

Redakční rada:

Prof. inž. dr. J. PULKRÁBEK — doktor technických věd (předseda), inž. J. ADLOF, inž. V. BAŠUS (výkonný redaktor), inž. dr. J. CIHELKA, inž. J. HABER, doc. inž. L'. HRDINA, inž. A. KŘÍŽ, inž. dr. M. LAŽŇOVSKÝ, inž. dr. Z. LENHART, MUDr. J. MÜLLER, inž. dr. J. NĚMEC, inž. dr. L. OPPL, MUDr. P. PACHNER, inž. dr. V. PRAŽÁK, inž. J. SYNEK, inž. O. ŠULA, inž. V. TŮMA — kandidát technických věd, inž. C. A. VOTAVA

Adresa redakce: Dvorecká 3, Praha 15

OBSAH

Inž. I. Bureš:	Regulace ústředních vytápění teplou a horkou vodou	99
V. Švec:	Projektování vytápění průmyslových hal sálavými zavěšenými panely	108
Inž. V. Rayman:	Pneumatická doprava soustavou tří komorových podavačů . .	116
Inž. K. Laboutka a inž. B. Schürek:	Bytová jednotková teplovzdušná souprava	123
Inž. M. Jokl:	Výpočet tepelných ztrát a zisků metodou elektrické analogie .	130
Rozhledy		137
Recenze		145
Literatura		146
Příloha 23 a 24		

Oprava: V čísle 2/60, na str. 93, v příspěvku „Určení teploty odcházejícího vzduchu v horkých provozech při výpočtu aerace“ je ve vzorci

$$t_0 = 21,5 \frac{Q^{0,2} \cdot \Delta t_{pp}^{0,6}}{H^{0,44}} + t_z$$

H — výška provozovny [mm], nikoliv (jak bylo omylem uvedeno) [m]. Prosíme čtenáře, aby si tuto chybu opravili. *Autor*

697.357/358

1.20:1.43

REGULACE ÚSTŘEDNÍCH VYTÁPĚNÍ TEPLOU A HORKOU VODOU

Inž. IVAN BUREŠ

Výzkumný ústav vzduchotechniky, ZVVZ — Praha

Článek pojednává o statických a dynamických vlastnostech soustav při vytápění teplou a horkou vodou. Jsou uvedeny typy regulátorů, které jsou pro vytápěcí zařízení užívány.

*Lektorovali: inž. A. Bura,
kandidát technických věd,
inž. M. Popelář*

1. ÚVOD

Převážná většina obytných a společenských místností a značná část průmyslových objektů je vytápěna teplou nebo horkou vodou.

Ve srovnání s vytápěním parou mají tato zařízení výhodu ve snadnější regulaci dodávaného množství tepla změnou teploty vody. Jejich nevýhodou je větší setrvačnost, která vyžaduje jistá opatření, aby regulační pochody probíhaly příznivě i při rychlejších změnách venkovní teploty a ostatních vlivů na tepelné ztráty budovy.

2. STATICKÉ VLASTNOSTI REGULOVANÝCH ZAŘÍZENÍ

Regulaci množství přiváděného tepla lze provést dvěma způsoby, nebo jejich kombinací:

- 1) změnou průtočného množství při stálé teplotě vody,
- 2) změnou teploty vody při stálém průtočném množství.

První způsob se používá pro ruční regulaci výkonu jednotlivých těles a je obecně známo, že tento způsob sám o sobě pracuje velmi špatně. Je to zaviněno tím, že průběh přívodu tepla v závislosti na otevření regulačního ventilu je silně nelineární; při otevírání ventilu nejprve velmi prudce stoupá, zbylá (větší) část zdvihu působí změnu zcela nepatrnou. Nelineární průběh regulace vzniká jednak změnou teplotního spádu přiváděné a odváděné vody, jednak změnou tlakového rozdílu na regulačním ventilu. Teplotní spád s klesajícím množstvím značně roste, jak se snadno přesvědčíme jednoduchým výpočtem množství dodaného tepla:*)

Označíme-li:

ϑ_1, ϑ_2	[°C]	... vstupní a výstupní teplota vody,
$\vartheta_{10}, \vartheta_{20}$	[°C]	... vstupní a výstupní teplota vody při $Q_{\max}$,
ϑ_m	[°C]	... teplota vzduchu v místnosti,
F	[m ²]	... výhřevná plocha výměníku,
G	[l/h]	... průtočné množství vody,
c	[kcal/°C kg]	... měrné teplo vody,
k	[kcal/°C m ² h]	... součinitel prostupu tepla,
Q	[kcal/h]	... množství předaného tepla,

*) Výpočet je proveden za zjednodušujících předpokladů, že součinitel prostupu tepla se s teplotou vody nemění a že teplota vzduchu je stálá. První předpoklad je zhruba splněn, neboť celkový prostup tepla je nejvíce ovlivněn největším odporem, tj. přestupním součinitelem na straně vzduchu, který podle Nusselta-Henckeho závisí v klidném vzduchu na čtvrté odmocnině z teplotního spádu [1]. Druhý je při výpočtu otopných těles běžně používán.

potom při uvažování středního logaritmického spádu je

$$Q = k \cdot F \cdot \frac{\vartheta_{10} - \vartheta_2}{\ln \frac{\vartheta_{10} - \vartheta_m}{\vartheta_2 - \vartheta_m}} \quad (1)$$

a podle úbytku tepla ve vodě:

$$Q = G \cdot c(\vartheta_{10} - \vartheta_2). \quad (2)$$

Vyloučením Q rovnic (1) a (2) dostaneme nejprve

$$\ln \frac{\vartheta_{10} - \vartheta_m}{\vartheta_2 - \vartheta_m} = \frac{k \cdot F}{G \cdot c}, \quad (3)$$

z čehož lze stanovit ϑ_2 :

$$\vartheta_2 = \vartheta_m + (\vartheta_{10} - \vartheta_m) e^{-\frac{k \cdot F}{G \cdot c}} \quad (4)$$

a po dosazení do (4) a (2)

$$Q = G \cdot c(\vartheta_{10} - \vartheta_m) (1 - e^{-\frac{k \cdot F}{G \cdot c}}).$$

Zavedením poměrných veličin dostaneme

$$\frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{G}{G_{\max}} \cdot \frac{1 - \exp\left(-\frac{k \cdot F}{G_{\max} \cdot c} \cdot \frac{G_{\max}}{G}\right)}{1 - \exp\left(-\frac{k \cdot F}{G_{\max} \cdot c}\right)} \quad (5)$$

Obr. 1. Závislost množství přiváděného tepla na množství vody, protékající výměníkem.

nebo s použitím (3):

$$\frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{G}{G_{\max}} \cdot \frac{1 - \left(\frac{\vartheta_{20} - \vartheta_m}{\vartheta_{10} - \vartheta_m}\right)^{\frac{G_{\max}}{G}}}{1 - \frac{\vartheta_{20} - \vartheta_m}{\vartheta_{10} - \vartheta_m}}. \quad (6)$$

Pro nejobvyklejší poměry při návrhu teplovodních zařízení, tj. teplotu vody $\vartheta_{10} = 90^\circ\text{C}$, $\vartheta_{20} = 70^\circ\text{C}$ a teplotu místnosti $\vartheta_m = 20^\circ\text{C}$ je sestrojena závislost $Q/Q_{\max}$ na $G/G_{\max}$ na obr. 1. Z obrázku je zřejmo, že snížením průtočného množství o 50% klesne přiváděné množství tepla pouze asi o 14%. Abychom snížili množství tepla na 50%, je třeba zmenšit průtok asi na 17% průtoku maximálního.

Podobně nepříznivý průběh má průtok v závislosti na zdvihu ventilu. Předpokládáme-li pro jednoduchost, že množství vody proteklé ventilem je úměrné u lineárního ventilu odmocnině z tlakového rozdílu a průtočnému průřezu, bude

$$\frac{F}{F_{\max}} = \frac{G}{G_{\max}} \sqrt{\frac{\Delta p_{\min}}{\Delta p}}, \quad (7)$$

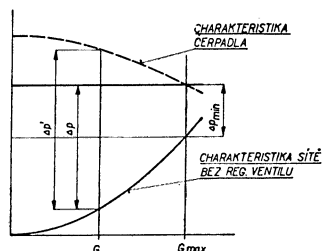
kde $\Delta p_{\min}$ je tlakový rozdíl na regulačním ventilu při $G_{\max}$.

Tlakový rozdíl se však s klesajícím průtočným množstvím zvětšuje, jak ukazuje obr. 2, neboť odpor potrubní sítě je úměrný druhé mocnině množství. Na obrázku je volena tlaková ztráta při plně otevřeném regulačním ventilu rovna 1/2 tlakové ztráty zbylé potrubní sítě. Při polovičním průtočném množství klesne však odpor

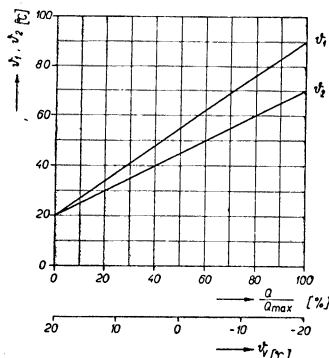
zbytku sítě na $1/4$ maximálního, diferenční tlak na regulačním ventilu vzroste na $2,5 \Delta p$ min. Podle vztahu (7) je nutno proto zmenšit průtočnou plochu ventilu na

$$F = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{2,5}} \cdot F_{\max} = 0,32 F_{\max}.$$

Jak zřejmo, i při značné tlakové ztrátě na regulačním ventilu nelze dosáhnout ani přibližně lineární závislosti průtočného množství na zdvihu. V předchozím příkladu jsme však potřebovali snížit průtok na 17%, aby množství tepla kleslo na po-



Obr. 2. Průběh tlakové ztráty na ventilu.



Obr. 3. Závislost mezi teplotou vody a množstvím přivedeného tepla pro stálé průtočné množství.

lovinu. Snadno vypočteme, že odpovídající otevření ventilu by bylo pro zvolenou síť 10% průtoku maximálního. Tento výpočet platí za dalšího předpokladu, že čerpadlo pracuje při stálém tlaku, nezávislém na průtočném množství. Pravidelně tlak s klesajícím množstvím stoupá, jak je naznačeno čárkovanou charakteristikou čerpadla a skutečný tlakový rozdíl na ventilu bude $\Delta p' > \Delta p$ (obr. 2), čímž se poměry ještě zhorší.

Probraný příklad regulace přívodu tepla při stálé vstupní teplotě do výměníku ukazuje, že tohoto způsobu lze užít jenom v omezeném rozsahu. Ventily s lineární charakteristikou jsou nevhodné, má-li být ztráta při plném průtoku udržena v rozumných mezích. Lepšího výsledku lze dosáhnout s tzv. ventily ekviprocentními, které jsou charakterisovány tím, že průtočná plocha se nemění se zdvihem kuželky lineárně, ale vždy o stejný násobek výchozí hodnoty. Jestliže např. ventil je proveden tak, že se z polohy zcela otevřené přivře po $1/10$ zdvihu kuželky na $0,7$ max. průřezu, potom při zdvihu o další $1/10$ se zmenší jeho průřez opět na $0,7$ výchozí hodnoty, tedy na $0,49$ max. průřezu. Při plném zdvihu kuželky se zmenší průtočná plocha na $0,7^{10}$, tj. asi na 3% max. průřezu. Hodnotou nejmenšího průřezu jsou ekviprocentní ventily označovány.

Nyní probereme případ druhý, při kterém měníme vstupní teplotu vody ϑ_1 , při čemž průtočné množství G zůstane stálé. Rovnice (3) platí obecně, protože závislost ϑ_1 , a ϑ_2 je dána výrazem:

$$\frac{\vartheta_2 - \vartheta_m}{\vartheta_1 - \vartheta_m} = e^{-\frac{k \cdot F}{G \cdot c}} = \text{konst.} \quad (8)$$

Z rovnice (8) je zřejmé, že ϑ_2 se mění s ϑ_1 lineárně a že pro $\vartheta_1 = \vartheta_m$ je i $\vartheta_2 = \vartheta_m$. Množství dodaného tepla určíme z rovnice (2)

$$Q = G \cdot c(\vartheta_1 - \vartheta_2),$$

kde bychom po dosažení za ϑ_2 z rovnice (8) dostali rovněž lineární závislost $Q = f(\vartheta_1)$.

Poněvadž krajní hodnoty známe ($Q = 0$ pro $\vartheta_1 = \vartheta_m$, $Q = Q_{\max}$ pro $\vartheta_1 = \vartheta_{10}$), můžeme sestavit průběh teplot ϑ_1 a ϑ_2 v závislosti na poměrném množství tepla $Q/Q_{\max}$, jak je provedeno v obr. 3.

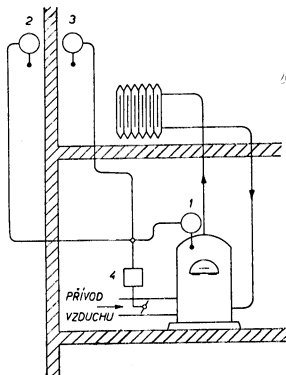
Jestliže jediným zdrojem tepelných ztrát nebo zisků budou transmisní ztráty, potom Q bude úměrné rozdílu teplot venku a uvnitř, což ukazuje další možnost řízení teploty přiváděné vody lineárně podle teploty venkovní.

Zjištěná lineární závislost mezi teplotou vody a přívodem tepla je pro regulaci mnohem výhodnější než změna průtočného množství, proto jsou vytápěcí zařízení regulována téměř vždy tímto způsobem. Dodržení žádané teploty je přesnější a provoz hospodárný, neboť při snížené teplotě vody klesnou i tepelné ztráty.

3. DYNAMICKÉ VLASTNOSTI REGULOVANÝCH ZAŘÍZENÍ

Dosud probírané závislosti se týkaly pouze ustálených stavů. V regulaci jsou však důležité též stavy přechodné, způsobené časovým průběhem změn ve hmotných soustavách. Pokud uzavřené regulační obvody jsou stabilní, mohou být vyvolány změny fyzikálních veličin jediné poruchami nebo úmyslným představováním žádané hodnoty regulované veličiny — řízením. Ideální regulátor by měl reagovat na poruchu jakéhokoliv průběhu tak, aby během regulačního pochodu nevznikla žádná přechodná odchylka od žádané hodnoty regulované veličiny. Rovněž během řízení měla by skutečná hodnota přesně sledovat žádanou. Dosažení takového průběhu regulačních pochodů není prakticky proveditelné, regulátor však bude tím lepší, čím kratší bude doba regulačního pochodu a čím budou menší přechodné regulační odchylky. Nejlepším způsobem, jak dosáhnout příznivého průběhu regulačních pochodů, je podchytit poruchy dříve, než mohou ovlivnit regulovanou veličinu, tj. co nejdříve místu jejich vzniku. Z tohoto důvodu se setkáváme s regulátory, které mají několik čidel v různých místech soustavy.

