

ztv

ZDRAVOTNÍ TECHNIKA A VZDUCHOTECHNIKA
nositel Čestného uznání České vědeckotechnické společnosti

Ročník 20

Číslo 5

Redakční rada:

Doc. Ing. Dr. L. Oppl, CSc. (vedoucí redakce) — Ing. V. Bašus (výkonný redaktor) —
Doc. Ing. Dr. J. Cihelka — V. Fridrich — Ing. J. Haber — Prof. Ing. L. Hrdina — Ing.
arch. L. Chalupský — Doc. Ing. J. Chyský, CSc. — Ing. B. Jelen — Ing. L. Kubiček —
Ing. Dr. M. Lázňovský — F. Máca — Doc. Ing. Dr. J. Mikula, CSc. — Prof. Ing. arch.
J. Moravec — Ing. Dr. J. Němec, CSc. — Doc. Ing. J. Valchář, CSc.

Adresa redakce: Dvorecká 3, 147 00 Praha 4

OBSAH

Ing. J. Olehla, CSc.:	Výpočet ohřivačů a chladičů vzduchu	257
Ing. J. Novák, CSc.:	Strouhalovo číslo kužele	273
Z. Svoboda:	Výpočet bodů na stavové čáře odvlhčujícího vzduchového chladiče	279
Doc. Ing. J. K. Pekarovič, CSc.:	Výsledná teplota ako index tepelného komfortu	287
H. Augustinová, Ing. L. Hes:	Výpočet potrubních sítí na samočinných počítačích	309

SUMMARY

Ing. J. Olehla, CSc.:	Calculating air heaters and air coolers	257
Ing. J. Novák, CSc.:	Strouhal number for cones	273
Z. Svoboda:	Calculating the points on constant-value lines for dehumidifying air cooler	279
Doc. Ing. J. K. Pekarovič, CSc.:	Resultant temperature as an index of human thermal comfort	287
H. Augustinová, Ing. L. Hes:	Automatic computing of pipeline networks	309

СОДЕРЖАНИЕ

Инж. Й. Олега, к. т. н.:	Расчет воздухоподогревателей и воздухоохладителей	257
Инж. Й. Новак, к. т. н.:	Число Струхала для конуса	273
З. Свобода:	Расчет пунктов кривой состояния конденсационного воздухоосушителя	279
Доц. Инж. Й. К. Пекарович, к. т. н.:	Результирующая температура как индекс теплового комфорта	287
Г. Аугустинова, Инж. Л. Гес:	Расчет трубопроводных сетей с помощью ЭВМ	309



SOMMAIRE

Ing. J. Olehla, CSc.:	Calcul des réchauffeurs d'air et des refroidisseurs d'air	257
Ing. J. Novák, CSc.:	Nombre de Strouhal d'un cône	273
Z. Svoboda:	Calcul des points sur une ligne d'état d'un refroidisseur d'air pour la déhumidification	279
Doc. Ing. J. K. Pekarovič, CSc.:	Température résultante comme l'indice de confort thermique	287
H. Augustinová, Ing. L. Hes:	Calcul des réseaux de tuyauterie à l'aide des ordinateurs	309



INHALT

Ing. J. Olehla, CSs.:	Berechnung von Luftherwärmern und Luftkühlern	257
Ing. J. Novák, CSc.:	Strouhal-Zahl des Kegels	273
Z. Svoboda:	Berechnung der Punkte auf einer Zustandslinie eines Etnfeuchtungsluftkühlers	279
Doc. Ing. J. K. Pekarovič, CSc.:	Resultierende Temperatur als eine Kennzahl des thermischen Komforts	287
H. Augustinová, Ing. L. Hes:	Berechnung der Rohrleitungsnetze mittels der EDV	309

VÝPOČET OHŘÍVAČŮ A CHLADIČŮ VZDUCHU

ING. JOSEF OLEHLA, CSc.

Vysoká škola strojní a textilní, Liberec

V příspěvku je podán návrh výpočtu ohříváčů a chladičů vzduchu pomocí tepelných, hydrodynamických a konstrukčních charakteristik. Při jejich znalosti je možno určit ohřátí, popřípadě ochlazení vzduchu ve výměnících při přestupu tepla, popřípadě přenosu hmoty, pro zadané teploty vzduchu a chladičí tekutiny na vstupu.

Recenzoval: Doc. Ing. J. Chyský, CSc.

1. ÚVOD

Ohříváče a chladiče u klimatizačních zařízení slouží k ohřívání, popřípadě k suchému ochlazování vzduchu (je-li teplota povrchu výměníku vyšší než teplota rosného bodu vzduchu) a ochlazování s odvlhčováním vzduchu (je-li teplota povrchu výměníku menší než teplota rosného bodu vzduchu). Pro zmenšení rozměrů klimatizačního zařízení je možno použít sprchovaných výměníků, u kterých je vnější povrch smáčen vodou; ty mohou sloužit jako ohříváče, chladiče, zvlhčovače, popřípadě odvlhčovače vzduchu.

Jako ohříváče a chladiče vzduchu se používají v klimatizaci nejčastěji výměníky se žebrovanými trubkami (žebra kruhová, šroubová, lamelová), méně často s hladkými trubkami. Žebrování se používá ke zvýšení tepelného toku na straně menšího součinitele přestupu tepla. Po stránce hospodárnosti je účelné provést žebrování tak, aby na obou stranách výměníku byl tepelný tok, vyvolaný stejným rozdílem teplot, stejný.

Žebra mohou být na trubkách vyválcována, nalisována, nasazena apod. Důležité je kovové spojení trubky a žeber, neboť v opačném případě jsou tepelné odpory vyšší a klesá tepelný výkon.

Čistě teoretické vyjádření tepelného výkonu výměníku není v důsledku komplikovaného proudění a při respektování všech vlivů působících na výkon výměníku možné. Také experimentální měření jsou náročná, vzhledem k velkému počtu proměnných veličin a jsou prováděna zpravidla jen za určitých podmínek.

Pro žebrovaný výměník je možno jmenovat základní proměnné hodnoty:

- průměr trubky, materiál trubky, vzdálenost a počet trubek v řadě, vzdálenost a počet řad, uspořádání trubek a způsob zapojení trubek;
- způsob spojení žeber s trubkou, materiál žebra, tvar žebra, výška a tloušťka žebra, vzdálenost a počet žeber;
- rozměry a vlastnosti kanálu pro přívod vzduchu;
- rychlosti proudícího vzduchu, rychlosti kapaliny v trubkách, vstupní podmínky u obou tekutin;
- tlak a teplota obou tekutin a na nich závislé fyzikální vlastnosti;
- směr tepelného toku;
- technologie výroby, prašnost prostředí, jakost média proudícího uvnitř trubek apod.

2. VÝPOČET ŽEBROVANÉHO VÝMĚNÍKU

Při výpočtu žebrovaných výměníků existuje celá řada různých vazeb mezi danými a hledanými veličinami. V praxi se provádějí nejčastěji dva typy výpočtů:

- dimenzování výměníků, tj. stanovení plochy pro potřebný výkon při daných (požadovaných) vstupních a výstupních parametrech obou tekutin;
- stanovení výkonu daného výměníku, tj. vstupních, popřípadě výstupních parametrů obou médií u známého výměníku tepla.

Při dimenzování výměníku bez přenosu hmoty vycházíme ze základní rovnice pro tepelnou bilanci:

$$Q = m_L \cdot c_{pL} \cdot (t_{L_A} - t_{L_E}) = -m_W \cdot c_{pW} \cdot (t_{W_A} - t_{W_E}) = k \cdot S_L \cdot \Delta t_{stř}$$

- kde Q — tepelný tok,
 m_L — hmotnostní průtok vzduchu,
 m_W — hmotnostní průtok vody,
 t_{L_A} — teplota vzduchu na vstupu,
 t_{L_E} — teplota vzduchu na výstupu,
 t_{W_A} — teplota vody na vstupu,
 t_{W_E} — teplota vody na výstupu,
 c_{pL} — měrné teplo vzduchu,
 c_{pW} — měrné teplo vody,
 k — součinitel prostupu tepla,
 S_L — celková plocha výměníku,
 $\Delta t_{stř}$ — střední rozdíl teplot

Součinitel prostupu tepla je možno určit za určitých předpokladů ze vztahu

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_L} + \frac{S_L}{S_W} \left(\frac{s_k}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_W} \right)} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_L} + \frac{S_L}{S_W} \cdot \frac{1}{\alpha_W}}$$

- kde α_L — zdánlivý součinitel přestupu tepla na straně vzduchu,
 S_L — celková vnější plocha výměníku,
 S_W — plocha výměníku v trubkách,
 s_k — tloušťka trubky,
 λ_k — tepelná vodivost,
 α_W — součinitel přestupu tepla na straně vody.

Střední rozdíl teplot $\Delta t_{stř}$ pro případ souproudu i protiproudu (pro křížový proud je nutná korekce [1], [2]) je:

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}}$$

kde Δt_v , Δt_m jsou větší a menší rozdíl teplot mezi vzduchem a vodou na vstupu, popřípadě výstupu z výměníku.

Potíže při výpočtu jsou v přesném určení součinitele prostupu tepla. Přitom je možno vycházet z obecného výpočtu [2] nebo z kritériálních rovnic navržených různými autory na základě experimentálních měření [3], [4], [5], [6], [7], [8], [9], [10], [11], [12], [13], přičemž při stanovení obecných závislostí se řada autorů snaží zavést takový charakteristický rozměr, kterým by bylo možno zmenšit počet geometrických parametrů; přehled je uveden v [14] a [15].

Pro stanovení výkonu daného výměníku tepla je nutno znát dostatečně přesně

charakteristiku výměníku, kterou je možno určit na základě experimentálních měření. Jednu z možností přepočtu tepelného výkonu na provoz výměníku při změnách parametrů uvádí [16].

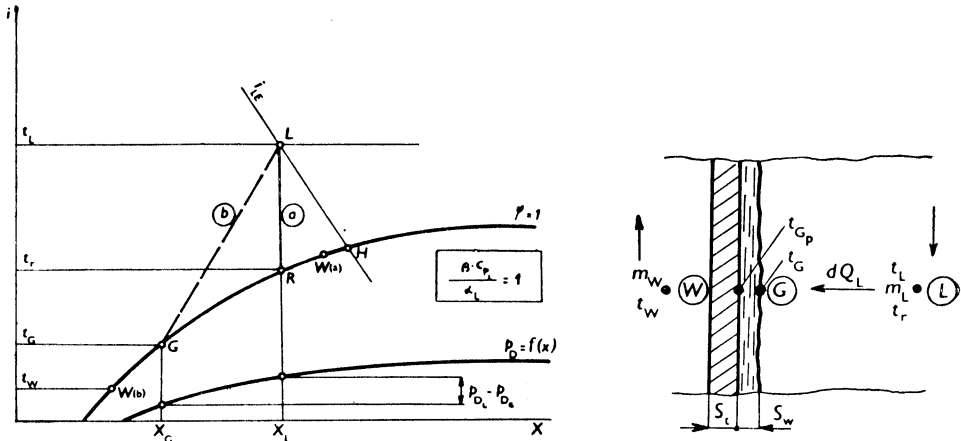
Při dimenzování, popřípadě stanovení výkonu chladiče s kondenzací par ze vzduchu nebo pro výměníky, u kterých je povrch zvlhčován pomocí speciálního zařízení, se výpočet dále komplikuje zvětšením přestupu tepla o přenos hmoty. Jsou známy metody výpočtu [15], [17], [18], [19], [20], [21], [22], [23], [24], [25], [26], [27], které se však vzájemně liší nejen svou přesností a pracností, ale také možnostmi obecného použití.

Vzhledem k uvedeným potížím byla navržena metoda výpočtu [28], [29], [30], která spočívá ve stanovení konstrukčních, teplotních a hydrodynamických charakteristik. Při znalosti uvedených charakteristik je možno určit ohřátí, popřípadě ochlazení vzduchu ve výměníku tepla a hmoty, tzn. při známých vstupních veličinách vzduchu $t_{L,E}$, $x_{L,E}$, m_L a vody $t_{W,E}$, m_W je možno stav vzduchu na výstupu chladiče určit ze závislostí hodnot $\overline{\Delta I}$ a $\overline{\Delta X}$ na kritériích M_1 a R_1 (viz dále).

Diferenciální rovnici pro přestup tepla a hmoty na elementární ploše chladiče je možno vyjádřit ve tvaru:

$$dQ_L = m_L \cdot di_L = [\alpha_L(t_L - t_G) + \beta_p \cdot l_0 \cdot (p_{D_L} - p_{D_G})] dS_L \quad (1)$$

kde α_L — součinitel přestupu tepla na straně vzduchu,
 β_p — součinitel přenosu hmoty,
 t_L — teplota vzduchu,
 t_G — teplota vody na hranici fází,
 l_0 — výparné teplo při teplotě t_G ,
 p_{D_L} — parciální tlak par vzduchu,
 p_{D_G} — parciální tlak sytých par ve vzduchu,
 dS_L — element plochy při přenos tepla a hmoty.



Obr. 1. Přestup tepla a přenos hmoty na povrchovém chladiči

Rozdíl parciálních tlaků ($p_{D_L} - p_{D_G}$) ve vztahu (1) je možno nahradit rozdílem teplot s proporcionálním faktorem b , který je závislý na poloze v $i - x$ diagramu, jak je patrné v obr. 1.

$$p_{D_L} - p_{D_G} = b(t_r - t_G). \quad (2)$$

Rozdíl teplot ve vztahu (1) je možno rozepsat:

$$t_L - t_G = (t_L - t_r) + (t_r - t_G). \quad (3)$$

Při použití uvedených výrazů (2), (3) můžeme vztah (1) upravit na tvar

$$\frac{di_L}{c_{P_L}(t_L - t_r)} = \frac{dS_L}{c_{P_L} \cdot m_L} \left\{ \alpha_L \left[1 + \frac{(t_r - t_G)}{(t_L - t_r)} \right] + \beta_P \cdot l_0 \cdot b \cdot \frac{(t_r - t_G)}{(t_L - t_r)} \right\} \quad (4)$$

a dále

$$\frac{di_L}{c_{P_L} \cdot (t_L - t_r)} = \frac{\alpha_L \cdot dS_L}{c_{P_L} \cdot m_L} \left\{ 1 + \left[\frac{(t_r - t_G)}{(t_L - t_r)} \left(1 + \frac{\beta_P \cdot l_0 \cdot b}{\alpha_L} \right) \right] \right\} \quad (4a)$$

Zavedeme-li pro zjednodušení

$$M = \frac{t_r - t_G}{t_L - t_r} \quad (5)$$

$$R = 1 + \frac{\beta_P \cdot l_0 \cdot b}{\alpha_L} \quad (6)$$

a vyjádříme-li průtočnou hmotnost vzduchu

$$m_L = w_L \cdot \rho_L \cdot S_{L_e}, \quad (7)$$

dostaneme vztah

$$\frac{di_L}{c_{P_L}(t_L - t_r)} = \frac{\alpha_L \cdot dS_L}{c_{P_L} \cdot w_L \cdot \rho_L \cdot S_{L_e}} (1 + MR) \quad (8)$$

$$\overline{\Delta I_L} = \frac{di_L}{c_{P_L}(t_L - t_r)} = \Phi \left\{ (1 + M \cdot R); \frac{S_L}{S_{L_e}}; \frac{\alpha_L}{c_{P_L} \cdot w_L \cdot \rho_L} \right\} \quad (8a)$$

V teplotním kritériu M je vedle stavu vzduchu na vstupu t_L a t_r také teplota na rozhraní fází (mezi vodou a vzduchem), která se těžko zjišťuje a je závislá na průtoku chladicího média m_W , jeho vstupní teplotě t_{W_e} a průtoku vzduchu m_L . To se projevuje poměrem tepelných kapacit průtoku obou látek, přičemž jsou průtoky vzduchu a chladicí látky úměrné poměru průřezů pro průtok vzduchu a chladicí látky

$$\frac{m_L \cdot c_{P_L}}{m_W \cdot c_{P_W}} = \frac{S_{L_e}}{S_{W_e}} \cdot c \quad (9)$$

Při uvažování těchto vlivů je možno pro vyhodnocení výsledků měření použít vztahu

$$\overline{\Delta I_L} = C_1 (1 + M_1 \cdot R_1)^{k_1} (w_W \cdot \rho_W)^{m_1} \cdot (w_L \cdot \rho_L)^{-n_1} \cdot \left(\frac{S_L}{S_{L_e}} \right)^{p_1} \cdot \left(\frac{S_{L_e}}{S_{W_e}} \right)^{-g_1} \quad (10)$$

kde

$$\overline{\Delta I_L} = \frac{i_{L_E} - i_{L_A}}{c_{P_L}(t_{L_E} - t_{L_A})} \quad (11)$$

je relativní změna entalpie vzduchu při průchodu chladičem,

$$M_1 = \frac{(t_{r_E} - t_{W_E})}{(t_{L_E} - t_{r_E})} \quad (12)$$

je teplotní kritérium, závislé na vstupních parametrech vzduchu $[t_{L_E}, t_{R_E}]$ a chladicí látky t_{W_E} ,

$$R_1 = 1 + \frac{\beta_D \cdot l_0}{\alpha_L} b = 1 + 17,55 \cdot \frac{p_{D_L} - p_{D_W}}{t_{R_E} - t_{W_E}} \quad (13)$$

je kritérium, které zahrnuje vliv přestupu tepla na přenos hmoty. Pro α_L, β_D a l_0 jsou dosazeny střední hodnoty, přičemž p_D je nutno dosazovat v kPa.

Konstantu C_1 a exponenty k_1, m_1, n_1, p_1, q_1 , je nutno zjistit experimentálně. Entalpii ochlazeného vzduchu je pak možno určit ze vztahu (11).

Jako druhou veličinu k určení stavu vzduchu na výstupu z chladiče použijeme teplotu t_{L_A} .

Množství citelného tepla odebraného vzduchu chladičem určíme ze vztahu

$$dQ_{L\alpha} = m_L \cdot c_{P_L} \cdot dt_L = S_{L_e} \cdot w_L \cdot \rho_L \cdot c_{P_L} \cdot dt_L \quad (12)$$

Teplo procházející elementem plochy výměníku dS_L je

$$dQ_{L\alpha} = \alpha_L \cdot dS_L \cdot (t_L - t_G) \quad (13)$$

Srovnáním obou rovnic a dosazením vztahu (7) obdržíme

$$dt_L = (t_L - t_G) \cdot \frac{dS_L}{S_{L_e}} \cdot \frac{\alpha_L}{w_L \cdot \rho_L \cdot c_{P_L}} \quad (14)$$

a dále po úpravě zavedením vztahů (3), (5), (9) dostáváme

$$\overline{\Delta T_L} = \frac{t_{L_E} - t_{L_A}}{t_{L_E} - t_{R_E}} = C_2 (1 + M_1)^{k_2} \cdot (w_W \cdot \rho_W)^{m_2} \cdot (w_L \cdot \rho_L)^{-n_2} \cdot \left(\frac{S_L}{S_{L_e}}\right)^{p_2} \cdot \left(\frac{S_{L_e}}{S_{W_e}}\right)^{-q_2} \quad (15)$$

Konstantu C_2 a exponenty k_2, m_2, n_2, p_2 a q_2 je opět nutno stanovit experimentálně.

Pro chladič bez kondenzace par ze vzduchu (nebo pro ohříváč), je možno použít upraveného vztahu (15). Tento výraz obdržíme také řešením diferenciální rovnice pro přestup tepla, jak je uvedeno v [28], [29]:

$$\Delta t_L = t_{L_E} - t_{L_A} = C_0 (t_{L_E} - t_{W_E})^{k_0} \cdot (w_W \cdot \rho_W)^{m_0} \cdot (w_L \cdot \rho_L)^{-n_0} \cdot \left(\frac{S_L}{S_{L_e}}\right)^{p_0} \cdot \left(\frac{S_{L_e}}{S_{W_e}}\right)^{-q_0} \quad (16)$$

Pro stanovení příslušných konstant byla provedena řada měření, jejichž výsledky jsou uvedeny dále.

3. Vyhodnocení měření

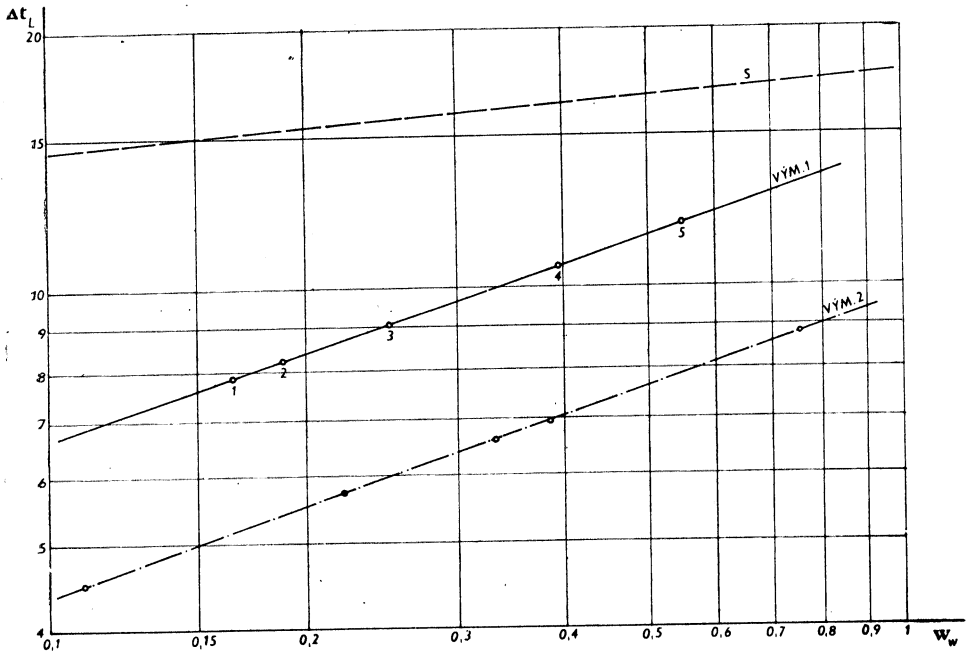
a) Chlazení bez odvlhčování vzduchu

Měření byla provedena při parametrech, uvedených v *tab. I*.

Byly proměřeny dva žebrované výměníky, určení hodnot koeficientů a exponentů bylo provedeno graficky.

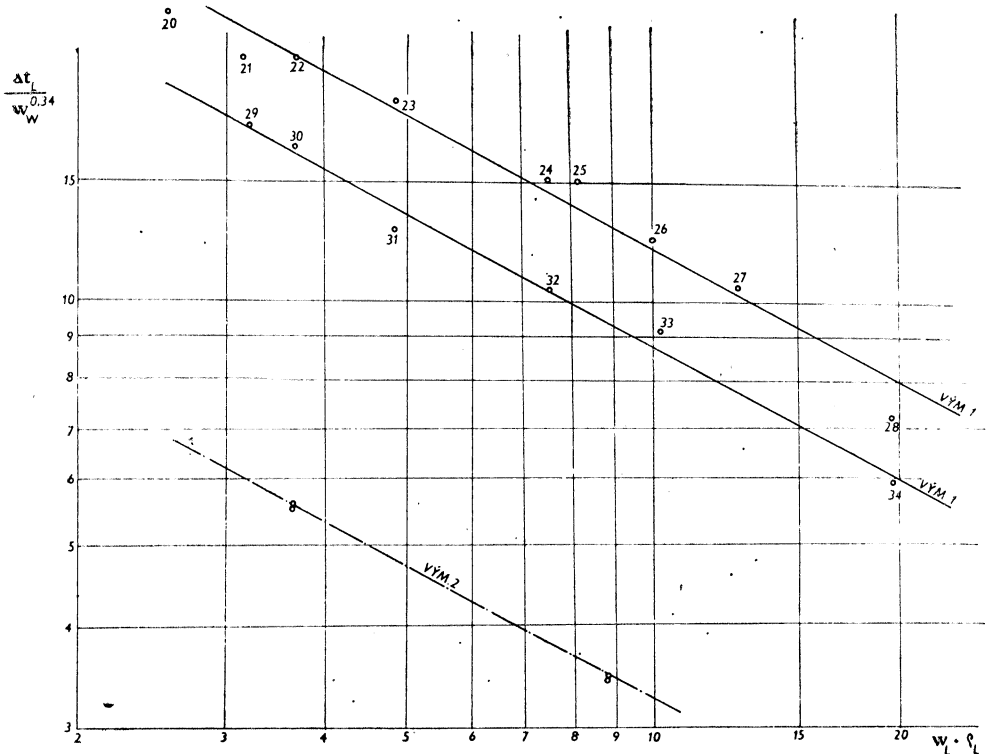
Tab. I.

Měření	Konstrukční parametry			Hydrodynamické parametry		Tepelné parametry	Pozn.
	$\frac{S_L}{S_{L_0}}$	$\frac{S_{L_0}}{S_{W_0}}$	nŘAD	w_{LQL}	w_w	$t_{LE} - t_{WE}$	
	[—]	[—]	[—]	[kg · m ⁻² · s ⁻¹]	[kg · s ⁻¹]	[K]	
Vlastní výměník č. 1	35,4—177	174—348	1—5	2,6—19,3	0,16—1	8—34	vyválcovaná spirální žebra
Vlastní výměník č. 2	217	1145	5	3,7—8,8	0,55—1,9	10—24	nasazená lamelová žebra
Susmanovič	135—500	40—100	4—12	3—8	0,2—1	5—30	spirální a lamelová žebra



Obr. 2. Závislost ochlazení vzduchu Δt_L na parametru w_w pro výměník č. 1 a 2 a měření Susmanoviče (křivka S).

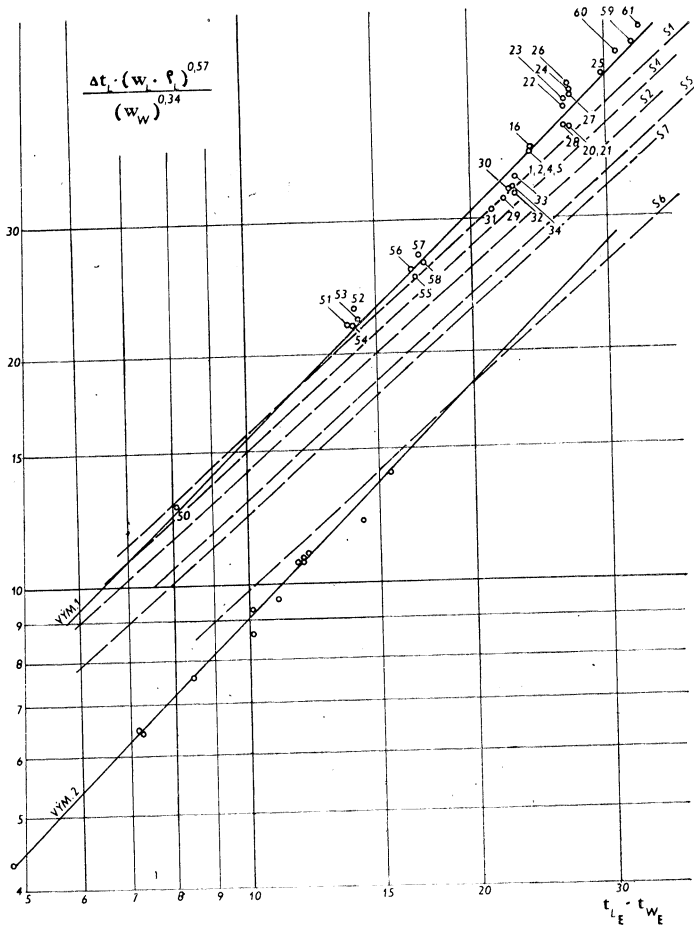
Postup vyhodnocování je patrný z *obr. 2 až obr. 7*, ve kterých jsou postupně zpracovány výsledky měření pro různé hydrodynamické, konstrukční a tepelné parametry. Hodnoty koeficientů pro měření na chladiči bez kondenzace par jsou uvedeny v *tab. II*. Pro srovnání jsou uvedeny i výsledky měření podle [28].



Obr. 3. Závislost ochlazení vzduchu $\Delta t_L \cdot w_W^{-0,34}$ na parametru $(w_L \cdot \rho_L)$ pro výměník č. 1 a 2.

Tab. II.

Měření	C_0	C_0'	k_0	m_0	n_0	p_0	g_0
Vlastní výměník č. 1	0,2	1,62	1	0,34	-0,57	0,52	-0,1
Vlastní výměník č. 2	—	0,81	1	0,34	-0,57	—	—
Susmanovič	0,26	1,2—1,91	0,89—0,93	0,1	-0,25	0,4	0,1



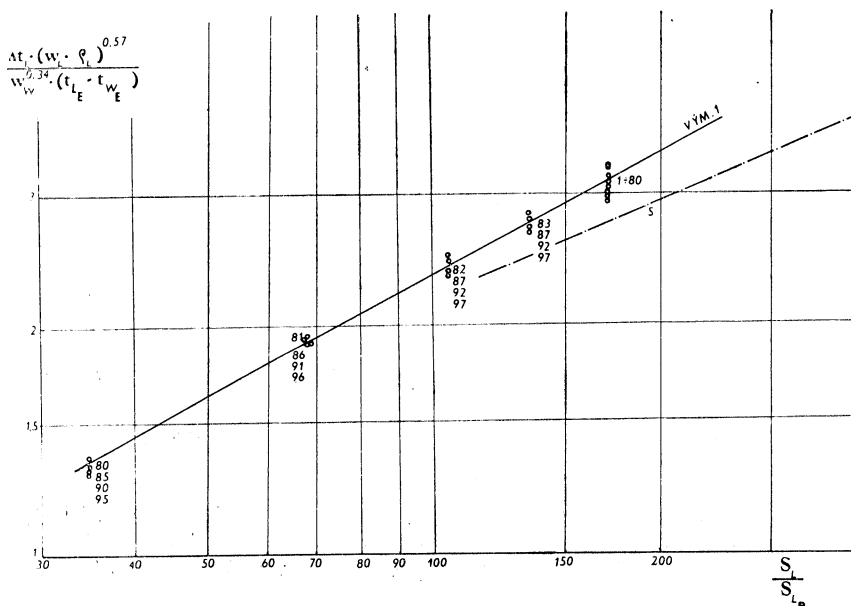
Obr. 4. Závislost ochlazení vzduchu $\Delta t_L \cdot w_W^{-0,34} \cdot (w_L \cdot \rho_L)^{0,57}$ na parametru $(t_{LE} - t_{WE})$ pro výměník č. 1 a 2 a měření Susmanoviče (křivky S1—S7).

