [kWh · m⁻²]

4.1 Získané množstvo TUV z 1 m² kolektora za deň v období IV.—IX. mesiaca (V_k')

$$Q'_{s \text{ deň}} = 0,59 \cdot 8,58 = 5,06 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \text{ za deň}$$

$$\frac{\tau_{\text{skut.}}}{\tau_{\text{teor.}}} = 0,59 \text{ pre Bratislavu}$$

$$Q'_{s \text{ deň}} = \frac{V'_k (t_1 - t_2) Z}{859,8 \sigma'} \quad [\text{kWh} \cdot \text{m}^{-2} \text{ za deň}]$$

$$V'_k = \frac{Q'_{s \text{ deň}} \cdot 859,8 \cdot \sigma'}{(45 - 12) \cdot 1,3} = \frac{5,06 \cdot 859,8 \cdot 0,42}{(45 - 12) \cdot 1,3} = 42,59 \text{ l} \cdot \text{m}^{-2} \text{ za deň}$$

4.2 Získané množstvo TUV z 1 m⁻² kolektora za deň v období I.—III. a X.—XIII. mesiac (V_k)

$$Q''_{s \text{ deň}} = 0,31 \cdot 3,94 = 1,22 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \text{ za deň}$$

$$\frac{\tau_{\text{skut.}}}{\tau_{\text{teor.}}} = 0,31$$

$$V_k = \frac{Q''_{s \text{ deň}} \cdot 859,8 \cdot \sigma''}{(t_1 - t_2) Z} = \frac{1,22 \cdot 859,8 \cdot 0,39}{(45 - 12) \cdot 1,3} = 9,53 \text{ l} \cdot \text{m}^{-2} \text{ za deň}$$

Z uvedených výpočtov vyplýva, že v letnom období priemerne možno získať z 1 m² kolektora za deň 42,59 l teplej vody 45 °C, v zimnom a prechodnom období 9,53 l.

To značí, že celkové množstvo TUV získanej solárnou jednotkou za rok bude:

$$(183 \text{ dní} \cdot 42,59 \text{ l} + 182 \text{ dní} \cdot 9,53 \text{ l}) \cdot 51,84 \text{ m}^2 = 442 \text{ 113,81 l/rok}$$

$$\sigma' = 0,42 \quad \text{účinnosť kolektora SP80/08 v období IV.—IX. mesiac pri}$$

teplote teplonosného média 45 °C.

$$\sigma'' = 0,39 \quad \text{účinnosť v období I.—III. a X.—XII. mesiac}$$

$$Z = 1,3 \quad \text{Prirážka na tepelné straty v rozvodoch a vo výmeníku}$$

$$Q'_{s \text{ deň}} \quad \text{— priemerné skutočné denné množstvo energie slnečného žiarenia v letnom období}$$

$$Q''_{s \text{ deň}} \quad \text{— priemerné skutočné denné množstvo slnečného žiarenia v zimnom období}$$

$$A = 51,84 \text{ m}^2 \quad \text{— inštalovaná plocha kolektorov}$$

5. Výpočet celkovej aktívnej plochy solárnej jednotky a počtu slnečných kolektorov

Plocha solárnej jednotky je dimenzovaná na energiu priemerneho slnečného žiarenia dopadajúcu na kolektory v období od apríla do septembra

$$S_k = \frac{(1 + Z) Q_p}{Q_{k \text{ deň}}} \quad [\text{m}^2]$$

$$Q_{k \text{ deň}} = \sigma' \cdot Q'_{s \text{ deň}} \quad [\text{kWh} \cdot \text{m}^{-2}]$$

$$S_k = \frac{(1 + 0,3) \cdot 84,04}{2,12} = 51,53 \text{ m}^2$$

$$n = \frac{S_k}{p} = \frac{51,53}{0,864} = 59,5 \text{ ks}$$

Pre solárnu jednotku volíme 60 ks kolektorov typu SP 80/08 v prevedení so zasklením.

S_k — potrebná celková aktívna plocha solárnej jednotky

$Q_{k \text{ deň}}$ — zachytená energia slnečného žiarenia z 1 m² kolektoru

p = 0,864 m², aktívna plocha jedného slnečného kolektora

A — celková inštalovaná aktívna plocha solárnej jednoty

$$A = n \cdot p = 60 \cdot 0,864 = 51,84 \text{ m}^2$$

6. Určenie čerpadla v solárnom okruhu

6.1. Doprávné množstvo

Množstvo cirkulujúcej kvapaliny v solárnom okruhu je určené vzťahom:

$$A \cdot q_s = M \cdot \rho \cdot c (t_1 - t_2)$$

$$q_s = Q_1 \cdot \sigma' \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$$

$$M = A \cdot m \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$$

$$m = \frac{M}{A} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}]$$

Ďalej platí:

$$V_s \cdot c \cdot \rho \cdot (t_{1v} - t_{2v}) = \tau \cdot q_s \cdot A$$

$$(t_{1v} - t_{2v}) = \frac{\tau \cdot q_s \cdot A}{V_s \cdot c \cdot \rho}$$

$$q_s = 900 \cdot 0,42 = 378 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$V_s = n \cdot q_k = 60 \cdot 0,0008 = 0,048 \text{ m}^3$$

$$(t_{1v} - t_{2v}) = \frac{90 \cdot 0,378 \cdot 51,84}{0,048 \cdot 3 \cdot 1060} = 11,55 \text{ K}$$

Pre ďalší výpočet sa volí rozdiel teplôt 10 K
Z rovnice (1) vyplýva

$$m = \frac{q_s \cdot 3600}{\rho \cdot c \cdot (t_{1v} - t_{2v})} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}]$$

$$m = \frac{378 \cdot 3600}{1060 \cdot 3000 \cdot 10} = 0,0428 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$M = A \cdot m = 51,84 \cdot 0,0428 = \\ = 2,2187 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 36,96 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

- τ — časová doba medzi zastavením a vypnutím čerpadla (90 s)
 q_s — merný výkon slnečného kolektora $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$
 Q_i — maximálna hustota slnečného žiarenia v danej zemepisnej lokalite ($900 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$)
 σ' — účinnosť kolektora (0,42)
 m — merné množstvo vyhrievacej kvapaliny pripadajúce na 1 m^2 plochy absorberu $[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}]$
 M — prietochné množstvo cirkulujúcej kvapaliny $[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$
 ρ — $1060 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ (merná hmotnosť nemrznúcej kvapaliny)
 c — $3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ (merné teplo nemrznúcej kvapaliny)
 V_s — vodný objem solárnej jednotky $[\text{m}^3]$
 q_k — $0,0008 \text{ m}^3$ (vodný objem jedného kolektora)
 $(t_{1v} - t_{2v})$ — 10 K rozdiel teplôt na vstupe a výstupe slnečných kolektorov (teplný spád)

6.2. Dopravný tlak čerpadla

Čerpadlo musí prekonávať tieto hydraulické straty:

- hydraulické straty v kolektorových batériách (h_1)
- hydraulické straty v potrubí medzi kolektormi a výmeníkom (h_2)
- hydraulické straty vo výmeníku (h_3)

$$h = h_1 + h_2 + h_3$$

h — celkový hydraulický odpor $[\text{kPa}]$

Hydraulické straty v kolektorových batériach (h_1)

Hydraulické straty udané autorizovanou skúšobňou pre 1 slnečný kolektor typu SP 80/08 sú 250 Pa

$$h_1 = n \cdot h_k$$

$$h_1 = 60 \cdot 250 = 15000 \text{ Pa} = 15 \text{ kPa}$$

n = počet kolektorov v solárnej jednotke $[\text{ks}]$

h_k = hydraulický odpor kolektora $[\text{Pa}]$

Hydraulické straty v potrubí solárneho okruhu (h_2)

— Množstvo cirkulujúcej kvapaliny

$$M = 2218,7 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$$

— Merné množstvo kvapaliny pripadajúce na 1 kolektor (m')

$$m' = \frac{M}{n} = \frac{2,2187}{60} = 0,03696 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 36,96 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$$

— Tlakové straty v jednotlivých úsekoch potrubia:

Úsek a

$$M_1 = n_1 \cdot m' = 20 \cdot 36,96 = 739,2 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$l_1 = 8 \text{ m}, \varnothing 1''$$

$$R_1 \cdot l_1 = 78 \cdot 8 = \dots \dots \dots 624 \text{ Pa}$$

Úsek b

$$M_2 = n_2 \cdot m' = 40 \cdot 36,96 = 1478,4 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$l_2 = 18 \text{ m}, \varnothing 5/4''$$

$$R_2 = 71 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$R_2 \cdot l_2 = 71 \cdot 18 = \dots \dots \dots 1278 \text{ Pa}$$

Úsek c

$$M_3 = n_3 \cdot m' = 10 \cdot 36,96 = 369,6 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$l_3 = 8 \text{ m}, \varnothing 3/4''$$

$$R_3 = 48 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$R_3 \cdot l_3 = 48 \cdot 8 = \dots \dots \dots 384 \text{ Pa}$$

Úsek d

$$M_4 = n_4 \cdot m' = 20,36 \cdot 96 = 739,2 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$l_4 = 8 \text{ m}, \varnothing 1''$$

$$R_4 = 53 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$R_4 \cdot l_4 = 53 \cdot 8 = \dots \dots \dots 424 \text{ Pa}$$

Úsek e

$$M_5 = n_5 \cdot m' = 69 \cdot 36,96 = 2218,71 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$l_5 = 12 \text{ m}, \varnothing 6/4''$$

$$R_5 = 67 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$R_5 \cdot l_5 = 67 \cdot 12 = \dots \dots \dots 804 \text{ Pa}$$

$$R_1 \cdot l_1 + R_2 \cdot l_2 + R_3 \cdot l_3 + \\ + R_4 \cdot l_4 + R_5 \cdot l_5 = \dots \dots \dots 3514 \text{ Pa}$$

Jednotlivé odpory (tvarovky, armatúry)

činia 50 % za tlakových strát

$$\text{potrubia} \dots \dots \dots 1757 \text{ Pa}$$

Celkové hydraulické straty

potrubia $h_2 = 5271 \text{ Pa}$

$M_1 \dots M_3$ = množstvo cirkulujúcej kvapaliny v kolektoroch daného úseku $[\text{l} \cdot \text{h}^{-1}]$

$n_1 \dots n_3$ = počet kolektorov v danom úseku $[\text{ks}]$

$l_1 \dots l_3$ = dĺžka úseku $[\text{m}]$

$R_1 \dots R_3$ = merná hydraulická strata pre daný úsek u vody $[\text{Pa}]$

m' = merné množstvo kvapaliny pripadajúce na jeden kolektor $[\text{l} \cdot \text{h}^{-1}]$

Hydraulické straty vo výmeníku (h_3)

$$M = 2218,7 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$l = 12 \text{ m}$$

$$R = 2750 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$h_3 = R \cdot l = 2700 \cdot 12 = \dots \dots \dots 33000 \text{ Pa}$$

Celkové hydraulické straty solárnej jednotky (h)

slnečné kolektory

$$h_1 = 15000 \text{ Pa}$$

potrubie

$$h_2 = 5271 \text{ Pa}$$

výmeník

$$h_3 = 33000 \text{ Pa}$$

$$h = 53271 \text{ Pa}$$

7. Voľba čerpadla

Vypočítané parametre:

$$M = 36,9 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} (2,218 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$$

$$h = 53,271 \text{ kPa}$$

Uvedené parametre určujú hydraulickú charakteristiku solárneho okruhu.