V předchozím jsme si ukázali, že je výhodné regulovat dodávku tepla teplotou vody. Zvolme proto zařízení, jehož základním regulačním obvodem bude úprava teploty vody a proberme možnosti řízení dodávky tepla. Takové zařízení je na obr. 4. Sestává z kotle a radiátoru, termostat 1 udržuje žádanou teplotu vody v kotli představováním klapky přívodu vzduchu pohonem 4. Teplo je dodáváno do místnosti výměníkem. Pokud nejsou v místnosti žádné zdroje tepla, mohli bychom teplotu vody snadno nastavovat podle venkovní teploty ručně. Jistě by však bylo velmi obtížné nastavit správnou teplotu vody a tím udržet teplotu v místnosti na žádané hodnotě, aniž bychom venkovní teplotu znali, neboť v místnosti připouštíme kolísání v malém rozmezí a museli bychom sledovat odchylky řádu setin stupně, abychom dosáhli regulace stejně dobré, jako když venku budeme sledovat změny o velikosti celých stupňů. I při samočinné regulaci bude proto snadnější nastavovat teplotu vody venkovním termostatem 2. V případě, že by v místnosti byly proměnlivé zdroje tepla, regulace termostaty 1 a 2 sama o sobě nestačí a výkon zařízení, tj. teplotu vody je nutno přizpůsobit též měření teploty uvnitř, podle termostatu 3. Regulátor má tedy tři měřicí přístroje, z nichž termostat 3 je hlavní a udržuje teplotu místnosti na žádané hodnotě. V případě, že by došlo ke změně venkovní teploty, zásahne

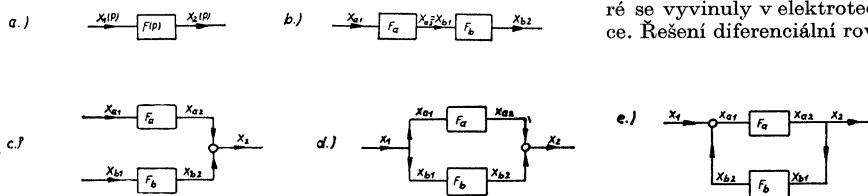


Obr. 4. Schéma regulace vytápění teplotou vodou.

termostat 2 dříve, než se tato porucha projeví uvnitř místnosti, což by bylo jinak nutné, měla-li by být odstraněna pouze termostatem 3. Při ustálené teplotě venku i uvnitř udržuje termostat 1 teplotu vody stálou, a tím odstraňuje možné výkyvy, které by mohly nastat např. vlivem změn spalování.

Odezva regulačního obvodu nebo jeho některého členu na poruchu se zjišťuje zpravidla pro dva typické případy: Buď pro změnu na vstupu skokem nebo pro buzení sinovými kmity v rozsahu kmitočtů od 0 do ∞ . V prvním případě sledujeme přechodový děj, ve druhém ustálenou složku, tj. výstupní kmity co do jejich amplitudy a fázového posunutí. Pokud lze popsat všechny členy obvodu lineárními diferenciálními rovnicemi s konstantními koeficienty, jak v regulaci téměř vždy předpokládáme, nezávisí poměrná velikost ustálených výstupních kmitů ani na absolutní hodnotě amplitudy na vstupu, ani na čase. Přechodová křivka má též vždy stejný tvar, nezávislý na velikosti vstupní změny. V těchto případech je řešení průběhu regulačních pochodů

poměrně snadné metodami, které se vyvinuly v elektrotechnice. Řešení diferenciální rovnice



Obr. 5a). Schématické značení členu obvodu. b) Členy řazené za sebou. c) Členy vedle sebe (semparalelně). d) Členy vedle sebe se společným vstupem (paralelně). e) Členy řazené proti sobě (zpětná vazba).

obvodu nebo jeho členu pro vstupní změnu skokem o 1 se nazývá přechodová funkce, při ustálených kmitcích sinového tvaru se jmenuje přenos, při čemž se zavádí pro zjednodušení početních operací tzv. komplexní kmit. Aby bylo na první pohled zřejmo, že se jedná o přechodový děj, čili o funkci času, připisujeme značku času obvyklým způsobem ke všem funkcím a proměnným, tedy např. $F(t)$, $x(t)$, $y(t)$ atd. U přenosu, který je funkcí frekvence, užívá se označení $F(p)$, $x(p)$, kde proměnná p zastupuje komplexní kmit. V případě, že nemůže dojít k záměně, mohou být označení (t) nebo (p) vynechána. Obě řešení jsou navzájem rovnocenná a lze vždy převést jedno na druhé, neboť základem obou je táž diferenciální rovnice, které musí obě řešení vyhovovat. S přenosem se pracuje pohodlněji, proto se ho téměř vždy při výpočtech užívá. Výsledky se v některých případech převádějí na přechodovou charakteristiku, poněvadž v této podobě je průběh výstupních funkcí názornější. Základní postup určení přenosu a přechodové funkce byl otištěn v článku o pneumatických regulátorech teploty ve „Zdravotní technice“ [6], proto se jím nebudeme zabývat a probereme přenosy základních zapojení dvou členů, ze kterých lze odvodit přenosy ostatních složitějších případů.

Označíme-li komplexní přenos $F(p)$, $p = j\omega$, nebo pouze F , kde $j = \sqrt{-1}$ a ω = úhlová frekvence, dále vstupní signál např. $x_1(p) = x_1$, výstupní $x_2(p) = x_2$, potom přenos jednotlivého členu

$$\frac{x_1(p)}{x_2(p)} = F(p) . \quad (\text{obr. 5a})$$

Přenos 2 členů řazených za sebou stanovíme snadno, považujeme-li výstupní signál prvního za vstupní druhého:

$$\begin{aligned} \frac{x_{a2}}{x_{a1}} &= F_a ; \quad \frac{x_{b2}}{x_{b1}} = F_b \\ \frac{x_{b2}}{x_{a1}} &= F_a \cdot F_b \end{aligned} \quad (\text{obr. 5b})$$

U členů, řazených vedle sebe se jejich účinky na výstupu sčítají:

$$\begin{aligned} x_2 &= x_{a2} + x_{b2} , \\ x_2 &= F_a \cdot x_{a1} + F_b \cdot x_{b1} . \end{aligned} \quad (\text{obr. 5c})$$

V případě, že mají společný vstupní signál, bude též $x_{a1} = x_{b1} = x_1$ a výsledný přenos vypočteme

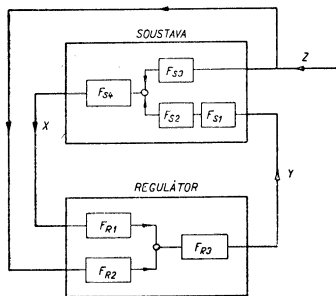
$$\frac{x_2}{x_1} = F_a + F_b . \quad (\text{obr. 5d})$$

Jestliže jeden z členů tvoří zpětnou vazbu, určíme výsledný přenos:

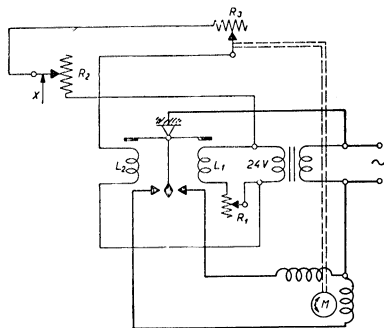
$$x_2 = x_{a2} = x_{a1} F_a; \quad x_{a1} = x_1 + x_{b2} = x_1 + F_b \cdot x_2; \quad \frac{x_2}{x_1} = \frac{F_a}{1 - F_a \cdot F_b}. \quad (\text{obr. 5e})$$

(Jedná-li se o zápornou zpětnou vazbu, jakou např. tvoří regulátor a soustava, potom se zpětný signál na vstupu odečítá a znaménko ve jmenovateli se změní na +).

Při řešení obvodů překresluje se soustava s regulátorem do tzv. blokového schématu, které je uvedeno v obr. 6. Jednotlivé obdélníčky značí členy obvodů a v nich vepsané funkce příslušné přenosy. Aby lépe vynikl vliv řízení teploty vody podle venkovních podmínek, je ve schématu provedeno zjednodušení — kotel s regulátorem teploty vody je zahrnut v jeden člen (taková úprava je přípustná, poněvadž výsledný přenos lze stanovit z přenosu obou částí). Ve schématu značí: x — regulovaná veličina (teplota v místnosti), y — akční veličina (nastavená teplota vody), z — porucha změnou venkovní teploty, F_{S1} — přenos kotle s regulátorem teploty vody, F_{S2} — přenos rozvodného potrubí a výměníku, F_{S3} — přenos cesty poruchy (ohrazení místnosti), F_{S4} — přenos místnosti, F_{R1} , F_{R2} , F_{R3} — přenosy příslušných cest regulátorem.



Obr. 6. Blokové schéma regulace ústředního vytápění.



Obr. 7. Elektrický proporcionální regulátor s reléovým zesilovačem.

Podle obr. 6 stanovíme závislost regulované veličiny na poruše: $\frac{x(p)}{z(p)}$, neboli přenos poruchy:

$$x(p) = -F_{S1} \cdot F_{S2} \cdot F_{S4} \cdot y(p) - F_{S3} \cdot F_{S4} \cdot z(p), \quad (9)$$

$$y(p) = F_{R1} \cdot F_{R3} \cdot x(p) - F_{R2} \cdot F_{R3} \cdot z(p). \quad (10)$$

Tyto rovnice se dále zjednoduší, označíme-li:

$$\begin{aligned} F_S &= F_{S1} \cdot F_{S2} \cdot F_{S4} \quad \dots \text{přenos soustavy,} \\ F_{SZ} &= F_{S3} \cdot F_{S4} \quad \dots \text{přenos poruchy soustavou,} \\ F_R &= F_{R1} \cdot F_{R3} \quad \dots \text{přenos regulátoru,} \\ F_{RZ} &= F_{R2} \cdot F_{R3} \quad \dots \text{přenos poruchy regulátorem.} \end{aligned}$$

S tímto označením můžeme psát rovnice (9) a (10):

$$x(p) = -F_S \cdot y(p) + F_{SZ} \cdot z(p),$$

$$y(p) = F_R \cdot x(p) + F_{RZ} \cdot z(p).$$

Vyloučením $y(p)$ z obou rovnic stanovíme hledaný přenos poruchy soustavou:

$$\frac{x(p)}{z(p)} = \frac{F_{SZ} - F_S \cdot F_{RZ}}{1 + F_S \cdot F_R}, \quad (11)$$

který lze též upravit na tvar

$$\frac{x(p)}{z(p)} = F_{SZ} - \frac{F_{SZ}}{1 + \frac{1}{F_S \cdot F_R}} - \frac{F_{RZ}}{F_R + \frac{1}{F_S}}. \quad (12)$$

Ze vzorce (11) vidíme, že může nastat případ, kdy porucha jakéhokoliv průběhu nebude mít vliv na regulovanou veličinu x . Bude to tehdy, když

$$F_S \cdot F_{RZ} = F_{SZ}; \quad \frac{x(p)}{z(p)} = 0. \quad (13)$$

Představuje-li F_{RZ} proporcionální regulátor se zanedbatelnými zpožďujícími členy a vhodně voleným zesílením, znamená podmínka (13), že přechodová křivka soustavy pro změnu akční veličiny má stejný průběh, jako přechodová křivka poruchy. Pokud probíhá porucha soustavou pomaleji, než změna akční veličiny, způsobená působením poruchy, lze některými regulátory průběh vhodně upravit.

Podle rovnice (12) můžeme snadno určit průběh poruchy pro

$F_{RZ} = 0$ (odpojení regulátoru poruchové veličiny),

$F_R = 0$ (odpojení vlastního regulátoru zařízení),

$F_{RZ} = F_R = 0$ (soustavu zcela bez regulátoru),

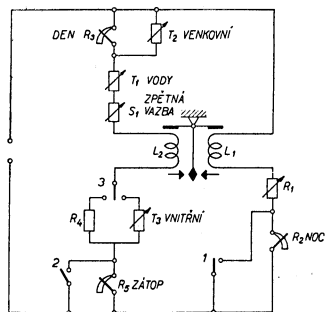
a tak nejlépe posoudit účelnost opatření pro zlepšení regulačních pochodů.

4. REGULÁTORY VYTÁPĚCÍCH ZAŘÍZENÍ

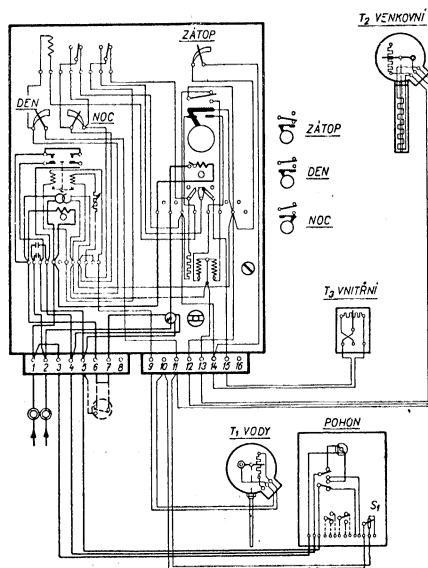
Již z druhého odstavce vyplynula účelnost řízení dodávky tepla podle venkovní teploty, neboť vystačíme s prostředky daleko jednoduššími, než při regulaci, provedené v uzavřeném obvodu podle teploty místnosti. Ve třetím bylo ukázáno, že řízení zlepši i dynamické vlastnosti a může za příznivých podmínek vést zcela k odstranění přechodných odchylek, způsobených venkovními poruchami. Je proto zřejmé, že jsou vyráběna regulační zařízení, která mohou uvedené požadavky splnit. Jedním z nich je dobře známý a též u nás značně rozšířený systém „Equitherm“, vyráběný švýcarskou firmou Sauter a. s.

Equitherm je sestaven z prvků tzv. rheodiferenciální regulace, která pracuje jako proporcionální s pevnou zpětnou vazbou, odvozenou od polohy regulačního orgánu. Je to regulace elektrická, pohony jsou zapojeny přímo na jednofázový světelný proud, měřicí obvody jsou napájeny transformátorem o výstupním napětí 24 V. Základní schéma je na obr. 7.

Diferenciální relé, které tvoří cívky L_1 , L_2 a kotva s dotyky, spíná motorek pohonu M buď v jednom nebo v druhém smyslu otáčení. V obvodu cívky L_1 je vložen odpor R_1 , kterým se nastavuje, žádaná hodnota regulované veličiny. V obvodu L_2 jsou sériově vřazeny proměnlivé odpory R_2 a R_3 . První z nich, — R_2 , je odporovým vysílačem skutečné hodnoty regulované ve-



Obr. 8.
Funkční schéma regulátoru „Equitherm“.



Obr. 9.
Schéma zapojení regulátoru „Equitherm“.

ličiny, velikost odporu R_3 je úměrná poloze regulačního orgánu. V případě, že vznikne regulační odchylka, která se např. projeví zmenšením odporu R_2 , prochází cívkou L_2 větší proud než cívkou L_1 a relé sepne pravý kontakt. Motor pohonu M se otáčí a současně přestavuje jezdec vysílače R_3 , jehož odpor vzrůstá. V okamžiku, kdy proud v obou cívkách je opět v rovnováze, kontakty relé se rozpojí a pohon se zastaví v nové poloze.

Je zřejmé, že do obvodu cívk L_2 nebo L_1 lze vložit i jiné odporové vysílače a že poloha regulačního orgánu může být ovlivněna dalšími měřenými veličinami. Takový případ je znázorněn na *obr. 8 a 9*, které představují jedno ze zapojení regulátoru Equitherm s měřením teploty vody, teploty venkovní a po případě teploty místnosti. V *obr. 8* je zjednodušené schéma, které obsahuje pouze měřicí obvody; ovládací silnoproudý rozvod je pro větší přehlednost vynechán. V *obr. 9* je schéma propojení přístrojů podle skutečného provedení.

Regulátor umožňuje nastavení různé teploty pro den a noc a využití plného výkonu zařízení při zátopu. V obvodu cívk L_1 je seřizovací odpor R_1 a odpor R_2 pro nastavení snížené noční teploty. V obvodu cívk L_2 jsou vedle sebe zapojeny odpory R_3 pro nastavení denní teploty a odporový vysílač venkovního čidla T_2 , dále T_1 – vysílač čidla teploty vody, S_1 – vysílač polohy regulačního orgánu a T_3 – vysílač termostatu v místnosti, po případě R_5 , který je zapojen při zátopu. Místo vysílače termostatu v místnosti může být zapojen pevný odpor R_4 .