Jak je patrné ze vztahu (16), udávají hodnoty koeficientu C_0 , popřípadě C_0^* v podstatě výkon výměníku a budou se pro různé typy výměníku lišit. Značné odchylky C_0^* u výměníku č. 1 a 2 jsou dány tím, že zatímco u prvního výměníku bylo provedeno kovové spojení mezi trubkou a žebry, u druhého výměníku byla žebra jen nasazena, takže mezi základní trubkou a žebry byla určitá vůle.

Hodnoty exponentů plynoucí z měření jednotlivých autorů by měly být stejné. Důvodem odchylek u jednotlivých autorů jsou:

- různá turbulence vzduchu před výměníkem, která mění charakter křivky a tím i exponent n_0 (srov. [29]),
- různý způsob přívodu chladicí vody — vlastní měření byla provedena s trubkami zapojenými za sebou (hadovité uspořádání), zatímco v [28] bylo použito pro

- rozvod vody rozváděcích komor, čímž se také dosáhlo rovnoměrnějšího teplotního profilu za výměníkem,
- různý počet řad žebrováných trubek — přestup tepla je závislý zejména u první až čtvrté řady na počtu řad (srov. [1], [29]). Vzhledem k tomu, že vlastní měření byla prováděna na výměníku s 1 ÷ 5 řadami a měření [28] na výměníku se čtyř- až dvanácti řadami, exponenty p_0 obou autorů se liší.



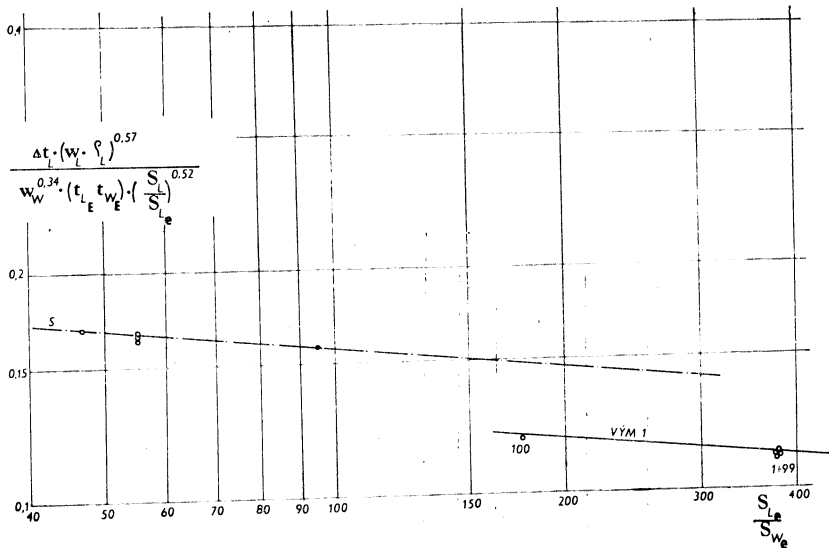
Obr. 5. Závislost ochlazení vzduchu $\Delta t_L \cdot w_w^{-0,34} \cdot (w_L \cdot \rho_L)^{0,57} \cdot (t_{L_e} - t_{w_e})^{-1}$ na parametru S_L/S_{L_e} pro výměník č. 1 a měření Susmanoviče (křivka S).

b) Chlazení s odvlhčováním vzduchu

Pro získání hodnot koeficientů a exponentů ve vztazích (10) a (15) byla provedena experimentální měření s parametry uvedenými, v tab. III.

Tab. III.

Měření	Konstrukční parametry			Hydrodynamické parametry		Tepelné parametry	
	S_L/S_{L_e}	S_{L_e}/S_{w_0}	$n_{\text{ŘAD}}$	$w_L \cdot \rho_L$	w_w	M_1	$M_1 \cdot R_1$
Vlastní výměník č. 1	35,4—177	174—348	1—5	2,6—13	0,3—1,2	0,2—1,2	0,46—7,4
Susmanovič	80—600	40—100	4—12	3—8	0,2—0,86	0,2—1	0,5—25
Zwicker	—	—	1—5	—	—	—	0,5—11



Obr. 6. Závislost ochlazení vzduchu $\Delta t_L \cdot w_W^{-0,34} \cdot (w_L \cdot \rho_L)^{0,57} \cdot (t_{L_E} - t_{W_E})^{-1} \cdot \left(\frac{S_L}{S_{L_e}}\right)^{-0,52}$ na parametru $\frac{S_{L_e}}{S_{W_e}}$ pro výměník č. 1 a měření Susmanoviče (křivka S).

V tabulce jsou současně uvedeny parametry pro experimentální měření [28], [30]. Vlastní měření bylo provedeno na žebrovaném výměníku, přičemž určení hodnot koeficientů a exponentů bylo provedeno graficky obdobně jako u výměníku bez odvlhčování.

Výsledky experimentálních měření je možno vyjádřit, jak je patrné z obr. 8 a obr. 9, vztahy:

pro určení teploty vzduchu za výměníkem

$$\overline{\Delta T_L} = 0,32 \cdot M_1^{0,25} \cdot w_W^{0,3} \cdot (w_L \cdot \rho_L)^{-0,25} \cdot \left(\frac{S_L}{S_{L_e}}\right)^{0,4} \cdot \left(\frac{S_{L_e}}{S_{W_e}}\right)^{-0,1}, \quad (17)$$

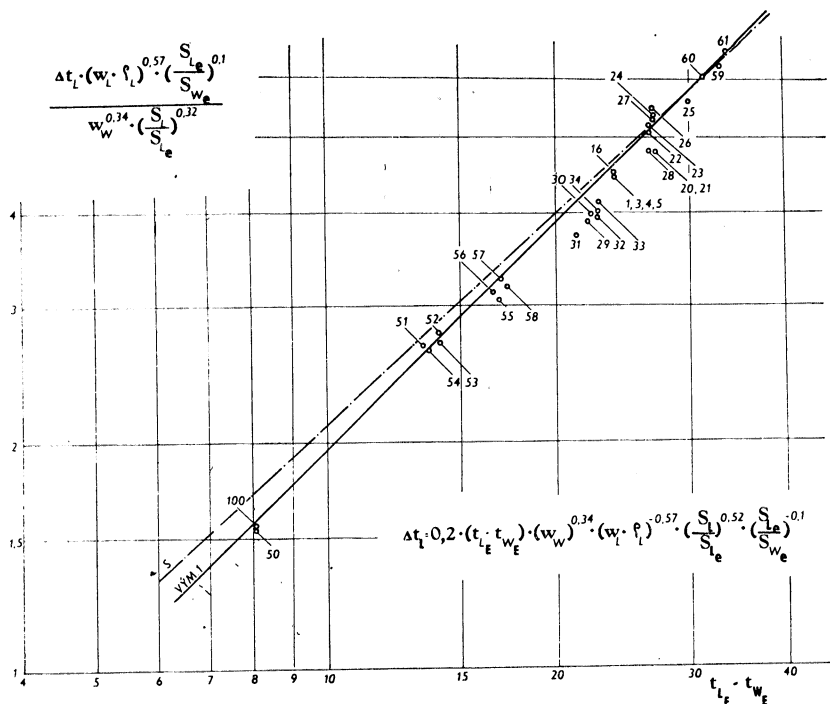
pro určení entalpie vzduchu za výměníkem v případě, že nedochází ke kondenzaci par na celém povrchu výměníku $M_1 \cdot R_1 \leq 3,5$

$$\overline{\Delta I_L} = 0,406 (M_1 \cdot R_1)^{0,5} \cdot w_W^{0,3} (w_L \cdot \rho_L)^{-0,5} \cdot \left(\frac{S_L}{S_{L_e}}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{S_{L_e}}{S_{W_e}}\right)^{-0,15} \quad (18)$$

pro určení entalpie vzduchu za výměníkem v případě, že dochází ke kondenzaci par prakticky na celém povrchu výměníku $M_1 \cdot R_1 \geq 3,5$

$$\overline{\Delta I_L} = 0,376 (M_1 \cdot R_1)^{0,55} \cdot w_W^{0,3} (w_L \cdot \rho_L)^{-0,5} \cdot \left(\frac{S_L}{S_{L_e}}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{S_{L_e}}{S_{W_e}}\right)^{-0,15}. \quad (19)$$

Pro srovnání s výsledky měření na jiných výměnících při kondenzaci par jsou v tab. IV uvedeny i hodnoty exponentů a konstant podle měření autorů [28], [30].

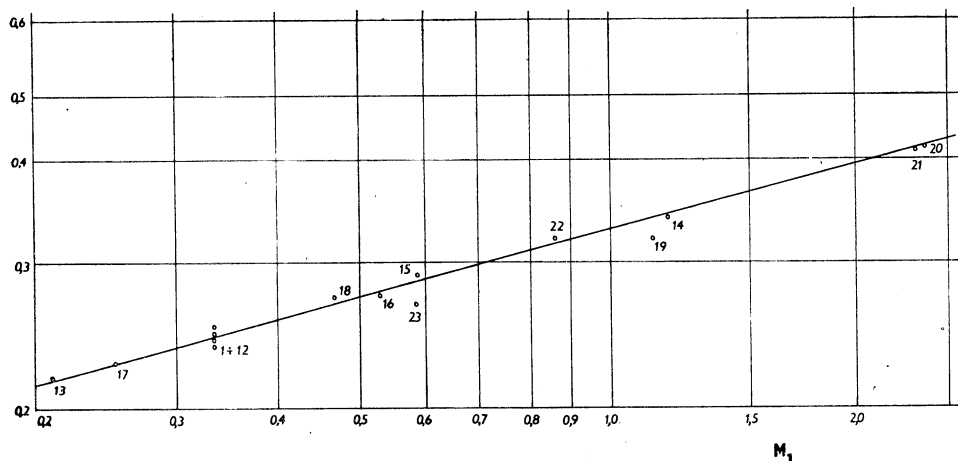


Obr. 7. Závislost ochlazení vzduchu $\Delta t_L w_W^{-0,34} \cdot (w_L \cdot \rho_L)^{0,57} \cdot \left(\frac{S_L}{S_e}\right)^{-0,52} \cdot \left(\frac{S_L}{S_{We}}\right)^{0,1}$ pro výměník č. 1 a měření Susmanoviče (křivka S).

Tab. IV.

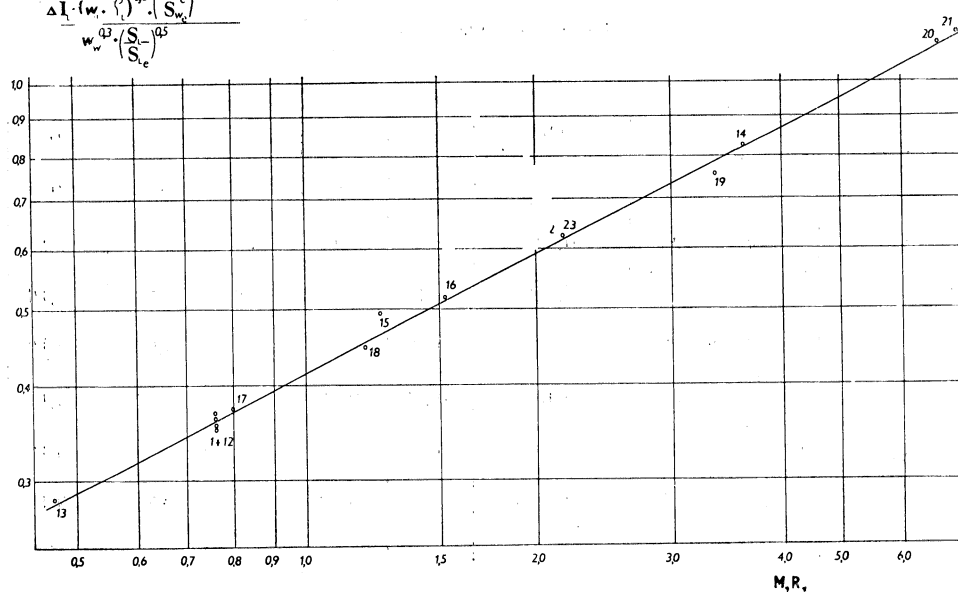
Měření	Omezení	C ₂	k ₂	m ₂	n ₂	p ₂	q ₂
		C ₁	k ₁	m ₁	n ₁	p ₁	q ₁
Vlastní výměník č. 1	M ₁ ≥ 0,2	0,32	0,25	0,3	-0,25	0,4	-0,1
	0,6 ≤ M ₁ R ₁ ≤ 3,5	0,406	0,5	0,3	-0,5	0,5	-0,15
	M ₁ R ₁ ≥ 3,5	0,376	0,55	0,3	-0,5	0,5	-0,15
Susmanovič	M ₁ ≥ 0,2	0,45	0,25	0,14	-0,25	0,35	-0,1
	0,5 ≤ M ₁ R ₁ ≤ 3,5	0,287	0,58	0,25	-0,43	0,53	-0,16
	M ₁ R ₁ ≥ 3,5	0,055—0,155	1	0,25	0,43	0,53	-0,16
Zwicker		—	—	—	—	—	—
	M ₁ R ₁ ≥ 0,4	—	—	0,3	—	0,43	-0,14

$$\frac{\Delta \bar{I}_1 \cdot (w \cdot \rho)^{0,25} \cdot \left(\frac{S_e}{S_w}\right)^{0,1}}{w_w^{0,3} \cdot \left(\frac{S_e}{S_w}\right)^{0,4}}$$



Obr. 8. Závislost ochlazení vzduchu na teplotním kritériu M_1 podle rovnice (17).

$$\frac{\Delta \bar{I}_1 \cdot (w \cdot \rho)^{0,5} \cdot \left(\frac{S_e}{S_w}\right)^{0,15}}{w_w^{0,3} \cdot \left(\frac{S_e}{S_w}\right)^{0,5}}$$



Obr. 9. Závislost změny entalpie vzduchu na součinu $M_1 R_1$ podle rovnice (18).

SEZNAM NEJDŮLEŽITĚJŠÍCH POUŽITÝCH OZNAČENÍ

b	[kPa · K ⁻¹]	proporcionální faktor,
c	[—]	proporcionální faktor; konstanta,
c_p	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	měrné teplo při stálém tlaku,
d	[m]	charakteristický rozměr,
i	[J · kg ⁻¹]	měrná entalpie,
$\overline{\Delta I_L}$	[—]	relativní změna entalpie vzduchu při průchodu chladičem,
k	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	součinitel prostupu tepla,
k	[—]	exponent,
l_0	[J · kg ⁻¹]	měrné výparné teplo,
M_1	[—]	teplotní kritérium,
m	[kg · s ⁻¹]	hmotnostní tok,
n	[—]	exponent,
$n_{\text{ŘAD}}$	[—]	počet řad ve výměníku,
p	[—]	exponent,
p_D	[Pa]	parciální tlak vodní páry ve vzduchu,
Q	[W]	tepelný tok,
q	[—]	exponent,
R_1	[—]	kritérium zahrnující vliv přestupu tepla na přenos hmoty,
S	[m ²]	plocha; průřez,
s	[m]	tloušťka,
t	[K]	teplota,
$\overline{\Delta T_L}$	[—]	relativní změna teploty vzduchu při průchodu chladičem,
w	[m · s ⁻¹]	rychlost,
x	[kg · kg s. v. ⁻¹]	měrná vlhkost vzduchu,
α	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla,
β	[s · m ⁻¹]	součinitel přenosu hmoty,
λ	[W · m ⁻¹ · K ⁻¹]	součinitel tepelné vodivosti,
Δ	[K; Pa]	rozdíl (teplotní; tlakový),
ϱ	[kg · m ⁻³]	měrná hmotnost.

Indexy označující:

L	vzduch,
W	vodu,
A	výstup,
E	vstup,
stř	střední hodnotu,
e	v nejužším průřezu,
k	stěny trubky,
G	na hranici fází voda—vzduch,
r	rosného bodu,
o	suchého výměníku tepla,
1	výměníku s odlučováním vody — pro relativní změnu entalpie,
2	výměník s odlučováním vody — pro relativní změnu teploty.

LITERATURA

- [1] *Sýkora, K.*: Sdílení tepla, 1959, SNTL Praha
- [2] VDI Wärmeatlas
- [3] *Schmidt, Th. E.*: Vergleichszahlen zur Bewertung von Wärmetauschern, 1949, Kältetechnik Nr 1 S. 81—86
- [4] *Schmidt, Th. E.*: Der Wärmeübergang an Rippenrohren und die Berechnung von Rohrbündel-Wärmetauschern, 1963, Kältetechnik H. 4, S. 98—102 und H. 12 S. 370—378
- [5] *Bräuer, H.*: Wärme und Strömungstechnische Untersuchungen an quer angeströmten Rippenrohrbündeln, 1961, Chem. Ing. — Technik 33 S. 327—335 und 431—438

- [6] *Brauer, H.*: Strömungswiderstand und Wärmeübergang bei quer angeströmten Wärmeaustauschern mit Kreuzgitterförmig angeordneten glatten und berippten Rohren, 1964, Chem. — Ing. — Techn. 36, S. 247—260
- [7] *Brauer, H.*: Spiralrippenrohre für Querstromwärmeaustauscher, 1961, Kältetechnik 13, S. 274—279
- [8] *Weyrauch, E.*: Der Einfluss der Rohranordnung auf den Wärmeübergang und Druckverlust bei Querstrom von Gasen durch Rippenrohrbündel, 1969, Kältetechnik H. 3, S. 62—65.
- [9] *Hirschberg, G.*: Wärmeübertragung und Druckverluste an quer angeströmten Rohrbündeln, 1961 Dis.—Arb. TH Karlsruhe
- [10] *Vampola, J.*: Zobeční závislosti pro určení součinitele přestupu tepla a součinitele odporu při proudění plynu svazkem žebrovaných trubek s příčnými žebry, 1961, Kand. dis. práce, Praha, SVUSS Běchovice
- [11] *Krischer, O., Kast, V.*: Wärmeübertragung und Wärmespannungen bei Rippenrohren, 1959, VDI, Forschungsheft 474, Ausg. B
- [12] *Kast, W.*: Wärmeübergang an Rippenrohrbündeln, 1962, Chem.—Ing.— Techn. Nr. 8, S. 546—551
- [13] *Karasina*: Těploobměn v pučkach trub s popěrečnými rebrami, 1952, Izvestija VTI
- [14] *Olehla, J.*: Zdravotní technika a vzduchotechnika, ročník 19, 1976, Academie Praha, s. 83—97
- [15] *Chyský, J.*: Klimatizace, 1973, ČVUT Praha
- [16] *Chyský, J.*: Zdravotní technika a vzduchotechnika, ročník 18, 1975, Academia, Praha, str. 141—148
- [17] *Kühne, H.*: Die Berechnung von Luftkühlern mit Wasserausscheidung, 1969, Gesundheits-Ing. H. 7, S. 197—228
- [18] *Fiala, B.*: Technický zpravodaj č. 15, 1972, Janka Radotín
- [19] *Fiala, B.*: Klimatizace č. 4, 1973, Janka Radotín
- [20] *Hoffman, E.*: Wärmeübertragung und Kondenzation bei der Kühlung von Gas—Dampf—Gemischen, Handbuch der Kältetechnik, Hrsg. R. Plank, Bd. III. S. 334—350, Springer-Verlag
- [21] *Peikert, P.*: Erfahrungen bei der Projektierung von Luftkühlern mit Digital-rechner, 1971, Kältetechnik-Klimatisierung 23, H. 1, S. 8—14
- [22] *Hufschmidt, W.*: Die Eigenschaften von Rippenrohrluftkühlern im Arbeitsbereich der Klimaanlage, 1960, Westdeutscher Verlag Köln Forschungsberichte den Landes Nordrhein-Westfalen, Nr. 889
- [23] *Klazar, L.*: Chladiče vzduchu pro klimatizaci, 1971, Potravinářská a chladírenská technika, č. 4, str. 113—117.
- [24] *Coers, R.*: Untersuchungen an einem Verdunstungsverflüssiger, 1955, Kältetechnik, H. 2, S. 34—38, und H. 3, S. 71—74
- [25] *James, B. E.*: Study of Heat Transfer in Unit Refr. Condenser, which use evaporative Cooling, 1937, Refr. Eng. Nr. 33, S. 169
- [26] *Häussler, W.*: Entwurfsgrundlagen von Klimaanlage, Sonderdruck aus Handbuch der Kältetechnik, 1967, Springer-Verlag
- [27] *Bošnjaković, F. M.*: Wärme und Stoffaustausch bei feuchten Gasen. 1959, Kältetechnik Bd. 9, S. 266—270 und 309—313
- [28] *Susmanovič, L. M.*: Ochlažděníje vozducha v pověrchnostnyh vozduchochladitěljach, 1970, Moskva
- [29] *Olehla, J.*: Untersuchungen am trockenen und fremdberieselten Rippenrohr-Luftkühler, 1973, Diss. Arb. TH Karl-Marx-Stadt
- [30] *Zwicker, A., Häussler, W.*, a kol.: Untersuchungen zum Wärme- und Stoffübergang an Oberflächenkühlern, 1974, Dresden, 5. Fachtagung Lüftungs- und Klimatechnik

РАСЧЕТ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ И ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Инж. Йосеф Олехла, к. т. н.

В статье проводится проект вычисления воздухоподогревателей и воздухоохладителей с помощью тепловых, гидродинамических и конструктивных характеристик. При знании этих характеристик можно определить обогрев или охлаждение воздуха в теплообменниках при теплопередаче или массопередаче для назначенных температур воздуха и охлаждающей жидкости на входе в теплообменник.

CALCULATING AIR HEATERS AND AIR COOLERS

Ing. Josef Olehla, CSc.

The author suggests a method for calculating air heaters and air coolers, based on thermodynamic, hydrodynamic and constructional characteristics. Knowing them and knowing given inlet air and fluid temperatures we are able to compute the outlet temperatures by heat or mass transfer.

BERECHNUNG VON LUFTERWÄRMERN UND LUFTKÜHLERN

Ing. Josef Olehla, CSc.

Der Verfasser schlägt eine Methode der Berechnung von Lufterwärmern und Luftkühlern mittels wärmetechnischer, hydrodynamischer und konstruktionstechnischer Charakteristiken vor. Soweit diese bekannt sind, kann man für gegebene Eintrittstemperaturen von Luft und Wasser beim Wärme- oder Massentransport die Lufterwärmung oder Lufterkühlung bestimmen.

CALCUL DES RÉCHAUFFEURS D'AIR ET DES REFRROIDISSEURS D'AIR

Ing. Josef Olehla, CSc.

Dans l'article présenté, on fait une proposition de calcul des réchauffeurs d'air et des refroidisseurs d'air à l'aide des caractéristiques thermiques, hydrodynamiques et de construction. Quand on connaît ces caractéristiques il est possible de déterminer le réchauffage éventuellement le refroidissement de l'air dans les échangeurs au cours d'une transmission de la chaleur ou de la masse pour les températures définies de l'air ou du réfrigérant à l'entrée des échangeurs.

● Klimakonvektory pro nemocnice

Na klimatizaci lůžkových oddělení v nemocnicích jsou kladeny vysoké požadavky. Řada firem se proto zaměřila na výrobu speciálních koncových jednotek vysokotlaké klimatizace pro nemocnice.

Jedním z takových výrobků jsou klimakonvektory „Rayonnair“ švýcarské firmy Rickenbach + Co. Jednotka typu RS sestává z hladkého otopného panelu, vyhříváného teplou vodou, který tvoří přední stěnu skříňové hloubky 85 mm. Do prostoru skříňové (mezi otopný panel a zadní stěnu) se přivádí primární vzduch, tj. venkovní, upravený v klimatizační strojovně co do teploty i vlhkosti. Tento vzduch se pak případně dohřeje při omývání otopného panelu a vystupuje horní mřížkou skříňové do místnosti.

Jednotky Rayonnair mají celkovou tlakovou ztrátu 150 až 250 Pa (v tryskách 60 Pa), takže systém, do něhož jsou vřazovány, lze klasifikovat jako nízkotlaký, s rychlostí ve vzduchovodech max. 8 m/s, což nese s sebou jak nízké provozní náklady, tak i nízkou hladinu hluku.

Jednotky jsou vyráběny v 60 modelových velikostech o různých výškách a šířkách skříní s těmito požadavky na instalaci: minimální výška okenního parapetu (obvyklé

místo jejich umístění) 50 cm, minimální šířka po případě zapuštění v parapetu 100 cm, minimální hloubka zapuštění 17 cm. Topná voda 90/70 °C, minimální přípustná teplota primárního vzduchu 13 °C, normální 15 °C. Objemový průtok primárního vzduchu na 1 bm délky jednotky je 150 až 200 m³/h, objemový průtok na jednu přípojku primárního vzduchu (Ø 100 mm) je 100 až 200 m³/h, max. rychlost je 7 m/s. Pro splnění pohody prostředí požaduje výrobce, aby v klimatizovaných místnostech byla okna s minimálně dvojitým zasklením a byly používány protisluneční žaluzie.

Výrobce uvádí zejména tyto přednosti jednotek Rayonnair:

a) *hygienu* — jednotky jsou jen na primární vzduch, neumožňují hromadění prachu a bakterií v jednotce. Montáž přímo na stěnu vylučuje prostory, kde se může nekontrolovaně hromadit prach. Rovný a hladký povrch znesnadňuje usazování prachu a usnadňuje čištění, po případě desinfekci;

b) *hospodárnost* — úspora 50—60 % energie vzhledem k nízkým tlakům a rychlostem v systému;

c) *vytápění* — jednotky vytápějí místnost konvekcí i sáláním. Konvekce je dvojitá, na přední stěně vně jednotky přirozeným pohybem ohříváného vzduchu z místnosti, na přední stěně uvnitř jednotky při proudění

primárního vzduchu předehřátého na $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$, který se v jednotce může ohřát až na $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ podle požadavku na teplotu vzduchu v místnosti. Sálavá složka tepla vydávaná přední stěnou jednotky umožňuje pacientům sedět i u okna;

d) *chlazení* — v létě se primární vzduch, podle potřeby ochlazený na vhodnou teplotu ($+15\text{ }^{\circ}\text{C}$ nebo vyšší), vyfukuje do místnosti. Otopný panel je mimo činnost;

e) *regulace* — teploty v místnosti lze regulovat pomocí termostatického ventilu na přípoje topné vody;

f) *hluk* — hladina hluku jednotky podle tlaku v tryskách se pohybuje mezi 30 až 35 dB(A) při plném výkonu v denním provozu. V noci, při snížení množství dodávaného vzduchu na 2/3, tato klesá na 28–32 dB(A);

g) *základní vytápění* — při odstavení primárního vzduchu pracuje jednotka jako radiátor s topným výkonem asi o 1/3 sníženým a zajišťuje tak v neobsazených pokojích vytápění alespoň na $17\text{ }^{\circ}\text{C}$. Zvýšením vstupní teploty vody lze dosáhnout i teploty $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, takže v případě nutnosti lze jednotkami vytápět i bez nuceného přívodu primárního vzduchu.

k-k-t 4/75

(Ku)

● Důlní osvětlování

zaostalo v normách a předpisech za vývojem oboru.

Vývoj, který těžba v podzemí zaznamenala v období od II. světové války, je typický pro exponovanou oblast v socialistických ekonomických podmínkách a je nesrovnatelný s ničím z toho, co ve vývoji zaznamenala kdykoliv předtím. Udává se (podle Lichttechnik 1976/8), že v průběhu uplynulých 70 let se zvýšila výkonnost na muže a směnu asi desetkrát (proniknutím techniky, mechanizace a nyní automatizace do šachet), takže přešla do oblasti průmyslové výroby za speciálních podmínek (bezokenní prostory a práce při umělém světle).

V obdobných pracovních prostředích na povrchu se za stejnou dobu zvýšila intenzita osvětlení 5 až 10krát, ale v podzemí nikoliv. Tak vznikl velký a ničím neodůvodněný rozdíl mikroklimatických podmínek v obou prostředích. Např. do podzemí se (blíže k výrobě) postupně stěhuje údržba technologických zařízení a pracovních pomůcek, která byla dříve na povrchu (nyní tak odpadá část vertikální dopravy). Vedle prací specificky vázaných na těžbu se do hloubek přestěhovaly i práce typicky strojařského charakteru (opravy výtahu), elektrikářského a elektronického charakteru, Ovšem stěhují se jen práce a s nimi

zrakové úkoly a náročnost, ale ani zdaleka ne osvětlení, a tedy hlavní podmínka kvality práce, její rychlosti a bezpečnosti.

Revize ČSN 36 0050 je v dohledu. Světový trend vývoje osvětlení předků a zvláště všech trvalých pracovišť (mimo dílny to jsou např. narážisté a komunikace) je rozsáhlé využití kombinovaného osvětlení: celkového osvětlení pevného nebo přenosného a místního přisvětlení např. na strojích a pracovních pomůckách včetně náhlavních lamp. Do podzemí pronikají postupně i výkonné zdroje (výbojové) a s nimi všechny problémy kvality osvětlení (fyziologicky a psychologicky správného).