Pri voľbe čerpadla sa hľadá také, ktoré má čo najstrmšiu charakteristiku a pre vypočítané prietokové množstvo dostatočnú tlakovú rezervu.

Navrhnuté je obehové čerpadlo typ „GRUNDFOS — UP 26—65,, dopravný výkon $2,2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, dopravný tlak 75 kPa .

8. Určenie vodného objemu solárneho okruhu

— kolektory : 60 ks	0,8 l	=	48,00 l
— potrubie solárneho okruhu		=	55,20 l
— vodný objem výhrevnej vložky výmenníka		=	12,80 l
Celkový vodný objem V		=	116,00 l

9. Výpočet tlakovej expanznej nádoby s membránou

Je prevedený podľa ČSN 06 0830.

$$V' = 1,3 \cdot V \cdot v' \frac{P_e}{P_k - P_p} =$$
$$= 1,3 \cdot 116,0 \cdot 0,043 \frac{150}{150 - 50} = 9,72 = 10 \text{ l}$$

Navrhnutá je tlaková expanzná membránová nádoba typ „EXPANZOMAT“ o objeme 10 l.

V' — vypočítaná veľkosť tlakovej nádoby [l]
 V — vodný objem solárneho okruhu [l]
 v' — zväčšenie objemu ohriatej vody z 10 na 90°C [%]

P_k — konečný tlak v tlakovej expanznej nádobe [kPa]

P_p — počiatočný tlak v tlakovej expanznej nádobe [kPa]

10. Určenie výkonu solárnej jednotky

10.1 Výkon solárnej jednotky v letnom období (IV.—IX. mesiac)

$$W_e = W_{ld} \cdot 183 \text{ dní [kWh]}$$

$$W_{ld} = W_{lh} \cdot \tau_{sl} \text{ [kWh za den]}$$

$$W_{lh} = \frac{Q'_s \text{ deň} \cdot \sigma' \cdot p \cdot n}{\tau_{sl} \cdot Z} \text{ [kW]}$$

$$\frac{\tau_{sl}}{\tau_{teor.}} = 0,59$$

$$\tau_{sl} = 0,59 \cdot \tau_{teor.} = 0,59 \cdot 12 = 7,08 \text{ hodín}$$

$$W_{lh} = \frac{5,06 \cdot 0,42 \cdot 0,864 \cdot 60}{7,08 \cdot 1,3} =$$
$$= 11,96 \text{ kW}$$

$$W_{ld} = 11,96 \cdot 7,08 = 84,67 \text{ kWh za deň}$$

$$W_l = 84,67 \cdot 183 = 13\,801,21 \text{ kWh}$$

10.2 Výkon solárnej jednotky v zimnom a prechodnom období (I.—III. a X.—XII. mesiac)

$$W_z = W_{dz} \cdot 182 \text{ dní [kWh]}$$

$$W_{dz} = W_{hz} \cdot \tau_{sz} \text{ [kWh za deň]}$$

$$W_{hz} = \frac{Q'_s \text{ deň} \cdot \sigma'' \cdot p \cdot n}{\tau_{sz} \cdot Z} \text{ [kW]}$$

$$\frac{\tau_{sz}}{\tau_{teor.}} = 0,31$$

$$\tau_{sz} = \tau_{teor.} \cdot 0,31 = 12 \cdot 0,31 = 3,12 \text{ hodín}$$

$$W_{hz} = \frac{1,22 \cdot 0,39 \cdot 0,864 \cdot 60}{3,12 \cdot 1,3} =$$
$$= 6,08 \text{ kW}$$

$$W_{dz} = 6,08 \cdot 3,12 = 18,96 \text{ kWh za deň}$$

$$W_z = 18,96 \cdot 182 = 3\,450,72 \text{ kWh}$$

10.3 Celkové získaná energia solárnou jednotkou za rok (W_r)

$$W_r = W_l + W_z = 13\,801,21 +$$
$$+ 3\,450,72 = 17\,251,93 \text{ kWh}$$

W_l — výkon solárnej jednotky v letnom období IV.—IX. mesiac

W_z — výkon solárnej jednotky v zimnom období I.—III. a X.—XII. mesiac

W_{ld} — priemerný výkon solárnej jednotky za deň v letnom období

W_{dz} — priemerný výkon solárnej jednotky za deň v zimnom období

W_{lh} — priemerný výkon solárnej jednotky za hodinu v letnom období

W_{hz} — priemerný výkon solárnej jednotky za hodinu v zimnom období

τ_{sl} — skutočná doba svitu v letnom období [h.]

τ_{sz} — skutočná doba svitu v zimnom období [h.]

W_r — celkový výkon solárnej jednotky za rok

11. Výpočet veľkosti solárneho ohrievača TUV (výmenník tepla)

Veľkosť ohrievača je dimenzovaná na výkon solárnej jednotky v letnom období t. j. na výkon 11,96 kW.

Objem zásobníka TUV (V_z)

$$V_z = \frac{3\,600 \cdot W_{lh} \cdot t}{4\,187 (t_{1v} - t_{2v})} =$$
$$= \frac{3\,600 \cdot 11,96 \cdot 4}{4\,187 \cdot 10} = 4\,119 \text{ l}$$

Volíme objem zásobníka 4 000 l

V_z — objem zásobníka [l]

t — predpokladaná doba ohrievania [h]

Площа выхвешней вложки (S_v)

$$S_v = \frac{W_{th}}{k \cdot \Delta t_v \cdot r} = \frac{11 \cdot 960}{345 \cdot 10 \cdot 0,8} = 4,33 \text{ m}^2$$

Volíme vyhrevnú vložku o ploche 4,0 m²

$$W_{th} = 11 \, 960 \text{ W}$$

$$k = 345 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \text{ súčiniteľ prechodu tepla}$$

$$r = 0,8 \text{ súčiniteľ zanášania ohrievacích rúrok}$$

$$\Delta t_v = 10^\circ \text{C rozdiel teplôt}$$

12. Určenie veľkosti elektrického akumuláčného zásobníka TUV

Energia slnečného žiarenia nedopadá na kolektory rovnomerne po celý rok. Z toho dôvodu je nutné, ako hlavný zdroj pre ohrievanie TUV uvažovať elektrický akumuláčny zásobník teplej vody. Solárna jednotka slúži ako doplnkový zdroj energie.

Вы́счет объема электрического аккумуля́нного за́соби́ка TUV

Potreba 45 °C teplej vody pre užitkovú účely za deň je 2 200 l. V elektrickom boileri sa ohrieva voda na 80 °C a potom mieša so studenou na 45 °C. Na základe uvedeného je nutné stanoviť potrebné množstvo 80 °C teplej vody a určiť objem elektrického boileru.

$$q_e = V \frac{t_0 - t_2}{t_1 - t_2} \quad [l]$$

$$q_e = 2 \, 200 \frac{45 - 12}{80 - 12} = 1 \, 078 \text{ l } (80^\circ \text{C})$$

Navrhnutý je elektrický akumuláčny zásobník EO 1 200 obsah 1 140 l.

q_e = potrebné množstvo ohriatej vody na 80 °C

t_1 = 80 °C teplota ohriatej vody

t_2 = 12 °C teplota vstupnej vody na ohrievanie

t_0 = 45 °C požadovaná teplota užitkovej vody

13. Porovnanie potreby elektrické energie pre prípravu TUV o množstve 2 200 l za deň na 45 °C, s energiou získanou solárnou jednotkou

Potreba elektrickej energie, bez solárnej jednotky ako doplnkového zdroja

a) za deň : 84,08 kWh

b) za rok : 84,08 · 365 = 30 689,20 kWh

Potreba elektrickej energie pri prevádzke so solárnou jednotkou, ako doplnkovým zdrojom

a) energia získaná solárnou jednotkou za rok 17 251,93 kWh

b) energia potrebná bez solárnej jednotky za rok 30 689,20 kWh

Rozdiel: 30 689,20 kWh — 17 251,93 kWh = 13 437,27 kWh za rok

Z uvedeného porovnania vyplýva, že pre prípravu TUV solárnou jednotkou, ako doplnkovým zdrojom energie, bude potreba elektrickej energie iba 13 437,27 kWh za rok, čím se ušetrí 58,21 % energie.

14. Záver

Využitie slnečnej energie v klimatických podmienkach ČSSR je reálne a pre ohrievanie vody i výhodné, ako doplnkového zdroja energie.

Spotreba elektrickej energie pri ohrievaní vody v elektrických boileroch bez doplnkového zdroja, solárnej jednotky na 1 l za rok je 13,94 kWh. Pri inštalovaní solárnej jednotky sa potreba elektrickej energie na 1 l za rok sníži na 6,10 kWh.

LITERATÚRA

- [1] Cihelka J.: Vykurovanie budov a ohrievanie užitkovej vody energiou slnečného žiarenia (1. časť) ZTV 21 (1978), č. 2, s. 71—91.
- [2] Cihelka J.: Energia slnečného žiarenia dopadajúca na ploché kolektory v miestach na 50° severnej šírky. ZTV 21 (1978), č. 6, s. 337—342.
- [3] Cihelka J.: Možnosti technického využitia slnečného žiarenia v podmienkach ČSSR. Pozemné stavby 27 (1979) č. 6, s. 273—279.
- [4] Ogoun M.: Zariadenie pre využitie slnečnej energie k ohrievaniu vody. Publikácia Okresného podniku služieb, Kroměříž 1979.
- [5] Cihelka J.: Vykurovanie budov a ohrievanie užitkovej vody energiou slnečného žiarenia (2. časť) ZTV 24 (1981), č. 2, s. 65—78.