Při nočním provozu se sníženou teplotou je vypínač 1 rozpojen, 2 spojen a přepínač 3 v poloze levé, při které je termostat místnosti odpojen. Normální denní provoz se nastaví zkratováním odporu R_2 a R_5 (1 a 2 sepnuty) a zapojením T_3 (3 vpravo). Při zátopu je zapojení stejné jako pro denní provoz, ale vypínač 2 je rozpojen a odpor větve cívk L_2 zvětšen o R_5 . Klesne-li teplota v místě některého z čidel vysílačů T_1 , T_2 nebo T_3 , odpor větve cívk L_2 vzroste a relé sepne pohon v tom smyslu, aby se přívod tepla zvětšil. Ustálení v nové poloze způsobí zvětšení odporu S_1 – zpětné vazby odvozené od polohy pohonu. Když nejsou v místnosti proměnlivé zdroje tepla, jako na příklad velké změny v počtu přítomných osob, může být termostat v místnosti zcela vypuštěn. Potom přepínač 3 je trvale v poloze levé.

Schéma na *obr. 9* obsahuje i silnoproud, který je vytažen tlustými čarami. Vlastní diferenciální relé, jež je v levé části, je vybaveno impulsním zařízením, které umožňuje nastavit vhodnou dobu závěru pohonu a přizpůsobit regulátor časovým konstantám soustavy. V pravé části jsou spínací hodiny, které podle zvoleného programu samočinně přestavují denní a noční provoz.

Zvláštní pozornost zaslouží venkovní čidlo, které je podrobněji nakresleno na *obrázku 10*. Je to termostat, vytápěný odporovým drátem, neměří proto pouze teplotu, ale tepelné ztráty, způsobené i jinými povětrnostními vlivy, jako např. rychlostí větru, vlhkostí apod. Tento termostat lze tedy považovat za jakýsi model vytápěné budovy, který ovšem sleduje změny s mnohem menším zpožděním.

Vtipným způsobem je u regulátoru Equitherm vyřešena stupnice pro nastavení denní teploty, která je provedena jako diagram závislosti teploty vody na venkovní teplotě, tedy podobně, jako *obr. 3*. Ručka ukazatele žádané hodnoty představuje přímkou vstupních teplot vody.

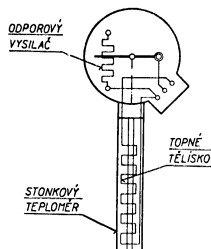
Elektrické, po případě elektronické regulátory jsou pro řízení podle většího počtu impulsů obzvláště vhodné, neboť lze snadno provést sčítání signálů jednotlivých vysílačů. Poněvadž elektronický zesilovač může pracovat s mnohem slabšími vstupními signály, používá se v můstcích jako čidel přímo odporových teploměrů. Schéma elektronického regulátoru, který je svou činností podobný předchozímu, je na *obr. 11*.

Z představuje elektronický zesilovač, který je pravidelně osazen triodami a koncový stupeň je obvykle releový. Jednotlivé můstky jsou řazeny za sebou a jsou napájeny na svorkách E střídavým proudem o konstantním napětí. První můstek termostatu T_1 může být použit pro regulaci teploty vody. S_1 je potenciometr polohy regulačního orgánu, odporem P se nastavuje pásmo proporcionality regulátoru a potenciometrem R žádaná hodnota. Potenciometry J_1 , J_2 a J_3 jsou určeny pro kompensaci odporu přívodů termostatů, potenciometry S_2 a S_3 slouží k nastavení poměrného napětí termostatu venkovního a v místnosti, tedy poměrného zesílení jednotlivých regulátorů. Poruší-li se rovnováha změnou odporu termostatu na kterémkoliv z můstků, vznikne na svorkách zesilovače napětí, kterého je použito po zesílení k přestavení regulačního orgánu. Poněvadž je na svorky zesilovače přiváděn signál v podobě změny napětí střídavého proudu, který se liší podle smyslu odchylky pouze různou fází, musí být zesilovač vybaven tzv. diskriminátorem, který určuje smysl otáčení pohonu.

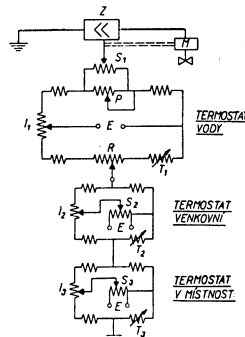
Na tomto principu pracuje např. elektronický regulátor fy Thermocontrol Installations Co. Ltd — London, nebo fy Honeywell Regulator Co. — Minneapolis, který má obchodní název „Aquatrol“.

Výhodou tohoto systému je možnost řazení prakticky libovolného počtu členů bez jakékoliv změny v konstrukci, obvody mohou být tištěné a vyráběny ve velkých počtech kusů.

Regulace dodávky tepla ústředním vytápěním byla ukázána pouze na jednom příkladě ovládáním přívodu vzduchu do topeniště. Teplota vody může být však řízena mnoha jinými způsoby. např. vypínáním olejového hořáku, škrcením přívodu páry do výměníku pára — voda, směšováním ohřáté a zpětné vody ve třicestném ventilu apod. Fa Sauter provádí asi 20 různých zapojení regulátorů „Equitherm“, která se liší podle druhu použité energie a vytápěcího zařízení a podle požadavků na úplnost automatizace. Podobně najdeme velký počet zapojení i u výrobců elektronických regulátorů. V odlišných případech bude mít regulátor pouze jiný regulační orgán, avšak zásadní funkce zůstane nezměněna (vytápěcí zařízení může pak vyžadovat další pomocný regulační obvod, jako např. při použití třicestného ventilu — regulaci teploty vody v kotli).



Obr. 10. Venkovní čidlo s vytápěním teploměrem.



Obr. 11. Schéma elektronického regulátoru s měřením tří veličin.

5. ZÁVĚR

Uvedené dva příklady elektrických regulátorů ústředního vytápění teplotou nebo horkou vodou ukázaly směr vývoje, kterým se regulační technika v tomto oboru ubírá. Jejich použití je v současné době omezeno pouze na větší celky, neboť taková regulační zařízení jsou značně nákladná, zvláště, mají-li být vybavena programovým řízením denního a nočního provozu. Řízení podle několika měřených veličin je sice jinými druhy regulátorů (např. pneumatickými) také možné, ale elektrickými regulátory lze toho dosáhnout nejjednodušším způsobem. Po této stránce jsou zvláště výhodné regulátory s elektronickými zesilovači, jež najdou pravděpodobně v budoucnu nejširšího uplatnění.

Literatura

- [1] Kalous-Pulkrábek: Technický průvodce 23, Ústřední vytápění VTN 1950, Praha.
- [2] Strejc, Šalomon, Kotek, Balda: Základy teorie samočinné regulace, SNTL 1958, Praha.
- [3] Oppelt: Příručka regulační techniky (překl.) SNTL 1958, Praha.
- [4] Sauter A. G., Basel: Katalog elektrických přístrojů.
- [5] Taylor: Electronic Control for Heating and Ventilating, Journal of Inst. of Heat. and Vent. Engnr., březen až květen 1958.
- [6] Ferst: Pneumatické regulátory teploty pro klimatisaci typu TS a TN, Zdravotní technika a vдуchotechnika čís. 2, 1959.

PROJEKTOVÁNÍ VYTÁPĚNÍ PRŮMYSLOVÝCH HAL SÁLAVÝMI ZAVĚŠENÝMI PANELY

VLASTISLAV ŠVEC

Vojenský projektový ústav, Brno

Při projekci vytápění zavěšenými panely se vyskytují některé specifické problémy praktického rázu, které nejsou u jiných otopných soustav běžné. Příspěvek shrnuje projekční zkušenosti, získané při konkrétním řešení těchto otázek. Je doložen dokumentací, kterou je možno pokládat za vzor pro další aplikaci.

*Lektoroval: inž. A. Bura,
kandidát technických věd*

1. ÚVOD

V posledních letech se k vytápění velkých prostorů stále častěji uplatňuje vytápění sálavé. Konvekční i teplovzdušné způsoby vytápění se projevily v porovnání se sálavým vytápěním jako značně ne hospodárné, nehygienické a v neposlední řadě jako nespolehlivé, poněvadž katalogové výkony nástěnných teplovzdušných souprav udávané výrobci nejsou všeobecně považovány za věrohodné.

Praxe potvrdila, že nejvýhodnějším způsobem vytápění vysokých nebo rozlehlých průmyslových hal je vytápění sálavými zavěšenými panely. Charakteristickým znakem těchto hal, je velký prostor připadající na jednoho pracujícího, jehož pobyt je omezen na určité pracovní místo v malé části výroby nízkou nad podlahou (v tzv. pracovní oblasti).

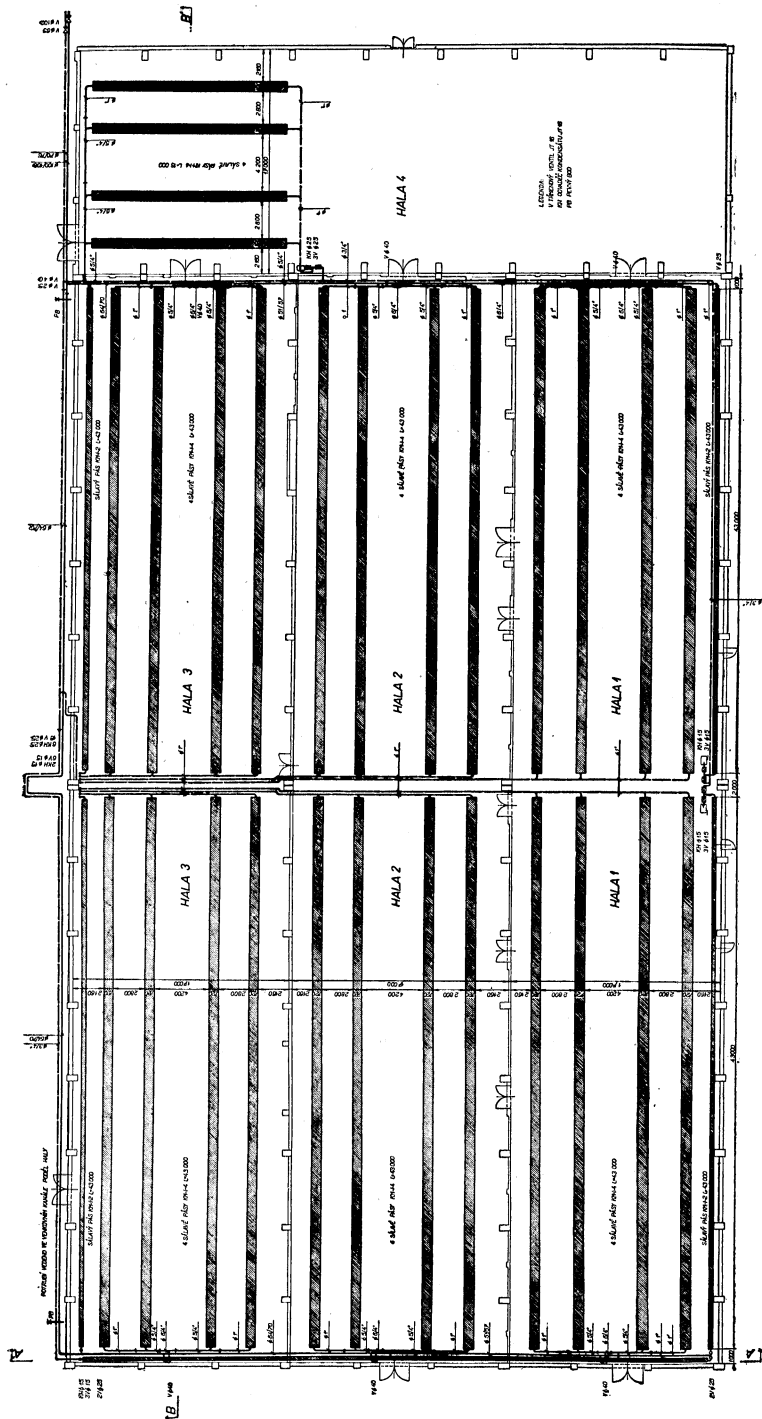
Souběžně s vývojem vytápění velkých prostorů byla u nás publikována celá řada metod pro výpočet sálavého vytápění a jiných příspěvků souvisejících s prokazováním hospodárnosti a účelnosti tohoto druhu vytápění. Tyto teoretické podklady jsou výchozím bodem pro projektování vytápění průmyslových hal sálavými zavěšenými panely, čili pro použití tohoto druhu vytápění v praxi.

Problematika projektování vytápění průmyslových hal sálavými zavěšenými panely je však širší a zaslouží si podrobnější rozbor.

Celková kvalita a ekonomie projektu je ovlivňována druhem otopného média, rozmístěním a konstrukčním provedením zavěšených sálavých panelů, způsobem provedení rozvodu potrubí, rozsahem použití uzavíracích a regulačních armatur apod.

2. PŘÍKLAD

Máme vytápět čtyřlodovou halu, kde jsou tři lodi situovány vedle sebe a čtvrtá v jejich čele, viz *obr. 1, 2, 3*. Délka lodí 1, 2 a 3 je 90 m, délka čtvrté lodi je 51 m. Šířka každé lodi je 17 m. Výška haly po obloukovém vazníku je 8,30 m; výška obloukového vazníku 3 m. Hala je postavena na rostlé půdě. Podlaha sestává z těchto vrstev: bet. mazanina 5 cm, bet. dlažba 15 cm, štěrk 15 cm, zemina. Železobetonový skelet je vyplněn po obvodu zdívkou 30 cm. Po celém obvodu haly jsou rozmístěna ve výšce 420 cm nad podlahou železobetonová okna s jednoduchým zasklením, vysoká 180 cm. Střecha je uložena na obloukových železobetonových vaznicích a je



Obr. 1.

vytvořena vrstevami podle popisu na *obr. 2*. V ose každé lodi je po celé délce střechy smontován střešní sedlový ocelový světlík s podsvětlikem.

Ve všech lodích jsou konstruovány jeřábové dráhy ve výšce 650 cm nad podlahou, na kterých pojíždí mostové jeřáby s nosností 5 t, bez budky pro jeřábníka, zespolu řízené. V hale bude vykonávána středně těžká práce.

3. OTOPNÉ MÉDIUM

Výhodným otopným médiem pro zahřívání panelů je horká voda, nebo středotlaková pára. Při nízké výšce zavěšení vyhoví také teplá voda, nebo nízkotlaková pára.

Výhodnost použití vody nebo páry jako otopného média je nutno posuzovat podle specifických podmínek řešeného projektu. Investiční náklady na horkovodní kotelnu jsou vyšší, než na středotlakou parní kotelnu. Náklady na dálkové rozvody horkovodní jsou nižší; také údržba je snazší a levnější, než u parních rozvodů. Horkovodní zařízení je snadno ovladatelné centrální regulací výstupní teploty, ale regulace je možná i u vytápění sálavými zavěšenými panely ohřívány parou (viz odstavec 6).

Parní systém má v porovnání s horkou vodou celou řadu dalších výhod:

- a) Pružnější provoz (rychlejší zátap a skončení vytápění).
- b) Konstantní teplota panelu po celé délce i s ohledem ke tvořicímu se kondensátu. U horkovodní soustavy je teplota panelu na začátku a na konci rozdílná, čímž dochází k nerovnoměrnosti vytápění po celé délce haly. Tuto nerovnoměrnost lze částečně odstranit zapojením panelu jako otopného hadu, nikoliv jako registru.
- c) Nemožnost zamrznutí panelů nebo potrubí. U horkovodních soustav je nutno udržovat teplotu nad 0°C i ve dnech pracovního klidu, nebo při delším přerušení provozu vypouštět vodu ze zařízení.
- d) Podstatně nižší investiční náklad na vytápění. Střední teplota horké vody bývá 100°C až 130°C. Parametry středotlaké páry se pohybují v rozmezí 3 až 6 atp a 140 až 160°C (podle vzdálenosti od zdroje). Povrchová teplota panelu KM-I se při teplotě vzduchu $t_v = 10^\circ\text{C}$ pohybuje u horkovodního vytápění mezi hodnotami 76°C až 96°C, kdežto u středotlaké páry 103°C až 118°C. Podrobný výpočet ukáže, že plocha panelů ohříváných horkou vodou musí být v tomto případě téměř dvojnásobná v porovnání s panely ohřívány středotlakou parou. Protože investiční náklady na panely činí kolem 70% celkového nákladu na zařízení ústředního vytápění, jsou úspory na otopné ploše při ohřívání panelů středotlakou parou značné (kolem 25%).