(LCh)

● Barva světla umělých zdrojů (pro zdravotnická zařízení)

Barva světla zdrojů (chromatičnost) je jakostní parametr zdroje, vyjadřovaný trichromatickými souřadnicemi, náhradní vlnovou délkou, po případě jinými veličinami (kolorimetrickou čistotou aj.).

Podání barev světlem zdrojů určuje vlivy spektrálního složení světla zdroje na barvu osvětlovaných předmětů, jejich vzhled (barevnost a barevný vjem). Vzhled umělým světlem osvětlovaných předmětů je pozorovatelem vždy (současně) vědomě nebo podvědomě srovnáván se vzhledem těchto předmětů při jiném osvětlení, pro daný předmět nebo situaci obvyklým, zpravidla při osvětlení denním přírodním.

Nepřesným používáním obou pojmů vzniká mnoho významových rozdílů a z nich mnoho chyb (viz anglická vládní vyhláška). Např. požadavek dokonalého podání barev světlem zdrojů (při kontrole vybarvení výrobků nebo pro diagnostiku ve zdravotnictví) může snadno provázet jako tíživě pocítovaný důsledek psychologické „zkreslení“.

Určité nebezpečí přináší také výklad anglické vládní vyhlášky ke snížení spotřeby elektrické energie. V ní se připouští, aby při zvýšení barevné teploty zdroje (teploty chromatičnosti, vyjadřované v K) — kdy světlo je „bělejší“, bylo možno snížit intenzity osvětlení až o 25 % (aniž by došlo ke snížení zrakové ostrosti). Platnost takového závěru je jen úzce vymezena: mohou ji splnit jen některé zdroje a jen při vysokých intenzitách osvětlení. Obecně dojde ke snížení kvality osvětlení (především vlivem zkreslení).

Uvedená vládní vyhláška nebude beze zbytku použitelná zvláště ve zdravotnictví, kde požadavků na barevné podání je mnoho a nelze je omezit (jako v průmyslu).

Dle Light and Lighting 1976/5

(LCh)

STROUHALOVO ČÍSLO KUŽELE

ING. JOSEF NOVÁK, CSc.

SVÚSS, Praha 9-Běchovice

V článku se pojednává o Strouhalově čísle kužele získaném experimentálně. Je uvedeno v závislosti na Reynoldsově čísle a vrcholovém úhlu tělesa. Lze je aplikovat přímo v praxi.

Recenzoval: Doc. Ing. Dr. J. Mikula, CSc.

SEZNAM OZNAČENÍ

d	— lokální průměr kužele, resp. průměr válce,
U_s	— střední rychlost proudu před tělesem,
f_v	— frekvence odtrhávání vírů od tělesa,
ν	— kinematická viskozita tekutiny,
$S = \frac{f_v d}{U_s}$	— Strouhalovo číslo,
$Re = \frac{U_s d}{\nu}$	— Reynoldsovo číslo.

1. ÚVOD

Ve vzduchotechnice se občas setkáváme s kuželovými tělesy obtékanými tekutinou. Jde např. o teploměrné jímky a různá měřicí čidla. V určitém rozsahu rychlostí této tekutiny mohou být taková tělesa buzena ke kmitání silami, které vznikají v procesu odtrhávání vírů od jejich povrchu. Namáhání při těchto kmitech mohou pak nepříznivě ovlivnit životnost příslušného zařízení. Aby k tomu nedocházelo, je třeba ohrožená tělesa dimenzovat tak, aby jejich vlastní frekvence byla co nejdále od frekvence uvažovaných budících sil, shodující se s frekvencí jmenovaného odtrhávání vírů. K tomu je však třeba tuto frekvenci znát. Protože však dosud neexistuje teorie, která by ji spolehlivě určila, vyšetřuje se experimentálně. Místo této veličiny, kterou označíme symbolem f_v , je však vhodnější operovat s tzv. Strouhalovým číslem S , které charakterizuje proces odtrhávání vírů od tělesa obecněji. Toto číslo je definováno vztahem

$$S = \frac{f_v \cdot d}{U_s}, \quad (1)$$

v němž d je charakteristický rozměr tělesa, v daném případě lokální průměr kužele a U_s střední rychlost tekutiny před tímto tělesem.

Toto číslo měřil Gaster [1, 2] u štíhlých kuželů při nízkých Reynoldsových číslech

$$Re = \frac{U_s d}{\nu} \quad (2)$$

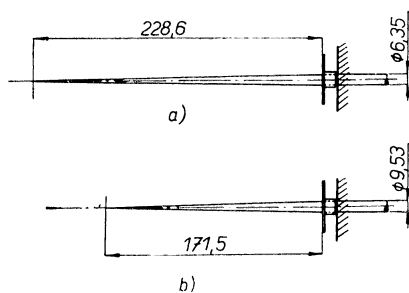
a při vyšších Re v závislosti na vrcholovém úhlu těchto těles autor. Osy vyšetřovaných kuželů byly vždy kolmé na proud tekutiny, kterou v prvním případě byla voda, a v druhém případě vzduch. Výsledky těchto šetření uvádí předkládaný článek.

2. STROUHALOVO ČÍSLO KUŽELE PŘI NÍZKÝCH REYNOLDSOVÝCH ČÍSLECH

Jak již bylo řečeno, zabýval se Strouhalovým číslem kužele při nízkých Reynoldsových číslech Re Gaster. Prvá jeho měření v intervalu $Re = 53$ až 200 se týkala dvou štíhlých kuželů podle *obr. 1* [1]. Příslušné výsledky lze aproximovat funkcí

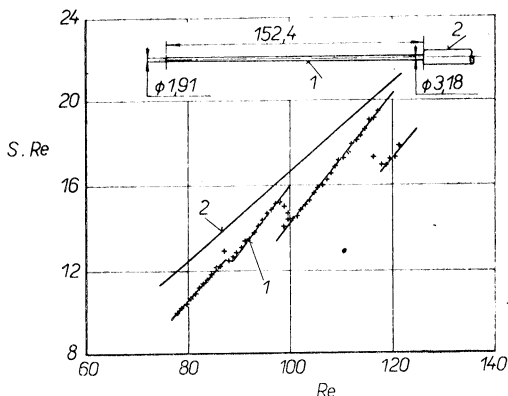
$$S = 0,207 - \frac{5,5}{Re}. \quad (3)$$

Přitom u prvního kužele (*obr. 1a*, poměr délky tohoto tělesa ku průměru jeho základny $l/d = 36$, vrcholový úhel $\alpha = 1^{\circ}35'28''$) začínalo toto číslo existovat při čísle $Re = 53$ (kritickém) a u druhého kužele (*obr. 1b*, $l/d = 18$, $\alpha = 3^{\circ}10'56''$) při $Re = 65$.



Obr. 1. Dva kuželové modely [1]

Druhé *Gasterovo* měření se týkalo velmi štíhlého komolého kužele [2]. Výsledky jsou ve formě $S \cdot Re$ uvedeny na *obr. 2*.*) Na tomto obrázku je také vynesena *Roshkovův* průběh



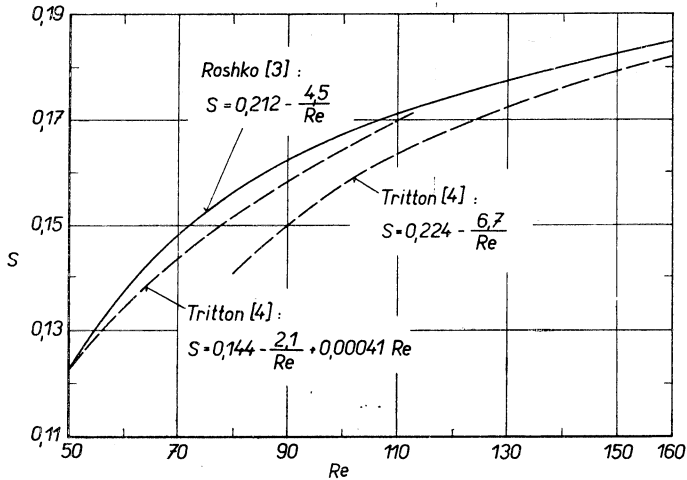
Obr. 2. Měření $S \cdot Re$ podél velmi štíhlého komolého kužele a na válci 1 — komolý kužel — *Gaster* [2], 2 — kruhový válec — *Roshko* [3].

*) Rozměry tělesa v mm na tomto obrázku a rovněž rozměry těles na *obr. 1* vznikly přepočtením rozměrů v anglických palcích.

$$S \cdot Re = 0,212 Re - 4,5 \quad (4)$$

pro kruhový válec (kritické $Re = 47$) [3]. Uvedený průběh $S \cdot Re$, a tedy tím i průběh S u kužele, je zejména v okolí $Re = 100$ a 120 charakterisován přechodovými úseky se skoky. Tento jev není ojedinělý, ale v závislosti čísla S na Re mu u kruhového válce v okolí $Re = 90$ zřejmě odpovídá malá diskontinuita. Tato diskontinuita je vidět na obr. 3 [5], a to mezi Trittonovými průběhy.

Ze vzájemného porovnání uvedených výsledků plyne, že velikosti čísla S u uvažovaných kuželů a válce nejsou příliš rozdílné.

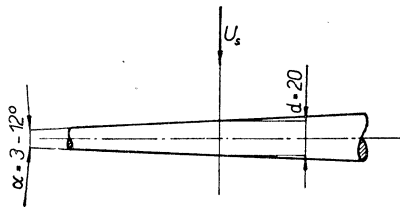


Obr. 3. Strouhalovo číslo S kruhového válce při nízkých Reynoldsových číslech Re

3. STROUHALOVO ČÍSLO KUŽELE V ZÁVISLOSTI NA VRCHOLOVÉM ÚHLU

Závislost Strouhalova čísla S kužele na jeho vrcholovém úhlu vyšetřoval autor v intervalu Reynoldsových čísel $Re \doteq 1 \cdot 10^3$ až $1,1 \cdot 10^4$, a to vždy na průměru tělesa $d = 20$ mm (obr. 4).

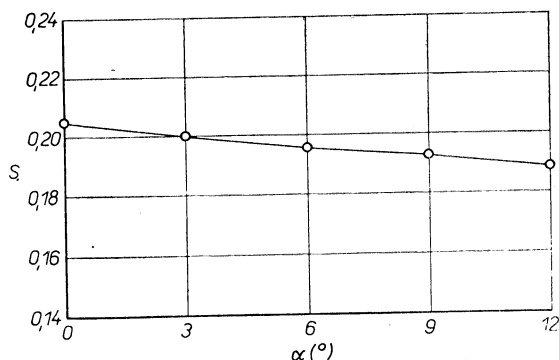
Ukázalo se, že s číslem Re se sledované číslo S mění v intervalu měření poměrně málo. Rovněž s vrcholovým úhlem vyšetřovaného tělesa (α) se číslo S příliš nemění.



Obr. 4. Schéma autorova modelu kužele

Ukazuje to *obr. 5*, na kterém jsou vyneseny střední hodnoty tohoto S z měřeného intervalu Re .

Je však třeba poznamenat, že uvažované číslo S se určovalo tím obtížněji, čím vrcholový úhel tělesa α byl větší. Dokonce pro $\alpha > 12^\circ$ se toto číslo nepodařilo v daných podmínkách měření již vůbec určit. Z toho plyne, že zřejmě jen do tohoto úhlu



Obr. 5. Závislost Strouhalova čísla S na vrcholovém úhlu tohoto tělesa α

lze u kuželů očekávat větší budící síly kmitů vyvolané odtrháváním vírů. Tohoto jevu lze s výhodou využít v praxi. Totiž dovoluje-li to situace, je z hlediska životnosti zařízení nejvhodnější místo válcových a kuželových těles s $\alpha \leq 12^\circ$ aplikovat kuželová tělesa s vrcholovým úhlem $\alpha > 12^\circ$. Aplikujeme-li u zařízení přesto kužel s vrcholovým úhlem $\alpha < 12^\circ$, vypočítáme frekvenci příslušných budících sil kmitů pomocí vztahu

$$f = f_v = S \frac{U_s}{d}, \quad (5)$$

kde za S dosadíme buď hodnotu podle hořejších výsledků nebo přibližně použijeme Strouhalovo číslo kruhového válce.

Jednoduchým případem aplikace uvedených výsledků jsou, jak již bylo uvedeno v úvodu, teploměrné jímky a různé měřicí sondy, ale i součásti staveb obtékané tekutinou.

4. ZÁVĚR

Strouhalovu číslu S kužele nebyla v dostupné literatuře věnována dosud příliš velká pozornost. Jeho závislost na Reynoldsově čísle Re v intervalu malých hodnot této veličiny vyšetřoval *Gaster*. Zde se ukazuje určitá analogie s kruhovým válcem.

Závislost čísla S sledovaného tělesa na jeho vrcholovém úhlu vyšetřoval v intervalu $Re = 1 \cdot 10^3$ až $1,1 \cdot 10^4$ autor. Přitom zjistil, že v daných podmínkách měření se je podařilo spolehlivě určit jen do hodnoty tohoto úhlu cca 12° .

Z uvedených výsledků lze pro praxi odvodit frekvenci budících sil kmitů, vznikají-

cích v procesu odtrhávání vírů. Tato frekvence, shodující se s frekvencí uvažovaného odtrhávání, je

$$f = f_v = S \frac{U_s}{d}.$$

V praxi lze také využít poznatku, že číslo S existuje u kužele zřejmě jen do určité hodnoty jeho vrcholového úhlu. Návod na toto využití podává předcházející kapitola.

LITERATURA

- [1] *Gaster M.*: Vortex shedding from slender cones at low Reynolds numbers, *J. Fluid Mech.*, Vol. 38, 1969
- [2] *Gaster M.*: Vortex shedding from circular cylinders at low Reynolds numbers, *J. Fluid Mech.*, Vol. 46, 1971
- [3] *Roshko A.*: NACA Rep. No. 1191 (1954)
- [4] *Tritton J. J.*: Experiments on the flow past a circular cylinder at low Reynolds numbers, *J. Fluid Mech.*, Vol. 6, 1959
- [5] *Tritton D. J.*: A note on vortex streets behind circular cylinders at low Reynolds numbers, *J. Fluid Mech.*, Vol. 45, 1971

ЧИСЛО СТРУХАЛЯ ДЛЯ КОНУСА

Инж. Йосеф Новак, к. т. н.

В статье говорится о числе Струхалия для конуса, которое получилось экспериментально. Число приводится в зависимости от числа Рейнольдса и от угла при вершине тела. Число Струхалия можно применять прямо на практике.

STROUHAL NUMBER FOR CONES

Ing. Josef Novák, CSc.

The article mentions experimentally found Strouhal numbers for cones, related to Reynolds numbers and vertex angles of conical bodies. A direct practical application is possible.

STROUHAL-ZAHL DES KEGELS

Ing. Josef Novák, CSc.

Der Artikel behandelt experimentell festgestellte Strouhal-Zahl des Kegels, und zwar im Zusammenhang mit dessen Reynolds-Zahl und Scheitelwinkel. Direkte Verwendung in der Praxis ist möglich.

NOMBER DE STROUHAL D'UN CÔNE

Ing. Josef Novák, CSc.

Dans l'article présenté, on traite le nombre de Strouhal d'un cône obtenu expérimentalement. Il est décrit dans la dépendance du nombre de Reynolds et de l'angle terminal d'un corps. Il est possible de l'appliquer directement en pratique.

● Informace z výrobních podniků

ZVVZ, n. p., Milevsko a závod Prachatice vypustily ze svého výrobního programu k 1. 1. 1976:

axiální přetlakové ventilátory APE s řemenovým převodem dle PM 12 2437 bez náhrady, neboť se jednalo o ventilátory pro jednoho odběratele, který přestal o ně mít zájem.

Řada výrobků byla vypuštěna k 1. 9. 1976, a to vesměs bez náhrady. Důvodem byl dlouhodobý nezájem ze strany odběratelů nebo snaha po snížení sortimentu o výrobky s malým zájmem, které lze po případě nahradit jinými typizovanými. Jde kromě atypických o tyto výrobky:

- mechanické odlučovače SHA podle PN 12 4246,
- mokré vírníkové odlučovače MVB podle PM 12 4249,
- mokré proudové odlučovače MSA podle TPE 13 4525,
- chladiče vzdušín k odlučovačům MSA podle PM 12 4580,
- mokré hladinové odlučovače MHD podle 12 4522,
- usazovací nádrže UNA a UNB podle PM 12 4550 a PM 12 4551,
- kalové nádrže KNA a KNB podle PM 12 4560 a PM 12 4561,
- uzávěry UVA a UVB podle PM 12 4289,
- pneumatické podavače vertikální podle PM 12 1431,
- universální vykladače podle TPE 13 1612,
- návěsy VLH N 16—222 podle TPE 13 1655,
- přívěsy VLH P 9—120 podle TPE 13 1657 a A 10—119 podle TPE 13 1656.
- odsávací kabiny s odlučováním pro vyprazdňování pytlů podle PN 12 7621,
- axiální ventilátory přetlakové APE 710 podle PM 12 2427 pro chladiče lokomotiv.

Kromě těchto výrobků k témuž datu se ještě vypouštějí z výroby axiální ventilátory přetlakové API pro lodě podle PM 12 2413.9

v rámci specializace výrobních programů ve prospěch PLR.

VZDUCHOTECHNIKA, n. p., Nové Město n/V. vypustila k 31. 12. 1975 kromě některých atypických i tyto sušárny z výrobního programu:

- vysokoteplotní sušárnu řeziva KAA podle PN 12 6125 bez náhrady vzhledem k tomu, že na ni nejsou požadavky,
- elektrickou sušárnu skříňovou SEN-AP podle PP-V-010/72, která vzhledem k zastaralému konstrukčnímu řešení byla nahrazena novým typem SEN-P.

K 31. 12. 1978 byla odsouhlasena k vypuštění fluidizační nevybušná sušárna FPB 60 podle PN 12 6343, která svým konstrukčním řešením i parametry zaostává. Bude nahrazena novým typem sušárny s výkonovou a rozměrovou variabilitou a její výroba bude navazovat bezprostředně na dosavadní typ.

JANKA-ZRL, n. p., Praha-Radotín vypustí z výroby k 30. 6. 1978 klimatizační sestavné jednotky SKJ podle PK 12 7435, které budou od 1. 7. 1978 plně nahrazeny novými sestavnými klimatizačními jednotkami typu BKB podle PK 12 7436.

K 1. 11. 1976 zastavila výrobu radiálních ventilátorů RNA oboustranně sacích s kluznými ložisky podle PK 12 3127, které jsou nahraditelné vyráběnými ventilátory RNA oboustranně sacími podle PK 12 3126.

LIBERECKÉ VZDUCHOTECHNICKÉ ZÁVODY, n. p., Liberec-Vesec vypustily z výroby k 1. 1. 1977 větrací jednotku VEJA 300 podle TPE 13 7330, neboť jde o zastaralý výrobek. Lze ji nahradit u stabilních kabin jednotkami KJB 1000 (VZDUCHOTECHNIKA, PA 12 7451), příp. jednotkami MOS družstva Zlatník v Ostravě pro jeřábové kabiny.

(Ku)

VÝPOČET BODŮ NA STAVOVÉ ČÁŘE ODVLHČUJÍCÍHO VZDUCHOVÉHO CHLADIČE

ZDENĚK SVOBODA

Výzkumný ústav vzduchotechniky, Praha

Autor článku odvozuje algoritmus numerického výpočtu bodů na stavové čáře odvlhčujících chladičů. Odhad chyby vypočtených hodnot srovnává s odhadem jiného algoritmu, jehož je také autorem. Chyby obou algoritmů jsou stejné a proto jsou oba algoritmy stejně dobře použitelné.

Numerický výpočet podle předloženého algoritmu umožňuje přesné ekonomické porovnání chladičů s různým systémem regulace stavových veličin.

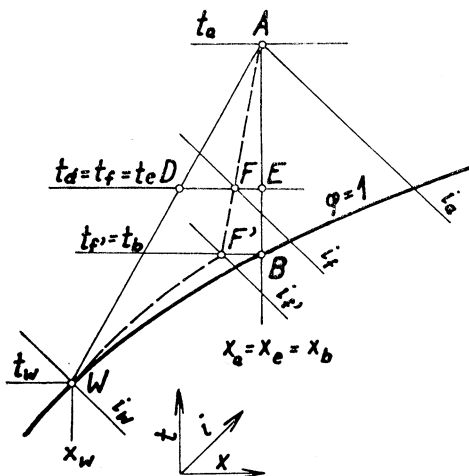
Recenzoval: Ing. Otakar Svoboda

1. ÚVOD

Stavová čára odvlhčujícího vzduchového chladiče, jehož chladicím médiem je voda, dá se sestavit z křivky nasycení vzduchu, teploty vzduchu před chladičem a vstupní teploty chladičí vody podle [1]. Na obr. 1 je stavová čára naznačena čárkovaně pro hodnotu $\kappa = 0,67$

$$\kappa = DF/DE. \quad (1)$$

Průběh stavové čáry byl pro určitý typ chladiče experimentálně ověřen v Technickém institutu Vysoké školy technické v Braunschweigu. Také ve Výzkumném ústavu vzduchotechniky v Praze byla na základě měření chladiče pro klimatisační jednotku BKB odvozena závislost κ na rychlosti proudění vody a vzduchu, a to v podstatně přesnějším tvaru než je publikován v [1]. Výsledky měření byly zpracovány v projekčních podkladech [2], [3].



Obr. 1 — Stavová křivka odvlhčujícího vzduchového chladiče

Konstrukce stavové čáry podle rovnice (1) a obr. 1 v psychrometrickém Mollierově diagramu je snadná. Také vyhledání bodu na stavové čáře pro danou hodnotu entalpie vzduchu je jednoduché. Pro samočinný počítač je však nutné nalézt algoritmus dostatečně přesného numerického výpočtu dříve uvedených grafických prací. Souřadnice bodu na přímkové části AF' stavové čáry se vypočítají snadno. Méně snadné je určit numericky bod na zakřivené části $F'W$ stavové čáry. Způsob výpočtu byl uveřejněn v [4], kde se analyticky nesnadno vyjadřitelná křivka nasycení vzduchu nahradí polygonem. Souřadnice uzlových bodů polygonu se na začátku výpočtu uloží do paměti samočinného počítače. Podstatou algoritmu [4] je modifikace polygonu čáry nasycení vzduchu afinním polygonem, jehož souřadnice uzlových bodů vyhovují rovnici (1). Pro danou hodnotu entalpie vzduchu se zbývající stavové veličiny určí z polygonu stavové čáry lineární interpolací. Přesnost výsledku značně převyšuje přesnost běžných grafických prací.

V tomto článku je uveden algoritmus, který se ve své podstatné části, tj. ve způsobu vyhledání bodu na stavové čáře, od algoritmu [4] liší. Také odhad přesnosti vypočítaných veličin je odlišný. Přesnost veličin vypočítaných podle předloženého postupu je stejná jako podle [4]. V článku odvozený algoritmus platí pro zakřivenou část $F'W$ stavové čáry, tedy pro podmínky (2), (3):

$$i_w \cong i_t < i_j \quad (2)$$

$$x_w < x_a \quad (3)$$

Rovnice

Parciální tlak vodních par p_s se dá pro teplotu vzduchu $t = 0$ až 35 [°C] vypočítat ze (4)

$$p_s \approx \exp [2,302585 (657,6 + 10,24 t)/(236 + t)] \quad (4)$$

Měrná vlhkost vzduchu (vodní obsah) x se zjistí podle (5)

$$x = 622 \frac{p_s \varphi}{p_b - p_s \varphi} \quad (5)$$

Entalpie vzduchu je dána rovnicí (6)

$$i = 1,01 t + (2,5 + 0,00184 t) x \quad (6)$$

2. ODVOZENÍ ALGORITMU

Přesnost výpočtu stavových veličin hledaného bodu na stavové čáře je závislá především na přesnosti výpočtu hodnot podle (4) až (6), jež jsou uvedeny podle [5]; pouze ve (4) je místo konstanty 658 uvedeno 657,6, čímž se obdrží v užším intervalu teplot (0,35) přesnější hodnota p_s . Odchyly hodnot p_s podle (4) od tabelovaných hodnot podle [5] jsou pouze $-0,15$ až $0,19$ [%]. Přesto se k výpočtu na samočinném počítači nedoporučuje používat rovnice (4), ale přímo hodnot p_s tabelovaných v [5] pro celočíselné teploty vzduchu. Z nich se potom podle (5), (6) vypočítají zbývající stavové veličiny x , i , ležící na čáře sytosti vzduchu. Uzlové body P_j křivky nasycení vzduchu vypočítané pro daný barometrický tlak p_b se uloží do paměti samočinného počítače ve formě tabulky (7)

$$P_j(t_j, p_{sj}, x_j, i_j); j = 1, 2, \dots, 56; t_j = j - 21 \quad (7)$$

Dále se dopočítají chybějící stavové veličiny bodů A, B, W křivočarého trojúhelníka (obr. 1), takže pro danou hodnotu κ lze graficky sestavit stavovou čáru AFW . Na obr. 2 je znázorněna zvětšená část obr. 1 potřebná k odvození algoritmu. Čára k_1 představuje křivku nasycení vzduchu. Stavová čára k_2 je s ní afinní podle rovnice (1). Daná isopléta entalpie $i_t = \text{konst.}$ protíná křivku k_1 v bodu P a stavovou čáru k_2 v hledaném bodu F . Přesná tečna ke křivce k_1 v bodu P je m_1 , nepřesná n_1 . Přesná tečna k afinní křivce k_2 v bodu V je m_2 , nepřesná n_2 . Označí-li se modul na ose x jako ξ , lze vyjádřit a_1 podle (8), a_2 podle (9).

$$a_1 = (x'' - x') \xi \quad (8)$$

$$a_2 = \frac{1}{2} (x_{p+2} - 2x_{p+1} + x_p)(t_h - t_p)\xi \quad (9)$$

Pro množinu uskutečnitelných křivočarých trojúhelníků ABW (obr. 1) vychází graficky $t_h - t_p \leq 4$ a $t_p \leq 12$. Pro uvedené hodnoty vyjde graficky $a_1/\xi \leq 0,3$ a numericky z tabelovaných hodnot [5] $a_2/\xi \leq 0,08$. Z tabulek [5] lze také odvodit přibližnou rovnici (10):

$$b_1 \approx a_1 \left(\frac{t_c - t_p}{t_h - t_p} \right)^2 \quad (10)$$

Pro b_2 platí lineární vztah (11):

$$b_2 = a_2 \left(\frac{t_c - t_p}{t_h - t_p} \right) \quad (11)$$

Přímka $p_1 \equiv WA$ je rovnoběžná s p_2 . Z podobnosti trojúhelníků vyplývá (12):

$$\frac{t_c - t_p}{t_h - t_p} < (1 - \kappa) \quad (12)$$

V důsledku afinity (1) protínají tečny m_1, m_2 přímku p_1 v společném průsečíku Q a platí proto

$$c_1 = \kappa b_1 \quad (13)$$

$$c_2 = \kappa b_2 \quad (14)$$

Z obr. 2. je patrné, že je

$$d_1 < c_1 \quad (15)$$

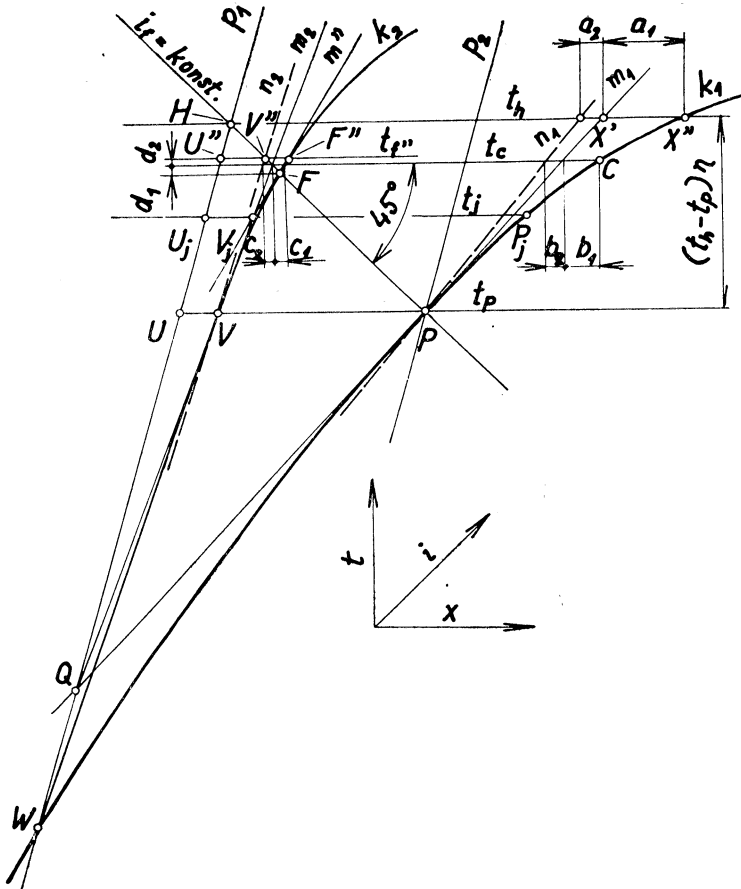
$$d_2 < c_2 \quad (16)$$

Vyjádří-li se chyba v určení teploty příslušného bodu F jako ε_{tf} , potom pro modul η na ose teploty t platí

$$d_1 + d_2 = |\varepsilon_{tf}| \eta \quad (17)$$

Za použití dříve uvedených vztahů vyjde (18):

$$|\varepsilon_{tf}| < \kappa \left[\frac{a_1}{\xi} (1 - \kappa)^2 + \frac{a_2}{\xi} (1 - \kappa) \right] \frac{\xi}{\eta} \quad (18)$$



Obr. 2 — K odvození algoritmu výpočtu

pro $\xi = 8,35$; $\eta = 3,25$; $a_1/\xi = 0,3$; $a_2/\xi = 0,08$ a $d\varepsilon_{tt}/d\kappa = 0$ je maximální hodnota $|\varepsilon_{tt}| < 0,161$ při argumentu $\kappa = 0,370$. Z toho vyplývá, že pro bod $V'' \equiv n_2 \times i_t$ vyjde teplota $t_{t''}$ maximálně o $0,161$ [°C] vyšší než je teplota t_t pro bod F odpovídající přesnému řešení $F \equiv k_2 \times i_t$. Určí-li se tedy pro $t_{t''}$ interval (19),

$$t_j \leq t_{t''} < t_{j+1} \quad (19)$$

bude bod F ležet ve většině případů v intervalu (19). Někdy však může ležet vně intervalu (obr. 3). Protože délky stran s_j, s_{j-1} polygonu nahrazujícího stavovou čáru k_2 jsou přibližně stejné velké, křivost čáry k_2 je ve skutečnosti malá a mění se jen zvolna, lze podle obr. 3 posoudit poměr velikosti chyby ε_t v různých místech čáry k_2 . Na obr. 3 je bod F'' totožný s uzlovým bodem V_j polygonu stavové čáry. Bod F leží vně intervalu $\langle i_j, i_{j+1} \rangle$. Bod F^* , který vyjde numericky extrapolací na sečně s_j , je od přesného bodu odchýlen o ε_{tt}^* , což je méně, než kdyby ležel uprostřed intervalu s_j ,

$$t_{vj} = t_j, \quad i_{vj} = i_{uj} + \kappa(i_j - i_{uj}) \quad (25)$$

$$x_{uj} = x_w + (x_a - x_w)(t_{uj} - t_w)/(t_a - t_w) \quad (26)$$

$$x_{vj} = x_{uj} + \kappa(x_j - x_{uj}) \quad (27)$$

6. Výpočet souřadnic bodu V_{j+1}

$$i_{vj+1} = i_{vj} + \kappa \left(i_{j+1} - i_j - \frac{1}{k_w} \right) + \frac{1}{k_w} \quad (28)$$

$$x_{vj+1} = x_{vj} + \kappa \left(x_{j+1} - x_j - \frac{x_a - x_w}{t_a - t_w} \right) + \frac{x_a - x_w}{t_a - t_w} \quad (29)$$

7. Výpočet souřadnic bodu F^*

$$t_{f^*} = t_j + (t_{j+1} - t_j)(i_f - i_{vj})/(i_{vj+1} - i_{vj}) \quad (30)$$

$$x_{f^*} = x_j + (x_{j+1} - x_j)(i_f - i_{vj})/(i_{vj+1} - i_{vj}) \quad (31)$$

Protože teplota chladicí vody musí být větší než 0 [°C], bude index v v intervalu (20) $n \geq 22$. V intervalu (24) bude index $j \geq n$. Rovnice (21), (24) a (22), (25), (27) se počítají po předadresování proměnných společnými procedurami.