Солнечный агрегат для приготовления горячей производственной воды производительностью 2200 л в сутки

Инж. Ладислав Обложински

Автор описывает способ расчета конкретного оборудования для обогрева горячей производственной воды с помощью энергии солнечной радиации в сельскохозяйственном предприятии в южной Словакии.

Solar unit for hot service water preparation with capacity 2 200 l/day

Ing. Ladislav Obložinský

The author describes the calculation of the concrete equipment for heating of hot service water by solar energy in an agricultural plant in South Slovakia.

**Sonnengerät für eine
Gebrauchswarmwasserbereitung mit
der Leistung 2200 l/Tag**

Ing. Ladislav Obložinský

Der Autor beschreibt ein Berechnungsverfahren der konkreten Gebrauchswarmwasserwärmungsanlage mittels der Sonnenstrahlungsenergie in einem landwirtschaftlichen Betrieb in der Slowakei.

**Monobloc solaire pour une préparation
de l'eau chaude utile avec la puissance
2200 l/jour**

Ing. Ladislav Obložinský

L'auteur de l'article présenté décrit un mode de calcul de l'installation concrète pour le réchauffage de l'eau chaude utile par l'énergie du rayonnement solaire dans un établissement agricole dans le sud de la Slovaquie.

● **Podzemní akumulace energie**

Ve Velké Británii se připravují vyzkoušet nový způsob akumulace energie. Zatímco v Cornwallu se již čerpá geotermická energie z hluboko uloženého horkého žulového masivu, věnují nyní geologové pozornost velkým podzemním pískovcovým útvarům v jiných částech země. Zde se pak uvažuje přivádět v létě sluneční energii nebo jinou tepelnou energii, jako např. odpadní teplo z elektráren, v horké vodě do podzemních prostorů a tuto pak v zimě využívat v průmyslu a domácnostech.

Využití tzv. akvaferů, tj. pórzních podzemních geologických útvarů, se zdá lákavým. Kromě toho, že se uchová tepelná energie z léta na zimu, přispěje toto řešení i ke snížení tzv. tepelného znečištění. Dále by mohlo nové řešení vést i k realizaci „totálních energie-

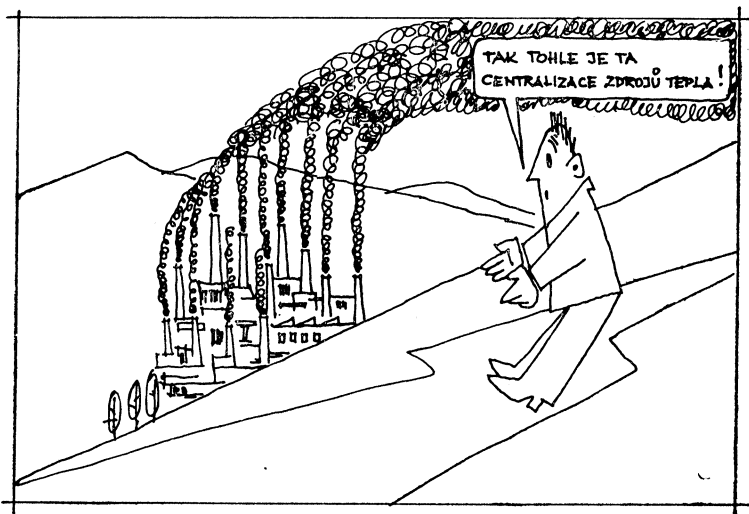
tických systémů“, tj. nejefektivnější kombinaci výroby tepelné a elektrické energie.

Vyzkoušení nového způsobu se připravuje v pískovcovém masivu v Sherwoodu, protože zde jsou umístěny velké elektrárny.

Myšlenka využití akvaferů pochází z Číny. Čínští vědci vyvinuli nejdříve způsob přivádění studené vody do podzemních prostorů, aby ji pak v létě použili ke klimatizaci budov. Na tento způsob přišli náhodně, když při řešení otázek nedostatku vody došlo při odčerpávání spodních vod k poklesům půdy a bylo nutno zjednat nápravu znovunaplnění podzemních prostorů. Novým způsobem se dnes např. klimatizují prostory budovy mezinárodního letiště v Šanghaji (asi o 40 000 m² podlahové plochy).

eir 6/81

(Ku)



Fridrich

● Chladicí věže pro klimatizaci Kremle

Fa. Sulzer-Escher-Wyss dodala pro Mašimimport tři velké protiproudové chladicí věže určené pro velké klimatizační zařízení pro moskevský Kreml. Hodnota dodávky je 400 000.- DM. Věže budou chladit 2 200 m³/h vody z 30° na 25 °C a odvádět tak asi 12 800 kW tepla do atmosféry. Věže jsou stavebnicové konstrukce sériové výroby. Jsou vybaveny axiálními ventilátory poháněnými motory s přepínáním pólů.

CCI 5/81

(Ku)

● Vodík — palivo budoucnosti

IEA (mezinárodní agentura pro energii) vyhlásila v r. 1977 v Paříži jako program výzkumu ekonomickou výrobu vodíku z vody. Tatáž společnost v r. 1980 provedla průzkum očekávaného nárůstu potřeby vodíku v osmi vyspělých zemích. Podle něho se předpokládá, že v období 1985 až 2025 vzroste potřeba vodíku 17krát.

Jedna z možností získání vodíku je z uhlí, které se různými technologiemi zplyňuje, např. za přítomnosti vodní páry a plyn pak obsahuje až 50 % vodíku. Teoreticky nejdříve až v r. 1986 by mohl být vodík průmyslově vyráběn touto cestou. Pokud se týče nákladů, bude tato technologie se stoupajícími cenami ropy čím dál tím atraktivnější.

Jiný způsob výroby vodíku je elektrolýza vody. Je použitelný jen tam, kde je k dispozici levný elektrický proud. To by bylo možné a výhodné u jaderných elektráren mimo spotřební špičky, protože tyto elektrárny musejí pracovat trvale na konstantní výkon. Dnes jsou k dispozici elektrolýzery, které pracují buď beztlakově, nebo jen s tlaky do 3 MPa. V současné době je výroba vodíku z vody elektrolýzou asi dvakrát tak drahá ve srovnání s již zmíněnou výrobou z fosilních paliv.

Pro budoucnost je třeba najít nové elektrokatalyzátory, poněkud zvýšit pracovní teploty elektrolýzy, aby se tepelně využily reakce elektrod, vyvinout nové diafragmy (průlinité přepážky) s malým měrným odporem, zménit geometrii elektrod, jakož i konfiguraci elektrolýzérů, aby se snížily ztráty napětí.

Skoro deset let známý je způsob získávání vodíku termochemickými procesy. Je známo více postupů, avšak dnes se ještě nedá říci, zda nebude nalezen ještě nějaký výhodnější. Zatím se prokázalo v laboratořích, že termochemická výroba vodíku je realizovatelná, bez vzniku vedlejších produktů, přičemž zatím bylo u technologicky nejpropracovanějšího

procesu dosaženo něco přes 40 % účinnosti, tedy znatelně více, než u běžné elektrolýzy vody. Přesto to ale neznamená, že nelze u elektrolýzy očekávat již žádná zlepšení. Shrnutí to vypadá tak, že termochemicky vyrobený vodík bude v budoucnu cenným příspěvkem k řešení účinného a čistého energetického systému.

Odpadního tepla, vznikajícího při jaderných procesech, bude s výhodou v budoucnu možno též využít k získání vodíku, a to buď cestou zplynování uhlí nebo termochemickými reakcemi.

Vodík, jako potenciální budoucí nositel sekundární energie, vyžaduje, ve srovnání s ostatními druhy sekundární energie, určité předpoklady. Zejména je to otázka skladování a bezpečnosti.

Skladování vodíku je velice výhodné z hlediska jeho snadné přeměny v jiné druhy sekundární energie. Tak je technicky možné spojení vodík — elektrina. Dále může být vodík přidáván do svítiplynu či zemního plynu nebo i přímo spalován v čisté formě. Předpokládá se, že bude i hrát důležitou roli ve spojení se zdroji primární energie jako je sluneční a větru, k vyrovnání kolísající dodávky, a to pro jeho snadnou skladovatelnost. Vodík je možno skladovat buď ve formě plynu, kapaliny nebo vázaný na tuhé struktury a tak lze pro každý případ volit nejvhodnější způsob. Jako perspektivní se ukazují kryogenní zásobníky buď kapalného vodíku, nebo adsorbovaného na aktivní uhlí. Výhodné se též jeví hydridní zásobníky, kde by byl vodík chemicky vázaný na hydrid titanu a železa, a to při tlacích do 2 MPa až asi 1,3 hmotnostních procent vodíku. Přitom ovšem při vázání musí být odváděno a při odběru přiváděno teplo.

Velký význam v budoucnosti budou mít asi též fotovoltaické sluneční elektrárny v kombinaci s elektrolýzou vody, kde vzájemnými přeměnami energie bude možno vyrovnávat kolísání odběru.

Na principu hydridních zásobníků, ať již půjde o hydrid titanu a železa nebo hydrid hořčíku a niklu, jsou zatím většinou založeny i úvahy o využití vodíku k pohonu vozidel.

Pokud se týče bezpečnosti, je v určitých případech vodík bezpečnější než jiná plynná paliva, v jiných případech naopak. V podstatě se dá říci, že při zachování určitých bezpečnostních opatření je vodík použitelný, jak se již ukázalo v dosavadní dlouholeté praxi s ním. Přesto však je žádoucí se této problematice i nadále intenzivně věnovat. Půjde především o vývoj dokonalejších těsnění a výstražných zařízení.