Projektant zpravidla nemá možnost určit druh otopného média pro vytápění haly, protože ta bývá součástí většího investičního celku, kde buď již zdroj tepelné energie existuje, nebo kde je určení druhu zdroje ovlivňováno ještě mnoha jinými okolnostmi.

Pro náš příklad bylo zvoleno vytápění haly sálavými zavěšenými panely ohřívány středotlakou parou z dálkového rozvodu o tlaku 4 atp, protože je to případ, který se v praxi často vyskytuje a jeho řešení je technicky náročnější, než u horkovodní soustavy.

4. OTOPNÁ PLOCHA

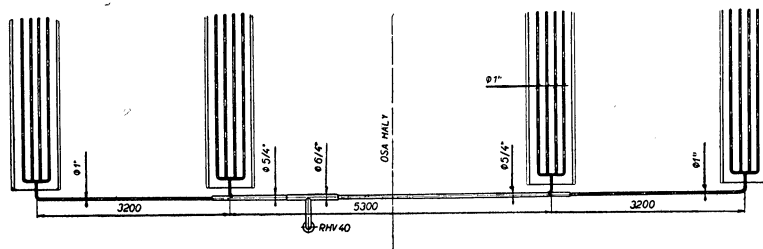
V praxi se používá mnoho druhů panelů, které byly v literatuře mnohokrát popisovány. Jsou to panely rámové nebo „reflektorové“, s trubkami nad nebo pod plechem panelu, s trubkami švově přivařenými nebo přišroubovanými, s trubkami vlisovanými do osy plechu panelu apod. Všechny tyto typy mají společné nevýhody. Jsou těžké a mají tudíž vliv na konstrukci střechy, jsou investičně nákladné, jejich délka je omezena, protože se vyrábějí v dílnách a dovážejí na stavbu, montáž těžkých panelů je pracná a rozvody složité.

Všechny uvedené nevýhody odstraňují tzv. sálavé tepelné pásy KM, které jsou podrobně popsány ve 3. čísle Zdravotní techniky a vzduchotechniky (1959). V ta-

bulkách I a II na straně 151 zmíněného časopisu jsou pak potřebné technické údaje o sálavých páslech. Volíme tudíž pro náš příklad sálavé tepelné pásy. Na *obr. 4* je zapojení panelů, na *obr. 5* detail zavěšení.

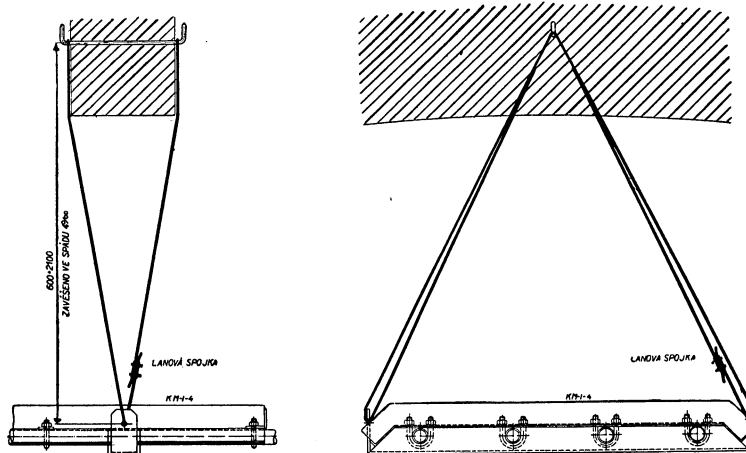
Montáž těchto pásů se provádí přímo na stavbě. Na lanka $\varnothing 3,8$ mm se zavěsí závěsy tak, aby trubky $\varnothing 1''$ položené do zářezů v závěsech byly uloženy ve spádu $4^{\circ}/_{00}$. Lanka jsou zavěšena na háčích z kulatiny $\varnothing 8$ mm, které jsou již zabetonová-

ZAPOJENÍ PANELŮ KM-14



Obr. 4.

ny v obloukových vaznicích (*obr. 5*). Vzdálenost uložení je 3 m. Po uložení potrubí na závěsy se trubky svaří do délek okótovaných na půdorysném výkresu (*obr. 1*). Na trubky se pak položí plechy, které se k trubkám přišroubují objímkami. Plechy se na horní straně opatří tepelnou izolací o síle 40 mm. Může být použito prošíváných matrací ze skelné nebo struskové vlny, které se volně položí na plechy. Na okraje panelů se ve vzdálenostech asi 1000 mm přivaří kousky drátu. Po položení izolace se dráty ohnou přes izolaci tak, aby isolační matrace sledovala tvar panelu a nepřepadávala přes okraj.



DETAIL UCHYCENÍ PANELŮ KM-14

Obr. 5. Lanko $\varnothing 3,8$ mm; druh „D“, konstrukce „D“, $n = 42$; $F = 5,28$ mm², průměr drátu 0,4 mm; číslo drátu 4; váha 0,052 kg/m; jmenovitá nosnost lanka $N = 686$ kg při jmenovité pevnosti $k = 130$ kg/mm².

Takto provedené sálavé tepelné pásy váží pouze 28 kg na 1 bm pásu KM-I-4 a 15 kg na 1 bm pásu KM-I-2. Vykalkulovaná cena za 1 bm pásu KM-I-4 činí Kčs 174,50 a za 1 bm pásu KM-I-2 Kčs 159.—.

Dále je nutno navrhnout povrchovou teplotu, šířku a rozmístění sálavých pásů.

Nejúčinnější by bylo dosáhnout co nejvyšší povrchové teploty panelů. Aby však nebyl sálavý účinek panelů na temeno hlavy člověka nepřipustně veliký, nesmí střední povrchová teplota panelů přestoupit určitou mezní hodnotu, která je v tabulce vyjádřena závislostí maximální teploty panelů na výšce zavěšení [1].

Výška zavěšení panelů H [m]	Max. teplota panelů $t_{p \max}$ [°C] při šířce haly		
	10 m	20 m	50 m
5	98	92	90
6	105	94	90
8	118	98	91
10	132	105	92
12	—	112	94
15	—	122	96

Protože v halách pojíždějí mostové jeřáby, je nutno zavěsit sálavé pásy nad jeřábovou dráhu, tj. do výše minimálně 8 m. Pro výšku zavěšení 8 m a šířku haly 17 m vyjde interpolací max. teplota panelů přibližně 113°C. Při tlaku 4 atp a teplotě vzduchu 10°C je teplota panelu 111°C. Použijeme tedy pro náš příklad sálavé tepelné pásy KM-I [5].

Ze zkušenosti je známo, že součet šířek tepelných sálavých pásů se rovná 15 až 30% šířky haly. Z *obr. 2 a 3* je patrné, že nejlépe lze v halách rozmístit 4 sálavé pásy. Při 3 a 5 pásech by střední pás vyšel pod světlík a omezoval by přirozené osvětlení haly. Při 6 a více pásech by byla síť pásů příliš hustá a pak by bylo nutno volit buď pásy s malým počtem trubek, nebo s nižší povrchovou teplotou.

Navrhne-li 4 pásy KM-I-4, pak součet šířek sálavých pásů bude $4 \times 0,72 = 2,88$ m, tj. 17% šířky haly; navrhne-li 4 pásy KM-I-5, pak součet šířek sálavých pásů bude $4 \times 0,9 = 3,6$ m, tj. 21% šířky haly. Předběžně navrhne cenově a materiálově příznivější případ, tj. sálavé pásy KM-I-4 a později provedený kontrolní výpočet prokáže, zda volba byla správná.

Rovnoměrnost vytápění sálavými zavěšenými panely souvisí s rozdělením sálavého tepla v prostoru. Kdybychom sálavé pásy rozmístili rovnoměrně (se stejnými mezerami mezi pásy), dosáhli bychom nejvyšší výsledné teploty uprostřed haly, nejnižší kolem obvodových zdí. Pro dosažení rovnoměrnosti vytápění je proto nutné střední rozteč mezi panely zvětšit a rozteč mezi obvodovou zdí a panelem zmenšit. Z toho důvodu je také vhodné zavěsit úzký sálavý pás nízko nad pracovním prostorem podél venkovní zdi (viz sálavý pás KM-I-2 na *obr. 1, 2, 3*). Omezí se tím účinek sálání chladnější zdi do pracovního prostoru, čili zvýší se účinná teplota obvodových ploch tohoto prostoru, nehledě k tomu, že sálavý pás zavěšený kolem obvodového zdíva má přímý vliv na osálání pracovišť rozmístěných blízko obvodových stěn.

V hale 4 se má vytápět jen 1/3 délky haly, kde bude obsluhován odmašťovací stroj. Zbývá část haly sloužící jako skladovací, nebo manipulační prostor, kde není požadováno vytápění. Rozmístíme proto v hale 4 sálavé pásy po délce 1/3 haly (*obr. 1*).

Po dokončení montážních prací je nutno opatřit otopnou plochu světlým nátěrem. Podle zahraničních pramenů se nejlépe osvědčil světle růžový nátěr.

Po navržení typu a rozmístění sálavých pásů je nutno zkoumat škodlivé účinky vlivu sálání na tělesa, která se nachází v blízkosti otopné plochy. Z *obr. 2* je patrné, že 200 až 400 mm pod sálavými pásy, které mají střední povrchovou teplotu max. 111°C probíhají táhla obloukových vazníků, sestávající ze tří ocelových prutů $\varnothing$ 30 mm, uprostřed stažená rektifikačními články. Ze statických důvodů není možno připustit, aby táhla byla v místech pod panely ohřívána. Docházelo by tak k prodlužování táhel, k nerovnoměrnému rozložení teplot v táhlech a tudíž k nerovnoměrnému namáhání materiálu vlivem vnitřního pnutí. Sálavé pásy není možno zavěsit pod táhla, protože prostor od jeřábové dráhy po táhla je vyhrazen pro mostový jeřáb. Proto je nutné opatřit táhla v místech pod panely tepelnou izolací (*obr. 2*). Je také vhodné opatřit motory a ložiska mostového jeřábu, který se pohybuje přímo pod panely, plechovými kryty proti přímému osálení, aby se zamezilo zbytečnému přehřívání elektrických motorů při provozu. Kdyby jeřáb pojížděl i s budkou pro jeřábníka, bylo by nutno opatřit střechu budky tepelnou izolací.

5. ROZVODNÉ POTRUBÍ

Rozvodné potrubí a zapojení sálavých pásů je možno řešit mnoha různými způsoby. U parního vytápění by bylo možné provést rozvod nad panely, což bývá spojeno se značnou spotřebou potrubí a kromě toho uzavírací armatura není pak přístupná, nebo v kanále v podlaze haly, jak je řešeno v našem případě. Kondensát může být veden pod panely, nebo po obvodových zdech. V obou případech dochází k mnoha potížím s vyřešením spádu kondensátu, protože v průmyslových halách je vedena řada jiných sítí, jako voda, plyn, stlačený vzduch, elektroinstalace apod. Je proto nejvhodnější vést kondensát společně s párou v kanále v podlaze haly.

V mnoha případech není nutné zřizování jakékoliv tepelné subcentrály, strojovny nebo redukční stanice, a halu je možno připojit přímo na dálkový rozvod (*obr. 1*). V našem případě je kanál dálkového rozvodu veden podél haly. Nejsou-li v hale podél zdi rozestavěny stroje a nejsou-li v podlaze kabely nebo základy pro stroje, může být tento kanál veden halou. Z venkovního kanálu odbočují dva kanály, které vedou v podlaze kolem zdi čel hal. Z těchto kanálů jsou vedeny stoupačky vždy ke čtveřici sálavých pásů, takže jsou všechny haly samostatně uzavíratelné. Pásky jsou připojeny na páru ze dvou stran, uprostřed je proveden odvod kondensátu samostatně z každé haly, čili z každé čtveřice sálavých pásů. Takové uspořádání rozvodů je jednoduché a levné.

6. REGULACE

Vzhledem ke kolísání venkovní teploty je třeba měnit i tepelný příkon panelů, na němž závisí povrchová teplota panelů. U horkovodních soustav lze snadno měnit povrchovou teplotu panelů centrální regulací teploty otopného média přímo v kotelně.

U parních soustav máme dvojí možnost regulace. V našem případě slouží kotelna pouze pro vytápěcí účely a je možno připustit pokles tlaku v kotelně. Klesne-li tlak páry ze 4 atp na 2 atp, klesne teplota páry ze 150°C na 130°C a teplota panelů ze 111°C na 96°C.

Není-li možno připustit pokles tlaku v kotelně, je nutno zapojit každý sálavý pás samostatně a výslednou teplotu v pracovní oblasti regulovat uzavíráním některých pásů, nebo přiškrcením všech ventilů na přívodním potrubí k jednotlivým pásům. Taková regulace je však nedokonalá.

7. EKONOMICKÉ POSOUZENÍ NÁVRHU

Celkový otopný příkon haly při sálavém vytápění $Q_s = 806.000$ kcal/h
 Celkový otopný příkon haly při teplovzdušném vytápění ... $Q_t = 1.240.000$ kcal/h
 Úspora ve prospěch sálavého vytápění $Q_u = 434.000$ kcal/h
 Při průměrné ceně páry $C = 40,-$ Kčs/t a počtu provozních hodin $h = 2400$ za rok činí roční úspora

$$U = \frac{Q_u \cdot h \cdot C}{i} = \frac{434\,000 \cdot 2400 \cdot 40}{550\,000} = \underline{\underline{76\,000 \text{ Kčs}}},$$

kde i je tepelný obsah 1 t páry.

V této úspoře nejsou zahrnuty náklady na provoz elektromotorů teplovzdušných souprav při teplovzdušném vytápění.

Investiční náklady:

Sálavé vytápění	277.600,— Kčs
Teplovzdušné vytápění	169.000,— Kčs
Rozdíl	<u>108.600,— Kčs</u>

Větší investiční náklady se zaplatí za $\frac{106.600}{76.000} = 1,4$ roku.

Literatura

- [1] Kolektiv autorů: Sálavé vytápění (Vytápění 3). Publikace ČS-VTS-ZTV, Praha 1957.
- [2] *Cihelka J.*: Výpočet vytápění zavěšenými sálavými panely. Strojirenství 2/1955.
- [3] *Cihelka J.*: Sálavé vytápění. SNTL-1957.
- [4] *Paško M.*: Výpočet vykurovania priemyselných hál zavesenými sálavými panelmi. ZTV-1/1958, str. 12—21.
- [5] *Kotrbatý-Mařík*: Předběžný návrh na typisaci zavěšených sálavých panelů. ZTV-3/1959, str. 150—152.

● **Olejová kamna pro vytápění velkých prostorů.** Železářny Buderus (NSR) vyrábějí tzv. „dvojčítá“ olejová kamna (Zwilings-Öfen). Mají dva oddělené spalovací prostory a dodávají se ve třech velikostech:

model 655/100 s výkonem 10 000 kcal/h,
 model 656/150 s výkonem 15 000 kcal/h,
 model 650/200 s výkonem 20 000 kcal/h.