OZNAČENÍ BODŮ A VELIČIN

Označení bodů a čar je patrné z obrázků. Proto jsou dále uvedeny jen některé významné body.

A, B, W	vrcholy křivočarého trojúhelníka (obr. 1),
A, F', W	vrcholy stavové čáry (obr. 1),
W	bod na čáře nasycení vzduchu pro danou teplotu chladicí vody,
F	hledaný bod na stavové čáře; $F \equiv k_2 \times i_f$ (obr. 2, 3),
V''	první přibližné řešení; $V'' \equiv n_2 \times i_f$,
F^*	zpřesněné řešení; $F^* = s_j \times i_f$
κ	poměr (1) vyjadřující afinitu stavové křivky a křivky nasycení vzduchu,
t	teplota [°C],
t_a, t_w, \dots	teplota v bodě A, W, \dots [°C],
i	entalpie vzduchu [kJ/kg],
i_a, i_w, \dots	entalpie vzduchu v bodě A, W, \dots [kJ/kg],
x	měrná vlhkost vzduchu (vodní obsah) [g/kg],
x_a, x_w, \dots	měrná vlhkost vzduchu v bodě A, W, \dots [g/kg],
φ	relativní vlhkost [1],
ε	chyba = přesná hodnota — přibližná hodnota,
p_s	parciální tlak vodních par ve vzduchu [Pa],
p_p	barometrický tlak [Pa]

LITERATURA

- [1] Kühne, H.: Die Berechnung von Luftkühlern mit Wasserausscheidung, Gesundheits-Ingenieur (1969), č. 7, s. 197 až 206.
- [2] Ferst, V.: Výpočet vodních chladičů pro klimatizační jednotky BKB, VÚV, Praha 1975.
- [3] Dvořák, J.: Výpočet vodních chladičů ..., Janka ZRL, Radotín 1976.
- [4] Svoboda, Z.: Eine numerische Berechnungsmethode der Zustandslinie von Luftkühlern, Luft- und Kältetechnik, v redakčním řízení.
- [5] Chyský, J., Oppl, L. a kolektiv: Větrání a klimatizace, SNTL, Praha 1973.

РАСЧЕТ ПУНКТОВ КРИВОЙ СОСТОЯНИЯ КОНДЕНСАЦИОННОГО ВОЗДУХООСУШИТЕЛЯ

Зденек Свобода

Автор статьи выводит алгоритм аналитического расчета пунктов кривой состояния конденсационных воздухоосушителей. Оценка ошибки вычисленных величин сравнивается с оценкой другого алгоритма автора. Ошибки обоих алгоритмов одинаковые и поэтому можно оба алгоритма хорошо применить. Аналитический расчет по предложенному алгоритму обеспечивает точное экономическое сравнение холодильников для воздухоосушения с различной системой регуляции величин состояния.

CALCULATING THE POINTS ON CONSTANT-VALUE LINES FOR DEHUMIDIFYING AIR COOLER

Zdeněk Svoboda

The author derives an algorithm for numerical calculation of constant-value line points concerning dehumidifying air coolers. Estimated errors have been compared with estimated errors by another algorithm by the same author. The errors from both algorithms are equal and therefore both algorithms are equally applicable. Numerical calculation by the derived algorithm enables an exact economical comparison of coolers with different regulation systems.

BERECHNUNG DER PUNKTE AUF EINER ZUSTANDSLINIE EINES ENTFEUCHTUNGSLUFTKÜHLERS

Zdeněk Svoboda

Der Verfasser entwickelt einen Algorithmus der numerischen Berechnung der Punkte auf Zustandslinie eines Entfeuchtungsluftkühlers. Abschätzung von Fehlern der berechneten Werte wird mit ähnlicher Abschätzung betreffs eines anderen Algorithmus desselben Autors verglichen. Die Fehler sind in beiden Fällen gleich und daher sind beide Algorithmen gleich gut verwendbar. Numerische Berechnung nach dem vorgelegten Algorithmus ermöglicht einen genauen ökonomischen Vergleich von Kühlern mit verschiedenen Systemen der Regulierung von Zustandswerten.

CALCUL DES POINTS SUR UNE LIGNE D'ÉTAT D'UN REFROIDISSEUR D'AIR POUR LA DÉHUMIDIFICATION

Z. Svoboda

Dans l'article présenté, l'auteur déduit un algorithme du calcul numérique des points sur une ligne d'état des refroidisseurs pour la déhumidification. Il compare l'estimation d'une erreur des valeurs calculées avec l'estimation d'un autre algorithme dont il est l'auteur aussi. Les erreurs de tous les deux algorithmes sont les mêmes et pour cette raison on peut utiliser tous les deux algorithmes de la même manière. Le calcul numérique suivant l'algorithme présenté permet une comparaison exacte et économique des refroidisseurs avec différent système de la régulation des valeurs d'état.

● **Výstavní hala vytápěná sluncem**

Nově navrhovaná hala v Minnesotě (USA) bude mít zařízení, které využije sluneční energii pro vytápění, klimatizaci a výrobu elektrické energie.

Stavba je na čtvercovém půdorysu o hraně 42,7 m. Na celkové ploše 2508 m² jsou umístěny hlavní sál, vstupní dvorana, kuchyně a pracovní místnosti. Nad budovou je kruhová nástavba střechy z příhradových nosníků, na níž jsou v řadách na ploše 1250 m² slu-

neční kolektory. Kruhový nosný prsteneč střechy spočívá na dvanácti sloupech, mezi nimiž je kruhový prostor se světlym rozponem 41,5 m. Účinnější zachycování sluneční energie se docílíje sklonem střechy k jihu pod úhlem 20°, takže strop haly má výšku od 3,6 m do 16,7 m.

V energetickém systému budou sluneční baterie ohřívát vodu na 176 °C. Z kolektorů se horká voda vede do výměníku voda—vzduch, v němž se ohřívá nasávaný vzduch. Horký vzduch se vede pod halu do třímetrové vrstvy šterku, která slouží jako akumulátor tepla. Mezi podlahou haly a akumulátorem je tepelná izolace, zabraňující přehřívání haly. Z výměníku vystupující voda o teplotě 121 °C pohání turbínu s generátorem o výkonu 12 kW a z turbíny se vrací do kolektoru. Generátor zabezpečuje dodávku elektriny pro potřeby celé stavby. K vytápění budovy je možné použít akumulátor tepla tak, že se směr proudu vzduchu obrátí. Na výzkum nejhodnějšího systému využití sluneční energie a klimatizace byla poskytnuta dotace ve výši 600 tisíc dolarů, náklad na celou stavbu má být 1,4 miliónu dolarů.

Zpracováno podle časopisu Engineering News Record, 21. říjen 1976, str. 11.

(Ma)

● Odlučování prachu elektrostatickým rozptylováním kapaliny

Francouzskou společností Sociéte Fissmetal-Lionel-Dupont v Lyonu byl vyvinut nový odprašovací postup pro odpadní průmyslové plyny včetně strojnětechnologického zařízení, při kterém se v elektrostatickém poli elektrofiltru rozprašuje vhodná kapalina. Oproti obvyklým elektrofiltračním odlučovacím zařízením se novým postupem dosahuje vyššího stupně odprašení, zachytí se částice prachu o průměru 1 μm a menší a také povrch sběrací elektrody je relativně menší. Sběrací elektroda se kontinuálně oplachuje stékající kapalinou, takže není potřebné oklepávací zařízení.

Postup lze používat až do obsahu pevné fáze 12 g/m³ čištěného plynu a spotřeba vody činí 0,2 až 0,5 l/m³; odpadající kal se zpracovává usazováním a filtrací, přičemž se filtrát znovu vrací k dalšímu použití v uzavřeném cyklu. Zařízení je vhodné pro všechna průmys-

lová odvětví produkující plynné exhalace s obsahem prachových, zejména toxických složek, především pro spalovny odpadků, energetické provozy, metalurgické závody, úpravny nerostných surovin aj.

Stahl und Eisen 96, 686 (1976)

(tes)

● V. M. Ramm: *Absorbceja gazov (Absorpce plynů)*. Vydalo nakladatelství Chimija, Moskva 1976, 2. vydání, 656 stran, 44 tabulek, 190 obrázků, cena vázaného výtisku 2,73 Rb.

Ve druhém přepracovaném a doplněném vydání (1. vydání vyšlo v roce 1966 a bylo jako převážná většina titulů sovětské technické literatury ihned i u nás rozebráno) vychází obsáhlá monografická práce předního sovětského odborníka v oblasti procesů a aparátů chemické technologie, doktora technických věd V. M. Ramma, shrnující výsledky nejvýznamnějších teoretických prací publikovaných většinou po roce 1963 a poznatky z průmyslové praxe rozdělování plyných homogenních směsí absorpčními pochody.

V devíti přehledně uspořádaných kapitolách jsou uvedeny fyzikálně-chemické základy difuzních pochodů (složení fází, fázové rovnováhy, styčný povrch fází, látková a tepelná bilance absorpčního procesu, izotermní a neizotermní absorpce, chemisorpce a desorpce), kinetika absorpce a metody jejího výzkumu, základní výpočty z oblasti absorpčních a desorpčních procesů, modelování absorpčních zařízení, základní typy absorpčních aparatur (povrchové, probublávací, rozprašovací) a jejich vzájemné porovnání, konstrukce absorberů a schémata absorpčních stanic a typické příklady výpočtů průmyslových absorberů (absorpce kyslíčnicku uhličitého, amoniaku a chlorovodíku ve vodě, kyslíčnicku sírového v kyselině sírové j.). Významnou součástí publikace představují odkazy na více než 1000 původních prací v této oblasti chemického inženýrství.

Kniha je určena inženýrsko-technickým a výzkumným pracovníkům chemického, petrochemického, potravinářského a kvasného průmyslu, vzduchotechnikům a odborníkům v jiných oblastech výroby, zabývajících se výzkumem, projektováním a využíváním procesů absorpce plynů.

(tes)

VÝSLEDNÁ TEPLOTA AKO INDEX TEPELNÉHO KOMFORTU

DOC. ING. J. K. PEKAROVIČ, CSc.

Stavebná fakulta SVŠT — Bratislava

Na základe prác *M. A. Humphreysa* a *J. Kačíka* je autorom príspevku vypracované hodnotenie tepelného komfortu v interiérovom prostredí výslednou teplotou guľového teplomera ako indexom tepelného komfortu (ITK), ktoré je v súlade s čl. 41 revidovanej ČSN 06 0210. ITK vychádza z fyziologických požiadaviek človeka a rešpektuje tepelno-fyzikálne zákonnosti, ktorým podlieha človek v interiérovom prostredí. Odvozený je matematickou cestou a pre rýchle použitie je zobrazený graficky, prípadne pri praktickom testovaní možno kombinovať oba spôsoby.

Experimentálne merania a hodnotenie ITK v panelovom bytovom dome ukazujú na dostatočnú presnosť praktického a jednoduchého merania guľovým teplomerom pri porovnaní výsledkov s kontrolným meraním pomocou Comfy-testu v tých istých interiéroch.

Recenzoval: Doc. Ing. Dr. L. Oppl, CSc.

POUŽITÉ OZNAČENIE

<i>a</i>	— teplotová konštanta [K],		
<i>b</i>	— konštanta [—],	<i>el</i>	— adaptácia,
<i>f</i>	— pomer plôch [—],	<i>ct</i>	— odev (šatstvo, oblečenie),
<i>I</i>	— bezrozmerná veličina tepelnoizolačnej schopnosti [—],	<i>d</i>	— celkový termický (celkový tepelný),
<i>ITK</i>	— index tepelného komfortu [—],	<i>dk</i>	— dýchanie,
<i>M</i>	— metabolizmus, energia uvoľnená oxidačným procesom v ľudskom tele za časovú jednotku [W],	<i>Du</i>	— difúzia cez pokožku,
	— metabolizmus, vzťahnutý na celkový povrch človeka (podľa <i>Du Bois</i>) S_{Du} [m ²], celkového fyzikálneho rozmeru [W · m ⁻²],	<i>g</i>	— Du Boise,
<i>p</i>	— parciálny tlak [Pa],	<i>g</i>	— guľový teplomer,
<i>PPO</i>	— predpokladaný parameter odchýlky [—],	<i>i</i>	— výsledný,
<i>PPN</i>	— predpokladané percento nespokojných [%],	<i>ip</i>	— interiérový (vnútorný),
<i>Q</i>	— tepelný tok [W],	<i>k</i>	— interiérový povrchový,
<i>q</i>	— hustota tepelného toku [W · m ⁻²],	<i>kd</i>	— konvekciu (prúdením),
<i>R</i>	— tepelný odpor [m ² · K · W ⁻¹],	<i>K</i>	— kondukciu (vedením),
<i>S</i>	— plocha [m ²],	<i>K/o</i>	— pokožka,
<i>t</i>	— teplota [K], [°C],	<i>m</i>	— pokožka—odev,
<i>v</i>	— rýchlosť pohybu vzduchu [m · s ⁻¹],	<i>max</i>	— miestnosť,
<i>z</i>	— pomer tepelných tokov [—],	<i>min</i>	— metabolický,
α	— súčiniteľ prestupu tepla [W · m ⁻² · K ⁻¹],	<i>mo</i>	— maximálny,
η	— vonkajšia mechanická účinnosť [—],	<i>n</i>	— minimálny,
<i>A</i>	— tepelná priepustnosť [W · m ⁻² · K ⁻¹],	<i>o/p</i>	— mokrý,
φ	— relatívna vlhkosť vzduchu [%].	<i>p. i.</i>	— nameraná veličina,
			— odev—prostredie,
			— perspiratio insensibilis (nepocitované kožné dýchanie, odparovanie),
		<i>s</i>	— sálaním,
		<i>such</i>	— suchý,
		<i>t</i>	— jadro tela,
			— telo,
		<i>tr</i>	— termoregulačný,
		Σ opt	— súhrnný optimálny,
		<i>u</i>	— účinný,
			— okolitý,
		<i>v</i>	— vodná para,
		<i>w</i>	— vyparovanie,
		κ	— klimatický

Indexy označujú, že veličina sa vzťahuje:

a— akumulácia tepla,

1. VŠEOBECNE

Tepelnú pohodu definujeme ako pocit spokojnosti človeka s tepelným stavom prostredia v ktorom sa tento nachádza. Najdôležitejšie premenné, ktoré ovplyvňujú tepelný komfort sú:

- úroveň aktivity človeka (produkcia tepla v tele),
- tepelný odpor odevu (hodnota clo),
- teplota vzduchu,
- účinná teplota okolitých plôch,
- relatívna rýchlosť prúdenia vzduchu,
- tlak vodných pár v okolitom vzduchu.

Prvou a základnou podmienkou pre vytvorenie vhodného tepelného stavu prostredia pre osoby, ktoré sa v ňom zdržujú dostatočne dlhý čas, je zabezpečenie *tepelnej rovnováhy* medzi osobou a prostredím. Môžeme ju vyjadriť nasledovným funkčným vzťahom

$$f\left(\frac{Q}{S_{Du}}, R_{cl}, t_i, t_u, p_v, v, t_K, \frac{Q_w}{S_{Du}}\right) = 0, \quad (1.1)$$

Pre danú aktivitu Q sú teplota pokožky t_K a hustota tepelného toku vyparovaním vylúčeného potu Q_w/S_{Du} jediné fyziologické veličiny, ktoré ovplyvňujú tepelnú rovnováhu vo funkčnom vzťahu (1.1).

Pocit o vhodnom teplotnom režime je referenčne vzťahnutý na veľkosť vyššie uvedených dvoch premenných veličín, ktoré sa môžu vyjadriť nasledovnými funkčnými tvarmi

$$t_K = f\left(\frac{Q}{S_{Du}}\right). \quad (1.2)$$

$$\frac{Q_w}{S_{Du}} = f\left(\frac{Q}{S_{Du}}\right), \quad (1.3)$$

Funkčné vzťahy (1.2) a (1.3) považujeme za druhú a tretiu základnú podmienku pre vytvorenie tepelnej pohody. Dosadením (1.2) a (1.3) do (1.1) dostaneme konečne funkčný vzťah

$$f\left(\frac{Q}{S_{Du}}, R_{cl}, t_i, t_u, p_v, v\right) = 0, \quad (1.4)$$

ktorý vyjadruje optimálny *tepelno-vlhkostný stav prostredia* pre človeka, ktorému je tento vystavený.

Termoregulačný systém človeka účinne udržiava konštantnú vnútornú teplotu jadra tela t_t . Predpokladá sa, že v prípade relatívne dlhých expozícií skúmanej osoby, platí pre ľudský organizmus už uvedená podmienka tepelnej rovnováhy, ktorá značí, že produkcia tepla v tele bude úmerná rozptylu tepla do okolia, pričom akumulácia tepla v tele a tepelný tok zdieľaný vedením sa neprejavia významnejšou mierou, $Q_a = 0$, $Q_{kd} = 0$. Rovnica tepelnej rovnováhy pre ľudské telo má potom nasledovný tvar

$$Q - Q_{dk} - Q_w - Q_d = Q_{K/o} = Q_k + Q_s, \quad [W] \quad (1.5)$$

Funkčný vzťah (1.5) vyjadruje: vnútorná tepelná produkcia Q mínus tepelný tok vyparovaní ($Q_{dk} + Q_w$) a dýchaním Q_d je rovná tepelnému toku zdieľanému oděvom $Q_{K/o}$ a tento sa rozptyľuje na vonkajšom povrchu ošatenia konvekciou a šírením ($Q_k + Q_s$), keď sa predpokladá, že Q_{dk} a Q_w sú lokalizované na povrchu pokožky.

2. HODNOTENIE TEPELNÉHO KOMFORTU V ZAHRAŇIČÍ

Vplyv každého z činiteľov v rovnici (1.5) na stratu tepla telom, ako i premenných vo funkčnom vzťahu (1.4) je už dlho známy. V priebehu času boli odvodené a sú používané rôzne kritéria na hodnotenie tepelného vplyvu prostredia na človeka [6].

2.1 Metóda P. O. Fanger

Avšak až P. O. Fanger, 1967 [4] našiel vyjadrenie v rovnici tepelnej pohody, kde berie naraz do úvahy *všetkých 6 činiteľov* uvedených v úvode tohoto príspevku. Jeho rovnica pohody vychádza teda z faktu, že práve tak ako zachovanie tepelnej rovnováhy, aj teplota pokožky ako aj vylučovanie potu, musia ležať v určitých úzkych hraniciach, ktoré sú odvislé od úrovne aktivity. Jej znenie v sústave SI je nasledovné:

$$\begin{aligned} & \frac{M}{S_{Du}} (1 - \eta) - 0,40 \left[43 - 0,061 \frac{M}{S_{Du}} (1 - \eta) - p_v \right] - \\ & - 0,42 \left[\frac{M}{S_{Du}} (1 - \eta) - 58 \right] - 0,0014 \frac{M}{S_{Du}} (34 - t_i) - \\ & - 0,0023 \frac{M}{S_{Du}} (44 - p_v) = \frac{35,7 - 0,0275 \frac{M}{S_{Du}} (1 - \eta) - t_{cl}}{0,155 I_{cl}} = \\ & = 3,95 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} [(t_{cl} + 274)^4 + (t_u + 273)^4] + \alpha_k \cdot f_{cl} (t_{cl} - t_i). \quad [W \cdot m^{-2}] \end{aligned} \quad (2.1)$$

Na podklade rovnice (2.1) sú pre praktické použitie zostavené tzv. *diagramy pohody*. Čiary uvedené napr. v diagrame na obr. 1. znázorňujú tepelnú pohodu pre určitú činnosť, oblečenie, relatívnu vlhkosť, relatívnu rýchlosť prúdenia vzduchu a teplotu vzduchu, pričom účinná teplota sa uvažuje na úrovni s teplotou vzduchu v miestnosti a vonkajšia mechanická účinnosť $\eta = 0$. Rovnica tepelnej pohody (2.1) poskytuje teda informácie o tom, ako treba kombinovať všetkých 6 premenných, aby sa dosiahla optimálna tepelná pohoda. Jednako má ale rovnica (2.1) na prvý pohľad dva momenty, pre ktoré sa zdá menej vhodná pre použitie v praxi:

— je ju ťažko aplikovať bez použitia počítača,

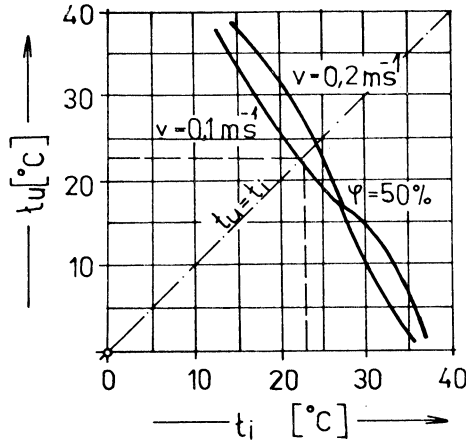
— nedáva žiadnu informáciu o tom, ako ďaleko je osoba od tepelnej pohody, keď jej tepelná dáta (M a I_{cl}) a údaje prostredia, v ktorom je osoba (t_i , t_u , p_v , v) nevývohujú rovnici (2.1).

Preto bol P. O. Fangerom (1970), pre hodnotenie tepelného komfortu odvodený — v spojení s psychofyzikálnou stupnicou ASHRAE — *systém indexov*, čím sa zaradila jeho metóda hodnotenie tepelného komfortu medzi najlepšie prepracované spôsoby [9].

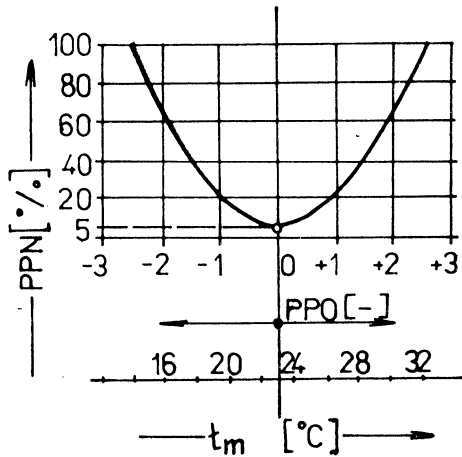
Index PPO vyjadruje všeobecný stupeň nepohody, v podstate stupeň porušenia

rovnice tepelnej pohody a stanovuje sa z tabuliek zostavených Fangerom za pomoci samopočítača.

Index PPN umožňuje na základe známej hodnoty *PPO* určiť, aké percento ľudí bude pravdepodobne pociťovať teplo (kladné hodnoty), alebo chlad (záporné hodnoty)



Obr. 1. Diagram pohody pre činnosť $M/S_{Du} = 58 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ (pokojné sedenie, napr. v obývacej izbe), pri oblečení $I_{cl} = 1$, $\varphi = 50\%$, $v \leq 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, keď $t_i = t_u$.



Obr. 2. Predpokladané percento nespokojných osôb s pocitom nepohody (*PPN*) ako funkcia porušenia ich tepelnej bilancie (*PPO*) — horná časť obrázku.

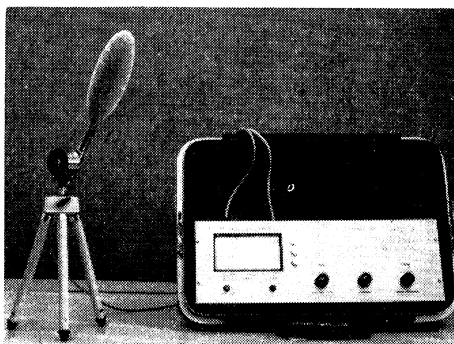
PPO a *PPN* ako funkcia teploty miestnosti t_m pri činnosti $M/S_{Du} = 58 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$, oblečení 1 clo — dolná časť obrázku (*PPO*) —3 zima, —2 chladno, —1 mierne chladno, 0 neutrálne (ani chladno ani teplo), +1 mierne teplo, +2 teplo, +3 horúco.

a stanoví sa odčítaním z diagramu na obr. 2 hore. Z uvedeného obrázku je zrejmé, že krivka je symetrická a minimálna hodnota „nespokojných“ je 5 %, v bode $PPO = 0$. Tento bod zodpovedá podmienke tepelnej pohody a je stanovený z rovnice (2.1).

Vidno teda, že nie je možné uspokojiť všetkých jedincov väčšej skupiny ľudí, ktorí zdieľajú spoločnú vnútornú klímu. V každom prostredí minimálne 5 % osôb bude nespokojných. (Pozri tiež ZTV 1/1973, str. 47 až 52.)

2.2 Praktické testovanie interiérových prostredí

Možno ho vykonať meračom tepelnej pohody, prístrojom *Comfy-test*, obr. 3, navrhnutého *Madsenom* [13]. Prístroj pozostáva zo snímacieho orgánu (senzora) a meracieho zariadenia, navzájom spojených káblom. Povrch senzora je opatrený jednak látkovým poťahom a jednak je elektrickým ohrevom udržiavaný na kon-



Obr. 3. Pohľad na testovací prístroj tepelnej pohody firemnej značky COMFY-TEST-EQ 21. Výrobok dánskej firmy Ingeniørfirmaet Reel A/S. Vľavo senzor, vpravo meracia aparátúra, obe prepojené káblom 6 m dlhým.

štantnej teplote (akoby pokožky), zodpovedajúcej aktivite a oblečeniu simulovanej osoby. Testovací prístroj priamo vypočítava indexy *PPO* a *PPN*, a to na základe merania suchej tepelnej straty senzora v danom interiérovom prostredí pri známej a nastaviteľnej hodnote aktivity a oblečenia osoby ako i parciálneho tlaku vodných pár vo vzduchu testovaného interiérového prostredia.

Pretože väčšina ľudí stále spojuje predstavu tepelnej pohody s pocitom teploty, možno prístrojom merať i *teplotu miestnosti* t_m , definovanú ako spoločnú hodnotu: účinnej teploty okolitých plôch, teploty vzduchu a rýchlosti vzduchu, v testovanom prostredí.

Z dolnej časti obr. 2 vidno, že napr. pri činnosti $58 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ (pokojné sedenie) a oblečení 1 clo nastane optimálny stav pohody pri teplote $t_m = 23 \text{ }^\circ\text{C}$, keď bude len 5 % nespokojných, či už z pocitu „trocha chladno“, alebo z pocitu „trocha teplo“ (pri spojení hornej a dolnej časti obr. 2 vertikálou). Pri teplote $t_m = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ bude až 22 % nespokojných s pocitom „mierne teplo“. Pri teplote $t_m = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ bude 22 % nespokojných s pocitom „mierne chladno“.

3. HODNOTENIE TEPELNÉHO KOMFORTU V ČSSR

V ČSSR sa hodnotí tepelná pohoda podľa *J. Cihelku*, 1957 [2] a najnovšie podľa *M. Jokla*, 1970 [7], [8], [9].