CCI 5/81

(Ku)

MONITOROVÁNÍ ČISTOTY OVZDUŠÍ V ČSR

RNDr. Jiří Hanzlíček — MLVH ČSR

Měření čistoty ovzduší v ČSR na úseku imisí zajišťují převážně organizace ministerstva lesního a vodního hospodářství ČSR (Český hydrometeorologický ústav a Výzkumný ústav lesního hospodářství a myslivosti) a ministerstva zdravotnictví ČSR (orgány hygienické služby). Složky ministerstva zdravotnictví ČSR sledují na základě dohodnuté spolupráce s ministerstvem lesního a vodního hospodářství ČSR znečištění ovzduší především v sídlištích a v okolí velkých závodů zejména z hlediska ochrany zdravotního stavu obyvatelstva a kvality životního prostředí v sídlištních aglomeracích. Záměrem je zajistit měření ve všech městech s počtem obyvatel nad 20 tisíc.

Pozornost Českého hydrometeorologického ústavu je zaměřena především do širších oblastí volné krajiny zejména z hlediska ochrany ovzduší a přírodního prostředí, s ohledem na rostoucí požadavky zabezpečuje však rovněž měření v městských aglomeracích. V současné době vedle nepříliš početného sledování v sídlištních je měření soustředěno do čtyř oblastí ČSR (Severočeská, Ostravská, Brněnská, částečně hl. m. Praha). Všechny stanice jsou postaveny na bázi manuální obsluhy (dobrovolných pozorovatelů), tj. bez automatizace. K tomuto stavu vede naprostý nedostatek kontinuální měřicí techniky, která není v ČSSR ani v zemích RVHP výrobně zajištěna. Za této situace je obtížné vyhovět oprávněným požadavkům ústředních i krajských orgánů na rozšíření měření celé řady škodlivin. V tomto manuálním systému je nelze realizovat, neboť vyvolávají především potřebu nárůstu pracovních sil, pohonných hmot, odměn za práci dobrovolných pozorovatelů apod.

K pokrytí potřeb národního hospodářství a kvalitního zlepšení stavu a technické úrovně monitorování v souladu s usnesením představenstva vlády ČSSR č. 19/81 ke zprávě o zhodnocení příčin a důsledků mimořádné situace v ovzduší v Severočeské hnědouhelné pánvi je připravována resortem ministerstva lesního a vodního hospodářství ČSR ve spolupráci s federálním ministerstvem paliv a energetiky od roku 1983 realizace automatizovaného monitoringu plyných škodlivin na území ČSR. Systém představuje zhruba 60 plně automatických stanic s dálkovým přenosem naměřených hodnot po linkách energetiky do výpočetního centra, tj. způsob odpovídající světovému vývoji. Realizace umožní poskytovat údaje nezbytně nutné pro řízení hlavních energetických zdrojů z hlediska plošné regulace emisí, čímž budou vytvořeny předpoklady pro potenciální ochranu území ČSR. Technické řešení včetně zajištění potřebné výroby 240 ks

automatických analyzátorů na měření SO_2 , NO_x , H_2S , O_3 (sulfomonitor, nitromonitor, oxidomonitor) je zajišťováno ve státním plánu výzkumu rozvoje vědy a techniky. V této souvislosti je možno připomenout, že přes řadu usnesení vlád se v ČSSR nepodařilo zahájit jakoukoliv výrobu měřicí techniky, takže ministerstvo lesního a vodního hospodářství ČSR bylo nuceno nastoupit iniciativní cestu k zajištění nezbytných potřeb a vytvoření předpokladů v přechodu na automatizaci při sledování kvality ovzduší. Realizace systému zajišťuje v úzké spolupráci Český hydrometeorologický ústav a Orgrez Ostrava.

Na základě již uvedeného usnesení představenstva vlády ČSSR připravilo ministerstvo lesního a vodního hospodářství ČSR od 1. října 1981 realizaci I. etapy prognózního a signálního systému stavu znečištění ovzduší při nepříznivých meteorologických podmínkách v Severočeské hnědouhelné pánvi. Prognózní a signální systém byl vzájemně dohodnut resorty ministerstva lesního a vodního hospodářství ČSR, federálního ministerstva paliv a energetiky, federálního ministerstva hutnictví a těžkého strojírenství, ministerstva průmyslu ČSR, ministerstva zemědělství a výživy ČSR. Účelem je vydávat výstrahy na výskyt meteorologických situací, při nichž dochází v pánevních okresech Severočeského kraje k nadměrnému znečištění ovzduší. Hlavními podklady pro vydávání výstrah nepříznivých rozptylových podmínek budou předpovědi meteorologické situace a počasí, zhodnocení rozptylových podmínek na základě sodarových měření, měření imisních koncentrací SO_2 a znalosti vztahů mezi meteorologickými a imisními podmínkami v zájmové oblasti. Výstrahy budou předávány pracovištěm Českého hydrometeorologického ústavu příslušným dispečerským pracovištěm resortů pro zdroje určené k regulaci emisí. S ohledem na územní rozložení zdrojů a odlišné výšky komínů budou signály k regulaci vydávány diferencovaně. Ve 2. etapě prognózního a signálního systému v Severočeské hnědouhelné pánvi bude od r. 1984 využito imisního monitoringu plyných škodlivin, mobilní měřicí soupravy a počítá se s postupným rozšiřováním měření dalšího spektra škodlivin.

V kontextu současně řešených celosvětových problémů ochrany prostředí, zejména pak úmluvy evropských států na vysoké úrovni o životním prostředí (která vychází převážně ze závěrečného aktu Konference o bezpečnosti a spolupráci v Evropě) rozpracované do našich podmínek usnesením vlády ČSSR č. 253/80, zajišťuje resort ministerstva lesního a vodního hospodářství ČSR účast ČSSR na některých celoevropských měřicích programech. V rámci úkolů vyplývajících z projektu Kooperativního

programu monitorování EMEP/OSN je v ČSR zajišťováno sledování pozadí znečištění na regionální stanici ve Svratouchu, která není pod bezprostředním vlivem blízkých zdrojů. Od roku 1982 se připravuje rozšíření programu o další 3 stanice umístěné ve vysokohorských polohách Krušných hor, Jizerských hor a Beskyd. V programu sledování kvality ovzduší v Jizerských horách by byla účelná konkrétní účast pracoviště ČSAV při řešení problematiky sloučenin fluoru.

Souběžně je zajišťován program Globálního systému monitorování životního prostředí OSN/UNEP v rámci problému XII. RVHP, zaměřený na sledování složek ovzduší, vody, půdy, na požadavky regionální stanici v Košeticih u Pelhřimova.

Provoz a chod regionálních stanic zapojených do uvedených mezinárodních programů je neustále koordinován tak, aby všechny získané poznatky byly využity především k řešení národní problematiky ve znečišťování ovzduší a k vytvoření předpokladů ke snížení negativních dopadů na hlavní složky přírodního prostředí.

Na úseku sledování emisí — povinnost měření ze zákona č. 35/67 Sb., o opatřeních proti znečišťování ovzduší, přímo nevyplývá. Některá měření provádí řada organizací příslušných výrobních resortů, přičemž jejich rozsah je zcela nedostačující. Bariérou pro rozšíření měření je i zde nezajištěnost výroby přístrojové techniky. Prostřednictvím inspekčního orgánu ministerstva lesního a vodního hospo-

dářství ČSR (Česká technická inspekce ochrany ovzduší) jsou prováděny pouze kontrolní měření u nejzávažnějších zdrojů znečišťování ovzduší. Metodiky měření jsou řešeny v rámci státních úkolů výzkumu rozvoje vědy a techniky. Jako realizovaný výstup výzkumu byl zřízen Registr emisí a zdrojů znečišťování ovzduší, který poskytuje kompletní informaci o znečišťování ovzduší u všech druhů zdrojů nacházejících se na území ČSR. Správcem Registru je Česká technická inspekce ochrany ovzduší. Ve spolupráci s ministerstvem průmyslu ČSR připravuje ministerstvo lesního a vodního hospodářství ČSR komplexní emisní monitoring chemického kombinátu v Sečeza, Lovosice, za účelem sledování technologických procesů.

Usnesení PV ČSSR č. 19/81 ukládá resortům federálního ministerstva paliv a energetiky, federálního ministerstva hutnictví a těžkého strojírenství, ministerstva průmyslu ČSR v termínu od r. 1981 postupně zajistit kontinuální měření emisí u provozovatelů hlavních zdrojů v Severočeské hnědouhelné pánvi, avšak realizace bude nesmírně obtížná. Ke zlepšení tohoto stavu zejména na úseku emisí vytváří předpoklady usnesení předsednictva vlády ČSSR č. 148/81, které ukládá federálnímu ministerstvu všeobecného strojírenství zavést výrobu optických analyzátorů a federálnímu ministerstvu elektrotechnického průmyslu výrobu analyzátorů na principu chemoluminiscence.

8. KONFERENCE O „TEPELNÉ TECHNICE“ TH KARL-MARX-STADT

Ve dnech 16. a 17. září uspořádala sekce Verarbeitungstechnik TH Karl-Marx-Stadt 8. konferenci se zaměřením na „Racionální využití energie při klimatizaci a sušení“. Konference byla současně spojena i s oslavami 25leté činnosti vědního oboru Tepelné techniky na TH Karl-Marx-Stadt.

Konference byla zahájena přehledným referátem *doc. Dr. Ing. Lösera* „O vývoji vědního oboru Tepelné techniky“ na TH Karl-Marx-Stadt, v němž bylo vzpomenuo činnosti a zásluh zakladatele tohoto oboru na vysoké škole *prof. Dr. Ing. Häußlera*, který v prosinci r. 1980 náhle zemřel.