Novinkou u těchto olejových kamen jsou termostaticky řízené klapky, ovládající množství spalovacího vzduchu v závislosti na teplotě dna spalovací komory. (Heiz. Lüft. Haustechnik 8/59) (Fr)

● **Elektrody z ostnatého drátu jako novinka při odlučování prachu.** Problém, který zajímá již půl století výrobce elektrostatických odlučovačů prachu je nerovnoměrné nakupení prachových částic na drátových ionisátorech. To způsobuje nekontrolovatelné vybíjení, čímž je nepříznivě ovlivňováno odlučování prachu. Nahradí-li se hladké dráty elektrodami podobnými ostnatému drátu, potom tyto nepříznivé úkazy zmizí a vybíjení je konstantní. Může se pracovat s vyšším napětím, což umožňuje vyšší výkonnost odlučovače. Další výhodou je, že takového odlučovače mohou mít menší rozměry. Při napětí 35 kV je proud u ostnatých elektrod 70 mA oproti 35 mA u hladkých drátových elektrod. Čím je silnější vybíjecí proud, tím mohutnější je nabíjení prachových částic, které se pak snáze přitahují ke sběracím deskám. Přeskoky mezi ionisátory a kolektory nenastávají. Toto zařízení může znamenat převratné zlepšení v celém oboru elektroodlučovačů. Pokusné zavedení do praxe se právě provádí. (Rock Products 61 1958 4, str. 101) (Pol)

PNEUMATICKÁ DOPRAVA SOUSTAVOU TŘÍ KOMOROVÝCH PODAVAČŮ

Inž. VÁCLAV RAYMAN

ZVVZ, Milevsko

Autor popisuje soustavu tří komorových podavačů pro pneumatickou dopravu sypkých materiálů, která je výhodná zejména pro vysoké dopravní výkony.

Lektoroval: prof. inž. dr. J. Pulkrábek,
doktor technických věd

1. ÚVOD

K pneumatické dopravě sypkých materiálů komorovými podavači se pro malé výkony dopravy (asi do 100—150 t/směnu) užívá samostatných podavačů pracujících periodicky, nebo pro velké výkony dopravy (30—150 t/h), soustav dvou komorových podavačů střídavě pracujících do společného dopravního potrubí (dvojice komorových podavačů, dvojčat) [1].

Nevýhodou dopravních systémů s jedním nebo dvojicí komorových podavačů je, že je nutno po každém vyprázdnění podavače provést odvzdušnění jeho prostoru z pracovního přetlaku p na tlak atmosférický a po naplnění materiálem a po jeho uzavření plnit novým tlakovým vzduchem přiváděným ze zdroje tlakového vzduchu (soustavy kompresorové) v poměrně velmi krátkém časovém úseku. K tlakovému vzduchu spotřebovanému k vlastní dopravě (jako nosné médium) G_v tu přistupuje další množství vzduchu, potřebné k vytvoření patřičného tlaku v podavači ΔG_I .

Při postupném vyprazdňování materiálu z podavače (při konstantním provozním tlaku p) zaujímá tlakový vzduch uvolněný prostor po materiálu; jeho časové množství označme ΔG_{II} .

Z uvedeného je zřejmé, že celková spotřeba tlakového vzduchu pro pneumatickou dopravu komorovými podavači a zejména dvojicí komorových podavačů, nepřetržitě střídavě pracujících, musí být plně kryta kapacitou kompresorů jim příslušejících.

Obě množství vzduchu ΔG_I a ΔG_{II} tvoří tzv. ztrátu odvzdušněním podavačů, neboť vzduch se tu nepodílí na dopravě jako nosné médium.

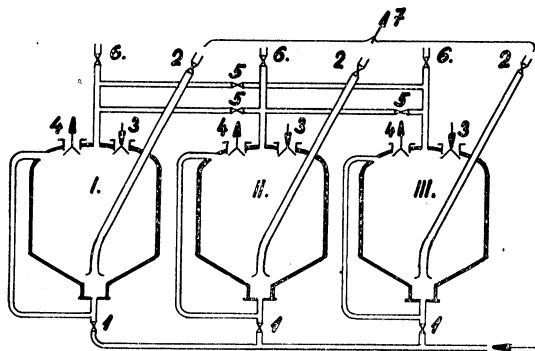
Pro malé a střední dopravní výkony a tlaky nebývá ztráta odvzdušněním příliš značná. Při vysokých dopravních výkonech a tlacích však tato ztráta často převyšuje množství nosného vzduchu G_v .

Seřazením tří komorových podavačů funkčně do trojice lze ztrátu odvzdušňováním značně snížit a pneumatickou dopravu zhopodárnit [2].

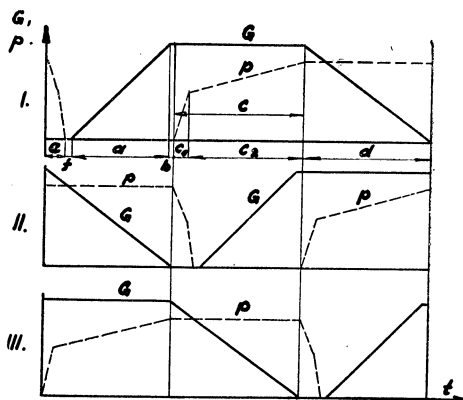
2. POPIS TŘÍKOMOROVÉHO ZAŘÍZENÍ A JEHO ČINNOST

Na obr. 1. je znázorněna soustava tří komorových podavačů (trojice) *I.*, *II.*, *III.* Do každého podavače se přivádí tlakový vzduch uzávěry 1 zespodu a zeshora. Dopravovaný materiál se přivádí do podavačů uzávěry 3 (např. ze zásobníků při otevřených odvzdušňovacích uzávěrech 4). Z každého podavače *I.*, *II.*, *III.* je vyvedena zvláštní větev dopravního potrubí, které se mimo podavače spojují ve společné potrubí 7. Každá větev je opatřena uzávěrem 2. Vzduchové přepouštěcí potrubí s vloženými uzávěry 5 slouží k přepouštění tlakového vzduchu mezi podavači. Dalšími uzávěry 6 se podavače odvzdušňují před otevřením uzávěrů 3 a 4.

Činnost soustavy tří podavačů je řízena automaticky elektropneumatickým systémem. Řídícím impulsem může být např. váhová změna naplněných a vyprázdněných podavačů. Trojice podavačů pracuje nepřetržitě, ale každý její podavač cyklicky. Podavače (podle *obr. 1*) se plní materiálem (např. z neznázorněného zásobníku) při otevřených uzávěrech 3 a 4. Po naplnění se podavač utěsní uzávěry 3 a 4 a pak se přivádí tlakový vzduch uzávěrem 5 z některého ze sousedních podavačů, který byl právě vyprázdněn. Po vyrovnání tlaku v obou spojených podavačích se spojení přeruší uzavřením uzávěru 5. Otevřením ventilu 1 podavače se přivádí tlakový



Obr. 1.



Obr. 2.

vzduch z kompresorové soustavy. Po stoupnutí tlaku vzduchu v podavači na provozní hodnotu p se otevřením orgánu 2 začne s dopravou materiálu a s vyprazdňováním podavače. Provzdušněný materiál odchází pod tlakem dopravním potrubím 7 do např. vzdáleného zásobníku (sila). Po vyprázdnění podavače se uzávěr 1 uzavře a prostor podavače se otevřením dalšího uzávěru 5 spojí s dalším (třetím podavačem), materiálem již naplněným a celý cyklus se opakuje. Po vyrovnání tlaku ve spojených podavačích 5 se vyprázdněný podavač odvzdušní uzávěrem 6.

Cyklická funkce všech podavačů trojice je znázorněna na *obr. 2*.

Na vodorovných osách je nanesen čas t , na svislých osách množství materiálu G a tlak vzduchu p v podavači. Dále zde značí: a — doba naplnění podavače materiálem, b — časový interval mezi naplněním podavače a spojením s dalším podavačem, c_1 — doba spojení dvou podavačů, za kterou se tlak vyrovná v obou podavačích, c_2 — doba přivodu tlakového vzduchu z kompresorové soustavy (zvýšení tlaku na provozní hodnotu p), $c = c_1 + c_2$ — celková doba přivodu tlakového vzduchu, d — doba vyprazdňování podavače (dopravy), e — doba odvzdušňování podavače (snížení tlaku na atmosférický tlak) a f — časový interval mezi odvzdušněním podavače a počátkem jeho plnění.

Protože se každý podavač trojice podavačů vyprazdňuje po dobu $1/3$ periody, lze ve zbytku, tj. ve $2/3$ periody provést odvzdušnění a naplnění materiálem s tlakovým vzduchem téhož podavače. Přepuštěním tlakového vzduchu z odvzdušňovaného podavače do podavače již materiálem naplněného a uzavřeného, se sníží ztráta odvzdušňováním na nejmenší možnou míru. Tím se snižuje na minimum i nutná práce zdroje tlakového vzduchu (kompresorů) a jeho velikost.

Dále se velikost zdroje snižuje plněním podavače tlakovým vzduchem po celou dobu c_2 , a to tím více, čím se c_2 více blíží d , respektive se plní po dobu $c = d$, jestliže se tlakový vzduch přivádí již při vyrovnávání tlaků, tj. i v době c_1 .

Pak platí:

$$(1) \quad \frac{c_2}{d} < \frac{c}{d} = 1.$$

Rovněž zvětšením doby plnění na co možná největší dobu a se sníží potřebný plnicí výkon, a tím i plnicí zařízení (dopravní šneky, provzdušňovací žlaby atd.). Je-li $b + e + f$ malé, pak platí

$$(2) \quad a < d.$$

Srovnáme-li právě uvedené vztahy s dvojicí komorových podavačů [1], kde se musí v době vyprazdňování jednoho podavače d druhý podavač odvzdušnit, naplnit materiálem a tlakovým vzduchem, vidíme, že hodnoty doby naplnění podavače materiálem a i tlakovým vzduchem c musí být u dvojice velmi krátké, neboť musí být

$$(3) \quad a + c < d,$$

zatím co u trojice (podle výrazu (1) a (2)) je

$$(4) \quad a + c < 2d.$$

Snížením velikosti zdroje tlakového vzduchu u trojice komorových podavačů oproti dvojici vznikne obvykle tak velká investiční úspora na kompresorech, že jsou jí úplně vyváženy zvýšené investiční náklady potřebné k pořízení třetího podavače trojice.

Úspora na energii při provozování trojice oproti dvojici za jinak stejných podmínek je tím větší, čím větší je dopravní výkon a dopravní vzdálenost (provozní tlak vzduchu) a může ročně dosáhnout deseti až statisícových částek v Kčs.

Tím se pneumatická doprava, která se pokládá za nevýhodnou proti jiným dopravám pro větší náklady za energii, ztlačně z hospodární.

3. POTŘEBNÉ MNOŽSTVÍ VZDUCHU

Pro pneumatickou dopravu systémem tří komorových podavačů musí být spotřeba tlakového vzduchu plně kryta kapacitou kompresorové soustavy.

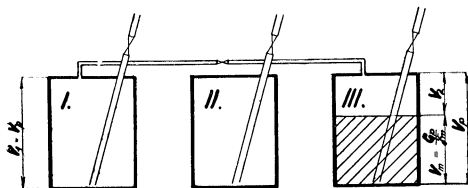
Podle dříve uvedeného v odst. 1 bude potřebný výkon kompresorů

$$(5) \quad G_k = G_v + \Delta G_I + \Delta G_{II} \text{ [kg/s]},$$

kde G_v ... vteřinové váhové množství nosného vzduchu,

G_I ... vteřinové váhové množství vzduchu, potřebné k naplnění podavače tlakovým vzduchem na provozní tlak p ,

G_{II} ... vteřinové váhové množství vzduchu, které zaujímá prostor po materiálu po vyprázdnění podavače.



Obr. 3.

Poněvadž množství vzduchu ΔG_I a ΔG_{II} se nezúčastňují dopravy přímo, můžeme pokládat rozdíl

$$(6) \quad G_k - G_v = \Delta G_v = \Delta G_I + \Delta G_{II}$$

za ztrátu, i když je k dopravě bezpodmíněčně nutný.

Sledujeme nyní dva podavače trojice schematicky zobrazené na *obr. 3*. Podavač *I*. právě ukončil dopravu (vyprázdnění) a začíná přepouštět tlakový vzduch ze svého prostoru do prostoru podavače *III*. Podavač *II*. zahájil právě dopravu. V uvažovaném okamžiku je v podavači *I*. zaplněn tlakovým vzduchem (o provozním absolutním tlaku p_1) prostor o obsahu V_1 , v podavači *III*. prostor o obsahu V_2 vzduchem o atmosférickém absolutním tlaku p_2 .

Po spojení obou prostorů se tlaky v nich vyrovnají na hodnotu p_s .

Pak platí rovnice váhové rovnováhy před spojením prostorů a po něm:

$$G_3^* + G_2^* = G_1^*,$$

kde G_1^* ... váha vzduchu v prostoru V_1 před vyrovnáním tlaků,
 G_2^* ... váha vzduchu v prostoru V_2 před vyrovnáním tlaků,
 G_3^* ... váha vzduchu v prostoru $V_1 + V_2$ po vyrovnání tlaků.

Za předpokladu stejné teploty vzduchu v obou prostorech i při vyrovnání tlaků odvodíme ze stavové rovnice

$$(7) \quad p \cdot V = G^* \cdot RT,$$

$$p_1 \cdot V_1 + p_2 \cdot V_2 = p_s \cdot (V_1 + V_2)$$

Dosadíme-li do (8) za $V_1 = V_p$ a

$$\text{za } V_2 = V_p - V_m = V_p - \frac{G_p}{\gamma_m} = V_1 - \frac{V_p \cdot \gamma_s}{\gamma_m} = V_p \left(1 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m} \right),$$

kde V_p ... objem (prostor) podavače,
 V_m ... objem, který zaujímá materiál v podavači,
 G_p ... váha materiálu v podavači,
 γ_m ... specifická váha materiálu,
 γ_s ... sypná váha materiálu,

a dále za $p_1 = p + 1$ (ata) a $p_2 = 1$ (ata), dostaneme po úpravě absolutní tlak po vyrovnání

$$(9) \quad p_s = 1 + \frac{p}{2 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m}} \quad [\text{ata}],$$

kde p ... pracovní přetlak [atp],
nebo přetlak

$$(10) \quad p'_s = \frac{p}{2 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m}} \quad [\text{atp}].$$

Nyní je nutno dalším přiváděním tlakového vzduchu z kompresorové soustavy zvýšit přetlak z vyrovnávacího tlaku p'_s na provozní tlak p .