3.1 Metóda J. Cihelku

Vychádza z rovnice tepelnej rovnováhy (1.1), pričom druhá a tretia podmienka tepelnej pohody osoby (1.2 a 1.3) sú formulované zjednodušene a t_K nezávisle na Q/S_t . Cihelka uvažuje s tzv. normálnym človekom: 70 kg, výšky 170 cm, $S_t = 1,8 \text{ m}^2$ a $Q_m = 70 \text{ kcal/h} = 81,4 \text{ W}$. Premenná Q_w/S_t vystupuje tu potom ako druhá nutná podmienka suchého ochladzovania tela pre zachovanie tepelnej pohody, takže optimálny tepelný stav prostredia pre človeka, ktorému je tento vystavený, je daný funkčným vzťahom

$$f\left(0,75 \frac{Q}{S_t}, \frac{1}{A_{cl}}, t_i, t_u\right) = 0. \quad (3.1)$$

Ak porovnáme (3.1) s (1.4) vidno, že mimo uvedeného zjednodušenia postrádame vo funkčnom vzťahu (3.1) ešte dve premenné: p_v , v , a to preto, že v uzatvorených priestoroch je obvykle pokojný vzduch ($v \leq 0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), takže vplyv rýchlosti prúdenia je stály. To isté — podľa J. Cihelku — platí pri suchom ochladzovaní o vplyve vlhkosti vzduchu.

Za horeuvedených predpokladov je znenie rovnice tepelnej rovnováhy

$$0,75Q = Q_k + Q_s = \frac{\alpha_k \cdot S_t(t_K - t_i) + \alpha_s \cdot S_t(t_K - t_u)}{1 + \frac{\alpha_k + \alpha_s}{A_{cl}}} \quad [\text{W}]. \quad (3.2)$$

a rovnica tepelnej pohody sa dostane tak, že dvojrovnicu (3.2) riešime podľa t_i a t_u . Bude

$$t_i + \frac{\alpha_s}{\alpha_k} \cdot t_u = \left(1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_k}\right) \cdot \left(t_K - \frac{Q_k + Q_s}{A_{cl} \cdot S_t}\right) - \frac{Q_k + Q_s}{\alpha_k \cdot S_t} \quad [\text{K}]. \quad (3.3)$$

Prípadne, ak sa dosadia za nepremenné veličiny známe hodnoty, dostáva sa zjednodušený tvar rovnice tepelnej pohody

$$t_i + b \cdot t_u = a \quad [\text{K}]. \quad (3.4)$$

Pre rôzne aktivity osôb a tomu adekvátneho oblečenia, pri najčastejšie volenej konštante $b = \alpha_s/\alpha_k = 1$, sú J. Cihelkom zostavené hodnoty teplotovej konštanty a do tabuľky.

3.2 Praktické testovanie interiérových prostredí

Vykoná sa [2]:

— buď podľa rovnice tepelnej pohody (3.4) a to tak, že sa meria teplota vzduchu a účinná teplota okolitých plôch 1 m nad podlahou v pracovnej oblasti človeka a ich súčet sa porovnáva s teplotovou konštantou a . Tepelnej pohody sa dosiahne, keď platí

$$t_i + t_u = a \pm 1^\circ\text{C}, \quad (3.5)$$

— alebo jednoduchšie, podľa výslednej teploty t_g meranej guľovým teplomerom (teda meracím zariadením bez vnútorného zdroja energie), pretože pri pokojnom vzduchu platí vzťah

$$t_g = \frac{t_i + t_u}{2} \quad [\text{K}] \quad (3.6)$$

a dosadením (3.5) do (3.6) dosiahne sa prostredia zdravej pohody meranej guľovým teplomerom, ak

$$t_g = \frac{a \pm 1 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = \frac{a}{2} \pm 0,5 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.7)$$

3.3 Metóda M. Jokla

Je odlišná od oboch predošlých. Vychádza z optimálneho stavu prostredia v homo-sfére (najčastejšie v interiéroch budov), ktorý je určovaný *optimálnym tepelným stavom človeka*. Ten nastáva vtedy, ak okolité prostredie odoberá človeku pri určitej činnosti a oblečení dostatočné množstvo produkovaného tepla a to tak, aby nedochádzalo ani k hypotermii (dolná medza), ani ku perspiratio sensibilis (horná medza). Oblasť *optimálnej tepelnej záťaže* človeka určuje optimálne vnútorné prostredie voči ostatným záťažiam a fyziologickým stavom človeka.

Podľa všeobecnej diferenciálnej rovnice tzv. komplexnej sústavy životného prostredia (z hľadiska tepelno-vlhkostného zahŕňa: klimatickú situáciu exteriéru, budovu a človeka v poli škodlivín) — odvodenej *M. Joklom* [9], [10] — musí byť všeobecným kritériom tepelnej záťaže človeka jednak veličina extenzitná a jednak veličina intenzitná.

Extenzitným kritériom optimálnej tepelnej záťaže $q_{\Sigma\text{opt}}$ človeka je *tepelný tok* z tela do okolia vztiahnutý na celkový povrch tela človeka (podľa *Du Bois*), udaný vzťahom

$$q_{\Sigma\text{opt}} = q_k + q_s + q_{kd} + q_d + q_{p.i.} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}], \quad (3.8)$$

kde $q_{p.i.} = 14 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ podľa *M. Jokla* ako priemerná hodnota nepocítovanej kožnej difúzie v stave optima, q_d sa stanovuje výpočtom, $q_{ak} = 0$ pre stojaceho i sediaceho človeka. Pre prvé dva členy pravej strany rovnice (3.8) je zavedený pojem tzv. klimatického tepla

$$q_k + q_s = q_x \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (3.9)$$

a pre experimentálne dokázanú koreláciu medzi t_x a t_g možno písať

$$q_x = \frac{1}{R_{ct}} (t_x - t_K) \approx \frac{1}{R_{ct}} (t_g - t_K) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]. \quad (3.10)$$

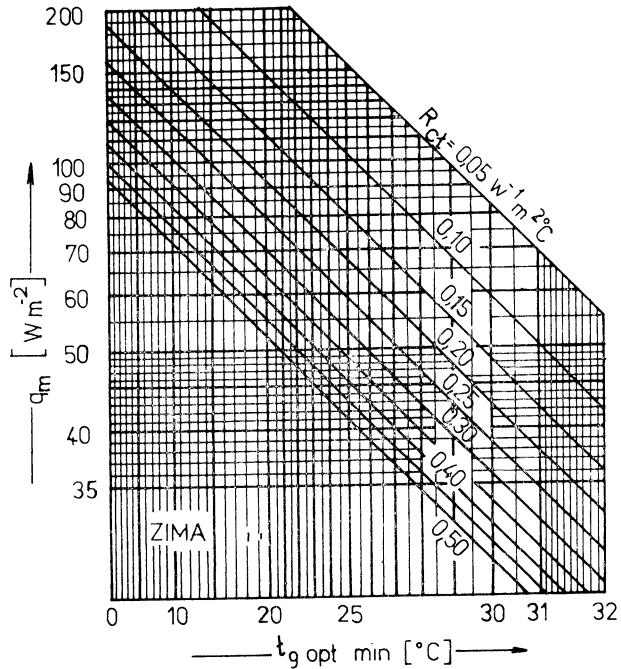
Vo vzťahu (3.10) je t_K [K] *priemerná povrchová teplota pokožky* zvolená súčasne ako druhé *intenzitné* kritérium tepelnej záťaže človeka. Zisťovaná je experimentálne a výpočtom. Pritom R_{ct} [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$] je *celkový tepelný odpor* odevu, tj. odev + + medzná vrstva v závislosti od rýchlosti prúdenia vzduchu v interiéri.

Ďalej je do tepelnej bilancie *M. Joklom* zavedená zložka *adaptácie* vzhľadom na ročné obdobie (jar, jeseň, leto, zima) hodnotami $q_{a1,2} = -4,8; +4,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ a zložka *termoregulácie*, vyrovnávajúca zmenu súhrnnej optimálnej tepelnej záťaže $q_{tr1,2} = -3,5; +2,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. Konečne súhrnná optimálna tepelná záťaž pre hornú a dolnú medzu bude

$$q_{\Sigma\text{opt}} + q_{a1,2} + q_{tr1,2} - q_m = 0 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]. \quad (3.11)$$

Na základe vzťahov (3.8), (3.10) a (3.11) ako i príslušných experimentálnych meraní *M. Jokla*, ak je splnené:

- že v nie väčšie ako $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
- že nerovnomernosť tepelnej záťaže zostáva v prípustných medziach,
- že relatívna vlhkosť zostáva taktiež v prijateľných medziach (napr. pre zimné obdobie $p_v = 0,7$ až $1,6 \text{ kPa}$),



Obr. 4. Nomogram na stanovenie min. opt. teploty guľového teplomera $t_{g \text{ opt min}}$ v závislosti na činnosti q_m a oblečení človeka R_{ct} v zime.

možno určiť optimálnu výslednú teplotu guľového teplomera (min, max) pre určitú aktivitu, druh odevu, rýchlosť vzduchu a ročné obdobie (napr. pre zimné obdobie) vzťahmi

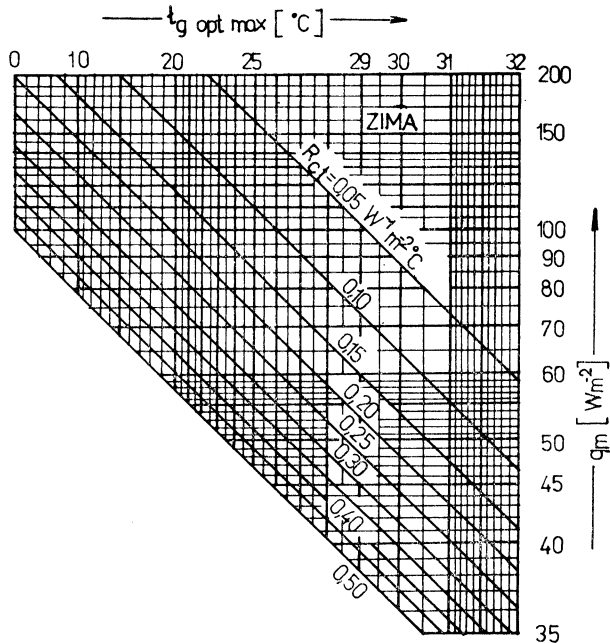
$$t_{g \text{ opt max}} = 34,82 + 29,94R_{ct} - (0,0235 + 0,91R_{ct}) \cdot q_m \quad [\text{K}], \quad (3.12)$$

$$t_{g \text{ opt min}} = 34,89 + 19,14R_{ct} - (0,0235 + 0,91R_{ct}) \cdot q_m \quad [\text{K}], \quad (3.13)$$

ktorých grafickým obrazom sú diagramy na obr. 4. a obr. 5.

3.4 Praktické testovanie interiérových prostredí

Ako testovací prístroj poslúži guľový teplomer Vernon—Jokl (vyrábaný vo Východočeských plynárniah Hradec Králové, podľa čs. patentu č. 11 78 92), ktorého odlišnosti od guľového teplomera Vernonovho spočívajú: v „oblečení“ gule



Obr. 5. Nomogram na stanovenie max. opt. teploty guľového teplomera $t_{g \text{ opt max}}$ v závislosti na činnosti q_m a oblečení človeka R_{ct} v zime.

polyuretanom, v lepšej konštrukcii držiaka z hľadiska úniku tepla z guľe do statívu a v niečo väčšej tepelnej zotrvačnosti pri meraní.

Prístroj sa umiestňuje na pracovné miesto do tzv. dýchacej zóny, t.j. pre stojaceho človeka do výšky 165 cm a pre sediaceho 105 cm nad podlahou.

Ak napr. pre zimné obdobie po ustálení prístroja namerané ${}^n t_g$ je v medziach

$$t_{g \text{ opt max}} \geq {}^n t_g \geq t_{g \text{ opt min}} \quad [\text{K}], \quad (3.14)$$

daných rovnicami (3.12) a (3.13), resp. odčítaním $t_{g \text{ opt max}}$ a $t_{g \text{ opt min}}$ z diagramov na obr. 4. a 5, má byť v interiéri dosiahnutý tepelný komfort.

3.5 Čiastkové závery

1. Z porovnania odsekov 2.1 a 3.1 vidno, že pomerne nová metóda testovania tepelného komfortu *P. O. Fanger*a zahrňuje všetkých 6 premenných a je teda komplexná. Naproti tomu metóda *J. Cihelku* o dve desaťročia staršia zahrňuje iba 4 premenné a je zjednodušená v t_K a Q_w/S_t .

2. Nebolo však prvoradou úlohou *J. Cihelku* postaviť rovnicu tepelnej pohody pre testovanie vnútorných priestorov, ale pre návrh a výpočet sálavého vykurovania všetkých druhov. Aj hodnotenie tepelného komfortu vzťahmi (3.5) a (3.7) je myslené obzvlášť pre interiéry vykurované sálavým spôsobom. Práve jednoduchosť rovnice tepelnej pohody (3.4) je pri výpočtoch sálavého vykurovania jej prednosťou.

3. Metóda *M. Jokla* zahrňuje 5 premenných. Pre premennú p_v doporučuje určitý optimálny rozsah, avšak v optimálnej tepelnej záťaži zavádza dôležitú zložku termo-regulácie a na určité ročné obdobie zložku adaptácie.

4. Rozpracovanie metódy *M. Jokla* je však ďalej siahajúce ako u *Fangera* i *Cihelku* (v príspevku nerozoberané), pretože *fyziológické požiadavky* človeka dané rovnicami (3.8), a (3.10) a (3.11) sú podkladom pre určovanie jednak tepelnoizolačných vlastností stavebných konštrukcií a jednak tepelných zariadení techniky prostredia (vykurovanie, vetranie, chladenie, klimatizácia) v interiérových prostrediach, a to:

- v zavedení optimálneho pomeru konvekčného a sálavého tepla,
- v zavedení prijateľnej nerovnomernosti tepelnej záťaže človeka,
- v zavedení horizontálnej i vertikálnej nerovnomernosti vnútornej klímy [10].

5. Treba podotknúť, že najmä v oblasti nižších aktivít a pre trojvrstvé oblečenie osoby, kde $R_{cl} = 0,176 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$ (u Cihelku) je vyššie ako $1 \text{ clo} = 0,155 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$ (u Fangera), ako aj zavedeného pojmu „normálneho človeka“, sú Q/S_t u Cihelku vyššie, a tým vychádza nižšie požadované t_g ako t_m u Fangera.

6. Ďalej treba podotknúť, že metóda *M. Jokla* vyhovuje pre interiérové priestory priemyselných prevádzok, občianskych budov, ktoré sú napr. teplovzdušne vykurované, resp. klimatizované, teda tam, kde rýchlosť prúdenia vzduchu $v \geq 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Prirodzene, že pri testovaní interiérového prostredia zohráva svoju — nie bezvýznamnú rolu — tiež premenná hodnota vyparovania človeka podľa jeho činnosti, práve v závislosti na panujúcom p_v vo vzduchu konkrétneho interiéru.

7. V interiéroch najmä bytových ale i občianskych stavieb, ktoré sú vykurované u nás najčastejšie navrhnutými teplovodnými konvekčnými i sálavými sústavami, je úplne opodstatnený predpoklad, že $v \leq 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (ak nie je pritom miestnosť napr. teplovzdušne nútene vetraná, prípadne nie je prílišnou infiltráciou otvorovými konštrukciami nežiaduco zvyšovaná komponenta vnútorného prostredia v).

Zostáva potom predsa len lákavé a jednoduché testovanie interiérov z hľadiska tepelného komfortu guľovým teplomerom ako meracím zariadením bez zdroja tepla. To ukazuje metóda *indexu tepelného komfortu (ITK)*, popísaná v odseku 4. Pri nej je ale potrebné sa správne vysporiadať s *mokrým výdajom tepla ľudským telom*, čo je matematickou cestou naznačené v odsekoch 4.1 až 4.4 a preukázané experimentálnym meraním *ITK* v odseku 5, pri porovnaní týchto výsledkov s kontrolným meracím zariadením *Comfort-testa*, pracujúceho na princípe metódy *P. O. Fangera*.

4. MATEMATICKÝ MODEL INDEXU TEPelnÉHO KOMFORTU (ITK) — GRAFICKÉ ZOBRAZENIE

Teoretickým základom tohto modelu je možnosť nahradenia časti rovnice tepelnej bilancie človeka (1.5) výslednou teplotou t_g , t. j. teplotou, ktorú dosiahne toto teleso bez vlastného zdroja tepla v mieste, v ktorom sa zisťuje tepelný účinok [9]. Výsledná teplota guľového teplomera je intenzitná veličina, charakterizujúca spoločný kvalitatívny účinok konvekčného a sálavého tepla na človeka, avšak nenahradzuje vplyv tepelnej produkcie (aktivity), cdevu, rýchlosť prúdenia vzduchu, ani schladzovací účinok pri odparovaní potu. Výsledná teplota je teda postačujúcim kritériom:

- pre porovnávanie interiérových priestrodí, kde tieto veličiny sú približne rovnaké,

— ale je ju možné použiť aj v ostatných prípadoch, ovšem potom je nutné uvádzať rôzne hodnoty výslednej teploty, odpovedajúce príslušným tepelným aktivitám, odevu, rýchlosti a vlhkosti vzduchu.

A práve pre jednoduchosť a všeobecnú dostupnosť guľového teplomera bola výsledná teplota t_g prijatá aj v revidovanej ČSN 06 0210. Podľa čl. 41 revidovanej ČSN 06 0210 celkový tepelný stav vo vykurovanej miestnosti sa posudzuje podľa výslednej teploty t_g . A ďalej: v skutočných miestnostiach sa výsledná teplota t_g meria guľovým teplomerom uprostred miestnosti vo výške 1,0 m nad podlahou. V čl. 40 je definovaná výsledná teplota ako výpočtová vnútorná teplota, $t_i = t_g$ a stáva sa tak aj jednou z výpočtových hodnôt návrhu vykurovacieho zariadenia.

Pri vypracovaní matematického modelu výslednej teploty ako indexu (miery) tepelného komfortu (*ITK*) vychádzame znova z rovnice tepelnej rovnováhy pre ľudské telo (1.5). Určíme najprv tepelný tok z jadra tela cez pokožku, potom na povrch oblečenia a z neho konečne rozptyl do okolitého prostredia.

4.1 Tepelný tok z jadra tela na pokožku

Pre matematické vyjadrenie môžeme ľudské telo považovať, že sa skladá z centrálného jadra o stálej teplote $t_t = 37^\circ\text{C}$ a je obklopené periférnou tkaninou (pokožkou), ktorá v zóne pchcdy človeka má podľa *Humpreysa*, 1971 [5] tepelný odpor $R_K = 0,09$ až $0,04 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$. Tento je odvísly od objemového prietoku prúdiacej krvi v blízkosti pokožky. Môžeme potom tepelný tok z jadra tela do pokožky, vztiahnutý na celý povrch človeka (podľa *Du Bois*), vyjadriť vzťahom

$$M = \frac{1}{R_K} \cdot (t_t - t_K) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}],$$

alebo

$$M \cdot R_K = t_t - t_K \quad [\text{K}]. \quad (4.1)$$

4.2 Tepelný tok z pokožky na povrch oblečenia

Z rovnice (1.5) vidno, že časť vnútornej tepelnej produkcie sa spotrebuje na difúziu pokožkou, dýchanie a vyparovanie potu z pokožky. Zvyšok z M prechádza z pokožky na povrch oblečenia. Tepelný tok cez oblečenie je potom

$$z \cdot M = \frac{1}{R_{cl}} \cdot (t_K - t_{cl}) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}],$$

alebo

$$z \cdot M \cdot R_{cl} = t_K - t_{cl} \quad [\text{K}]. \quad (4.2)$$

Pričom tepelný odpor odevu R_{cl} vyjadrujeme podľa *Gaggeho*, 1941, v jednotke clo, pre ktorú platí

$$1 \text{ clo} = 0,155 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}. \quad (4.3)$$

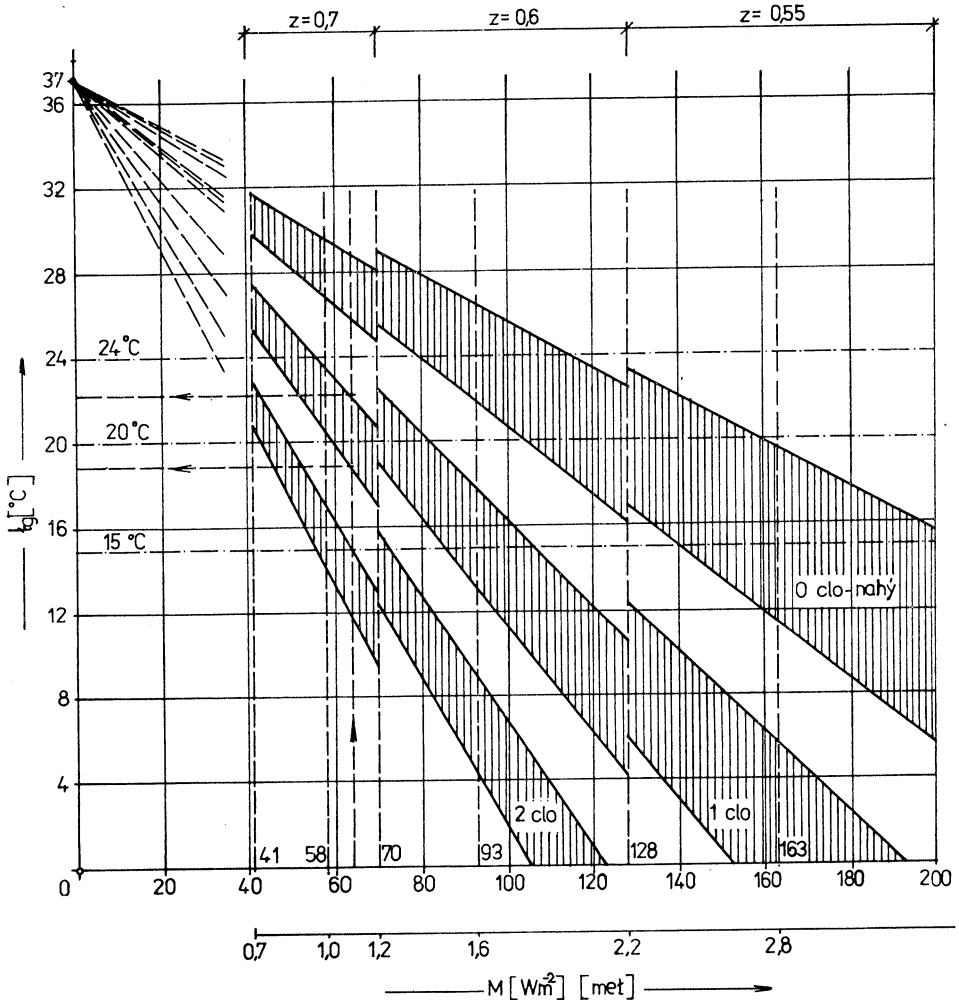
Zimné oblečenie v interiéri je normálne 1 clo.

4.3 Tepelný tok z povrchu oblečenia do okolia

Pravá strana rovnice (1.5) — rozptyl tepelného toku do okolia — dá sa konečne napísať

$$z \cdot M = \alpha_k \cdot (t_{cl} - t_i) + \alpha_s \cdot (t_{cl} - t_u) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}], \quad (4.4)$$

keď α_k je pri voľnom prúdení funkciou rozdielu teplôt vzduchu. Pri nútenom prúdení zasa funkciou rýchlosti prúdenia okolitého vzduchu. Pri rýchlosti prúdenia vzduchu okolo $0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je $\alpha_k = 4,0 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Hodnota $\alpha_s = 5,0 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ pri teplote vzduchu 17°C a $\alpha_s = 5,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ pri 27°C . Efektívna plocha sálania



Obr. 6. Index tepelného komfortu (ITK) — činnosť M versus výsledná teplota t_g s oblečením R_{cl} ako parametrom pre osoby v interiérovom prostredí pri relatívnej rýchlosti prúdenia vzduchu $v \leq 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a relatívnej vlhkosti vzduchu $\varphi = 50 \%$.

ľudského tela je približne 0,8 Du Boisovej plochy, takže stredná hodnota $\alpha_s = 4,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

Upravme rovnicu (4.4) násobením $\frac{1}{\alpha_k + \alpha_s}$, bude

$$z \cdot M \cdot \left(\frac{1}{\alpha_k + \alpha_s} \right) = \frac{t_{cl} \cdot \alpha_k}{\alpha_k + \alpha_s} + \frac{t_{cl} \cdot \alpha_s}{\alpha_k + \alpha_s} - \left(\frac{\alpha_k \cdot t_i + \alpha_s \cdot t_u}{\alpha_k + \alpha_s} \right) \quad (4.5)$$

označme

$$\frac{\alpha_k \cdot t_i + \alpha_s \cdot t_u}{\alpha_k + \alpha_s} = t_g, \quad (4.6)$$

a ďalej

$$\frac{1}{\alpha_k + \alpha_s} = R_{o/p}. \quad (4.7)$$

Hodnota $R_{o/p}$ pri vysokých rýchlostiach prúdiaceho vzduchu sa blíži 0 a pri pokojnom vzduchu je $R_{o/p} = 0,12 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$. Dosadením (4.6) a (4.7) do (4.5) ako i sčítaním (4.1), (4.2) a (4.5) dostaneme rovnicu tepelného toku z jadra tela do okolia

$$M \cdot (R_K + z \cdot R_{cl} + z \cdot R_{o/p}) = t_t - t_g,$$

a vyjadrením t_g dostávame

$$t_g = t_t - M[R_K + z \cdot (R_{cl} + R_{o/p})] \quad [\text{K}], \quad (4.8)$$

teda vzťah medzi výslednou teplotou, úrovňou aktivity a oblečením. *Výslednú teplotu t_g môžeme potom považovať za index tepelného komfortu (ITK) pri nasledovných kritériách pohody:*

$$t_t = 37 \text{ }^\circ\text{C}, R_K = 0,04 \text{ až } 0,09 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1},$$

$$R_{cl} = 0 \text{ clo, resp. } 1 \text{ clo, resp. } 2 \text{ clo, môže byť aj } 0,5 \text{ clo,}$$

$$R_{o/p} = 0,12 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}, \text{ pri } v \leq 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \text{ ako aj } \varphi = 50 \%,$$

keď pre z doporučuje autor túto voľbu (pozri aj obr. 6.)

$$z = 0,7 \text{ pre rozsah nižších činností,}$$

$$z = 0,6 \text{ pre rozsah stredných činností,}$$

$$z = 0,55 \text{ pre rozsah vyšších činností.}$$

V súčasnosti úroveň aktivity sa v literature [3] vyjadruje v jednotke met, keď $1 \text{ met} = 58 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ označuje pokojné sedenie.

Hodnoty rôznych charakteristických činností v interiéroch budov sú uvedené v tab. 1.

Tab. 1. Tepelná produkcia človeka pri rôznej činnosti

Činnosť	met
Spánok	0,7
Pokojné sedenie	1,0
Administratívne práce	1,0 až 1,2
Práca učiteľa v škole	1,4 až 1,6
Práca postojáčky (v laboratóriu, v kuchyni)	1,6 až 2,0
Športová gymnastika	3,0 až 4,0

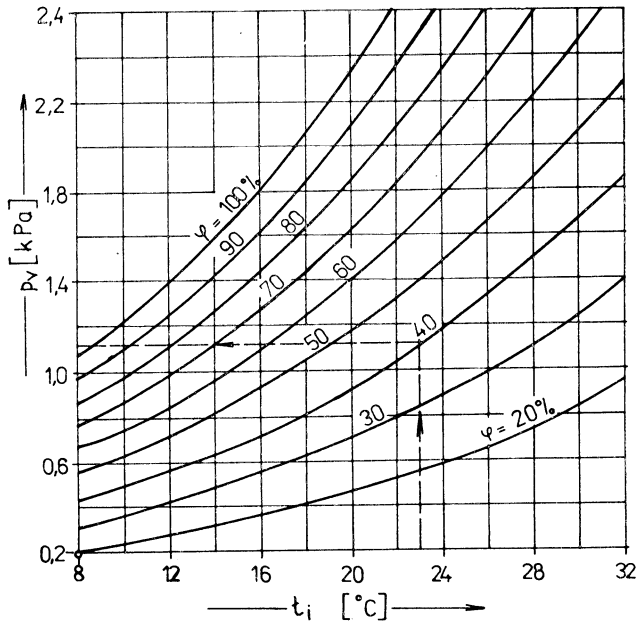
Grafické zobrazenie vzťahu (4.8) je na obr. 6.

Príklad: Stanovme výslednú teplotu v zimnom období pre administratívneho pracovníka s činnosťou 1,1 met ($63,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$) pri oblečení 1 clo, relatívnej rýchlosti prúdenia vzduchu $v \leq 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a relatívnej vlhkosti vzduchu $\varphi = 50 \%$.

Z diagramu na obr. 6, alebo výpočtom z rovnice (4.8) vidno, že zóna pohody, resp. index tepelného komfortu, je v rozsahu $22,2 > t_g > 18,8 \text{ }^\circ\text{C}$.

4.4 Spresnenie *ITK* súčasným meraním komponentov prostredia t_i a φ

V skutočných miestnostiach vykurovaných vodnými konvekčnými (nie teplo-vzdušnými), alebo sálavými spôsobmi vykurovania je síce pokojný vzduch, tj. $v \leq 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, avšak relatívna vlhkosť vzduchu nie je vždy $\varphi = 50 \%$. Pováčšine je nižšia, prípadne v určitých interiéroch pri prevádzke (kuchyňa, kúpeľňa apod.) vyššia. Zmena z absolútne suchého na nasýtený vzduch vedie k poklesu výslednej teploty o cca 2 až 3 $^\circ\text{C}$ a tak teda ovplyvňuje *ITK*.