Vlastní odborný program konference byl rozdělen do tří tematických skupin:

1. Využití tepelných čerpadel pro racionální spotřebu energií

- Prof. Dr. Heinrich, Ing. Reibert, Dráždany „Využití odpadního tepla z diskontinuálních a decentralizovaných rozložených tepelných zdrojů pomocí tepelných čerpadel“
- Prof. Ing. Dvořák, Praha „Vlastnosti pracovních látek pro tepelná čerpadla“
- Dr. Ing. Lehnguth, Karl-Marx-Stadt „Energetická hlediska pro uplatnění kompresorových tepelných čerpadel“
- Doc. Dr. Najork, Ing. Hilbik, Dráždany

„Vzájemná vazba tepla a chladu u absorpčních zařízení“

— Ing. Urbitsch, Berlín

„Provozní zkušenosti a výsledky zkoušek vedoucích k optimalizaci tepelných čerpadel při systému vzduch—vzduch“

2. Racionalizace spotřeby energií v klimatizaci

— Ing. Zemánek, CSc., Praha-Běchovice

„Rekuperace tepla u systému vzduch—vzduch pomocí tepelných trubíc“

— Ing. Turba, Gotha

„Regenerační výměník tepla — výrobek pro racionální využití energie při průmyslovém větrání a klimatizaci“

— Ing. Gros, Berlín

„Uplatnění primárních energií při využívání odpadního tepla při průmyslovém větrání“

— Ing. Jánike, Pirna

„Řešení klimatizace ve skárně viskozového hedvábí“

— Dr. Heike, Dráždany

„Výpočtový program pro ležatý výměník tepla opatřený trubiciemi“

— Prof. Dr. Beyer, Dorndorf/Rhön

„Použití sprchových chladičů k ochlazení roztoků solí získaných z mořských zdrojů“

3. Racionalizace spotřeby energií při sušení

- Prof. Militzer, Ing. Dressel, Dráždany
„Termodynamická a ekonomická optimalizace konvektivních sušáren opatřených rekuperátory tepla“
- Dr. Dräger, Postdam-Bornin
„Využití odpadního tepla u zemědělských souprůdých bubnových sušáren pomocí recirkulace využitého sušicího prostředí“
- Ing. M. Karger, Praha 9-Běchovice
„Příspěvek k problematice sdílení tepla při impaktním proudění“
- Doc. Dr. Löser, Karl-Marx-Stadt
„Experimentální výzkum sušení rozpouštědel“
- Ing. J. Plichta, Karl-Marx-Stadt
„Přestup tepla a přenos hmoty na měřicím členu psychrometru ofukovaném impaktním proudem“

- Doc. Dr. Kalz, Köthen
„Termodynamický výzkum pastovitých materiálů a popis vlhčení a odvodňování disperzí pevných částic“
- Dr. Maiwald, Ing. Gros, Freiberg
„Sušení hydroxidu hlinitého ve fluidní vrstvě“
- Ing. Stege, Freiberg
„Zařízení pro sušení, chlazení a pneumatické čištění křemenného písku ve fluidní vrstvě“

Ke konferenci nebyl vydán sborník referátů, ale část referátů — zaměřených zejména na problematiku šetření energie — bude postupně otištěna v časopise „Energianwendung“

Karger

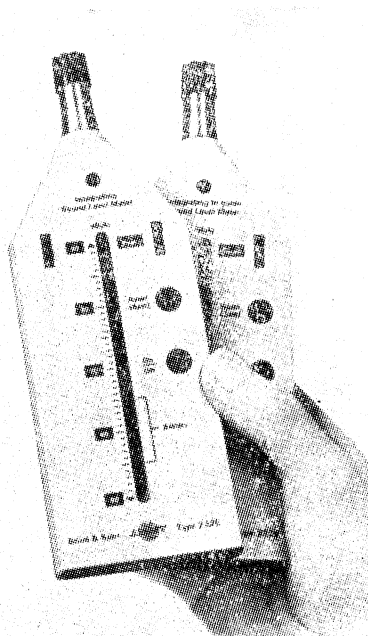
NOVÉ INTEGRAČNÍ ZVUKOMĚRY BRÜEL & KJÆR

Firma Brüel & Kjær vyvinula integrační zvukoměry typu 2225 a 2226, které jsou mimořádně vhodné pro terénní hygienická měření. Přístroje mají malou hmotnost (370 g) a rozměry, jsou snadno ovladatelné a mají velmi dlouhou životnost baterií. Lze s nimi měřit hladinu zvuku A v rozsahu od 25 do 140 dB při časové konstantě F nebo S. Typ 2225 měří špičkovou hladinu (L_{Peak}) a typ 2226 měří maximální hladinu při časové konstantě I.

Přístroje měří také přímo ekvivalentní hladinu při lineární integrační době 60 s, tj. tzv. $L_{Aeq\ 60s}$. Měříme-li tedy např. pětikrát za sebou uvedenou veličinu, jsme schopni z výsledků vypočíst L_{Aeq} za pětiminutový měřicí interval. Přesnost naměřených hodnot je přitom na úrovni mnohem dražších přístrojů. Nevýhodou je, že s těmito zvukoměry nelze měřit vysokofrekvenční hluk a hluková spektra vůbec.

Veličinu $L_{Aeq\ 60s}$ je možno za určitých předpokladů použít i pro určení doby trvání impulsu na základě znalosti této hodnoty, $L_{A\ Peak}$ a za předpokladu exponenciálního poklesu. Předpoklad exponenciálního poklesu je obvykle splněn, měříme-li v uzavřeném prostoru. Pro vyhodnocení je ovšem nutno znát i $L_{AI\ max}$. V tom je určitá nevýhoda, neboť pro taková měření by byly zapotřebí oba zvukoměry. Hodnoty $L_{Aeq\ 60s}$ lze průběžně zapisovat např. na zapisovači typu 2306.

Pracovníci laboratoře vibrací Centra HPNP IHE měli uvedené zvukoměry k odzkoušení v létě loňského roku a získali s nimi velmi dobré zkušenosti. Především je nutno ocenit zmíněnou snadnou ovladatelnost, která je při terénních měřeních velmi vítaná a dále pak skutečnost, že tyto přístroje jsou mnohem levnější než zvukoměry a několikanásobně



Obr. 1. Integrační zvukoměr

levnější než integrační zvukoměry jiného typu. Cena v roce 1981 byla asi 1 000 US \$. Za cenu poněkud větší pracnosti spočívající v tom, že je nutno si zapsat minutové L_{eq} , lze s nimi získat výsledky, které jsou na úrovni zmíněných dražších přístrojů.

L. Louda

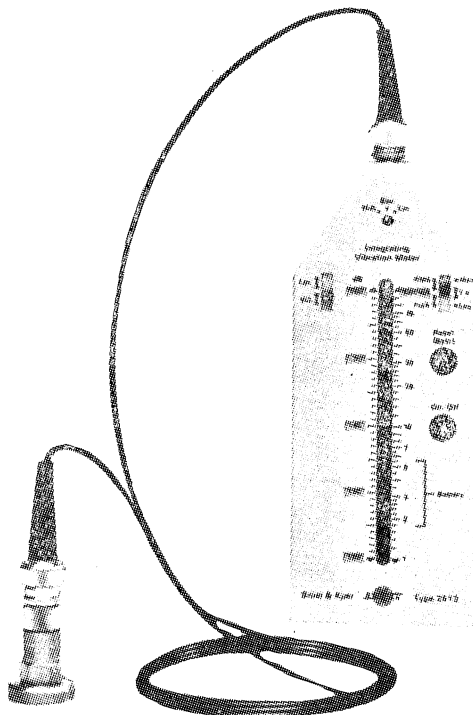
Malý integrační měřič vibrací se tvarem a uspořádáním podobá integračním zvukomě-
rům 2225 a 2226. Typická je stupnice tvaru
teploměru, ze které lze snadno odečítat s přes-
ností 0,5 dB v rozsahu 40 dB.

Přístroj je osazen filtrem pro měření mo-
hutnosti kmitání podle mezinárodních a našich
norem a dále filtrem pro měření vibrací přená-
šených na ruce, který vyhovuje požadavkům
našich hygienických předpisů. Přístroj lze
proto využít jak ve strojírenství při měření
a hodnocení vibrací strojů, tak v hygienické
praxi při měření vibrací přenášených na ruce.

Zvláštností uvedeného přístroje je, že je

schopen měřit současně efektivní i špičkovou
hodnotu, tj. na základě jednoho měření lze
zjistit činitel výkmitu, který charakterisuje
„impulsnost“ vibrací a může být využit při
hodnocení vibrací. Mezinárodní organizace
pro normalizaci ISO totiž nedávno doporučila,
aby činitel výkmitu byl přednostně měřen
v intervalu jedné minuty. Uvedený činitel lze
proto stanovit na základě hodnot L_{peak} a $L_{eq\ 60s}$
a obě tyto veličiny přístroj změří současně.
 $L_{eq\ 60s}$ je obdobně jako u hluku ekvivalentní
hladina při lineární integrační době 60 s.

L. Louda



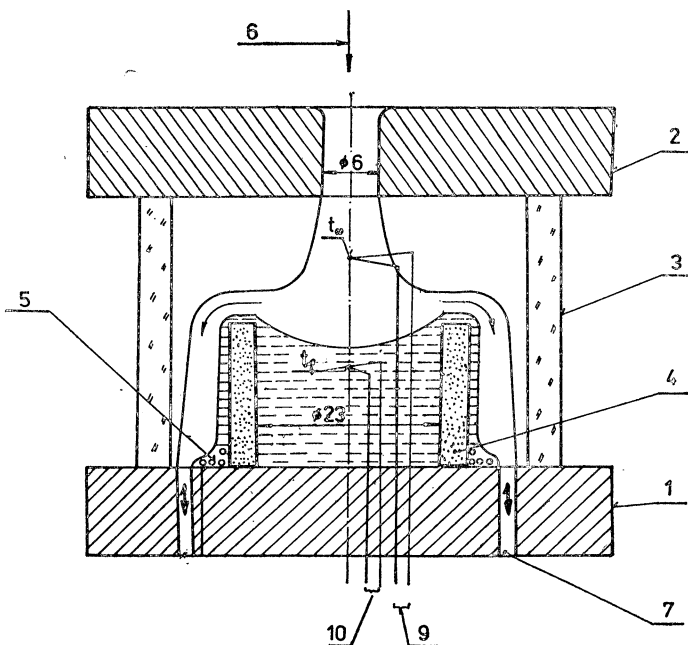
Obr. 1. Integrační měřič vibrací

PSYCHOMETR PRO VYŠŠÍ TEPLOTY A ZNEČIŠTĚNÉ PROSTŘEDÍ

Na TH Karl-Marx-Stadt byl vyvinut
psychrometr, na jehož měřicím členu nastává
intenzivní přestup tepla a přenos hmoty a jehož
povrch je neustále očišťován stékající kapali-
nou. Pro docílení tohoto intenzivního přestupu
tepla je použito impaktního proudění.