Za tím účelem je nutno přivést množství vzduchu ΔG_I^* podle vztahu

$$(1) \quad \Delta G_I^* \cdot R \cdot T = (p - p'_s) \cdot 10^4 \cdot V_2 \quad [\text{kg}]$$

v časovém úseku c_2 , resp. c , čili je nutno přivádět vteřinové váhové množství

$$(12a) \quad \Delta G_I = \frac{\Delta G_I^*}{c_2}$$

resp.

$$(12b) \quad \Delta G_I = \frac{\Delta G_I^*}{c} \quad [\text{kcal/s}].$$

Spojením výrazů (10), (11) a (12a), resp. (12b) a po dosazení za $V_2 = V_p \cdot \left(1 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m}\right)$ dostaneme po úpravě

$$(13a) \quad \Delta G_I = \frac{V_p \cdot p \cdot 10^4}{R \cdot T \cdot c_2} \left(1 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m}\right) \left(1 - \frac{1}{2 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m}}\right)$$

nebo

$$(13b) \quad \Delta G_I = \frac{V_p \cdot p \cdot 10^4}{R \cdot T \cdot c} \left(1 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m}\right) \left(1 - \frac{1}{2 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m}}\right).$$

Vyprazdňuje-li se podavač, zaujme prostor po materiálu vzduch o provozním tlaku p a o váze ΔG_{II}^* podle vztahu

$$(14) \quad \Delta G_{II}^* \cdot RT = p \cdot 10^4 \cdot \frac{G_p}{\gamma_m}$$

v časovém úseku d , čili je nutno přivádět vteřinové váhové množství

$$(15) \quad \Delta G_{II} = \frac{\Delta G_{II}^*}{d} \quad [\text{kg/s}].$$

Zavedeme-li za $G_p = V_p \cdot \gamma_s$ do (14) a spojíme-li (14) s (15), dostaneme pak výraz

$$(16) \quad \Delta G_{II} = \frac{V_p \cdot p \cdot 10^4}{R \cdot T \cdot d} \cdot \frac{\gamma_s}{\gamma_m}.$$

Přivádíme-li vzduch z kompresorové stanice do podavače po celou dobu c_2 , resp. c , můžeme spojením vztahů [5], [13a], resp. [13b] a [16] a zavedením směšovacího poměru

$$(17) \quad \mu = \frac{G_m}{G_v} = \frac{G_p}{d \cdot G_v} = \frac{V_p \cdot \gamma_s}{d \cdot G_v}$$

určit potřebný výkon kompresorů

$$(18a) \quad G_k = G_v \left\{ 1 + \frac{\mu \cdot p \cdot 10^4}{\gamma_s \cdot R \cdot T} \left[\frac{d}{c_2} \left(1 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m}\right) \left(1 - \frac{1}{2 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m}}\right) + \frac{\gamma_s}{\gamma_m} \right] \right\},$$

resp.

$$(18b) \quad G_k = G_v \left\{ 1 + \frac{\mu \cdot p \cdot 10^4}{\gamma_s \cdot R \cdot T} \left[\frac{1}{c} \left(1 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m}\right) \left(1 - \frac{1}{2 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m}}\right) + \frac{\gamma_s}{\gamma_m} \right] \right\}.$$

Při provozu trojčete je $c = d$ a pak lze výraz (18b) přepsat ve zjednodušeném tvaru

$$(19) \quad G_k = G_v \left(1 + \frac{\mu \cdot p \cdot 10^4}{\gamma_s \cdot R \cdot T} \cdot \frac{1}{2 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m}} \right).$$

4. POROVNÁNÍ MNOŽSTVÍ VZDUCHU POTŘEBNÉHO PRO PROVOZ TROJICE S DVOJČETEM

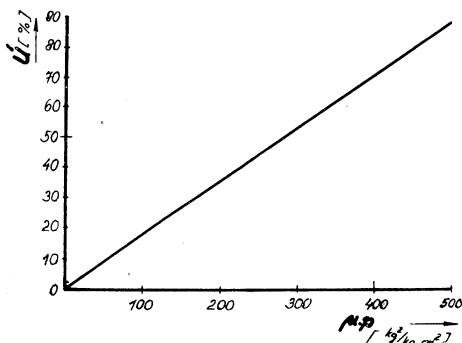
Pro provoz dvojčete je zapotřebí množství vzduchu

$$(20) \quad G_{k2} = G_v \left\{ 1 + \frac{\mu \cdot p \cdot 10^4}{\gamma_s \cdot R \cdot T} \left[\frac{d}{c} \left(1 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m} \right) + \frac{\gamma_s}{\gamma_m} \right] \right\}.$$

Při provozu trojice proti dvojici získáme úsporu na množství vzduchu odečtením výrazu (19) od výrazu (20).

$$(21) \quad \dot{U} = 100 \cdot \frac{\Delta G_{k2}}{G_v} = \frac{\mu \cdot p \cdot 10^6}{\gamma_s \cdot R \cdot T} \cdot \left[\frac{d}{c} \left(1 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m} \right) + \frac{\gamma_s}{\gamma_m} - \frac{1}{2 - \frac{\gamma_s}{\gamma_m}} \right] [\%].$$

Úspora na množství vzduchu (a také na energii) bude tím větší, čím vyšší bude součin směšovacího poměru a tlaku $\mu \cdot p$. Pro názornost je jako příklad vynesena úspora v % v závislosti na součinu $\mu \cdot p$ na obr. 4, který je proveden pro $\gamma_s = 900 \text{ kg/m}^3$, $\gamma_m = 2650 \text{ kg/m}^3$, $R = 29,27 \text{ m}^\circ\text{K}$, $T = 293^\circ\text{K}$ a $\frac{d}{c} = 2,5$.

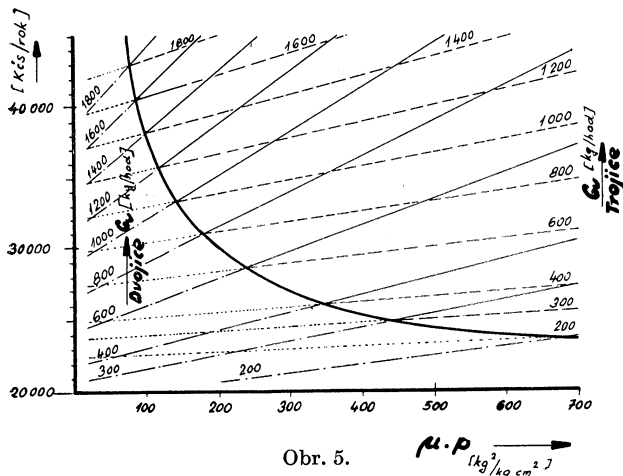


Obr. 4.

5. ZÁVĚR

Použití soustavy tří komorových podavačů pro pneumatickou dopravu sypkých materiálů bude jistě výhodné pro velké směšovací poměry, resp. pro vysoké dopravní výkony a pro velké vzdálenosti (vysoké provozní tlaky). Pro menší výkony a kratší vzdálenosti použijeme obvykle k dopravě dosavadní soustavy dvou komorových podavačů.

O volbě systému tří nebo dvou komorových podavačů rozhoduje ekonomická



Obr. 5.

úvaha, podle níž je možno sestavit diagram ročních nákladů v závislosti na součinu $\mu \cdot p$ a množství dopravního vzduchu G_v , který určí oblast použitelnosti trojice a dvojice. Tak např. na obr. 5, který byl sestaven pro stejné parametry jako obr. 4 pro roční amortizační a udržovací náklady pro trojici $C_3 = 20\,000$, — Kčs za rok a pro dvojici $C_2 = 17\,000$ Kčs za rok a pro počet provozních hodin $h = 7200 \text{ h/rok}$, leží oblast použitelnosti trojice nad mezní hyperbolicou křivkou a oblast dvojice leží pak

pod ní. Z diagramu lze pak pro zvolený systém, směšovací poměr, množství dopravního vzduchu a tlak vzduchu v podavači stanovit roční náklady spojené s dopravou materiálu.

Literatura

- [1] Rayman V.: Příspěvek k řešení vysokotlaké pneumatické dopravy dvojicí komorových podavačů. Zdravotní technika a vdouchotechnika 5/1959.
- [2] Rayman V.: Způsob pneumatické dopravy soustavou komorových podavačů. Čs. přihláška vynálezu PV 1587—59.

● **Celostátní konference „Vytápěcí soustavy z hlediska investičních a provozních nákladů“**, pořádaná Čs. vědecko-technickou společností, sekci pro Zdravotní techniku a vdouchotechniku, se konala ve dnech 22. až 24. února 1960 v Karlových Varech. S průběhem konference budou čtenáři podrobně seznámeni v čísle 4/1960-ZTV. Přednášky, připravené pro konferenci, byly vydány a tuto publikaci o rozsahu téměř 500 stran s 27 referáty je možno si objednat v Čs. VTS, Praha 1, Široká 5. Cena je 91 Kčs. Zájemci si zároveň mohou objednat i dodatek, do něhož byly zařazeny závažné diskusní příspěvky, přednesené na konferenci. (Bš)

● **Filtrace aerosolů modelovými filtry různých porézností.** Isaiah Gallily (Colloid Sci. 1957 str. 161—172) popisuje pokusy ke studiu odlučování aerosolů na filtru, které dovolují určité podmínky proudění. Geometrie filtrů byla přesně udána. Sestávají z řady drátěných sít, seřazených za sebou v cylindrické trubici. Odchytky rozměrů oček pletiva nikdy nepřesahovaly $\pm 4\%$. Velikost oček se měnila během pokusů. Před filtrem byla připevněna tzv. uklidňovací trubice, aby byl zaručen laminární průchod. Zamlžování se provádělo La Merovým generátorem a aerosol tvořily elektricky neutrální částice o velmi nepatrné tensi par. Rozdělení částic co do velikosti bylo udržováno pokud možno homogenní podle účelu pokusů. Hloubka pronikání aerosolu do filtrační trubice se vyšetřovala metodou rozptýleného světla. Filtrační účinnost se posuzuje v závislosti na rychlosti proudění, průměru částic a velikosti oček v situ. Odlučovací koeficient částic na jednotlivých drátěch pletiva vykazuje v závislosti na velikosti oček zřetelné maximum při asi 200 μ velikosti oček, nezávisle na rychlosti proudění a velikosti částic. Velikost oček se měnila od asi 150 do 280 μ . Všeobecně ubývá se vzrůstající rychlosti proudění a se vzrůstajícím průměrem částic hloubka pronikání aerosolu. (Px)

● **Plynový kotlík pro bytovou otopnou soustavu s nucenou cirkulací vody.** Firma International Boilers and Radiators Ltd., Bucklersbury House, 83, Common Street, London, E. C. 4 uvádí na trh nové typy plynových kotlíků pro bytovou otopnou soustavu s nucenou cirkulací “Economatic” a “Aristomatic”. V kotlíku je kromě ohřívacího zařízení umístěno též čerpadlo, umožňující oběh vody. Typ “Economatic” má časový spínač, který automaticky vypíná celé zařízení večer a zapíná ráno. Typ “Aristomatic” má 2 ohřívací zařízení, jedno pro ohřev vody pro vytápění ložnic a druhé pro vytápění místností, používaných po celý den. Kotlík má automatickou regulaci, která během dne omezí dodávku tepla do ložnic a zvýší dodávku tepla do obytných pokojů a v noci zase naopak. Kromě plynu vyžaduje zařízení zdroj střídavého proudu o napětí 230/250 V. (Jo)

● **Skelná vlákna jako podklad pro ochranné nátěry.** Pro potrubí vodovodní a plynovodní, ukládané do terénu, se používá hojně jutové a bavlněné tkaniny jako podkladu pod ochranné nátěry proti rzi bitumenem nebo dehtem.

V Anglii se pro tento účel používá po úspěšných zkouškách ve výzkumu tkanina ze skelných vláken, která má mnohé výhody. Především je to větší odolnost proti chemickým vlivům (půdní agresivita) a zcela nepřijímá vlhkost. Při nanášení horkých nátěrů dehtových, po případě při bitumenování, snáší vysokou teplotu (do 520—540°C). Rovněž se osvědčila i značná pevnost skelných vláken v tahu při strojním ovinování trub. Tato tkanina zvaná TYGASCRIM se vyrábí v Anglii s dvojitou impregnací, jež zlepšuje a umožňuje dokonalejší přilnutí ochranných nátěrů, její váha 75 gr/m² zdůrazňuje i další výhody při dopravě. (VDI-Nachrichten 1959)

(Vo)

BYTOVÁ JEDNOTKOVÁ TEPLOVZDUŠNÁ SOUPRAVA

INŽ. KAREL LABOUTKA a INŽ. BOHUSLAV SCHŮREK

Ústav tepelné a zdravotní techniky, ČVUT, Praha

Článek má seznámit čtenáře s progresivní metodou vytápění obytných budov, u nás novou teplovzdušnou bytovou soupravou. Je poukázáno jak na zahraniční zkušenosti a výsledky, tak i na práci Výzkumného ústavu stavební výroby a Pozemních staveb Praha, které připravují prototyp. V obrazové části je uvedena jedna z četných možností uspořádání hlavních částí teplovzdušné soupravy v mezistropu před síně bytu. Závěr článku tvoří přehled u nás nevyroběných součástí, které by měly být ve výrobních programech našich závodů.

*Lektorovali: inž. L. Daněk
inž. dr. J. Cihelka
inž. dr. M. Lázňovský*

1. ÚVOD

Úkol, stanovený našemu stavebnictví XI. sjezdem KSČ, postavit do roku 1970 1,200 000 bytů, klade zvýšené požadavky na přidruženou stavební výrobu — obor ú. v. U tradičně prováděných způsobů ústředního vytápění nelze dosáhnout beze změny příslušné výpočtové normy podstatného snížení pořizovacích a provozních nákladů, rychlé pohotovosti a možnosti částečné klimatizace bytu.

Je proto nutno se zaměřit na vývoj otopné soustavy, která by splňovala požadavky, kladené na novodobou otopnou soustavu.

Jsou to hlavně:

1. úspora hutního materiálu,
2. snížení pořizovacích nákladů,
3. umožnění uživateli hospodařit s teplem podle svých přání,
4. vysoká hospodárnost provozu,
5. možnost automatické regulace a částečné klimatizace bytu.

Zařízení, které z větší části splňuje uvedené požadavky, je nově navrhované teplovzdušné vytápění.

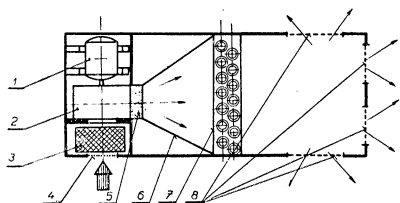
2. SOUČASNÝ STAV V ZAHRANIČÍ

Nejznámější teplovzdušnou otopnou soustavou je stouštava „DOMOTHERM“. Provozní zkušenosti, výsledky měření a ekonomie provozu jsou popsány v literatuře [6] z NSR, kde obdobnému systému věnovali velkou pozornost. Souprava se skládá z topné spirály, ze žebrových trubek a nad ní umístěného ventilátoru přímo spojeného s elektromotorem. Souprava je umístěna v mezistropu před síně. Ventilátor nasává přes topné těleso vzduch z před síně a ohřátý jej vyfukuje výstřky do pokojů. Otvory ve spodní části dveří se vzduch vrací do před síně. Do místností, kde se vyvíjí vodní pára nebo pachy, jako např. kuchyní, lázní apod. se vzduch jen přivádí; dveře nemají zpětné žaluzie nebo po dobu vzniku pachů se žaluzie uzavírají. V tomto případě se otevírají větrací otvory v oknech. Výměník teplovzdušné soupravy se napojuje na teplovodní nebo parní rozvod. Topné médium je ohříváno buď v domovní

kotelně nebo je celá soustava napojena na dálkový rozvod tepla. Údaj elektroměru slouží jako podklad ke stanovení podílu nákladů majitele bytu z úhrnných nákladů na vytápění budovy. Výše nákladů je tím dána do rukou majitele bytu. Je-li ventilátor v klidu, vydává topné zařízení pouze zlomek svého provozního výkonu. V literatuře [9] je popsáno podobné uspořádání soupravy, používané ve Francii. V jiných státech, např. v Sev. Americe [8], jsou oblíbeny teplovzdušné vytápěcí soupravy ve vertikálním uspořádání ve formě skříňového nábytku. U nás byl ve Výzkumném ústavu stavební výroby zhotoven prototyp teplovzdušné jednotkové soupravy. Výsledky předběžných tepelných měření, prováděných v maketě bytu G-58, jsou použity ke zdokonalení jednotlivých prvků soupravy, zvláště elektromotoru, ventilátoru a vyústek.

3. NÁVRH PROTOTYPU A VÝSLEDKY PŘEDBĚŽNÝCH MĚŘENÍ

Souprava se skládá ze skříně odstředivého ventilátoru, tichoběžného elektromotoru, topného registru a vzduchových filtrů (viz obr. 1). Po otevření víka tlumícího hluk jsou všechny části zařízení snadno přístupné a mohou být lehce demontovány. Vzduch do místností je vyfukován vyústkami, zasazenými přímo do přiček zdí.