Obr. 7. Parciálny tlak vodnej pary p_v vo vzduchu ako funkcia teploty vzduchu t_i a relatívnej vlhkosti vzduchu φ v interiéri.

Vo všeobecnosti vyššie hodnoty φ ako 50 % posúvajú zónu pohody smerom ku nižším hodnotám a opačne nižšie hodnoty φ ako 50 % smerom ku vyšším hodnotám t_g . V takom prípade stáva sa diagram na obr. 6 len orientačnou pomôckou.

Vysporiadanie sa s vlhkosťou vzduchu súvisí s pomerne presným určením mokrého výdaja tepla človekom, alebo vzhľadom na rovnicu (4.8) s presným určením hodnoty z . Pre z platí

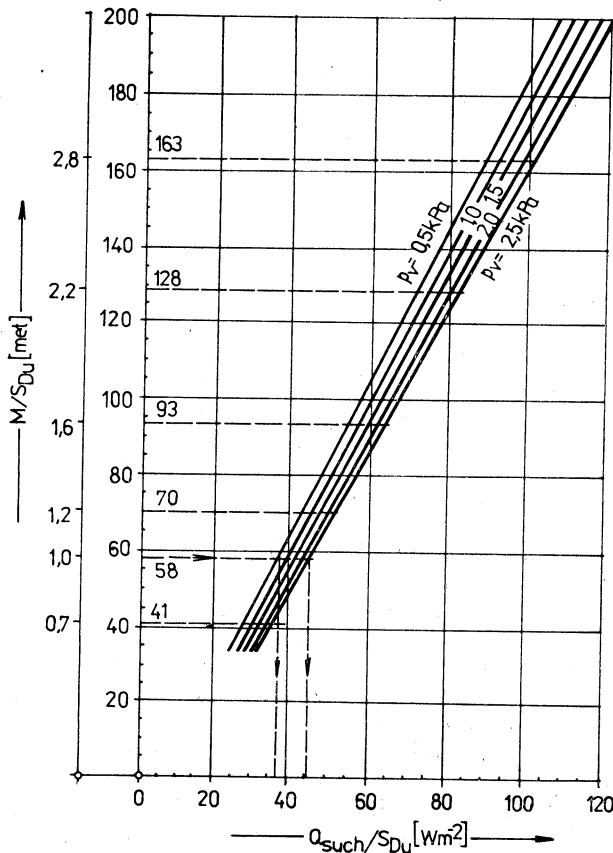
$$z = \frac{Q_{\text{such}}}{M} = \frac{M - Q_{\text{mo}}}{M} = 1 - \frac{Q_{\text{mo}}}{M} \quad [-], \quad (4.9)$$

keď medzi vnútornou tepelnou produkciou Q a metabolizmom M je

$$Q = M \cdot (1 - \eta) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}], \quad (4.10)$$

pričom najčastejšie je $\eta = 0$.

Mokrý výdaj tepla človekom je podľa (1.5) zložený z Q_{ak} , Q_{d} a Q_{w} . Prvá veličina je predovšetkým odvislá od p_{v} , nezávisle na činnosti osoby M . Druhá veličina zasa na p_{v} a M a tretia len od M . Je teda nutnou podmienkou stanovenie hodnoty p_{v} ,



Obr. 8. Metabolizmus človeka M/S_{Du} ako funkcia suchého výdaja tepla človekom $Q_{\text{such}}/S_{\text{Du}}$ a parciálneho tlaku vodných pár vo vzduchu p_{v} interiéru.

napr. pomocou diagramu na obr. 7, keď panujúce hodnoty t_i a φ v interiéru zisťujeme v strede miestnosti vo výške 1,0 m nad podlahou psychrometrom, alebo bežným termohygrografom. A ku stanoveniu hodnoty z podľa (4.9) poslúži zasa diagram na obr. 8 [16], z ktorého pre známu činnosť osoby a panujúce p_{v} odčítame Q_{such} .

Na základe všetkých známych hodnôt môžeme podľa rovnice (4.8) vypočítať *ITK*, daný uzavretým intervalom $\langle t_{g\min}, t_{g\max} \rangle$, keď rozpísaním platí

$$t_{g\min} = t_t - M[0,09 + z(R_{cl} + R_{o/p})] \quad [K], \quad (4.11)$$

$$t_{g\max} = t_t - M[0,04 + z(R_{cl} + R_{o/p})] \quad [K]. \quad (4.12)$$

Ak konečne nameraná výsledná teplota v interiéri nt_g sa nachodí vo vypočítanom *ITK*, môžeme konštatovať, že väčšina osôb v tomto interiérovom prostredí (cca 75 %) bude pociťovať tepelnú pohodu, teda

$$t_{g\min} \leq {}^{nt_g} \leq t_{g\max} \quad [K]. \quad (4.13)$$

5. VÝSLEDKY EXPERIMENTÁLNYCH MERANÍ *ITK*

Overenie matematického modelu pre výslednú teplotu ako *ITK* podľa rovníc (4.11) a (4.12), resp. uzavretého intervalu (4.13) sme vykonali v 3-izbovom byte panelového systému Bauring-Camus (vykurovaného ústrednou teplovodnou sústavou s doskovými telesami) v zimnom období 1974/1975 meraním, a to:

- guľovým teplomerom avšak pri súčasnom použití termohygrografu (v súlade s pripravovanou revíziou ČSN 06 0210),
- meračom tepelnej pohody, Comfy-testom (ako kontrolné meranie).

Uvedené meracie zariadenia boli v obývacej izbe, spálni 1, spálni 2, v kúpeľni a v kuchyni umiestnené v strede miestnosti 1,0 m nad podlahou. Výsledky merania sú prehľadne zostavené do *tab. 2*. Výsledky kontrolného merania Comfy-testom sú zasa zostavené do *tab. 3*.

Poznamenávame, že pre kúpeľňu a kuchyňu bola na Comfy-teste simulovaná vlhkosť vzduchu (až 80 %), akoby v týchto miestnostiach bola prevádzka. V *tab. 2* zodpovedá tejto simulácii druhý riadok výsledkov pre kúpeľňu a kuchyňu, kým prvý riadok pre tieto miestnosti udáva hodnoty vlhkosti aké boli v nich počas vykonávaného merania.

Porovnaním hodnôt a výsledkov *tab. 2* a *tab. 3* vidno, že obe metodiky merania potvrdzujú: vo všetkých priestoroch bytu bolo dosiahnuté tepelného komfortu, len kúpeľňa nevyhovovala (je ale možnosť zapnutia elektrického stropného žiaríča ako súčasť stavby, pri používaní kúpeľne).

Rozdielne hodnoty nt_g a nt_m súvisia s tvarom (elipsoid — guľa), zafarbením (šedé—čierne) a „oblečením“ (tkanina—žiadne, resp. polyuretan) senzora merača tepelnej pohody oproti guľovému teplomeru. Tiež k tomu prirodzene prispieva pomerne väčšia zotrvačnosť guľového teplomera (bez zdroja tepla) oproti elektricky zahrievanému senzoru merača tepelnej pohody pri samotnom meraní.

Porovnaním *ITK* pre kúpeľňu, t. j. pre činnosť $93 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$, oblečenie 0 clo z *obr. 6* pre $\varphi = 50 \%$ a *tab. 2* pre $\varphi = 45 \%$ (prvý riadok) ako aj simulovanej vlhkosti $\varphi = 80 \%$, *tab. 2* (druhý riadok) vidno, že práve zvyšovanie vlhkosti je príčinou, že *ITK* pre kúpeľňu sa nutne znižuje.

6. DISKUSIA A ZÁVERY

V príspevku sú naznačené vzťahy pre zaistenie ako i testovanie prostredia zdravej pohody v interiéroch z hľadiska fyziológie človeka. Avšak interiérové prostredie

Tab. 2. Namerané hodnoty a stanovenie indexu tepelného komfortu (ITK) guľovým teplomerom (za pomoci termohygrografa): Pekarovič

Miestnosť (šírka × hĺbka × × svetlá výška) [m]	Namerané hodnoty			Index tepelného komfortu podľa vzťahov (4.11), (4.12), resp (4.13)			Poznámka
	Výsledná teplota $t_{n, \varphi}$ [°C]	Teplota vzduchu $t_{n, t}$ [°C]	Relatívna vlhkosť vzduchu n_{φ} [%]	Činnosť predpokla- daná M/S_{Du} [W · m ⁻²]	Oblečenie I_{cl} [—]	$\langle t_{g, \min}, t_{g, \max} \rangle$ splňuje, nesplňuje [°C]	
1	2	3	4	5	6	7	8
Obyvacia izba (4,9 × 4,0 × 2,5)	22,5	22,0	40	58	1	$\langle 21, 06; 23, 95 \rangle$ splňuje	
Spálňa 1 (3,8 × 3,4 × 2,5)	21,5	20,0	45	58	1	$\langle 21, 06; 23, 95 \rangle$ splňuje	s denným využitím ako pracovňa
Spálňa 2 (2,7 × 4,4 × 2,5)	22,0	21,0	45	58	1	$\langle 20, 93; 23, 82 \rangle$ splňuje	s denným využitím ako pracovňa detí
Kúpeľňa (2,2 × 1,45 × 2,5)	20,0	19,0	45	93	0	$\langle 21, 67; 26, 38 \rangle$ nesplňuje	bez kúpania
Kuchynka (2,4 × 3,0 × 2,5)	20,0	19,0	80	93	0	$\langle 21, 31; 25, 61 \rangle$ nesplňuje	pri simulovanej φ
	19,0	19,0	40	93	0,5	$\langle 17, 58; 22, 23 \rangle$ splňuje	nevarilo sa
	19,0	19,0	80	93	0,5	$\langle 16, 77; 21, 24 \rangle$ splňuje	pri simulovanej φ

Tab. 3. Namerané hodnoty a stanovenie indexov pohody PPO a PPN pomocou Comfy-testu-EQ 21: Fanger

Miestnosť (šírka × hĺbka × svetlá výška) [m]	Nastavené hodnoty			Namerané indexy pohody a t_m			Poznámka
	Činnosť M/S_{Du} [W · m ⁻²]	Oblečenie [—]	Parciálny tlak vodných pár p_v [mbar]	n_{PPO} [—]	n_{PPN} [%]	n_{t_m} [°C]	
1	2	3	4	5	6	7	8
Obývacía izba (4,9 × 4,0 × 2,5)	58	1	12	+0,2	7	23,2	
Spálňa 1 (3,8 × 3,4 × 2,5)	58	1	10	-0,1	6	22,0	s denným využitím ako pracovňa
Spálňa 2 (2,7 × 4,4 × 2,5)	58	1	10	-0,25	7	21,0	s denným využitím ako pracovňa detí
Kúpeľňa (2,2 × 1,45 × 2,5)	93	0	16	-2,0	75	22,0	p_v simulovaný a nastavený pre $\varphi = 80\%$ a $t_i = 19^\circ\text{C}$
Kuchynňa (2,4 × 3,0 × 2,5)	93	0,5	16	±0,0	5	21,8	p_v simulovaný a nastavený pre $\varphi = 80\%$ a $t_i = 19^\circ\text{C}$

Poznámka: Na prístroji sa p_v nastavuje v mbar. Platí: 1 mbar = 0,1 kPa.

vytvárajú tieto komponenty: *stavebné konštrukcie* v tesnej symbióze s *technikou prostredia* (v danom prípade vykurovania) s príslušnou jej prevádzkou a nákladami na energiu. K tomu, aby súčinnosť uvedených komponentov bola prvorade antropocentrická, tj. komponenty vnútorné prostredie vytvárajúce, boli navrhované práve z hľadiska fyziologických požiadaviek na tepelnú pohodu človeka a v ňom pobývajúcего, je objektívnou a spoločenskou nutnosťou a druhou podmienkou: príslušná ekonomická väzba vymenovaných komponentov. Pri tom ale antropocentrizmus pri tvorbe a návrhu vnútorného životného prostredia nesmie sa v žiadnom prípade opomenúť, [17].

Konkrétnejšie: Aj keď je všeobecne známy model vnútorného životného prostredia vytváraný komponentami: stavebné konštrukcie, vykurovanie, energia, spolu viazané antropocentrizmom a hospodárnosťou, jednako nie je v ČSSR vydaný normatív pre zaistenie tepelného komfortu, ktorého požiadavky by boli východzími údajmi ako pre návrh stavebných konštrukcií tak i techniky prostredia.

Najďalej od tohoto poznania je vzdialené navrhovanie stavebných konštrukcií, pretože návrh obvodových nepriesvitných stavebných konštrukcií podľa ČSN 73 0540 pre miestnosti s hygienickým významom vychádza z požiadavky neerosovania sa vnútorného povrchu konštrukcie plus rezervy 1 až 2 °C, t. j. pre miestnosti s $t_i = 20^\circ\text{C}$, pri $\varphi = 60\%$ je $t_{ip} = 14^\circ\text{C}$. V súvislosti s t. č. prebiehajúcou revíziou uvedenej normy, zvýšil sa tepelný odpor obvodových stavebných konštrukcií o cca 76 %, takže pre $t_{ip} = 16^\circ\text{C}$. Ale aj to je ešte hodnota nedostačujúca pre zabezpečenie tepelnej pohody človeku, pritom o hľadisku hospodárnosti ani nehovoriac.

Už lepšie je s antropocentrickým modelom vnútorného životného prostredia vysporiadaná vykurovacia technika v norme ČSN 06 0210. Treba však predom povedať, že účelom tejto normy je prvorade stanovenie postupu výpočtu tepelných strát prechodom stenami a tepelných strát infiltráciou pre všetky druhy budov ako podklad pre dimenzovanie všetkých sústav ústredných vykurovaní a ich častí. Aj keď uvedená, t. č. revidovaná norma, výslovne neuvažuje — pre udávané najčastejšie $t_g = t_i = 24, 20, 15^\circ\text{C}$ — oblečenie osoby, aktivitu, ani φ , ani v , vystihujú tieto výsledné teploty činnosť osoby v interiérových prostrediach pri 0 clo, pri 1 clo a pre vyššie aktivity 0,5 clo, pozri *obr. 6* bodkočiarkované horizontály.

Podľa tohože obrázku jedine pokojné sedenie ($58\text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$), napr. pre obývaciu izbu, pracovňu, svojim *ITK* pri 1 clo prekračuje $t_g = 20^\circ\text{C}$. Norma ČSN 06 0210 je tak s $t_g = 20^\circ\text{C}$ pod spodnou hranicou *ITK*, nevychodí teda $t_g = 20^\circ\text{C}$ pre činnosť 1 met z rovnice (4.11, 4.12) *ITK*, je to len hodnota pre dimenzovanie ústredného vykurovania pre priestory s takouto činnosťou.

Väčšina osôb si ale žiada vyššiu teplotu ako 20°C . Pri teplotách $t_g = t_i = 20^\circ\text{C}$ sú ľudia nespokojní [19]. Subjektívne pocity ľudí v interiéroch sú teda za vyššie t_g [4], [9], [19]. Súvisí to s ochablým prispôsobovaním termoregulačného systému človeka na prostredie v dôsledku toho, že civilizovaný človek až 95 % času zo dňa sa zdržuje v uzavretých priestoroch rovnakej teplotovej hladiny.

ITK pre 1 met môžeme dosiahnuť aj pri dimenzovaní vykurovacieho zariadenia na $t_g = 20^\circ\text{C}$ podľa *obr. 6* takto:

- buď *zvýšením odporu oblečenia* na 1,5 clo (nie je však pohodové viacej vrstiev odevu pri tejto činnosti, v zahraničí sa z tohoto dôvodu prechádza na tzv. normálny odev s 0,85 clo),
- buď *striedaním aktivity* (popri pokojnom sedení zaradiť pohyb, prechádzanie),

— buď miestnou reguláciou na vykurovacom telese dosahovať $t_g = 21$ až 23 °C (to ale zvyšuje nároky na energiu).

Ak vylúčime prvé dve možnosti, tak posledná sa pre sedenie, odpočívanie, ako „okrajová podmienka“ — najmä v bytovkách — dá uskutočniť iba pri rešpektovaní optimálnej *ekonomickú* väzby navrhovaných stavebných konštrukcií, vykurovacieho zariadenia s jeho nárokmi na energiu. Konkrétne pre *stavebné konštrukcie* to znamená: kvalitnejšie tepelno-izolačné a akumulačné vlastnosti obvodových konštrukcií (neprievitných ale i prievitných), tým prirodzene menšie vykurovacie zariadenia a tak nižšie náklady na spotrebu energie. Pre *techniku prostredia* to znamená: pretože tepelná pohoda je subjektívny pocit a nie je možné jedinou t_g rešpektovať všetkých jedincov, je potom mimo nutnej *centrálnej regulácie* vykurovacieho systému a požadovaného *zónovania* číslu vykurovacieho zariadenia vzhľadom na svetové strany (pozri revidovanú ČSN 06 0210), ešte potrebné opatrit vykurovacie telesá *miestnou* termostatickou *reguláciou*. Práve z prvoradej požiadavky — antropocentrizmu — zabezpečenia tepelného komfortu vo vnútornom prostredí pre jedinca.

Konečne výhoda stanovenia indexu tepelného komfortu (*ITK*) podľa tohoto príspevku je v tom:

- že vlastné merania guľovým teplomerom *naväzujú na normu* ČSN 06 0210,
 - . jednak v hodnotení a *kontrole dodržiavania výpočtovej* teploty $t_g = t_i$ pre vykurovacie zariadenia v interiéroch,
 - . jednak v príspevku popisovanom hodnotení *tepelného komfortu*, a to tak,
- že meranie guľovým teplomerom za pomoci psychometra, ale i postačujúceho termohygrografu a krátkeho výpočtu podľa vzťahu (4.11) a (4.12), prípadne len grafu na obr. 6 je *praktické a jednoduché* a neodlišuje sa výsledkami od pomerne prácej metódy *P. O. Fanger*a (ak prirodzene nie je k dispozícii Comfytest), pretože je potom potrebná mať namerané t_i , t_u , q , v a počítačom zisťovať indexy *PPO* a *PPN*,
- že zahrňuje *akýkoľvek rozsah* komponentov vnútorného stavu prostredia v a φ (resp. p_v),
- že teda pre *vyššie rýchlosti* pohybu vzduchu v interiéri ako $v = 0,1$ m . s⁻¹ je možné zostrojiť obdobne graf podľa obr. 6 (čiary budú strmšie), resp. počítať v rovniciach (4.11) a (4.12) s adekvátnymi hodnotami α_K , $R_{0/p}$,
- že konečne *prakticky rešpektuje všetkých 6 premenných*, ktoré rozhodujú o pocite tepelnej pohody človeka v interiéroch budov.

LITERATURA

- [1] *Cihelka, J.*: Návrh revízie ČSN 06 0210 Výpočet tepelných strát budov pri ústrednom vykurovaní, Zdravotní technika a vzduchotechnika 3, Praha 1974
- [2] *Cihelka, J.*: Sálavé vytápění, I. vydanie Praha 1957, II. vydanie Praha 1961
- [3] *Fanger, P. O.*: Beurteilung der thermischen Behaglichkeit in der Praxis, Temperatur Technik, März/April 1976
- [4] *Fanger, P. O.*: Thermal Comfort, Copenhagen 1970
- [5] *Humpreys, M. A., Nicol, J. F.*: Theoretical and practical aspects of thermal comfort, CP 14/71
- [6] *Jokl, M.*: Zhodnocení mikroklimatických podmínek na pracovištích, Pracovní lékařství 9, Praha 1965
- [7] *Jokl, M., Štverák, J.*: Pokus o stanovení optimálního mikroklimatu, Pracovní lékařství 22, Praha 1970
- [8] *Jokl, M., Štverák, J.*: Optimales Mikroklima in Arbeitsstätten und Wohnungen, Gesundheits-Ingenieur 10, 1970

- [9] *Jokl, M.*: Mikroklima, ČKVR, Praha 1972
- [10] *Jokl, M.*: Navrhování stavebních konstrukcí a tepelných TZB z hlediska fyziologie člověka, doktorská dizertační práce, Praha 1975
- [11] *Kačlík, J.*: Tepelná pohoda v interiérovom prostredí, Bratislava 1976 (nepublikované)
- [12] *Korsgaard, V., Madsen, T. L.*: Neue Geräte zur Behaglichkeitsmessung, Klima + Kälte Ingenieur 8, 1973
- [13] *Madsen, T. L.*: A New Instrument for Measuring Thermal Comfort 5 th International Congress for Heating Ventilating and air Conditionig, Copenhagen 1971
- [14] *Pekarovič, J. K.*: Vykurovanie budov, ES SVŠT, Bratislava 1973
- [15] *Pekarovič, J. K., Kačlík, J.*: Analýza tepelnej pohody v montovaných obytných domoch panelového systému Bauring-Camus, výskumná úloha č. SvF 8/72, Bratislava 1973
- [16] *Pekarovič, J. K., Kačlík, J., Miša, J.*: Meranie tepelnej pohody v montovanom obytnom dome panelového systému Bauring-Camus, výskumná úloha č. SvF 2/74, Bratislava 1975
- [17] *Pekarovič, J. K., Kačlík, J., Miša, J.*: Progresívne vykurovanie bytov do roku 2000, výskumná úloha č. P-16-521-110-02-03/6, Bratislava 1975
- [18] *Pekarovič, J. K., Kačlík, J., Miša, J.*: Experimentálne stanovenie tepelného stavu prostredia v zimnom období na obytnom dome Bauring-Camus, Bratislava 1975
- [19] *Pekarovič, J. K.*: Konfrontácia objektívnych kritérií na prostredie zdravej pohody v byte so subjektívnymi pocitmi užívateľov, str. 350 až 358, Medzinárodná konferencia vykurovania, vetrania a klimatizácie, Praha 1975

РЕЗУЛЬТИРУЮЩАЯ ТЕМПЕРАТУРА КАК ИНДЕКС ТЕПЛООВОГО КОМФОРТА

Доц. Инж. Й. К. Пекарович, к. т. н.

На основе работ М. А. Гумпреяса и Й. Кацлика разработал автор оценку теплового комфорта внутренней среды при помощи результирующей температуры шарового термометра как индекса теплового комфорта (ИТК), что отвечает статье 41 пересматриваемого стандарта ЧСН 06 0210. ИТК исходит из физиологических требований человека и учитывает тепло-физические свойства, которым поддается человек в внутренней среде. ИТК выведен математически и для быстрого использования изображен графически, и при практическом испытании можно комбинировать оба способа.

Экспериментальные измерения и оценка ИТК в панельном квартирном доме показывают достаточно высокую точность практического и простого измерения при помощи шарового термометра при сравнении результатов с контрольным измерением с помощью Comfy-теста в тех же интерьерах.

RESULTANT TEMPERATURE AS AN INDEX OF HUMAN THERMAL COMFORT

Doc. Ing. J. K. Pekarovič CSc.

The author has used former studies of M. A. Humpreys and J. Kačlík and has suggested the evaluation of thermal human comfort in interior environment by means of resultant the temperature of globethermometer as an internal comfort index. This is in accordance with Czechoslovak Standard 06 0210, Art. 41. Such an index respects human physiological demands and thermophysical laws concerning a human being in an interior environment. The index has been deduced mathematically and is shown graphically too for easier usage. Both ways are suitable for practical use. Experimental results and their evaluation for flats in a modern building show a sufficient accuracy of the easy and simple temperature measurings by a globethermometer, when compared with results of a Comfy-test in the same interiors.

RESULTIERENDE TEMPERATUR ALS EINE KENNZAHL DES THERMISCHEN KOMFORTS

Doc. Ing. J. K. Pekarovič, CSc.

Auf Grund der Arbeiten von M. A. Humpreys und J. Kačlík hat der Verfasser eine Methode der Auswertung des thermischen Komforts in Räumlichkeiten nach Angabe eines Kugelthermome-

ters, die als eine Kennzahl des thermischen Komforts verwendet werden kann, ausgearbeitet. Das entspricht der tschechoslovakisches Norm 06 0210, Art. 41. Die Kennzahl geht von physiologischen Bedürfnissen des Menschen aus und respektiert dabei thermophysikalische Gesetze, den ein Mensch in einem Raum unterstellt ist. Die Kennzahl ist mathematisch abgeleitet und graphisch veranschaulicht worden; beides kann man kombinieren. Experimentale Messungen samt Auswertung in einem modernen Wohnhaus zeigen, dass die obenangeführte vorteilhafte und einfache Verwendung von Kugelthermometer, im Vergleich mit Kontrollresultaten von Comfy-Test in denselben Räumlichkeiten, genügend genau ist.

TEMPÉRATURE RÉSUULTANTE COMME L'INDICE DE CONFORT THERMIQUE

Doc. Ing. J. K. Pekarovič, CSc.

Sur la base des oeuvres de M. A. Humpreys et de J. Kaclik, l'auteur de l'article présenté a élaboré une appréciation du confort thermique dans l'environnement intérieur à l'aide de la température résultante d'un thermomètre sphérique en qualité de l'indice de confort thermique ce qui est en harmonie avec l'article 41 de la norme tchécoslovaque révisée No 06 0210. L'indice de confort thermique consiste en conditions physiologiques de l'homme et il prend en considération les lois thermophysiques aux quels l'homme subit dans l'environnement intérieur. L'indice de confort thermique est déduit mathématiquement et il est représenté graphiquement pour une utilisation rapide, éventuellement il est possible de combiner tous les deux modes au cours des essais pratiques. Les mesures expérimentales et l'appréciation de l'indice de confort thermique dans un bâtiment en panneaux à usage d'habitation montrent la précision satisfaite d'une mesure pratique et simple à l'aide d'un thermomètre sphérique, à la comparaison des résultats avec une mesure de contrôle à l'aide d'un test „Comfy“ dans les mêmes environnements intérieurs.

● Otopné závěsy

Technika umožňující individuální volbu okolní teploty pro osoby pracující ve velkoprostorových kancelářích byla zavedena francouzskou firmou E.A.C.E z Grenoblu. Myšlenka spočívá v začlenění odporových prvků do textilních závěsů, které se používají k oddělení jednotlivých pracovišť a jako akustická izolace. Pro závěs o rozměrech $1,4 \times 0,6$ m je elektrický příkon 660 W. I když je povrchová teplota závěsu nízká, celková plocha závěsu zvýší střední teplotu sálajících ploch (účinnou teplotu okolních ploch) v prostoru pracovního stolu. To umožní použití nižších teplot vzduchu než je obvyklé a tím i úspory na ústředním vytápění.

SuHt 11/75

(Ku)

● Rekuperace tepla se vyplatí

Rozebírá náklady na zpětné získávání tepla v klimatizačním zařízení obchodního domu ve Švýcarsku ukázal, že navzdory relativně vysokým investičním nákladům, jakož i nákladům na přídatnou energii ventilátoru, potřebnou k dopravě vzduchu mezi skleněnými deskami rekuperačního výměníku, je návratnost vynaložených prostředků menší než 3 roky.

Zkoumané zařízení má celkový objemový průtok vzduchu $28 \text{ m}^3/\text{s}$ a za nejjednodušších podmínek se v rekuperačním výměníku získá 280 kW z odpadního vzduchu. Roční úspora je asi $60\,000 \text{ kg}$ oleje, což odpovídá úspoře $20\,300,- \text{ SF}$. Přídatná elektrická energie pro ventilátor stojí za rok cca $2400,- \text{ SF}$. Pořizovací náklady na rekuperační zařízení a jeho instalaci činily $67\,800,- \text{ SF}$. Tím ovšem došlo k úspoře na velikosti kotle pro vytápění v hodnotě rozdílu ve výši $17\,500,- \text{ SF}$, takže skutečný vícenáklad činil jen $50\,300,- \text{ SF}$.

Installation 5/75

(Ku)

● Plastický ventilátor

Největším radiálním ventilátorem z plastických hmot, vyrobeným dosud ve Velké Británii je údajně ventilátor o průměru oběžného kola 1270 mm , zhotovený z polypropylénu.

Ventilátor je nízkotlaký s dopředu zahnutými lopatkami. Jeho objemový průtok je $60\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ při celkovém tlaku 750 Pa . Kolo je staticky i dynamicky vyváženo a tedy s minimálními vibracemi. Výrobce je fa. Dynamic Plastics Ltd., která vyrábí běžně menší radiální ventilátory a nástřešní větrací jednotky.

H&VE 2/76

(Ku)

VÝPOČET POTRUBNÍCH SÍTÍ NA SAMOČINNÝCH POČÍTAČÍCH

H. AUGUSTINOVÁ A ING. L. HES

Hutní projekt, Praha

Článek navazuje na informaci o obdobných programech pro samočinné počítače, uveřejněnou v čísle 5, 6/76 tohoto časopisu, a popisuje tři další programy pro výpočet pevnosti a pružnosti potrubí a hydraulických poměrů v potrubních sítích pro dopravu kapalin, plynů a par jednotrubkových a dvoutrubkových.

Recenzoval: Doc. Ing. Dr. J. Míkula, CSc.

Nároky kladené na potrubí sítě v průmyslových závodech neustále stoupají. Rozrůstá se nejen jejich rozvětvení, ale zvětšuje se i počet nejrůznějších médií, dopravovaných potrubními sítěmi na stále větší vzdálenosti. V některých hutních závodech se v posledních letech rozrostly tyto sítě do té míry, že mnohdy ani provozovatel, ani projektant nemají patřičný přehled o jejich tlakových poměrech a přenosových možnostech. Tato situace si vyžaduje neustálé přepočty tak, aby nedošlo po napojení nových spotřebičů k závadám až i k nesprávné funkci potrubní sítě. Provádět tyto přepočty tradičním způsobem ručně i za pomoci různých tabulek a diagramů je práce velice zdoluhavá a náročná, nehledě k možnosti chyb, které při takové práci nelze vyloučit.