Schéma měřicího členu psychrometru je
nakresleno na obr. 1. Ve skleněné trubici (3),
která je uzavřena víkem (2) a dnem (1) z epo-
xydové pryskyřice se nalézá porézní keramický
kroužek (4) naplněný kapalinou. Přívod kapali-
ny je zajišťován kapilárou (5), procházející

dnem psychrometru. Tryskou ve víku psy-
chrometru ($d = 6$ mm) je přiváděn konstantní
hmotnostní tok směsi sušicího vzduchu a par
odpařované kapaliny (6). Po dopadu volného
proudu na hladinu přechází proudění po vněj-
ším povrchu keramického válečku, přičemž
současně dochází ke strhávání přebytečné ka-
paliny s hladiny a k ovlhčování vnějšího
povrchu válečku i kapiláry, kterou je spodní
část válečku obtočena. Přebytečná kapalina
odchází z prostoru měřicího členu společně
s proudem sušicího prostředí segmentovými



Obr. 1. Schéma psychrometru

otvory vytvořenými ve dně psychrometru (7). Tímto způsobem má být zajištěna čistota povrchu odpařování. Teploty proudu t i kapaliny v těsné blízkosti fázového rozhraní t_f jsou měřeny termočlánky Cu-ko (9 a 10). Průtok vzduchu přiváděného do psychrometru se pohybuje v rozmezí 1,1—1,3 m³/h.

Literatura

8. konference o tepelné technice TH Karl-Marx-Stadt 1981 DDR Wirtschaftspatent Nr. 128 952

M. Korger

SEMINÁŘ „VĚTRÁNÍ VELKOPROSTOROVÝCH PRŮMYSLOVÝCH HAL“

Dne 13. ledna 1982 byl pořádán závodní pobočkou ČSVTS - Kovoprojekta Praha, odbornou skupinou č. 16 — zdravotní technika a vzduchotechnika, odborný seminář na téma „Větrání velkoprostorových průmyslových hal“ ve velkém sále restaurace na Slovanském ostrově (Žofín).

Přednesené přednášky vyslechlo 327 účastníků, z celé ČSSR.

Koncepci vzduchotechnické části přednesl J. Vacek. Porovnal zkušenosti s halami bezsvětlikového provedení s nejvíce rozšířenými typy hal se světliky a denním osvětlením. Hovořil o stavebním uspořádání objektů, tvarech světlíků, typech větracích ploch a způsobem větrání objektů s použitím pneumatického ovládání. Druhá část byla věnována systémům mechanického větrání jednotkami, centrálním systémům s možností regenerace tepla výměníky ZZT a rotačními regeneračními výměníky. V závěru byly uvedeny zkušenosti z realizovaného projektu přívodu

vzduchu stabilizovaným proudem vzduchu velkoprostorovými vývěstmi.

Ing. K. Jedlička doložil přednesenou koncepci výpočtovou částí. Řešení strojírenských závodů v tropických oblastech z hlediska architekta stavbaře přednesl Ing. O. Kaufman demonstrací různých typů staveb pro suché i mokré tropy. Prostorové řešení jednopodlažních průmyslových hal a ekonomické uspořádání energetických rozvodů, včetně vzduchotechniky, bylo předneseno Ing. K. Palmem z hlediska projektanta ocelových konstrukcí. Nároky na stavební konstrukce, hluk, chvění vznikající při chodu vzduchotechnických zařízení, včetně automatické regulace, přednesl Ing. J. Jirousek.

Diskusní příspěvky přednesli: Ing. F. Drkal, CSc. z ČVÚT Praha, František Máca, Ing. Zemánek, CSc. VÚOM Běchovice, Ing. J. Šimáček, KHES Praha — Středočeský kraj.

Další seminář bude 19. 5. 1983.

Vacek

ASHRAE Journal 23 (1981), č. 12

- Energy conservation opportunities in cold storage warehouses (Možnosti energetických úspor v chladírnách) — *Hampson G. R.*, 19—20
- A comparison of bare and finned pipe coils in frozen fish storages (Porovnání hladkých a žebrovaných chladicích hadů pro skladování zmrazených ryb) — *Sainsbury G. F.*, 21—23.
- Preventing floor heave in refrigerated warehouse (Preventivní opatření proti vydouávání podlah v chlazených skladištích) — *Weber J. F.*, 24—26.
- Strategy/criteria for transition of a central system from heat recovery to conventional heating and refrigerating (Změna centrálního systému se zpětným získáváním tepla na konvenční vytápění a chlazení) — *Freedman G. M.*, 27—30.
- ASHRAE semiannual meeting, Jan. 24—28 1982, Houston, Texas (Pololetní shromáždění ASHRAE. Program, abstrakta referátů) — 31—46.

ASHRAE Journal 24 (1982), č. 1

- Peak shaving in buildings through use of a diesel engine-driven emergency power generating system (Snížení odběru elektrické energie ve špičkách zapojením nouzových generátorů s dieselovým pohonem) — *Choi S., Hirsch J., Birdsall B.*, 33—37.
- Computer prediction and test verification of cooling energy savings with thermostat setup (Úspory chladicí energie nastavením termostatu — výpočet na počítači a zkušební ověření) — *Nelson L. W., Beckey T.*, 44—48.
- Southwestern air conditioning, heating, refrigeration exhibition (Výstava klimatizace, vytápění a chlazení, Houston, 25.—27. 1. 82. Přehled vystavovatelů) — 50—55.
- Show in print: Products to be featured (Vystavované výrobky) — 57—64.
- Owens-Corning Fiberglas 1981 energy conservation awards (Ceny za rok 1981 za energeticky úsporné řešení budov) — 75—80.
- A new psychrometric chart for thermal comfort (Nový psychrometrický diagram pro tepelnou pohodu) — *Rohles F. H., Konz S. A., Munson D.*, 85, 87.

ASHRAE Journal 24 (1982), č. 2

- Outlook 1982 (Výhledy do roku 1982) — 17—20.
- Wall massiveness — what is known today about annual energy requirements? (Masivnost zdi — co je známo o celoročních požadavcích na spotřebu energie?) — *Wilkes K. E., Goodfrey R. D., Lavine A. G.*, 21—23.
- Energy savings through improved control of heat pump setback (Úspory energie, dosa-

žené zlepšením regulace nastavení tepelného čerpadla) — *Backus A. O.*, 24—28.

- Estimating monthly average values of fenestration solar heat gains (Průměrné měsíční tepelné zisky okny) — *Powell G. L.*, 29—31.
- Application of the refrigeration cycle for distilling liquids compared with conventional evaporators (Využití chladicího cyklu pro destilační kapaliny v porovnání s konvenčními výparníky) — *Guarino L. J.*, 32—35.
- Humidity effects on the odor problem (Vliv vlhkosti na zápachy) — *Kuehner R. L.*, 37—39.

Haustechnik Bauphysik Umwelttechnik (Gesundheits-Ingenieur) 103 (1982), č. 1

- Gestalt und Konstruktion des Abortes im römischen Privathaus (Tvar a konstrukce WC v římském soukromém domě) — *Grassnick M.*, 1—10.
- Verbrauchsabhängige Heizkostenabrechnung mit Heizkostenverteilern (Vyúčtování nákladů za vytápění podle spotřeby za použití rozdělovačů nákladů za vytápění) — *Zöllner G., Konzelmann M.*, 11—19.
- Infrarotwirksame Schichten zur Energieeinsparung bei Gebäuden? (Jsou účinné infračervené vrstvy na úsporu energie v budovách?) — *Gertis K., Erhorn H.*, 20—24, 33—34.
- Berechnung des Wärmedurchgangs durch mehrschichtige Wände mit gleichzeitiger Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung (Výpočet prostupu tepla stěnami s několika vrstvami za současné kondukce tepla, konvekce a sálání) — *Frangoudakis A., Kupke Ch., Mechel F. P.*, 35—39.
- Energie + Bauen (Energie + stavby) — 40—42

Heating, piping, air conditioning 53 (1981), č. 7

- Water chillers: changing technology (Vodní chladiče: změna technologie) — *Coad W. J.*, 35—41.
- Product guide to water chiller equipment (Průvodce po zařízeních, týkajících se vodních chladičů) — 42—43.
- Computerized shadow and solar load evaluation (Výpočet zastínění a sluneční zátěže na počítači) — *Tseng-Yao Sun*, 47—51.
- Integrated storage systems (Integrované systémy skladování energie) — *Setty B.*, 57—60.
- Energy efficient HVAC system for schools (Energeticky účinný vytápěcí, větrací a klimatizační systém pro školy) — *Smith J. C.*, 65—68.
- Pneumatic relays (Pneumatiká relé) — *Haines R. W.*, 71—72.
- Stacks and sewers (Šachty a odpady) — *Steele A.*, 74—75.

Heating, piping, air conditioning 53 (1981), č. 8

- Air flow synchronization controls in VAV systems (Regulace průtoku u klimatizačních systémů s proměnným průtokem vzduchu) — *Hill A.*, 47—53.
- Air flow controls: How much accuracy we can afford? (Přesná regulace průtoku vzduchu) — *Tisdale R. F.*, 57—64.
- Study evaluates fan system design options (Optimální využití ventilátorů) — *Shavit G.*, 69—74.
- Inverters chosen for VAV retrofit (Pohony s nastavitelnou rychlostí šetří energii u klimatizačních systémů s proměnným průtokem vzduchu) — *Tallant D.*, 79—81.
- Pneumatic relays: II (Pneumatická relé, 2. část) — *Haines R. W.*, 85—86.
- Nomograph solves for insulation weight (Nomogram pro výpočet hmotnosti izolace) — *Ganapathy V.*, 95—96.