Obr. 1. Schéma teplovzdušné soupravy (1 — elektromotor, 2 — ventilátor, 3 — silonový filtr pro cirkulační vzduch, 4 — silonový filtr pro venkovní vzduch, 5 — pryžová manžeta, 6 — difusor, 7 — výměník tepla, 8 — pokojové vyústky).

I když ventilátor není v provozu, je jádro bytu stále temperováno, poněvadž topnou baterií prochází trvale topné médium. Nevytápěné místnosti se dají uzavřít klapkami z předsíně a tím současně vypojit termostat nevytápěné místnosti z ovládacího okruhu automatické regulace. Zapojením spínacích hodin SP 12 je umožněno, že v nepřítomnosti uživatele bytu na delší dobu lze vytápění zapnout např. půl hodiny před jeho návratem domů. Velmi důležitou otázkou je velikost tepelného výkonu zařízení. Určení tohoto výkonu nemůže být provedeno výpočtem tepelných ztrát místností podle příslušné normy. Teplovzdušné vytápění musí být natolik pohotové, aby zajistilo rychlý zátop při úsporném přerušovaném vytápění. Musí být proto k dispozici dostatečný tepelný příkon pro rychlý zátop. Ukázalo se, že pro bytovou jednotku o vytápěné ploše cca 40 m², kde se prováděly provozní informativní zkoušky, je dostatečný příkon 6000 kcal/h. Při teplotě vzduchu ve vyústce 50°C je potřebné množství vzduchu 645 m³/h. Teoretický elektrický výkon soupravy při tomto množství vzduchu a celkovém tlaku 11 mm v. sl. je cca 20 W a tomu odpovídající roční spotřeba el. proudu při 2000 hodinách provozu 40 kWh. Protože vzduchotechnické závody se nezabývají ventilátory tak malých parametrů, bylo nutno si ventilátor zhotovit a odzkoušet. Po sérii pokusů (odstředivý rad. ventilátor, ventilátor s příčným proudem apod.) bylo dosaženo dobrých výsledků, díky pochopení

a houževnatosti pracovníků, které vedl s. inž. Daněk z VÚSV, kde byl prototyp soupravy vyráběn a vyzkoušen. K ochraně proti prašnosti byly navrženy filtry ze silonového pletiva. Pletivo je z vláken 0,25 mm, hustota vláken 8/1 cm. Pletivo je ve čtyřech, resp. v osmi vrstvách napnuto v rámu. Celý rám s filtrem se dá odšroubovat a ve vodě vyprat. Naměřený součinitel odporu pro čtyři vrstvy je $\xi = 4,4$, pro 8 vrstev $\xi = 8,4$. Vrazení filtrů na sací straně ventilátoru před průchodem vzduchu přes výměník tepla je výhodnější, poněvadž se zamezí termálnímu rozkladu organických částic prachu na výměníku. Hlavní důraz při praktickém měření byl kladen na zjištění teplotního a rychlostního profilu při stávajícím konstrukčním uspořádání. U teplovzdušného vytápění byl zjištěn teplotní rozdíl mezi stropem a podlahou 5–13°C podle výše teploty ve výdechu. Ve vlastní oblasti pohybu, tj. ve výši 0–2 m jsou již rozdíly teplot podstatně nižší, a to 4,5 až 8°C. Přírůstek teploty na 1 m výšky obytného prostoru činil 2–4°C. Je nutno poznamenat, že vyšší teplotní gradient je ovlivněn stavebním uspořádáním pokusné bytové jednotky, jejíž podlaha je přímo na rostlé půdě bez dostatečné tepelné izolace. Bytová jednotka před zkouškami nebyla vytápěna, naměřené povrchové teploty podlahy byly nízké, 12–14°C. Naměřené rychlosti se ztotožňují s vypočítanými rychlostmi dosahu proudů. Rychlost proudění v obytném prostoru zpět k nasávací žaluzii byla vypočítána 0,011 m/s. Větší rychlosti, 0,2–1 m/s byly pouze ve směru výdechu, a to 2,2 m a výše nad podlahou. Z výsledků předběžných měření vyplývá, že rozdíl teplot mezi stropem a podlahou stoupá s teplotou ve výdechu, a že rozdělení teplot i rychlostí je rovnoměrné. Podmínky optimálního provozu z hlediska ekonomického a hygienického mohou být zjištěny jedinečně při ověřovacích zkouškách většího rozsahu (skutečný provoz). Měření hlučnosti ukazují, že byla jen jednou překročena mezní hodnota 40 Db, předepsaná normou ČSN 06 0310. I když naměřené hodnoty nejsou značné, je nutno se otázkou hluku zabývat. Do sání a výfuku ventilátoru budou umístěny tlumiče a celá skříň soupravy bude zvukově izolována pomocí antivibračního nátěru a zvuk tlumících rohoží pokrytých fólií PVC. Uložením motoru a celé soupravy na pružné členy se podstatně ovlivní složení kmitočtového spektra a tím hlasitost zařízení.

4. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ*

Za hlavní ukazatele při porovnání otopných soustav je nutno pokládat: spotřebu kovů, normohodin pro montáž, provozní a investiční náklady.

Ekonomické zhodnocení je provedeno srovnáním hlavních ukazatelů s hodnotami platnými pro běžně užívané teplovodní vytápění s radiátory litinovými a ocelovými. Srovnání je provedeno pro vytápění obytného domu G-57, pětipodlažního se 34 byty. V přehledu jsou sestaveny součtové hodnoty z rozpočtu, do kterého byly zahrnuty stoupačky, přípojky k tělesům a otopná tělesa.

Zařízení s tělesy	Náklady [Kčs]	Normohodiny [h]	Váha kovů [kg]
litinovými	58 322 (100%)	1411 (100%)	12 975 (100%)
ocelovými	42 139 (72%)	1309 (93%)	5 798 (45%)
Vytápění teplovzdušné	40 483 (70%)	755 (54%)	3 133 (24%)

*) *Poznámka:* Hodnoty ekonomických ukazatelů byly převzaty z výzkumné zprávy Výzkumného ústavu stavební výroby [10].

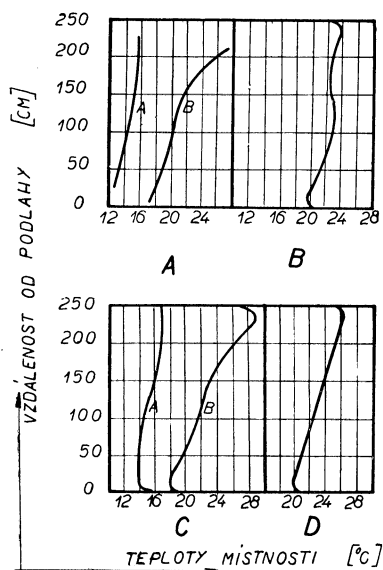
Cena teplovzdušné soupravy je v rozpočtu uvažována 900 Kčs (počítáno 15 Kčs na kg). Stanovení ekonomie provozu je zatím možné jen s použitím výsledků z literatury. U zařízení DOMOTHERM [6] bylo dosaženo úspory na palivu 37 až 45%. Je proto reálné počítat úspory na palivu 35%. Hodnota zvětšení užitékové půdorysné plochy bytu při odpadnutí otopných těles není do ekonomického hodnocení zahrnuta.

Dosažitelné úspory při srovnání se zařízením:

	s radiátory litinovými	s radiátory ocelovými
v nákladech	30%	4%
v normohodinách	46%	42%
ve váze kovů	76%	46%
ve spotřebě paliva	35%	35%

5. VÝSLEDKY MĚŘENÍ TEPLOVZDUŠNÉHO VYTÁPĚNÍ „DOMOTHERM“ V NSR

Poněvadž nemáme dosud vlastní zkušenosti z provozu teplovzdušných souprav v obydlených bytech, doplňujeme předchozí kapitoly stručnými výsledky měření a poznatky, které byly získány v otopném období 1951–53 v obytných domech v Duisburku a Hamburku v NSR. Zkušenosti v těchto i dalších místech [8] dávají možnost posoudit použitý otopný systém po stránce tepelně technické a poskytují ekonomické údaje nutné k posouzení vhodnosti teplovzdušné soupravy. V Hamburku bylo vytápěno 204 bytů a několik obchodů ve čtyřpodlažním domě. V Duisburku také ve čtyřpodlažním domě 60 bytů. Celkové obytné plochy byly cca 14 000 m². Ve velké míře a zcela různém rozsahu obyvatelé využili možností střídavého a krátkodobého vytápění. Na obr. 2 jsou znázorněny charakteristické průběhy teplot při teplovzdušném vytápění, ve srovnání s diagramy pro podobné místnosti, vytápěné radiátory

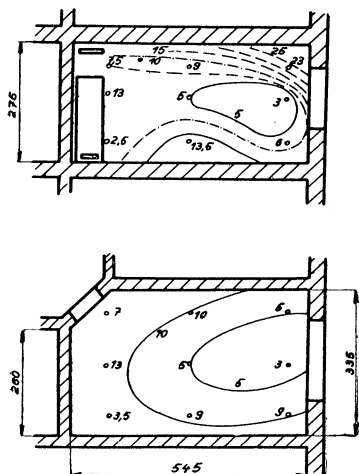


nebo kamny. Obrazy proudění v místnosti byly prováděny kouřovými zkouškami. Na obr. 3 je patrné rychlostní pole, ze kterého vyplývá, že největší rychlosti bylo dosaženo u zdi, která byla proti výusti vzduchu. Tam bylo dosaženo zřejmě nejvyšší teploty vzduchu. Proud vzduchu, který klouže podél stěny s okny dolů, má poměrně vysokou teplotu. Výskyt tahu následkem značného ochlazení vzduchu na vnější stěně je u teplovzdušného vytápění menší než při vytápění kamny nebo radiátory umístěnými uvnitř místnosti.

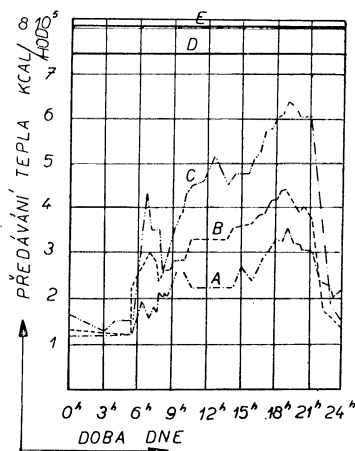
Obr. 2. Průběh teploty měřené ve středu místnosti u různých systémů vytápění (A — průběh při přerušovaném provozu vytápění DOMOTHERM. Teplota přiváděného vzduchu 39°C, B — průběh při trvalém provozu vytápění s radiátory na vnějších zdech, C — průběh při přerušovaném provozu vytápění s radiátory na vnitřních zdech A) při zapojení topení, B) 4 hodiny po zapojení, D — průběh při trvalém provozu kachlových kamen).

Na obr. 4 je znázorněna křivka zatížení během dne. V ranních hodinách došlo všeobecně ke krátkodobému špičkovému zatížení. Teprve během odpoledne stoupá zatížení rovnoměrně a dosahuje maximální hodnoty mezi 17. a 20. hodinou.

Plocha pod čarou zatížení, která je měřítkem pro denní spotřebu tepla, bude s klesající vnější teplotou plnější.



Obr. 3. Rychlostní pole vzduchu v místnosti při zapojení vytápění DOMOTHERM. Míry jsou v cm, rychlosti cm/s. Rovina měření ve svislém, resp. ve vodorovném směru.



Obr. 4. Denní zatížení soupravy ve zkušebním domě v Hamburku při rozdílných průměrných vnějších teplotách t_z (A — křivka zatížení ze soboty 10. 11. 51 při t_z 8°C, B — křivka zatížení ze středy 2. 1. 52 při t_z 3,4°C, C — křivka zatížení ze čtvrtky 14. 2. 52 při t_z -2,2°C, D — jmenovitá výhřevnost souprav, E — výkon kotle).

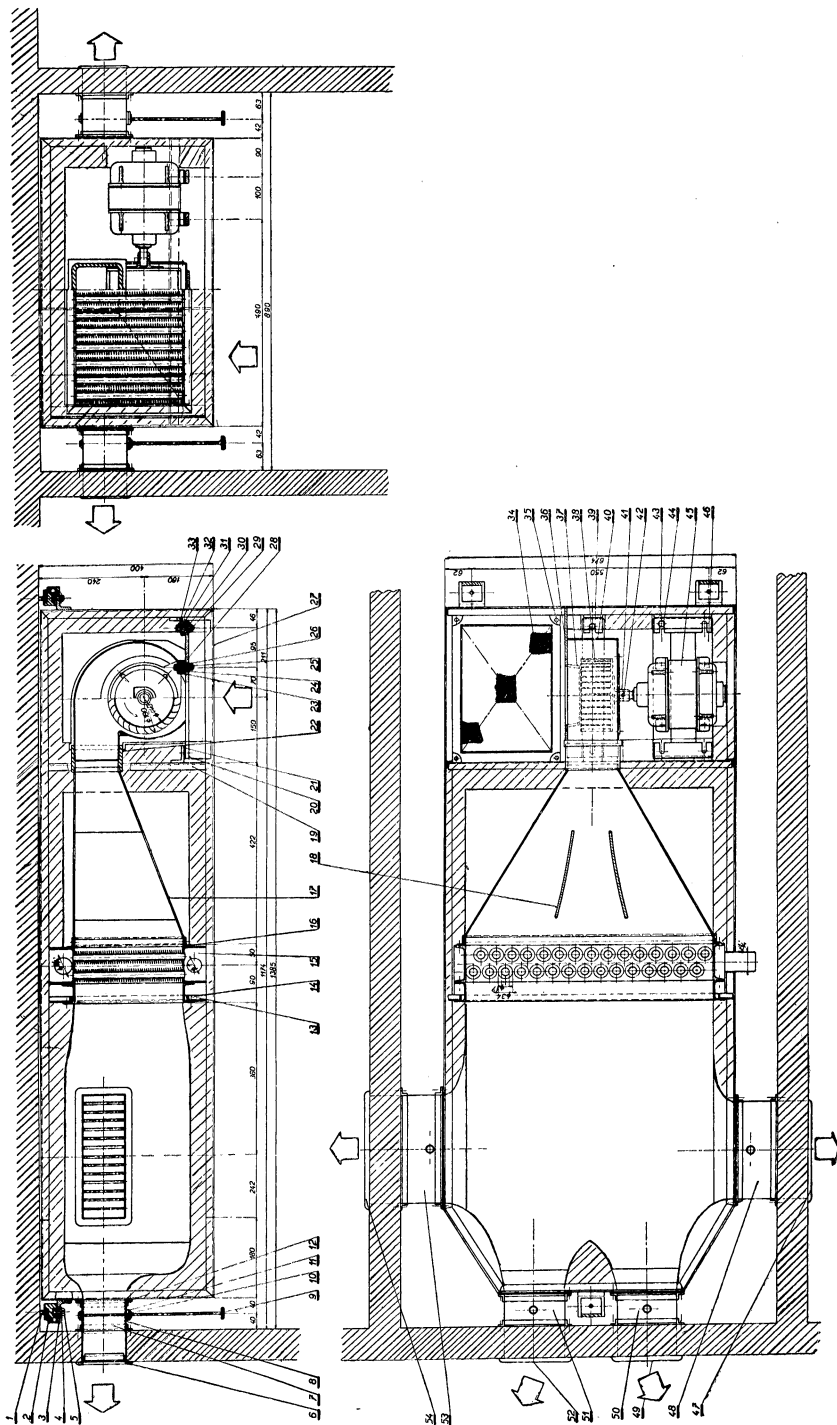
6. ZKUŠENOSTI Z PROVOZU

Názory odborníků i laiků na teplovzdušné vytápění se různí. Poukazuje se na možnost zanášení prachu do bytů a také na to, že oběh vzduchu podporuje přenášení hluku a zápachů v bytě. Zkušební se zařízením až dosud provedeným ukázaly, že oběh vzduchu mezi jednotlivými místnostmi vůbec neruší, hluk u dobře provedených souprav je pod běžnou hladinou hluku v bytě. Přístroje „DOMOTHERM“ byly bez poruchy v provozu přes 3700 hodin, přičemž 2855 hodin při plném zatížení (4500 kcal/h). Na konci zkoušek nebylo subjektivně zjištěno zesílení provozního hluku.