V minulosti se důležitost potrubních sítí podceňovala, nutno si však uvědomit, že tyto sítě jsou tepnami moderního průmyslového závodu, na jejichž správné funkci je přímo závislý jeho požadovaný a bezporuchový provoz. Tato situace si vyžaduje nový přístup i v projekční práci a ulehčení práce projektanta při současném maximálním zpřesnění hydraulických výpočtů. To je možné pouze využitím moderní výpočetní techniky pomocí samočinných počítačů.

Hutní projekt Praha se již celou řadu let zabývá soustavným vyvíjením programů pro výpočty z oboru potrubních rozvodů, jmenovitě výpočtů hydraulických a pevnostních. Až dosud byly vypracovány tyto programy:

1. Pevnostní výpočet potrubí vlivem tepelné dilatace.
2. Kontrolní výpočet tlakových poměrů v jednotrubkových sítích pro kapaliny a plyny.
3. Kontrolní výpočet tlakových poměrů v horizontálních sítích (dvoutrubkové sítě).

4. Dimenzování symetrických rozvodů tepla bez izolace (dvoutrubkové sítě bez uvažování vlivu tepelné izolace).
5. Dimenzování symetrických a asymetrických rozvodů tepla včetně izolace (dvoutrubkové sítě).
6. Dimenzování zokruhovaných sítí stlačeného vzduchu (jednotrubkové sítě).
7. Dimenzování zokruhovaných vodovodních sítí (jednotrubkové sítě).

Uvedené programy byly vypracovány v rámci rozvojových úkolů Hutního projektu Praha. Z uvedeného přehledu vyplývá, že Hutní projekt Praha vlastní poměrně komplexní řadu programů, jejichž pomocí lze řešit prakticky veškeré úlohy z oboru hydraulických výpočtů, jakož i pevnostní výpočty tepelně namáhaných potrubních útvarů.

1. Pevnostní výpočet potrubí vlivem tepelné izolace

Program je určen pro výpočet pravoúhlých potrubních útvarů rovinných i prostorových s prakticky libovolným počtem úseků (počet úseků je omezen pouze kapacitou paměti počítače). Program umožňuje výpočet potrubních útvarů pouze se dvěma pevnými body (neřeší tedy potrubní uzly), je však možno počítat se změnou průměru potrubí i se změnami poloměru ohybů v jednotlivých úsecích. Jako výpočtové metody bylo použito klasického způsobu pevnostních výpočtů podle *Jürgensonna*. Výpočet nebere zřetel na vliv uložení a vlastní hmotnosti potrubí.

Jako vstupní údaje je nutno počítači zadat na patřičném formuláři souřadnice lomových a koncových bodů, poloměry ohybů, vnější průměr trubek a tloušťku jejich stěny, údaje orientace ohybů a konečné údaje materiálové.

Ve výstupních údajích z počítače je nastiženo: souřadnice těžišť ve všech rovinách, síly X , Y , Z v těžišti, v jednotlivých bodech před a za ohyby kroutící moment, výsledný ohybový moment, velikost redukovaného napětí a vypočítaná bezpečnost.

Tento program prošel různými stupni vývoje a byl v průběhu let přepracován na různé počítače a způsob zadávání zjednodušen na minimum. Nyní používaný program je zpracován pro počítač Tesla 270 v jazyce Tesla Algol, počet úseků je libovolný, doba trvání jednoho výpočtu je různá podle počtu zadávaných úseků (např. pro 5 úseků asi 1,5 minuty).

2. Kontrolní výpočet tlakových poměrů v jednotrubkových sítích pro kapaliny a plyny

Program řeší výpočet tlakových ztrát u navržených nebo provedených potrubních sítí pro dopravu nestlačitelných i stlačitelných médií (tj. kapalin, plynů i par).

Vstupní údaje: všeobecné údaje o dopravovaném médiu, a to střední teplota, plynová konstanta, dynamická vazkost při střední teplotě, drsnost vnitřního povrchu trubek, tlak na začátku sítě. U jednotlivých úseků nutno zadat průtočné množství (jen u spotřebičů), vnitřní průměr potrubí, délku úseku, součet součinitelů místních odporů, event. i požadovaný tlak na konci úseku.

Při výpočtech lze vycházet jak ze zadaného tlaku na začátku potrubní sítě, tak i z tlaků na konci vybraných úseků.

Použití tohoto programu je omezeno pouze tím, že je nutné počítat se střední teplotou média. Dále je možné počítat pouze sítě větvené, nikoliv zokruhované.

Výstupní údaje obsahují: číslo úseku, přetlak na začátku a na konci úseku, dopravované množství, vnitřní průměr potrubí, délku úseku, rychlost média, hodnotu součtu místních odporů, tlakovou ztrátu třením, místními odpory, celkovou ztrátu tlaku v úseku a součinitel hydraulického tření.

Program je zpracován pro počítač Tesla 270 v jazyce Tesla Fortran, doba výpočtu je závislá na počtu zadaných úseků (pro 10 úseků asi 30 vteřin).

3. Kontrolní výpočet tlakových poměrů v horkovodních sítích

Tento program navazuje na předcházející výpočet jednotrubkových sítí pro kapaliny. Lze jím provádět výpočty navržených, popřípadě provedených dvoutrubkových horkovodních a teplovodních soustav. Na základě hlavních údajů jednotlivých potrubních úseků, např. o dopravovaném množství tepla, o vnitřním průměru, o délce úseku, o drsnosti vnitřního povrchu potrubí apod., vyčíslí program tlakové úbytky v jednotlivých uzlech, až po koncové body.

Je možné zadat buď počáteční tlakový rozdíl, pokud je znám, nebo zadat na začátku nulou a počítač ve vstupních údajích vyčíslí rozdíl tlaku spotřebované v jednotlivých úsecích v záporné hodnotě, takže je potom možnost zjistit maximální potřebný tlakový rozdíl, s nímž je třeba dále počítat a který je nutný na začátku sítě.

Program umožňuje zadání tzv. fiktivních úseků, což jsou úseky, kde se předpokládá v budoucnosti jistý odběr tepla, ale nejsou známé další údaje (jmenovitá světlost potrubí, délka úseku apod.). Počítač vezme v úvahu požadovanou potřebu tepla v páteřním rozvodu a fiktivní úsek s nulovou délkou má pak

ve výstupu i nulovou tlakovou ztrátu.

Tohoto programu lze použít jak pro kontrolní výpočty rozvodů venkovních, tak i vnitřních rozvodů tepla pro ústřední vytápění. Je zpracován pro počítač Tesla 270 v jazyce Tesla Algol. Doba výpočtu je různá podle velikosti sítě (pro 10 úseků asi 1 minuta).

Výpočetní programy uvedené pod 4) až 7) vznikly ve spolupráci s Báňskými projekty Ostrava a jsou popsány v článku *Budíka* „Výpočet potrubních sítí na samočinných počítačích podle programů Báňských projektů Ostrava“, uveřejněném v čísle 5, 6/76 tohoto časopisu.

Závěrem je účelné upozornit na přednosti a výhody, které vyplývají z využívání uvedených programů. Výhody nutno vidět především v bezchybném provedení výpočtů (pokud je bezchybné zadání). Tím se projekční práce zkvalitní, nehledě na úsporu času, plynoucí z toho, že projektant je ušetřen od zdlouhavé a jednotvárné práce (vyhledávání v tabulkách a diagramech, výpočty na logaritmickém pravítku apod.). Další velkou předností je možnost volby různých alternativ výpočtu (např. volba různých drsností, změna potřeb podle náběhu v jednotlivých letech, kontrola provozovaných sítí za účelem jejich vyregulování, získání investičních nákladů a specifikace potrubí pro projektové úkoly apod.). Možnost různých alternativ je nutné zvlášť vyzvednout, neboť tyto práce u rozsáhlejších sítí při ručním výpočtu a krátkosti času na zpracování projektu není možné vůbec provádět.

Podle zkušeností Hutního projektu Praha lze konstatovat, že úsilí vynaložené na správné vyplnění formulářů pro počítač se bohatě vyplácí ve formě a rozsahu získaných výsledků.

Расчет трубопроводных сетей с помощью ЭВМ

Г. Аузустинова, Инж. Л. Гес

Статья в связи с информацией о аналогичных программах для ЭВМ, которая опубликована в номере 5—6/76 этого журнала описывает три следующие программы для расчета прочности и упругости трубопровода и гидравлических отношений одно- и двухтрубных трубопроводных сетей для транспорта жидкостей, газов и паров.

Automatic computing of pipeline networks

H. Augustinová, Ing. L. Hes

The article completes a former report about programming automatic computers, that has been published in issues 5—6/1976 of this journal. This article discusses three further computing programmes for calculating stresses and strength of pipelines as well as hydraulic conditions in pipeline-nets transferring fluids and gases, both in single pipeline and double pipeline networks.

MÍSTNÍ ODSÁVÁNÍ OD PÁJECÍCH STOLŮ

(Podle I. A. Šepelova a L. V. Ivanichiny: Vodosnabženiye i sanitarnaja tehnika 1976, č. 1, s. 18—19)

Při pájení přichází do ovzduší teplo, aerosol olova, páry past a produkty hoření izolací. Sací nástavce při místním odsávání se spojují buď s pracovním stolem, nebo s pájkou. Příspěvek obsahuje výpočet třech způsobů odsávání od pracovního stolu.

1. Odsávací otvor je ve vertikální rovině nad stolem

Rychlost u_0 v sacím otvoru se určí z výrazu

$$u_0 = k_1 u_x, \tag{1}$$

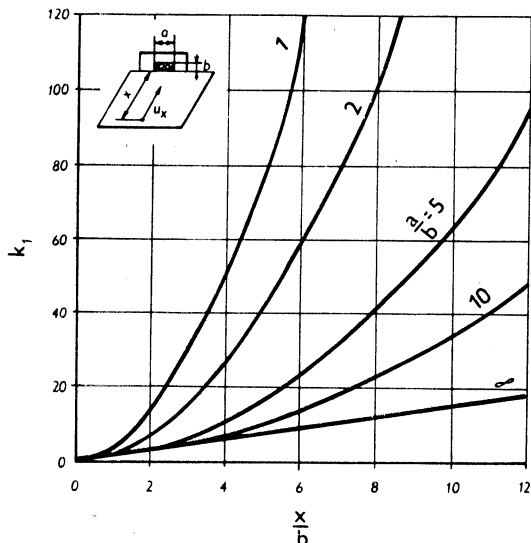
kde u_x je rychlost v ose otvoru ve vzdálenosti x od otvoru,

k_1 — bezrozměrný součinitel daný rovnicí

$$k_1 = \frac{1,57}{\frac{a}{b} \operatorname{arctg} \frac{2 \frac{x}{b} \sqrt{\left(\frac{x}{b}\right)^2 + 0,25 \left(\frac{a}{b}\right)^2 + 1}}{\tag{2}$$

kde a je šířka otvoru, b — výška otvoru.

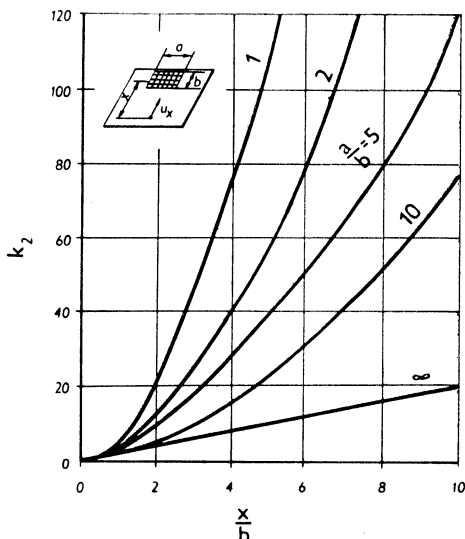
Ke stanovení součinitele k_1 slouží obr. 1.



Obr. 1. Diagram ke stanovení součinitele k_1

Průtok odsávaného vzduchu se vypočte z rovnice

$$V_1 = a \cdot b \cdot u_0 \tag{3}$$



Obr. 2. Diagram ke stanovení součinitele k_2

2. Odsávací otvor je v rovině pracovní plochy stolu

Rychlost u_0 v otvoru se vypočte z rovnice

$$u_0 = k_2 u_x, \tag{4}$$

kde u_x je rychlost na ploše stolu ve vzdálenosti x od osy otvoru,

k_2 — bezrozměrný součinitel daný výrazem

$$k_2 = \frac{\pi}{\ln \frac{\left[\sqrt{\left(2 \frac{x}{b} - 1\right)^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 + \frac{a}{b}} \right] \left(2 \frac{x}{b} + 1\right)}{\left[\sqrt{\left(2 \frac{x}{b} + 1\right)^2 + \left(\frac{a}{b}\right)^2 + \frac{a}{b}} \right] \left(2 \frac{x}{b} - 1\right)} \tag{5}$$

kde a je strana otvoru kolmá k ose x ,
 b — strana otvoru paralelní s osou x .

Velikost součinitele k_2 se určí z diagramu na obr. 2. Průtok odsávaného vzduchu se vypočte z rovnice (3).

3. Odsávací otvor je v horizontální rovině nad plochou stolu

Pro průtok odsávaného vzduchu platí podle Šepelova rovnice

$$V = 2\pi u_x \frac{(x^2 + h^2)^{3/2}}{x}, \quad (6)$$

kde h je výška sacího otvoru nad plochou stolu,
 x — vzdálenost místa pájení od průsečíku osy otvoru s plochou stolu.

Rovnici (6) můžeme psát též ve tvaru

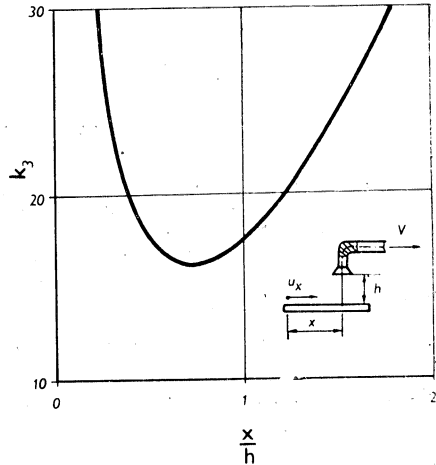
$$V = k_3 u_x h^2, \quad (6a)$$

v němž součinitel k_3 má výraz

$$k_3 = 2\pi \frac{\left[1 + \left(\frac{x}{h}\right)^2\right] \sqrt{1 + \left(\frac{x}{h}\right)^2}}{\frac{x}{h}} \quad (7)$$

Velikost součinitele k_3 odečteme z diagramu na obr. 3.

Oppl



Obr. 3. Diagram ke stanovení součinitele k_3

PROJEKTOVÁNÍ A VÝPOČET KOMBINOVANÉHO MÍSTNÍHO ODSÁVÁNÍ

(Podle E. N. Bočnjakova: *Vodosnabženije i sanitarnaja technika* 1976, č. 4, s. 25—28)

V poslední době byla v průmyslu úspěšně řešena řada obtížných úloh lokalizace vývinu škodlivin u zdrojů o velké ploše a velkých rozměrech; např. transportní mosty, třídíče, vakuové filtry a zásobníky sypkých hmot. Dosud se řešily tyto úlohy tradičním způsobem s nízkou účinností, takže nejvyšší přípustné koncentrace prachu byly vysoko překračovány. Účinné řešení umožňuje tzv. kombinované místní odsávání, které je spo-

zabráňuje šíření škodlivin a tepla do zóny pobytu lidí. Na obr. 1 je naznačeno schéma kombinovaného odsávání u dopravního pásu s materiálem, z něhož se uvolňuje teplo, prach a páry.

Průtok přiváděného vzduchu se určí z rovnice

$$V_p = (S_{prac} + S'_n + S''_n) w,$$

kde S_{prac} je volný pracovní průřez v mezistěně oddělující zónu přívodu a zónu odsávání vzduchu,

S'_n — plocha netěsností v mezistěně,

S''_n — plocha netěsností ostatních stěn v zóně přívodu vzduchu,

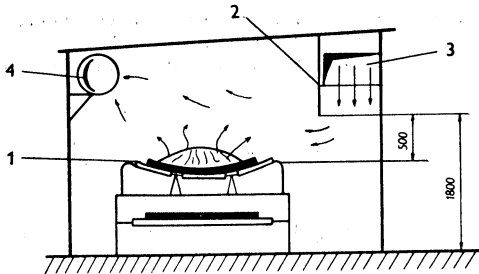
w — rychlost v pracovním průřezu a netěsnostech. Pokud nejsou přesnější údaje, berou se plochy S'_n a S''_n jako 2 % ploch mezistěny a ostatních stěn. Rychlost w se volí podle tab. 1 v závislosti na druhu škodliviny a povrchové teplotě technologického zařízení.

Průtok odsávaného vzduchu se vypočte z rovnice

$$V_o = V_p - S''_n w + V_n + \Delta(V_p - S'_n w + V_n) + V_t,$$

kde V_p je průtok přiváděného vzduchu do zóny přívodu, V_n — průtok vzduchu nasávaný netěsnostmi do zóny odsávání, $\Delta(V_p - S'_n w + V_n)$ — zvětšení objemu vzduchu ohřátím za dobu průchodu vzduchu zónou odsávání, V_t — objemový průtok plynů a par uvolňovaných z technologických zařízení v zóně odsávání.

Pokud nejsou k dispozici přesnější údaje o ohřátí vzduchu od technologických zařízení za



Obr. 1. Schéma kombinovaného odsávání u dopravního pásu (1 — dopravní pás, 2 — mezistěna, 3 — vzduchovod pro přívod vzduchu, 4 — odsávací vzduchovod)

jením systémů odsávání a přívodu vzduchu. Přívod vzduchu se uskutečňuje do pracovní zóny u technologického zařízení, odsávání probíhá ze zakrytého nebo odděleného výrobního zařízení, přičemž přiváděný vzduch proudí volným manipulačním průřezem do prostoru výrobního zařízení, z něhož se odsává, čímž se

Tab. 1. Výpočtová rychlost vzduchu w [m/s] v pracovném průřezu kombinovaného místního odsávání

Druh vznikajících škodlivin	Střední povrchová teplota technologického zařízení [°C]					
	do 50	50—100	100—200	200—400	400—600	přes 600
Vodní pára	0,25	0,3				
Horký vzduch	0,25	0,3	0,4	0,6	0,8	1
Fibrogenní prach	0,3	0,35	0,4	0,5	—	—
Prach s obsahem olova	0,4	0,5	0,5	0,6	0,8	1
Chlorovodík	0,4	0,5	0,5	—	—	—
Fluorovodík	0,4	0,5	0,5	—	—	—
Kyslíčník siřičitý	0,45	0,6	0,7	0,8	—	—

dobu průchodu vzduchu zónou odsávání; možno volit střední teplotu odsávaného vzduchu v mezích (0,6 až 0,8) t_t , ke t_t je střední povrchová teplota technologických zařízení. Objev-

mový průtok plynů a par V_t se určí z technologické části projektu. Jestliže tento údaj chybí, volí se $V_t = (0,1 \text{ až } 0,25) V_p$.

Oppl

I. SEMINÁR VEDECKO-VÝSKUMNÝCH A PEDAGOGICKÝCH PRACOVNÍKOV V OBLASTI AKUSTIKY

Ochrana životního prostředí je v současnom období rozvoja všetkých priemyselných odvetví národného hospodárstva veľmi aktuálna a naliehavá. Problematika sa dostáva na rokovania našich najvyšších straníckych a štátnych orgánov, čím sa dokumentuje starostlivosť o pracovné a životné prostredie v našej socialistickej spoločnosti.

V duchu záverov XV. zjazdu KSČ o ochrane pracovného a životného prostredia usporiadala Katedra teoretickej a stavebnej fyziky a TZB SvF SVŠT v Bratislave v spolupráci so ZP SVTS pri SvF a Komitétom SVTS pre životné prostredie v dňoch 18. a 19. 5. 1977 I. akustický seminár pracovníkov v oblasti akustiky. Základnou myšlienkou organizátorov bolo skĺbiť všetky vedecko-výskumné a pedagogické pracoviská, ktorých pracovná náplň je úzko spätá s touto vednou disciplínou, tj. elektroakustika, stavebná akustika, komunálny hluk, dopravný hluk, hluk v priemysle, zdravotníctvo, hygiena atd.

Problematika boja proti hluku, forma jeho prejavu v širokej spojitosti s výrobným, pracovným a životným prostredím, pôsobenia jeho vplyvu na človeka, základný výskum v tejto oblasti, nové poznatky, tvorba a návrh nových noriem (revízia ČSN 73 0531) boli hlavnou témou celého pracovného seminára.

Cieľom, ktorý si organizátori akustického seminára položili, bolo:

1. Informácia o stave riešenia štátnej úlohy v oblasti boja proti hluku, úlohy riešenej v spolupráci krajín RVHP, ich konkrétnosť a stav rozpracovanosti.
2. Kontakt výskumných pracovísk so školou a praxou.
3. Nové poznatky v oblasti akustiky, v oblasti

boja proti hluku a ich rýchla aplikácia do praxe.

4. Vzájomný kontakt vedecko-výskumných a pedagogických pracovníkov z oblasti akustiky.

Otvorenie seminára uskutočnil *Prof. Ing. M. Halahyja, DrSc.* (predseda ZP SVTS SvF), ktorý poukázal na nutnosť zaktivizovať vzájomné kontakty pracovísk, výmenu informácií vedecko-výskumného charakteru, výmenu prístrojov a výpočtových programov v oblasti akustiky v celej ČSSR. S plánom práce na rok 1978 a s perspektívou do r. 1980, ako aj s úlohami Komitétu SVTS pre životné prostredie a sekcie „Hluk a vibrácie“ oboznámili prítomných *Prof. Ing. L. Hrdina a prom. ped. D. Svítelk.*

Hlavné referáty:

Ing. J. Zúrik (SjF SVŠT)

- Prehľad úloh riešených v rámci štátov RVHP;
- Boj proti hluku a vibráciám — základná úloha riešená v spolupráci štátov RVHP;
- Problematika hluku v doprave a dopravných prostriedkoch.

RNDr. Š. Radulov (VUH, Bratislava)

- Zhodnotenie práce skupiny „Hluk a vibrácie“ pri MV SVTS;
- Plán spoločných akcií do budúceho obdobia;
- Riešené úlohy na VUH.

Ing. Y. Bellušová (VÚHPCHP, Bratislava)

- Úznesenie vlády SSR č. 126/75 o ochrane pred nadmerným hlukom a vibráciami.

Ing. J. Schwarz, CSc. (VÚPS, Praha)
Ing. J. Stoss

- Nové poznatky v posudzovaní okien a stavebných konštrukcií;
- Výpočtové metódy v stav. akustike,
- Revízia normy ČSN 73 0531;
- Prehľad o výrobe zvukoizolačných materiálov v súčasnosti a perspektíva do budúcnosti v ČSSR;
- Hodnotenie obvodových konštrukcií v náväznosti na hluk z exteriéru.

Ing. J. Puškáš, CSc. (SvF SVŠT)

- Problémy aplikácie teórie protihlukovej ochrany v tvorbe životného prostredia.

Ing. P. Tomašovič (SvF SVŠT)

- Stavebná akustika ako súčasť komplexného hodnotenia stavebných konštrukcií;
- Št. úloha P 08-522 „Drevo a materiály z dreva v stavebných konštrukciách“; čiastk. úloha „Overenie pôsobenia prvkov nosných sústav v systémoch ľahkej prefabrikácie na báze dreva“ (akustické vlastnosti konšt. prvkov na báze dreva);
- Úloha „Návrh opatrení na zníženie hlučnosti“ ZTI v chránených priestoroch občianskych stavieb, súčasť rezortnej úlohy 16/2/76 — Racionalizácia a rozvoj občianskej výstavby.

Ing. R. Hofman, CSc. (VÚPS, Gottwaldov)

- Metódy stanovenia stavebnej nepriezvučnosti deliacich prvkov bytovej a občianskej výstavby.

Ing. J. Weichert (PÚDIS, Praha)

- Modelové meranie dopravného hluku v Prahe-Smíchove;
- Ochrana životného prostredia v pražskej aglomerácii.

Ing. I. Kuhn, CSc. (Stavoprojekt, Bratislava)

- Stavebná akustika v projekčných organizáciách;
- Aplikácia teoretických poznatkov pre potreby projekčných organizácií.

V diskusii odznelo veľa podnetných príspevkov (*Ing. A. Ducko, CSc. — EF SVŠT, Ing. D. Števec — VÚPS, Bratislava atď.*), ktoré priniesli veľa zaujímavých a závažných podnetov zo súčasnej technickej praxi a výuke akustiky na školách.

Účastníci seminára sa jednoznačne vyjadrili za pravidelnosť usporiadania akustických seminárov, nakoľko hluk nie je záležitosť špecifická, ale je to záležitosť, s ktorou sa treba vypoariadať v celej spoločnosti v širokom kolektíve špecialistov v oblasti hluku a vibrácií.

Tomašovič

PHILIPS POSTAVIL V CÁCHÁCH EXPERIMENTÁLNI RODINNÝ DOMEK

Projekt experimentálneho domku bol vypracovaný vývojovým pracoviskom fy PHILIPS v Cáchách a jeho výstavba podporovaná spoločným ministerstvom pre výzkum a technológiu.

Podnetem k tomuto kroku jsou stoupající náklady na energii a blížící se vyčerpání dnes známých přírodních zdrojů. Pozornost výzkumníků se soustředila na sluneční energii. Intenzita slunečního záření, které přichází k naší Zemi činí (nad zemskou atmosférou) 1,35 kW/m², z čehož po průchodu atmosférou dopadne na povrch země v naši zeměpisné šířce asi 800 W/m². Ovšem využitelnost této sluneční energie je silně omezena jednak střídáním dne a noci, jednak změnami v počasí. Proto jsou všechny metody zaměřené na využití sluneční energie nutně odkázány na akumulaci tepla, přičemž samozřejmě významnou roli hrají náklady. Zatímco překlenutí cyklu den—noc není dnes již problémem, není dosud známo uspokojivé řešení akumulace tepla z letní sezóny do zimní.

Jsou místa na zeměkouli, kde jsou velmi příznivé podmínky pro využití sluneční energie, kde sluneční svit přesahuje 4000 hodin za rok, naproti tomu ve střední Evropě lze počítat nejvýše s 1500 hodinami ročně. Jsou však i takové způsoby, které k využití sluneční energie nepotřebují přímého slunečního svitu.

Vhodnými kolektory se dá využít i difúzní podíl záření, který v našich krajích převládá. Vezmou-li se v úvahu všechny omezující faktory, dá se dojít k výsledku, že střední roční příkon dopadající na vodorovnou plochu činí např. v Texasu 250 W/m², zatím co ve střední Evropě jen asi 110 W/m².

Je známa celá řada koncepcí na využití sluneční energie, které se pohybují od fotochemické až po biologickou konverzi. Společné těmto metodám je to, že se sice dají více či méně dobře realizovat, jsou ale neekonomické. Sluneční baterie, tak jak jsou známé z kosmických letů, by musely být alespoň stokrát levnější, aby se dospělo k hospodárnému získávání energie. Pokusíme-li se zhodnotit všechny známé koncepce, pak dojdeme k závěru, že přijatelná je zatím jen fototermitická přeměna k výrobě nízkoteperovaného média (do 100 °C). Tato skutečnost vedla k tomu, že soudobé úvahy o využití sluneční energie se vedou v souvislosti s budovami. Vzhledem k tomu, že v NSR se spotřebuje asi 50 % energie ve formě nízkoteperovaného média, a to převážně pro vytápění budov a v malé míře i na přípravu teplé vody, rozhodla se firma PHILIPS k výstavbě pokusného domku rodinného typu. Opatření ke snížení spotřeby konvenční energie jsou známá. U experimentální stavby byly zkoumány možnosti využití sluneční

energie, zemního tepla a zpětného získávání tepla ve spojení s používáním konvenčních energií. V kombinaci jsou sluneční baterie, regenerační výměník, tepelné čerpadlo a zásobník tepla.

Stavba běžného typu byla především dodatečně opatřena izolací stěn, stropů a podlah a osazena okny se sníženou tepelnou ztrátou (na třetinu). Tím se snížila potřeba tepelné energie asi na 8300 kWh, která by měla být kryta sluneční energií nebo energií akumulovanou v zemi. Budova je rozdělena na čtyři oblasti:

- a) půda: sluneční kolektory,
- b) podkroví: sběr dat a ovládání,
- c) přízemí: obytné prostory,
- d) sklep: energetický systém s tepelným čerpadlem, akumulátory tepla a klimatizační ústředna.

Sluneční kolektory

Jsou instalovány na střeše obrácené k jihu se sklonem 48° a jejich celková plocha je 20 m². Je složena z 18ti panelů, každý s 18ti vyvacuovanými skleněnými trubicemi, v nichž jsou instalovány vlastní prvky kolektoru: absorpér, jako trubkový had pro ohřev vody, stříbrné zrcadlo a filtr proti tepelné reflexi.

Absorpér pracuje na podkladě fototermického účinku, tj. jeho povrch je potažen černým smaltem, takže účinnost tepelné absorpce je asi 95%. Za účelem maximálního využití tepla dopadajícího na kolektor je polovina vnitřního obvodu vyvacuovaných skleněných trubek, vystavená proti slunci, postříbřena, takže působí jako zrcadlo. Druhá polovina, kterou vstupují tepelné paprsky do trubic, je potažena reflexní vrstvou kyslíčnicku india, která propustí dovnitř 88 % dopadajícího slunečního světla a má přitom 90% reflexi tepelného záření, tzn. že teplo, které vstoupí do trubice, se prakticky všechno v trubce zachytí.

Tímto uspořádáním lze ohřát obíhající vodu až na 95°C. Předpokládá se, že takovéto kolektory budou v budoucnu ve střední Evropě používány k ohřívání teplé užitkové vody. Očekává se, že další technologický vývoj přinese zjednodušení a tím i zlevnění kolektorů, aniž by se zhoršila jejich účinnost.