Heizung Lüftung Haustechnik 33 (1982), č. 1

- Integriertes Bauen (Integrovaná stavba) — *Möhl U.*, 3—6.
- Energieeinsparung im Rahmen von Flächensanierungen am Beispiel des Chamissoplatzgebietes in Berlin-Kreuzberg (Úspora energie v rámci ozdravování ploch na příkladu oblasti Chamissoplatz v Berlíně-Kreuzbergu) — *Moog W.*, 7—14.
- Einfluss von Sonnenschutz und Fenstergestaltung auf Energieverbrauch, Kosten und Gebäuden (Vliv ochrany proti slunečnímu záření a okenní konstrukce na spotřebu energie, náklady a klimatické podmínky budov) — *Müller H.*, 15—25.
- VDI-Fachtagung „Massnahmen zur Brennstoffeinsparung“ (VDI zasedání na téma „Opatření k úspoře paliv“) — *Michler K.*, 26.
- Zum Jahresnutzungsgrad von Einkesselanlagen (Roční využití zařízení s jedním kotlem) — *Dittrich A.*, 27—32.
- Dynamische Wirtschaftlichkeitsberechnung — eine unentbehrliche Entscheidungshilfe (Dynamický výpočet hospodárnosti — nezbytná pomoc při rozhodování) — *Grebe H. W., Frech M., Grossmann H., Reinmuth F.*, 33—39.
- Grundregeln zur Einfügung von Wärmepumpen in das Heiznetz (Základní pravidla pro připojení tepelných čerpadel do sítě vytápění) — *Kroll U.*, 49—40.
- Bemessungsscheibe für die Bestimmung der Heizkesselleistung (Dimenzovací tabulka na stanovení výkonu vytápěcího kotle) — *Weiersmüller R.*, 41—44.
- 2. Internationale Fachausstellung Kälte-Klimatechnik IKK in Essen (2. mezinárodní technická výstava z oboru chladicí a klimatizační techniky v Essen) — *Thiel G. H.*, 44—45.

Heizung Lüftung Haustechnik 33 (1982), č. 2

- Wärmerückgewinn aus Badewannenabwasser in einem Hotel (Získ odpadního tepla

z odpadní vody z koupacích van v hotelu) — *Biasin K.*, 53—60.

— Wärmemengenzähler im Testbetrieb (Počítač množství tepla ve zkušebním provozu) — *Sauer E.*, 61—68.

— Luftkeimfilter auf der Basis trägergebundener Desinfektionsmittel (Filtr na ochranu proti zárodkům ve vzduchu na základě desinfekčních prostředků) — *Hüttinger K. J., Müller H.*, 69—71.

— Dialog zwischen Bau- und Heizungsfachleuten (Dialog mezi stavebními odborníky a odborníky pro vytápěcí techniku) — 72.

— Energieeinsparung durch richtige Armaturenwahl (Úspora energie správnou volbou armatur) — *Bankstahl N.*, 73—78.

Heizung Lüftung Haustechnik 33 (1982), č. 3

— Wirtschaftlich optimale Wärmepumpenauslegung (Hospodársky optimální dimenze tepelných čerpadel) — *Michler K., Vilbel B., Richarts F.*, 87—92.

— Wirkungsweise einer neuen mikroprozessorgeführten Wärmepumpensteuerung mit integrierter Heizungsregelung (Účinnost nového mikroprocesorového řízení tepelných čerpadel s integrovanou regulací vytápění) — *Müller H., Kühnlein H.*, 93—96.

— Wärmepumpe und Heizsystem (Tepelné čerpadlo a vytápěcí systém) — *Rostek H. A.*, 97—101.

— Laborerfahrungen mit der „Bag Method“ — einem Verfahren zur Volumenstrommessung an Zuluftdurchlässen (Laboratorní zkušenosti s „bag method“ — zařízení na měření průtokového množství na otvorech pro přívod vzduchu) — *Presser K. H.*, 102—106.

— Ein neuer elektronischer Heizkostenverteiler (Nové elektronické zařízení na rozdělování nákladů) — *Völker K.*, 107—111.

— Kennlinien und Strömungsleistung von Ventilatoren. Teil 1: Definitionen und allgemeingültige Betrachtungen; Strömungsleistung: Bezugsgrößen, Auswertung, Darstellungsarten (Charakteristiky a intenzita proudění u ventilátorů. Díl 1.: Definice a všeobecné poznatky. Intenzita proudění: Veličiny, hodnocení a způsoby znázornění) — *Vasilescu D.*, 112—120.

— Wirtschaftlich optimale Wärmedämmdecken für Häuser mit Wärmepumpenanlagen (Hospodársky optimální tloušťky tepelné izolace pro domy s tepelnými čerpadly) — *Kipp M.*, 121—123.

Heizung und Lüftung — Chauffage et ventilation (Schweizerische Blätter für Heizung, Klima-, Wärme-, Kälte-, und Gesundheitstechnik sowie für Rohrleitungsbau), 49 (1982), č. 1

— Energieoptimierung durch naturgerechte, bauliche Massnahmen (Optimalizace energie vhodnými konstrukčními opatřeními) — *Sabady P. R.*, 11—14.

— Grafische Berechnungsmethode für die

Leistungshäufigkeit kombinierter Heizungs-, Lüftungs- und Gebrauchswasseranlagen (Grafická metoda výpočtu výkonové četnosti kombinovaných zařízení pro vytápění, větrání a užitkovou vodu) — *Treuthardt S.*, 14—18.
 — Conditionnement d'air à débit variable (Klimatizace vzduchu s proměnným průtokem) — *Coutaz J. C.*, 19—21.
 — Die Heizkesseldimensionierung mit der Bemessungsscheibe (Stanovení velikosti vytápěcích kotlů dimenzovací tabulkou) — *Weiersmüller R.*, 21—23, 27.
 — Das Energiegesetz des Kantons Basel-Land, Durchführung und Aktueller Stand (Zákon vztahující se na spotřebu energie v kantonu Basel; respektování zákona a současný stav) — *Puhm R.*, 27—29.
 — Wärmeversorgung im Siedlungsbau (Zásobování teplem stavby na sídlišti) — *Hunziker R.*, 29—30.

Die Kälte und Klimatechnik 35 (1982), č. 1

— Energieverbrauchsminimierung in der Klimatechnik im Komfort- und Industriebereich (Minimalizace spotřeby energie v klimatizaci v oblasti veřejných služeb a průmyslu) — *Masuch J.*, 6—8, 10, 11.
 — Wärmeaustausch durch Phasenwechselmedien in der Warmwasserbereitung mit Sonnenenergie (Výměna tepla fázovou změnou médií při přípravě teplé vody sluneční energií) — *Downing R. C., Waldin V. H.*, 12, 14, 16, 18, 21.
 — Interclima — 7. Internationale Ausstellung für Heizungs-, Kühl- und Klimaanlage, Paris, 13.—20. November 1981 (Interclima — 7. mezinárodní výstava vytápěcích, chladících a klimatizačních zařízení, Paříž, 13.—20. listopadu 1981) — 24.
 — Radialventilatoren in der Praxis (Radiální ventilátory v praxi) — *Lexis J.*, 25.

Die Kälte und Klimatechnik 35 (1982), č. 2

— Wärmerückgewinnung aus Kältekreisläufen (Zpětné získávání tepla z chladících okruhů) — *Schmitter W.*, 40—42, 44, 46.
 — Schmieröle für Kühlmaschinen und Wärmepumpen (Mazací oleje pro chladicí stroje a tepelná čerpadla) — *Mang T.*, 48, 50, 52.

Luft- und Kältetechnik 18 (1982), č. 1

— Brauchwarmwasseranlage mit Wärmepumpe und Wärmequelle Abwasser (Zařízení na přípravu teplé užitkové vody s tepelným čerpadlem a zdrojem tepla z odpadní vody) — *Wobst E.*, 10—13.
 — Energiehaushalt von Abwasserbehandlungsanlagen unter besonderer Berücksichtigung der Möglichkeit des Einsatzes einer Absorptionswärmepumpe (AWP) zur Nutzung von Anfallenergien (Energetický rozpočet zařízení na úpravu odpadní vody se zvláštním zřetelem

na možnost použití absorpčního tepelného čerpadla k využití příslušných energií) — *Assig M., Lopp H.*, 15—17.

— Vereinfachtes Berechnungsverfahren für die durch Wärmerückgewinnung eingesparte Wärmeenergie bei Lüftungstechnischen Anlagen (Zjednodušený způsob výpočtu zpětným získáním odpadního tepla ušetřené tepelné energie u vzduchotechnických zařízení) — *Marquardt G.*, 17—21.

— Wärme- und Feuchtigkeitstechnisches Verhalten von leichten hinterlüfteten Vorhangfasaden (Tepelné a vlhkostně technické chování lehkých, ze zadu větráných, ochranných průčelí) — *Volkmann F.*, 24—29.

— Auslegung von Wärmeübertragern der Klimatechnik unter Anwendung der Nomografie — Fortsetzung (Dimenzování zařízení k přestupu tepla v klimatizační technice za použití nomografie — pokračování) — *Wunderlich D.*, 30—34.

— Ventilatorenbaureihen zur Förderung von Gas-Staub-Gemischen (Konstrukční řady ventilátorů pro dopravu směsí plyn-prach) — *Schlender F., Klingenberg G.*, 34—37.

— Beitrag zur Beschreibung des Wärmeübergangs bei Tropfenkondensation. Teil 1 (Příspěvek k popisu zařízení k přestupu tepla při kondenzaci kapek; díl 1.) — *Marmai U.*, 38—40.

Sanitär- und Heizungstechnik 46 (1981), č. 11

— Die Handregelung ist tot (Novela předpisu vylučuje ruční regulaci z důvodů úspor) — *Kapmeyer E.*, 1 054—1 056.

— Strahlungsklima aus dem Türfutter (Dveřní zárubně také sálají) — *Eisenschink A.*, 1 057—1 059.

— Ausreichend für WC und Waschmaschine (Vlastní dešťovka postačí pro WC i praní) — *Lambers J.*, 1 060—1 062.

— Brennwertnutzung mit Gas-Zentralheizungsgeräten (Využití tepelného výkonu plynového ústředního vytápění) — *Hübinger M.*, 1 065—1 069.

— Berechnungsgrundlagen für Wasserversorgungsanlagen (3) (Výpočtové podklady pro zásobování vodou — díl 3.) — *Feurich H.*, 1 070—1 072 pokrač.

— Leitungen gleich mit einbetoniert (Potrubí hydroterapie zabudována současně se stavbou i u soukromých plaveckých bazénů) — *Saunus Ch.*, 1 077—1 086.

— Gutes Design ehördht den Nutzwert (Dobrý design zvětšuje využitelnost) — 1 087—1 088, 1 099.

— Was ist der Jahresnutzungsgrad? (Co je to „stupeň využití za rok“?) — *Genath B.*, 1 089—1 090

— Zum Aktenschreiben wenig Zeit (Psaním se nemá žádný provozář zabývat) — *Günther*, 1 091—1 092

— Grundsätzlich wasserrechtliche Erlaubnis erforderlich (Je nutné zásadní vodoprávní souhlas, aby mohla být instalována tepelná čerpadla) — 1 097—1 099.