Sběr dat a ovládání

V podkroví jsou instalovány dva počítače k ovládání energetického systému, k simulaci spotřeby energie „průměrné domácnosti“ a ke sběru všech měřených dat na magnetickém pásku. Počítač umožňuje plně automatizovaný průběh nasazení energetických systémů podle předem dané strategie. Výsledné tepelné toky a odpovídající teploty jsou registrovány a ukládány spolu se současnými meteorologickými daty. Za zmínku stojí, že jsou zde poprvé sbírána všechna meteorologická data pro konkrétní objekt, v konkrétním místě, oproti běžné praxi sběru globálních dat.

Stejně jsou i měřeny tepelné ztráty jednotlivými stavebními prvky, vyhodnocovány účin-

nosti zpětného využití tepla z odpadního vzduchu a vody, jakož i účinnost slunečních kolektorů v závislosti na pracovní teplotě a povětrnostních podmínkách. Tato data jsou současně registrována s teplotami a teplotními profily v zásobnících a v půdě. Celkem je snímáno 200 měřících míst.

Získaná data slouží jako reálný výchozí bod pro analýzu komponentů i systémů a ke kontrole simulačních modelů. Systém umožňuje v případě potřeby i získání mezibilanci a rychlé změny ve strategii.

Obytná část

V přízemí je obytná část pro čtyřčlennou rodinu s celým vnitřním vybavením nábytkem i přístroji. Obytná plocha činí 116 m², kubatura asi 290 m³.

Do energetického konceptu jsou začleněny i různé domácí přístroje, jako pračky, myčky nádobí aj. Tím vychází celková potřeba energie pro teplou užitkovou vodu bez zpětného využití tepla 3980 kWh za rok, naproti tomu při využití jen 980 kWh za rok.

Energetické systémy

Celý energetický systém se třemi akumulátory tepla, tepelným čerpadlem a strojovnou vzduchotechniky je umístěn ve sklepech.

Pro sluneční kolektory je k dispozici dlouhodobý akumulátor. Jedná se o vodní nádrž o kubatuře 42 m³, izolovanou 25 cm vrstvou minerální vaty, která je schopna naakumulovat energii o hodnotě 10 000 až 12 000 kWh. Roční zásobník byl navržen proto, aby se vyzkoumalo působení slunečních kolektorů v návaznosti na dlouhodobý akumulátor. V budoucnosti mají být používány pokud možno ekonomičtější akumulátory. Zásobník je vyozen pro rozsah teplot 5 až 95 °C. Zásobník topné a užitkové teplé vody pro rozmezí teplot 45 až 55 °C má obsah 4 m³. Nádrž odpadní vody je dimenzována na 1 m³.

Elektrická přípojka k tepelnému čerpadlu je 1,2 kW. Výměník čerpadla zemního tepla tvoří 120 m hadic z plastické hmoty, rozložených pod podlahou sklepa na ploše 150 m².

Zemní energie se v experimentálním domě využívá pro potřeby vytápění a chlazení. Tepelným čerpadlem může být odimánována energie půdě při její teplotě okolo 7 °C a přiváděna vodní nádrží o teplotě 50 °C, na kterou je pak napojen další výměník. Tepelné čerpadlo má jeden výměník i v nádrži odpadní vody.

Vzduchotechnické zařízení obsahuje kontrolovaný přívod i odvod vzduchu. Vytápění je jednak teplým vzduchem pomocí konvektorů, jednak sálavé pomocí radiátorů. Chlazení je vzduchové. Zařízení má tyto parametry: přiváděný vzduch 300 až 600 m³/h, odváděný vzduch 300 až 600 m³/h. Součinitel účinku zpětného získávání tepla z odpadního vzduchu je asi 90 % za použití regeneračního výměníku typu Econovent. Ke krytí potřeby chladu v letním období je venkovní vzduch určený pro větrání obytných místností veden pórní stěnou podél stěn sklepa (plocha 65 m²), čímž

může být zchlazen až na 18 °C a zajistit tak teplotu v obytných místnostech 24 °C.

Popsané řešení umožňuje sledovat tyto kombinace:

léto: chlazení s využíváním chladicí kapacity půdy,

zima: vytápění pomocí sluneční energie,

přípravu teplé vody pomocí sluneční energie,

přípravu teplé vody z odpadní vody pomocí tepelného čerpadla,

zima: větrání se zpětným získáváním tepla a vytápění pomocí tepelného čerpadla.

Závěr

Možnosti, které dává projekt experimentálního domu, dovolují výzkum zvláště zajímavých kombinací různých forem energie, což je nejdůležitější úlohou na několik let. Získaná data budou výchozím bodem pro analýzu, která má vyústit k vývoji a dimenzování optimálních integrovaných energetických systémů pro obytné budovy a především objasnit, které systémy a komponenty budou v blízké budoucnosti hospodárné a připadají v úvahu k využití.

Kubiček

kkt 7/8 75

ZKUŠENOSTI SE SLUNEČNÍMI KOLEKTORY VE VELKÉ BRITÁNII V R. 1975

V průběhu roku 1975 přišla ve Velké Británii na trh řada nových typů deskových kolektorů slunečního záření — tzv. slunečních panelů, takže na konci tohoto roku bylo v zemi okolo 20 výrobců kolektorů a asi pět typů kolektorů se dováželo. Abnormálně slunné počasí v létě roku 1975 umožnilo jejich důkladné prověření a tím získání spolehlivých dat pro jejich použití v praxi. Souhrn poznatků z tohoto období je zachycen v článku *R. Marstona: Commercial experience of the use of solar panels, HaVE 1/1976, str. 7—9.*

Výkony panelů

Je k dispozici rozsáhlá odborná literatura opírající se o pokusy i strojní výpočty, na základě které lze určit výkony slunečních panelů za různých podmínek. I za bezmračné oblohy se intenzita slunečního záření ode dne ke dni, od hodiny k hodině mění a je samozřejmý značný vliv stupně zamračení oblohy. Tato okolnost znesnadňuje přesnost výsledků pokusů. Aby bylo možno přesně změřit účinky všech v přírodě se vyskytujících variant počasí na sluneční panely, bylo by k tomu třeba laboratorní zařízení s umělým zdrojem záření a s možností simulace celé škály přírodních povětrnostních podmínek. Pokud je autorovi známo, nebylo takové zařízení v době vydání článku nikde na světě v provozu.

Navrhuje se, aby se předpokládal střední příkon slunečního záření okolo 0,7 kW/m² a dosavadní zkušenosti se slunečními panely ve Velké Británii ukazují, že tuto hodnotu lze akceptovat. Tato hodnota však není dostačující pro výpočet skutečného výkonu slunečních panelů za pracovních podmínek. Níže uvedené faktory mají vliv na výkon panelů, jak bylo zjištěno na základě systematických měření.

Situování panelů

Ideálně by panely měly být nasměrovány k jihu. Jestliže panel nasměrován západním směrem nezasáhnou sluneční paprsky alespoň od 10 hodin, musí být kalkulováno se srážkou denního výkonu panelu. Přiměřená srážka

musí být brána v úvahu i na případné zastínění stromy nebo budovami.

Úhel sklonu panelů

Byly provedeny teoretické výpočty, jejichž cílem bylo určit přesný úhel, pod kterým má být panel montován, aby bylo zachyceno maximální množství dopadajícího slunečního záření a výsledky se lišily v dosti značném rozsahu podle zadaných předpokladů. V souhrnu: minimální sklon od vodorovné roviny 30° je třeba v letních podmínkách, zatímco v zimě je nutno zvětšit tento úhel max. na 60°. Protože v letních měsících je tepelný výkon slunečních panelů podstatně vyšší než v zimě, doporučuje se sklon bližší k letní hodnotě.

Sluneční svit v průběhu roku

Nejpodstatnější je doba mezi východem a západem slunce v různých ročních obdobích. Kromě toho se od hodiny k hodině mění stupeň zamračení oblohy. To je velmi důležitý faktor, který nutno brát v úvahu při projektování. Např. v oblastech ležících blíže rovníku lze očekávat velmi silné sluneční záření — ovšem v mnohých oblastech mají též delší období dešťů a prodloužené období oblačnosti. Vysoká teplota vzduchu ještě neznamená vysoký výkon slunečních panelů, stejně jako nízká teplota vzduchu neznamená nízký výkon. Úspěch řady pokusů v USA pramenil především z toho, že vnitrozemské podnebí má v zimě při nižších teplotách vzduchu podstatně menší oblačnost, než jako je tomu na britských ostrovech.

Aby se získal očekávaný výkon slunečních panelů na určitém místě, bylo by nejlepší vyjít z místních pozorování, zachycujících denní dobu slunečního svitu. Avšak místní pozorování nejsou tak spolehlivá jako oficiální údaje meteorologických ústavů, které zaznamenávají sluneční svit solarimetry v MJ/m². Získané výsledky jsou průměrné hodnoty. Autor článku shledal značné rozdíly v odečítání solarimetrů u dvou odborníků pro tutéž oblast.

Pracovní teploty

Zkušenost z r. 1975 jasně ukázala, že výkon panelů na ohřívání vody prudce klesá, stoupá-li teplota vody v panelech. Měření výkonu slunečních panelů ve velké mlékárně v Británii, kde měla být ohřívána voda z 50 na 90 °C, při jednorázovém odběru okolo 17,00 hod., prokázalo minimální úspory na elektrické energii.

Naproti tomu výsledky měření výkonů v témže roce na slunečních panelech pro ohřívání vody pro otevřený bazén s nejvyššími teplotami vody 30 °C ukázaly, že v takovýto případech vody účinnost se blížila 100 %. Proto jmenovitý výkon panelu musí být vždy vztažen na nejvyšší střední teplotu média.

Povrch panelů

Je všeobecně známo, že černý matný povrch absorbuje nejvíce tepelného záření. Pokusy ukázaly, že desky absorbéru tepla z plastických hmot jsou méně účinné než kovové. Přitom se zatím nepodařilo získat spolehlivé údaje pro klasifikaci jednotlivých absorpčních povrchů. Tak např. panel z hliníku eloxovaný na matové černý povrch ve srovnání s ocelovým plechovým panelem smaltovaným na matovou čern neprokázal v průběhu 7denních zkoušek žádné výhody. Přitom náklady na eloxování tenké černé vrstvy na hliník jsou podstatně vyšší než náklady na smaltování ocelového plechu v peci. Proto pro teplotní poměry, jaké panují ve Velké Británii, nemají první z jmenovaných své ekonomické opodstatnění.

Využití slunečních panelů pro ústřední vytápění

Je jasně prokázáno, že na britských ostrovech je nemožné za pomoci slunečních panelů provozovat teplovodní radiátorové vytápění se střední teplotou vody 80 °C v průběhu podzimu, zimy a jara, a že je velmi obtížné dosáhnout této teploty v létě. Každá podrobná studie prokáže, že během zimních měsíců ve Velké Británii, tj. od listopadu do února, daleko převládají dny, během nichž slunce svítí méně než 2 hodiny, což se považuje za spodní mez rentability použití slunečních panelů.

Použití slunečních panelů pro ústřední vytápění závisí od těchto faktorů:

- měsíce listopad až únor musí být vyjmuty z úvahy
- budova musí mít velmi nízké tepelné ztráty,
- musí být kladen důraz na potřebu celoročního vytápění (jako jsou např. domovy pro staré lidi),
- topné médium musí mít nízkou provozní teplotu — ideální je vzduch ohřátý na 40 °C,
- budova musí mít začleněno akumulaci zařízení tepla, schopné uložit během pěti hodin teplo, které se pak využije od západu slunce až asi do 11 hodin dopoledne následujícího dne.

Z těchto důvodů, srovnáme-li ekonomická hlediska, je pochopitelné, že nejvýhodnější v Evropě je použití slunečního vytápění v oblastech kolem Středozemního moře,

zatím co ve Velké Británii se počítá s návratností až během 12 let.

Využití slunečních panelů pro ohřev teplé vody

Odhaduje se, že v r. 1975 asi 1000 domácností ve Velké Británii mělo nainstalováno sluneční panely k ohřívání užitkové vody. Teploty, na které se voda v letních měsících ohřívala se různily od 40 do 65 °C. Byla zjištěna průměrná úspora tradičních paliv asi 50 % v letních měsících a asi 10 % v zimě, což dalo celoroční průměr asi 30 %. Toto se ukázalo příznivější než u vytápění, neboť návratnost vložených investic v tomto případě je asi 5 let.

V podstatě nabízejí dodavatelé systémů ohřívání užitkové vody pomocí slunečních panelů ve dvou variantách:

První z nich je řešena tak, že sluneční panel je propojen v primárním okruhu s výměníkem ponořeným do zásobní nádržky umístěné nad úrovní panelu — ve vrcholu podkrovní. Z této nádržky je pak přímo plněn zásobník teplé vody umístěný níže, tj. v obytné části a případně přitápěný ponorným ohřivačem.

U druhého řešení je sluneční panel umístěn výše než zásobní nádržka. V tomto případě je potřeba pro primární okruh oběhové čerpadlo, ovládané termostatem, který je uvádí do provozu jen když se zachycuje sluneční teplo. Do zásobní nádržky je ponořen kromě výměníku primárního okruhu i výměník sekundárního okruhu, tj. okruhu zásobníku teplé vody.

Podle zkušeností se na jednoho obyvatele domu počítá s 1 m² slunečního panelu, přičemž lze očekávat, že každý m² ve Velké Británii zachytí asi 4,5 kWh tepla za den v červnu a 0,6 kWh v prosinci.

Měření tepelných ztrát na různých místech zařízení ukázala, že se na těchto instalacích dá ještě leccos zlepšit. Panel o ploše 2,5 m² vyprodukuje v létě asi 11 kWh užitečného tepla. Z této hodnoty se ztratí asi 3 kWh, pokud není zásobní nádržka silně tepelně izolována. Také oběhové čerpadlo spotřebuje asi 50 W, což musí být také vzato v úvahu.

Použitím trubek o světlosti 8 mm, aby se snížil vodní obsah primárního okruhu a tím snížily i tepelné ztráty, vede k nutnosti použití čerpadla o větším příkonu — cca 180 W. Ke ztrátám také dochází v době, kdy slunce nesvítí zpětným sáláním z panelu do volného prostoru.

Někteří výrobci používají ocelové deskové radiátory jako absorbéry slunečního tepla. Vodní obsah primárního okruhu s takovými radiátory o čelní ploše 2,4 m² je cca 230 litrů. Takové množství vody je třeba přehřát než začne účinně předávat teplo zásobní nádržce a jestliže dojde několikrát během dne k přerušení slunečního svitu na delší dobu, pak je třeba pokaždé přehřívát.

Na základě uvedených zkušeností se ukazují tyto náměty pro zlepšení činnosti zařízení na ohřev teplé užitkové vody:

— používat termosifonový systém, tj. bez oběhového čerpadla,

- sluneční panel umístit pod zásobní nádržkou, tedy pod úroveň podkrovní,
- zásobní nádržkou o obsahu cca 200 l s primárním výměníkem umístěným v její spodní části a sekundárním výměníkem v horní části,
- jako sluneční kolektor používat k tomu účelu řešený hliníkový deskový absorber namísto tradičních ocelových radiátorů — vodní obsah takového absorberu je asi 2 litry na m², což podstatně snižuje obsah vody v primárním okruhu,
- do obíhající vody kromě nemrznoucí přísady musí být přidán ještě inhibitor na potlačení koroze mezi hliníkovým panelem a měděným potrubím.

V teplejších krajích, kde není nebezpečí mrazů a kde jsou běžné ploché střechy mohou být sluneční kolektor a zásobní nádrž umístěny na střeše.

Využití slunečních panelů pro plavecké bazény

Od poloviny května do poloviny září bude sluneční panel o ploše rovné 50 % povrchu otevřeného bazénu udržovat teplotu vody minimálně o 5 °C vyšší, než je průměrná venkovní teplota, aniž by bylo třeba vodu jakkoliv jinak přehřívat. Za těchto podmínek je návratnost vynaložených prostředků 3 až 4 roky.

Použití slunečních panelů pro chlazení

Za vhodných podmínek lze popsany systém použít i pro chlazení. Při jasné obloze a chladu, jak tomu bývá u vnitrozemského podnebí v teplých krajích, vyzářují panely v noci teplo do prostoru a takto získaný „chlad“ je akumulován, např. prostřednictvím vzduchu jako teponosného média do akumulací hmoty pod objektem (masivní labyrint z cihel či betonu), odkud pak během nejvyšších denních teplot (od 11 do 16 hodin) dopravuje ventilátor chladný vzduch do obytné části budovy. Jak se prokázalo, dá se takovýmto způsobem snížit za vhodných podmínek teplota vzduchu v poledne o 5 °C. Poněvadž v teplých krajích je zvykem stavět masivní budovy k potlačení velkých teplotních výkyvů mezi dnem a nocí, využití slunečních panelů k akumulaci chladu přispěje k dalšímu zlepšení vnitřních podmínek.

V USA se vyrábějí klimatizační jednotky s absorpčním chladicím zařízením s absorberem vyhřívaným vodou o teplotě 80 °C. Toto zařízení lze použít v tropických podmínkách, kde se dá ve slunečních panelech dosáhnout teploty vody až 80 °C. Jednotka s chladicím výkonem 10,5 kW má 15 m² plochy slunečních panelů.

Kubíček

RECENZE

ZTV 5/77

Prof. Dr. Ing. K. Petzold: WÄRMELAST (TEPELNÁ ZÁTĚŽ)

VEB Verlag Technik, Berlin, 1975, 1. vydání, 140 stran, 91 obrázků, 31 tabulek. Cena 16,— M.

Kniha obsahuje úplné teoretické základy, z nichž se vychází při výpočtu tepelné zátěže budov, objasňuje vliv stavebních konstrukcí na tepelné podmínky v místnostech a uvádí výpočet vnější i vnitřní tepelné zátěže. Názorně je vysvětleno zatížení prostoru vnějšími i vnitřními zdroji tepla, včetně pojmů z tepelných vlastností budovy. Kapitola o vnější tepelné zátěži vychází z určení úhlu dopadu slunečního paprsku na stěnu a uvádí hodnoty přímého slunečního sálání, difusního sálání a průběhu venkovní teploty vzduchu. Údaje sluneční radiace platí však pro 52° s. š. V kapitole o vnitřních tepelných ziscích nacházíme originálním způsobem zpracované údaje o tepelných ziscích od lidí a zvířat, od osvětlení a od strojů. Kapitola 5 pojednává o tlumení průběhu teplot ve stěnách a stavebních elementech. Autor podává teoretické řešení tepelné jímavosti vrstev a stěn a výpočet útlumu amplitudy a fázového posunutí teplotní vlny při průchodu stěnou. V kapitole 6 je obsažen výpočet tepelné zátěže transmisí stěnami třemi způsoby. Pro určení maximální hustoty tepelného toku transmisí je uvedeno 20 diagramů pro různé druhy stěn, orientované

k různým světovým stranám. Další kapitola navazuje výpočtem průchodu sluneční radiace okny necloněnými a při různém způsobu clonění. Tepelná zátěž, podmíněná užíváním místnosti, která je sumou tepla uvolňovaného při užívání místnosti a sdíleného při konstantní teplotě vzduchu do vzduchu místnosti, je předmětem 8. kapitoly. Konečně kapitola 9 podává výpočet celkové tepelné zátěže při obecném denním průběhu tepelné zátěže, včetně určení doby výskytu jejího maxima.

Kniha vznikla z přednášek na vysoké škole v oboru Technická zařízení budov. Je však určena i pro širokou praxi, zejména pro projektanty klimatizačních zařízení, stavební inženýry a architektky. Těmto má umožnit porozumění pro tepelné vlastnosti budov.

Celkově je kniha „Tepelná zátěž“ neobyčejně cennou monografií, dobře pedagogicky zpracovanou a psanou stručně, dobře srozumitelným způsobem. Lze ji doporučit všem, kteří se zabývají problematikou tepelné zátěže a tepelnými vlastnostmi budov.

Oppl

Gesundheits-Ingenieur 98 (1977), č. 1—2

— Veränderung des thermischen Mikroklimas durch Bebauung (Změna tepelného mikroklimatu zástavbou) — *Gertis K., Wolfseher U.*, 1—10.

— Ein mathematisches Vorhersagemodell für die Keimbelastung in Fliessgewässern (Matematický model na předvídání znečištění tekoucích vod zárodky) — *Rump H. H.*, 11—14.

— IR-Analysen der löslichen Flugstaubanteile in Kokerei-Arbeitsstätten (Infračervené analýzy rozpustného podílu polévatvého prachu na pracovištích v koksovňé) — *Mašek V., Neiser J.*, 15—18, 23—24.

— Klimaökonomie. Kosten/Nutzen-Analyse zum Problemkreis Klimatisierung. Eine Fallstudie (Ekonomie klimatu. Analýza nákladů a použití k problematice klimatizování. Studie případu) — *Brendel T., Grüttler G.*, 25—34, pokrač.

Gesundheits-Ingenieur 98 (1977), č. 3

— 100 Jahre Fachausstellungen von Heizungs- und lufttechnischen Anlagen (100 let odborných výstav vytápěcích a vzduchotechnických zařízení) — 41—43.

— Möglichkeiten der praktischen Heizkosteneinsparung und der Verbesserung des Wohnklimas (Možnosti praktické úspory nákladů na vytápění a zlepšení bytových klimatických podmínek) — *Grunau E. B.*, 44—51.

— Planungshinweise für Heizkessel-Anlagen unter dem Gesichtspunkt der Energieeinsparung (Projekční připomínky k vytápěcím kotlům z hlediska úspory energie) — *Schmütz H.*, 52—57.

— Emissionsfaktoren für Feuerungsanlagen für feste Brennstoffe (Emisní činitelé pro vytápěcí zařízení na pevná paliva) — *Davids P., Gliwa H.*, 58—60, 65—68.

— Entwässerung von Flachdächern (Odstraňování vody z plochých střech) — *Grasmeier K.*, 68—73.

— Massnahmen zur Verhinderung von Lösemittel-Emissionen aus Chemischreinigungsanlagen (Opatření na zamezení emisí rozpouštědel ze zařízení chemického čištění) — *Baum F., Hager J.*, 73—77.

Gesundheits-Ingenieur 98 (1977), č. 4

— Klimatisierung (Klimatizace) — *Lenz H.*, 89—91.

— Klimaökonomie. Kosten/Nutzen-Analyse zum Problemkreis Klimatisierung. Eine Fallstudie (Ekonomie klimatu. Analýza nákladů a použití k problematice klimatizování. Studie případu) — *Brendel T., Grüttler G.*, 92—98.

— Eine Kenngrösse zur Beurteilung des Speicherverhaltens von Bauteilen (Charakteristická hodnota k posouzení akumulacího chování stavebních dílů) — *Spethmann H. J.*, 99—102, 107.

— Energieeinsparung in Gebäuden. Abhängig-

keit des Energieverbrauchs von verschiedenen bautechnischen Faktoren (Úspora energie v budovách. Závislost spotřeby energie na různých stavebně technických činitelích) — *Adamson Bo., Källblad K.*, 108—114.

Heating, piping, air conditioning (1977), č. 2

— Packaged boiler update (Současnost balených kotlů) — *Bihler L. A.*, 27—30, 35.

— Product guide to package boilers (Průvodce výrobky — balené kotle) — 35—37.

— TBA procedures (Postupy při testování, vyvažování a seřizování vytápěcího, větracího a klimatizačního zařízení) — *Gage E. H.*, 39—43.

— Predicting building energy requirements (Předvídání energetických požadavků budovy) — *Ayres J. M.*, 44—50.

— Energy cost estimates: today's necessity (Hodnocení energetických požadavků budovy — nutnost dneška) — *Neal G. W.*, 53—56.

— Nomograph estimates fan sound level (Nomogram hodnotí hladinu hluku ventilátoru) — *Caplan F.*, 61—62.

— Noise in piped heating systems (Hluk v potrubních vytápěcích systémech) — *Field A. A.*, 65—66, 68, 70—71.

Heizung Lüftung Haustechnik 28 (1977), č. 2

— Abnahme von Lüftungstechnischen Anlagen (Přijímka vzduchotechnických zařízení) — *Bornschlegl A.*, 53—56.

— Kombination einer Strahlungsheizung mit örtlichen Heizkörpern (Kombinace sálavého vytápění s místními vytápěcími tělesy) — *Kühlmann G.*, 57—61.

— Betriebserfahrungen mit Lüfterkonvektoren in Schulbauten (Provozní zkušenosti s ventilátorovými konvektory ve školních budovách) — 61.

— Stallklimaberechnung unter Berücksichtigung feuchter Flächen (Výpočet klimatických podmínek ve stáji s ohledem na vlhké plochy) — 62.

— Probleme der Heizung und Lüftung in Schulbauten (Problémy vytápění a větrání ve školních budovách) — 62.

— Bauliche Anforderungen an Küche, Bad, WC und Hausarbeitsraum (Stavební požadavky na kuchyň, koupelnu, WC a prostor pro vykonávání domácích prací) — *Usemann K. W.*, 63—65.

— Einfluss von Bauteilen von Klimaanlage auf ihre Regelbarkeit (Vliv stavebních dílů klimatizačních zařízení na jejich regulovatelnost) — 66.

— Anwendung der Sonnenenergie im Niedertemperaturbereich. Teil 2: Wirtschaftlichkeitsberechnungen für Solaranlagen (Použití sluneční energie v oblasti s nízkou teplotou. Díl 2.: Výpočty hospodárnosti slunečních zařízení) — *Gnugesser E., Mukherjee S. K.*, 67—70.

— Doppelmembran-Druckausdehnungsgefäß für Warmwasser-Zentralheizungen (Tlaková expanzní nádoba s dvojistou membránou pro teplovodní ústřední vytápění) — 71.

Heizung Lüftung Haustechnik 28 (1977), č. 3

— Solarenergie zunächst für Brauchwassererwärmung (Sluneční energie nejprve pro ohřev užitkové vody) — *Fox U.*, 87—88.

— Aussenlufttraten bei Raumlufttechnischen Anlagen in staatlichen Gebäuden (Množství vnějšího vzduchu u vzduchotechnických zařízení v místnostech ve státních budovách) — *Siebert L.*, 89—93.

— Filter zur Reinigung von Aussen- und Umluft und ihr Einfluss auf die Raumluft (Filtr na čištění vnějšího a oběhového vzduchu a jeho vliv na vzduch v místnosti) — *Strauss H. J.*, 94—100.

— Brauchwassererwärmung im Hochbau (Ohřev užitkové vody ve výškové budově) — 101—108.

— Brauchwassererwärmung durch Strom — Energiewirtschaftliche Betrachtungen (Ohřev užitkové vody proudem — poznatky z hlediska hospodárnosti energie) — *Hadenfeldt A.*, 109—113.

— Systembeschreibungen und Installationshinweise für die Brauchwassererwärmung mit Strom (Popisy systému a připomínky k instalaci pro ohřev užitkové vody proudem) — *Kohnke H. J.*, 114—118.

— Gesetzliche Einheiten, einheitliche Begriffe und Benennungen in der technischen Gebäudeausrüstung (Zákonné jednotky, jednotné výrazy a názvy v technice vybavení budov) — 119—121.

— Wärmerückgewinnung aus Abwässern zentraler Betriebsstellen im Krankenhaus (Zpětné získávání tepla z odpadních vod ústředních provozních míst v nemocnici) — *Loewer H., Schüring S.*, 122—123.

Die Kälte- und Klimatechnik 29 (1976) č. 10

— Zentrale Kälteversorgung eines Chemiewerkes (Centrální zásobování chladem chemického závodu) — *Schmitt H.*, 422, 424, 429—433.

— Ein neues selbsttätiges Absperrventil für Kältemittelverdichter (Nový samočinný uzavírací ventil pro kompresory chladiv) — *Adolf, Beck, Will, Zschörner*, 434—436, 439—440.

— Der FEDDERS-Rollkolbenkompressor (Rotací pístový kompresor firmy FEDDERS), 444—446, 448.

Die Kälte- und Klimatechnik 29 (1976), č. 11

— Klimatisierung im Personen-Kraftfahrzeug; Teil 1 (Klimatizace v osobním automobile; díl 1.) — *Schlepper H.*, 472, 474, 477—481.

— Kolbenmaschinen in der Tieftemperatur- und Verfahrenstechnik (Pístové stroje v technice nízkých teplot a přístrojové technice) — *Turnwald E.*, 482—484, 487—493.

— Die Kälteversorgung der lufttechnischen Anlagen des Sheraton-Hotels im Rhein-Main-Flughafen (Zásobování chladem vzduchotechnických zařízení hotelu „Sheraton“ na letišti Rýn-Mohuč) — *Braun A.*, 493—498.

— Möglichkeiten und Grenzen der rationellen Energieverwendung (Možnosti a hranice racionálního využití energie) — 498—500.

Die Kälte- und Klimatechnik 29 (1976), č. 12

— Klimatisierung im Personen-Kraftfahrzeug; Teil 2 (Klimatizace v osobním automobile; díl 2.) — *Schlepper H.*, 525—526, 528, 530.

— Kryotechnik (Kryotechnika) — *Schinkmann*, 530—531.

— Ein neuer einfacher Kryostat zur Erzeugung variabler Temperaturen im Bereich 1,5—500 K (Nový jednoduchý kryostat na výrobu proměnných teplot v oblasti 1,5 až 500 K) — *Gmelin E.*, 531—534, 539.

— Rationelle Energienutzung in der Kälte-technik; Teil 1 (Racionální využití energie v chladicí technice; díl 1.) — *Lotz H.*, 539—545.

ztv

5

Zdravotní technika a vzduchotechnika. Ročník 20, číslo 5, 1977. Vydává Česká vědeckotechnická společnost, komitét pro životní a pracovní 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, 65607 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. 20, 1977 (6 issues) Dutch Glds. 58,— (DM 56,—). Toto číslo vyšlo v listopadu 1977.

© Academia, Praha 1977.