— Elektrotechnik—Elektronik, 8. Teil (Ele-

xtrotechnika a elektronika, díl 8.) — *Schrowang H.*, 1 100—1 104 pokrač.
— Küchentechnik No. 6 (Příloha „Technika v kuchyni č. 6“) — K 311 — K 356
— Der Planungscomputer ersetzt nicht den Küchenplaner (Počítač nenahradí projektanta) — K 316 — K 319.
— Schulung, Planung, Verkauf (Materiál k navrhování kuchyní) — SK 17 — SK 32

Sanitär- und Heizungstechnik 46 (1981), č. 12

— Gutzeitprämie in einem Installationsbetrieb (Prémie za splnění časových limitů v instalačním provozu) — *Gluth H.*, 1 150—1 152.
— Energieersparnis mit Metallfolie und wärmedurchlässigen Farben (Úspory energie při použití kovových fólií a teplo propouštějících barev) — *Firnhaber R. B.*, 1 153—1 154.
— Keine voroiligen Schlüsse! (Trhliny na měděném potrubí při jeho zkorodování) — *Genath B.*, 1 156—1 158.
— Viele Aufgaben und Probleme noch ungeklärt (Problematika normalizace ve vodovodě) — *Feurich H.*, 1 161—1 166.
— Von der Archimedisches Schraube zur Jonval-Turbine (Od Archimedovy spirály k J. turbíně — z dějin Augsburgu) — *Ruckdeschel W.*, 1 169—1 176.
— Abwärmenutzung lohnt sich (Využití odpadového tepla se vyplatí, zvl. od chladírenských zařízení a odvětrávání velkokuchyní) — *Kuhn H. W.*, 1 181—1 183.
— Trotz Minus-Temperaturen Leistungsziffer 6 (Problematika odvětrávání prostorů v pivovaru) — 1 184—1 185.
— Elektrotechnik—Elektronik, Teil 9. (Elektrotechnika a elektronika díl 9.) — *Schrowang H.*, 1 180—1 188 pokrač.

Stadt- und Gebäudetechnik 35 (1981), č. 11

— Temperaturdynamik in Rohrleitungen (Tepelná dynamika v potrubích) — *Glück B.*, 322—328.
— Einige Voraussetzungen für die Nutzung des Strahlungsgewinns zur Raumheizung (Některé předpoklady k využívání zářivého toku při vytápění prostorů) — *Petzold K., Graupner K.*, 329—332.
— Analyse der Wärmeenergieversorgung 1980 auf der Grundlage abgerechneter Bilanzen für die Versorgungsgebiete (Rozbor zásobování teplem v roce 1980 na podkladě odečtu bilancí z míst zásobování) — *Schroeder K. H.*, 333 až 334.
— Wechselwirkungen zwischen regelungstechnischen Bauteilen und der technologischen Anlage in einem Wasserheizungssystem (Vzájemné působení regulačních stavebních prvků a technologického zařízení v teplovodním otopném systému) — *Schlott S.*, 334—337.
— Zur Aufbereitung des Wassers für Wärmeerzeugungsanlagen, die im Niederdruckbereich arbeiten (Úprava vody pro otopná zařízení, činná v nízkotlaké oblasti) — *Neubert R.*, 338 až 340.

— Termische Wasseraufbereitung für eine indirekte Wärmeübertragerstation Wasser/Wasser mit dynamischer Druckhaltung (Tepelná úprava vody pro nepřímý přenos tepla voda/voda s dynamickým udržováním tlaku) — *Pfund J., Wessing W.*, 341—342.
— Zuschlagstoffbeheizung — Ermittlung des Heizwärmeverbrauchs von Zuschlagstoff-Beheizungseinrichtungen in Sternboxlagern der BAA 20, 40 und 60 (Ohřívání přísad — zjišťování spotřeby tepla v zařízeních na ohřívání přísad do betonu) — *Hettwer H., Bath H. H.*, 343—345.
— Der Einfluss von Bemessung und System fernwärmeversorgter Gebrauchs-Warmwasser-Bereitungsanlagen auf die Höhe des Anschluswertes (Vliv rozměrů a systému dálkové teplem zásobovaných zařízení na přípravu teplé užitkové vody na přípojovací parametry) — *Schatte W.*, 346—347.
— Einsatz von Lokomotiven als stationäre Dampferzeuger (Použití lokomotiv jako stacionárních vyvíječů páry) — *Steiner W., Thomauske H.*, 347—348.

Stadt- und Gebäudetechnik 35 (1981), č. 12

— Effektiver Einsatz von Wärmepumpen — ein Erfordernis der rationellen Energieanwendung in der DDR (Účinné použití tepelných čerpadel je požadavkem racionálního využívání energie v NDR) — *Heinze G.*, 354—356.
— Energiewirtschaftliche Prämissen zum Einsatz von Kompressionswärmepumpenanlagen (Premisy energetického hospodaření při použití kompresorových tepelných čerpacích soustav) — *Grundig G., Heinrich L.*, 356—358.
— Wärmepumpen zur Substitution von Heizöl in Heizungsanlagen (Tepelná čerpadla k náhradě topného oleje v otopných zařízeních) — *Heinrich G.*, 359—361.
— Erfahrungen mit den Wärmepumpenanlagen in Experimentaltbau des VEB Kombinat Luft- und Kältetechnik (Zkušenosti s tepelnými čerpadly v experimentálním objektu vzduchotechnického a chladicího kombinátu) — *Nestler W., Kluge U., Wobst E.*, 362—364.
— Erfahrungen mit der Wärmepumpenanlage im VEB Akkumulatoren Taubenheim (Zkušenosti s tepelným čerpadlem v akumulátorce v T.) — *Harnisch P., Schneider F.*, 364—366.
— Bivalente Nachtstrom-Wärmepumpenanlagen im Institut für Energetik/ZfE (Bivalentní zařízení s tepelnými čerpadly s nočním proudem v Institutu pro energetiku) — *Hirsch F., Greif U., Kecke W.*, 366—368.
— Erfahrungen beim Aufbau der Wärmepumpenbeheizung einer Produktionshalle (Zkušenosti s budováním otopné soustavy s tepelným čerpadlem v jedné výrobní hale) — *Wohlfahrt P., Losse H.*, 369—371.
— Kälte-Wärme-Kopplung im Fleischkombinat Dresden (Spojení využití chladu a tepla v masovém kombinátu D.) — *Schneider F.*, 371—373.
— Wärmepumpenanlagen im Sport- und Erholungszentrum Berlin (Zařízení s tepelnými

čerpady ve sportovním a rekreačním areálu v B.) — *Schierhorn W.*, 373—376.
 — Erfahrungen bei der Vorbereitung eines durch eine bivalent-einschienige Wärmepumpen-Heizzentrale versorgten Wohngebietes in Dresden (Zkušební se zaváděním bivalentně jednostranné otopné centrály s tepelnými čerpadly při zásobování teplem obytného okrsku v D.) — *Zschernig J.*, 376—377.
 — Warmwasser-Fussbodenheizung — Versuchsanlage (Pokusy s teplovodním podlahovým vytápěním) — *Straube H.*, 378—380.
 — Ein Rechenprogrammsystem zur Ermittlung thermodynamischer Stoffarten nichtazeotroper Kältemittelgemische und zur Aufstellung entsprechender Dampfatafel und Zubandsdiagramme (Výpočtový program k zjišťování termodynamických látkových skupin neazeotropických chladicích směsí a k vytváření odpovídajících tabulek páry a pásového diagramu) — *Kraus E. W.*, *Vollmer D.*, 380—383.

Staub Reinhaltung der Luft 42 (1982), č. 1

— Das reaktionstechnische Verhalten eines Katalysatoreinzelkornes unter nichtisothermen Betriebsbedingungen (Způsob reakčního chování jednotlivého zrna katalyzátoru za

neizotermních provozních podmínek) — *Schütt E.*, 1—5.
 — Verfahren zur geschwindigkeitsgleichen Absaugung mit Differenzdrucksonden (Odsávání za stejné rychlosti při použití sond rozdílového tlaku) — *Röthele S.*, 6—10.
 — Olfaktometrie von H₂S — Ergebnisse des VDI-Ringvergleichs (Olfaktometrické měření H₂S — Výsledky srovnání zkoušek laboratorů) — *Thiele W.*, 11—15.
 — Staub — Emissions — Messungen in zwei Kraftwerken (Měření prašných emisí ve dvou elektrárnách) — *Schnitzler H.*, 15—21.
 — Ein unabhängiges Bezugsverfahren zur Kalibrierung von Kohlenmonoxid-Messeinrichtungen (Nezávislá referenční metoda ke kalibraci měřících zařízení kyslíčnicku uhelnatého) — *Guggenberge J.*, *Brandl A.*, *Lindemüller W.*, 22—26.
 — Vergleichsmessungen der Luftqualität mit Messwagen im Rahmen der 4-Länder-Zusammenarbeit (Srovnávací měření čistoty vzduchu měřicími vozidly v rámci spolupráce čtyř zemí) — *Rudolf W.*, 27—30.
 — Freie Radikale aromatischen Charakters in Luftproben aus Eisengiesserien (Volné radikály aromatického charakteru ve vzorcích vzduchu ze slévárny železa) — *Westerberg L. M.*, *Schimberg R. W.*, *Kalliokoski P. J.*, 31—32.

ztv
5

Zdravotní technika a vzduchotechnika. Ročník 23, číslo 5, 1982. Vydává Česká vědeckotechnická společnost, komitét pro životní prostředí v Akademii, 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. Objednávky a předplatné přijímá PNS, 656 07 Brno, tř. Obránců míru 2. Lze také objednat u každého poštovního úřadu nebo doručovatele. Cena jednoho čísla Kčs 8,—, roční předplatné Kčs 48,—. (Tyto ceny jsou platné pouze pro Československo.)

Sole agents for all western countries with the exception of the German Federal Republic and West Berlin JOHN BENJAMINS B.V., Amsteldijk 44, Amsterdam (Z.), Holland. Orders from the G.F.R. and West Berlin should be sent to Kubon & Sagner, P.O. Box 68, 8000 München 34 or to any other subscription agency in the G.F.R.

Annual subscription: Vol. 23, 1982 (6 issues) Dutch Glds. 70,—.
 Toto číslo vyšlo v září 1982.

© Academia, Praha 1982.