Udržování místností v čistém stavu ovlivní zašpinění topné spirály. Jednoduché manipulování a možnost vytápění každé místnosti zvlášť, považovali nájemníci za přednost tohoto systému vytápění. Dotazníkovou akcí [7] uživatelů bytů byly ověřeny přednosti a výhody teplovzdušného vytápění.

7. ZÁVĚR

Ekonomická zhodnocení, doplněná zkušenostmi v zahraničí, ukazují, že teplovzdušná otopná soustava je vhodná k použití v hromadné výstavbě, neboť vyhovuje požadavkům, které jsou od novodobé otopné soustavy očekávány. Rozhodujícími ukazateli je nízká spotřeba kovů, snížení pracnosti na stavbě a snížení provozních



Obr. 5. Bytová jednotková teplovzdušná souprava.

nákladů, projevujících se v úsporách paliva. Zvětšuje se užitečná obytná plocha, je možnost použití zařízení k umělému větrání v letních měsících. Možnost soustředit tepelný výkon do jedné místnosti a tím dosáhnout rychlého zátoku je nutno považovat za klad soustavy. Zkušenosti, ať již získané prací vlastní, tak i převzaté ze zahraniční odborné literatury ukazují, že je nutno se zaměřit na:

1. vývoj bezhlučného elektromotoru s otáčkami 900—1400 ot/min, výkon 40 W s možností vertikálního uspořádání,
2. vývoj bezhlučného ventilátoru minimálních rozměrů,
3. vývoj automatické regulace s použitím spínacích hodin a možnosti regulace změnou počtu otáček elektromotoru,
4. úpravu zařízení pro jiná topná média (plyn, tekutá paliva),
5. aplikace soupravy pro bytové jádro,
6. nejširší použití nových hmot.

Je jisté, že vedle výhod má i toto vytápění své nevýhody. Hlavním nedostatkem je to, že jsme si do bytu instalovali zdroj hluku a že teplotní profil v místnosti vykazuje vyšší teplotní gradient než u jiných otopných soustav. Problémem zůstává nerovnoměrný odběr páry resp. horké vody z ústředních zdrojů tepla, po případě plynárny. Ranní a večerní odběrové špičky budou předpokládat elastický provoz kotelen. Tyto nedostatky však nejsou takového rázu, aby podstatně snižovaly pohodu prostředí v místnosti a ohrožily další vývoj soustavy.

Literatura

- [1] J. Pulkrábek: Větrání. SNTL (1956).
- [2] S. P. Alexejev: Hluk (1952).
- [3] Sborník ČSAV: Hluk a otřesy (1959).
- [4] J. J. Slavin: Proizvodstvennyj šum i borba s nim.
- [5] Pozemní stavby č. 4, str. 208—209 (1959).
- [6] Zeitschrift VDI č. 96, str. 1213—1222 (1955).
- [7] Zeitschrift VDI č. 98 str. 567—568.
- [8] Heating Air Conditioning Ventilation Insulation, str. 341—345 (1958).
- [9] Technique et Architecture č. 2, str. 62 (1957).
- [10] Závěrečná zpráva VÚSV.

● **Váhy k přímému určení vlhkosti materiálů** (tkanin, obilí) vyrábí firma SAUTER. Vzorek materiálu o navážce 10 g se vloží na misku vah. Po zapojení infralamy se odpařuje vlhkost; její úbytek se kontinuálně odečítá na stupnici, cejchované přímo v procentech absolutní vlhkosti. (VDI-Z., č. 21, 1959.) (Tů)

● **Elektronicky řízený přístroj pro určení rozsekových křivek sypkých materiálů** vyrábí firma Geyer v NDR. Přístroj má rozměry 500 × 300 × 650 mm, malou spotřebu energie; zdvih a intenzita vibrací mohou být měněny podle potřeby. K prosévání lze použít síta o průměru 150 200 mm. (Feingerätetechnik č. 7, 1959.) (Tů)

● **Pojízdné bubnové sušárny**, které jsou součástí zařízení pro přípravu šterkových směsí, vyrábějí v NSR 4 firmy. Sušárny jsou spalínové, souproutdné, s hořákem pro spalování topného oleje. Bubny jsou opatřeny šnekovými zaváděcími žebry a obvodovými lopatkami. Změna doby průchodu je možná 2 stupni otáček. Buben je poháněn elektromotorem nebo naftovým motorem. Sušárny se staví pro výkony 40—60 t/h. (Bitumen-Teere č. 9. 1959.) (Tů)

● **Pro určení rosného bodu při teplotách do — 62°C nabízí firma ERF (Anglie) nový přenosný přístroj.** Rozsah teplot od — 62°C do +20°C a od 0,0015% obj. do 2,75% obj. vodní páry. Měření se provádí kompresí vzorku vzduchu na stupeň, při kterém se po náhlé expansi zkondukuje na stěnách trubice s plynem vodní pára. Teplota rosného bodu se vypočítává z teploty a poměrů tlaků. (Engineering č. 187, 1959.) (Tů)

662. 614. 4. 001. 2

1. 05

VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT A ZISKŮ METODOU ELEKTRICKÉ ANALOGIE

Inž. Miloslav Jokl, Ústav hygieny práce a chorob z povolání, Praha

V článku jsou zpracovány základy výpočtu tepelných ztrát a zisků metodou elektrické analogie. Je objasněn princip elektrické analogie, uvedeny analogony jednotlivých částí budov, zúčastňujících se sdílení tepla mezi vnitřním prostorem a okolím. V náhradních elektrických schématech je zachycen též vliv infiltrace, oslunění, vnitřního zařízení a klimatizace na tepelné ztráty budov. V závěru práce jsou shrnuty přednosti a nevýhody tohoto způsobu výpočtu.

Lektoroval: inž. dr. A. Polanský

1. ÚVOD

Modelové zkoušky pronikají ve stále širším měřítku do všech oborů vědeckého výzkumu. Jejich velkou předností jsou nízké náklady ve srovnání se zkouškami na skutečném díle a možnost jejich provádění v laboratorii, kde jsou k dispozici všechny potřebné přístroje, tedy i nejpreciznější měřicí aparatury, jejichž přemístování bývá spojeno se značnými obtížemi.

Aby výsledky, získané měřením na modelech, byly aplikovatelné i na skutečné dílo, musí být model a dílo v určitém vztahu; zákonitostí tohoto vztahu se zabývá teorie podobnosti, která rozeznává trojí podobnost:

- a) *podobnost geometrickou* (stálý poměr délek, stejné úhly),
- b) *podobnost fyzikální* (při zachované geometrické podobnosti je nutnou podmínkou, aby diferenciální rovnice, jimiž se děje řídí, byly stejné),
- c) *podobnost matematickou, analogii*.

Pro podobnost matematickou je nezbytným předpokladem, podobně jako u podobnosti fyzikální, shoda diferenciálních rovnic, popisujících model a dílo; shoda však je pouze formální, totožný je tvar rovnic, nikoliv jejich fyzikální význam.

Z dosud známých analogií jsou nejpožívanější analogie elektrické, neboť elektrotechnika nejlépe splňuje hlavní požadavky měření, přesnost a jednoduchost. Podstata elektrické analogie byla známa již Maxwellovi, který ve spisech "A Treatise on Electricity and Magnetism" (Oxford 1881) napsal: „Na první pohled je zřejmá analogie mezi teorií pohybu elektriny a teorií sdílení tepla. Kdyby bylo možno vzít dvě geometricky podobné soustavy tak, aby tepelná vodivost v libovolném místě první soustavy byla úměrná elektrické vodivosti v odpovídajícím místě druhé soustavy, a aby teplota v libovolném místě první soustavy byla úměrná elektrickému potenciálu odpovídajícího bodu druhé soustavy, pak tepelný tok libovolným průřezem v první soustavě bude úměrný elektrickému toku odpovídajícím průřezem druhé soustavy.“ K praktickému využití elektrické analogie v modelových zkouškách se však dochází teprve v posledních letech.

Elektrické modelování ve vzduchotechnice je založeno rovněž na principu elektrické analogie. Lze jím řešit:

- a) *problémy proudění* (dvourozměrného a v určitých případech i trojrozměrného) v těch případech, kde lze bez značné chyby považovat proudění vzduchu za proudění ideální tekutiny,
- b) *výpočet rozvodů vzduchu*,
- c) *výpočet tepelných ztrát pro dimensování klimatizačního zařízení*.

Poslední uvedený způsob výpočtu je předmětem této práce.

Největším problémem elektrického modelování tepelných ztrát a zisků je dosažení dostatečné věrnosti modelované skutečnosti; nejde jen o to, vytvořit elektrické schéma např. průtoku tepla stěnou, ale také zachytit ve schématu vliv oslunění, větru apod.

Dosavadní údaje v literatuře o elektrickém modelování tepelných ztrát a zisků jsou velmi kusé; metoda sama nevyšla dosud z pokusného stadia.

Metody, která je použita pro modelování tepelných ztrát a zisků, lze použít k řešení úkolů i v jiných odvětvích. Tak např. ve strojírenství při řešení otázek ohřevu nebo chladnutí rotorů parních a plynových turbin, generátorů, u výbušných motorů ke sledování kvasistacionárního

teplotního kmitu ve válci nebo v hlavě motorů aj., v hutnictví při řešení procesů ohřevu nebo chlazení peci nebo ingotů a v mnoha jiných případech a oborech, kde se teplo objevuje jako složka vlastního procesu.

Stejně metody lze též použít k výpočtu rozvodů vzduchu. Vzhledem k tomu, že se jedná o samostatný, poměrně obsáhlý problém, byl současně zpracován v samostatné práci.

Při této příležitosti je třeba ještě upozornit, že většinu zmíněných úkolů lze též řešit modelovou cestou pomocí hydraulické analogie. Hydromechanický model tepelného pole je teoreticky i konstrukčně popsán v samostatné práci dr. Polanského: Dvourozměrný mechanický model tepelného pole, Zdravotní technika a vzduchotechnika, č. 2, 1959.

2. TEORETICKÉ ZÁKLADY

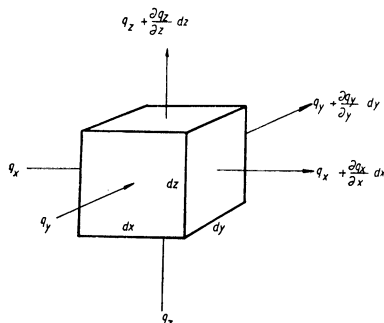
Jak již bylo uvedeno, základem elektrické analogie je formální shoda rovnic, popisujících jevy tepelné a elektrické. Uvedeme si nejprve základní analogické vztahy z termiky a elektrotechniky, což nám umožní určit, které parametry tepelné a elektrické si vzájemně odpovídají.

2.1 Základní rovnice vedení tepla

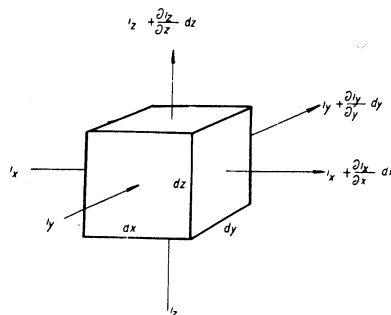
První, nejjednodušší rovnice vyplývá ze zákona zachování energie:

$$(1) \quad \Sigma Q = 0,$$

kde Q ... množství tepla [kcal/h].



Obr. 1. K odvození rovnice (2).



Obr. 2. K odvození rovnice (7).

Podle rovnice (1) lze říci, že v uzavřené soustavě je součet množství tepla do soustavy vstupujícího roven množství tepla soustavě odnímaného.

Další dvě rovnice mají diferenciální tvar

$$(2) \quad \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} = \nabla q = 0,$$

kde $q = \frac{Q}{F}$, tj. množství tepla, procházejícího plochou 1 m² za 1 hodinu,

x, y, z ... souřadnice pravoúhlého souřadného systému [m],

$$(3) \quad \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = \nabla^2 t = 0,$$

kde t ... teplota [°C].

Rovnici (2) si snadno odvodíme pro element o rozměrech dx, dy a dz (obr. 1). Ve směru osy x přitéká za 1 hodinu množství tepla

$$q_x dy dz$$

a odtéká (za předpokladu, že množství tepla se mění pouze se změnou souřadnic)

$$\left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \right) dy dz.$$

Rozdíl mezi přitékajícím a odtékajícím množstvím tepla ve směru osy x :

$$dx \, dy \, dz \frac{\partial q_x}{\partial x}.$$

Podobně též ve směru osy y :

$$dx \, dy \, dz \frac{\partial q_y}{\partial y}$$

a ve směru osy z :

$$dx \, dy \, dz \frac{\partial q_z}{\partial z}.$$

Předpokládáme-li, že element hmoty není sám zdrojem tepla, pak bude

$$dx \, dy \, dz \frac{\partial q_x}{\partial x} + dx \, dy \, dz \frac{\partial q_y}{\partial y} + dx \, dy \, dz \frac{\partial q_z}{\partial z} = 0,$$

čili

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} = 0.$$

Rovnici (3) snadno získáme úpravou Fourier-Kirchhoffovy diferenciální rovnice vedení tepla

$$(4) \quad \frac{dt}{d\tau} = \frac{\lambda}{c \cdot \gamma} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = a \nabla^2 t,$$

kde τ ... čas [h],
 c ... měrné teplo [kcal/kg°C],
 γ ... měrná váha [kg/m³],
 $a = \frac{\lambda}{c \cdot \gamma}$... teplotová vodivost [m²/h].

Pro stacionární průtok pevnou hmotou bude

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{\partial t}{\partial \tau} = 0,$$

takže bude

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0.$$

Tuto rovnici obdržíme též z rovnice (2) dosazením vztahu, vyjadřujícího zákon Fourierův

$$(5) \quad q_n = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n},$$

kde n ... souřadnice ve směru kolmém k isothermickým plochám.

2.2 Základní rovnice vedení elektřiny

Nejjednodušší rovnice vedení elektřiny je dána prvním zákonem Kirchhoffovým (tzv. zákon uzlů: součet proudů do uzlu vstupujících = součtu proudů z uzlu vystupujících):

$$(6) \quad \sum I = 0$$

kde I ... intenzita proudu [A].

Pro průběh elektrických polí ve vodiči lze odvodit další dva vztahy, obdobné vztahům (2), (3) pro průběh termických polí. Za tím účelem si opět vytkneme v elektrolytu element objemu dx , dy , dz (obr. 2). Jestliže v elementu není zdroj proudu, součet proudů, procházejících stěnami elementu objemu, musí být nulový; bude tedy

$$(7) \quad \frac{\partial i_x}{\partial x} + \frac{\partial i_y}{\partial y} + \frac{\partial i_z}{\partial z} = \nabla i = 0,$$

kde i je vektor hustoty proudu, x , y , z jsou pravouhlé Kartesiánské souřadnice. Hustota proudu je poměr

$$(8) \quad i = \frac{I}{F},$$

kde I ... intenzita proudu [A],

F ... průřez vodiče [cm²].

Vztah (8) upravíme dosazením Ohmova zákona na výraz

$$(9) \quad i = \frac{E}{R F}.$$

Ohmický odpor R lze vyjádřit pomocí měrného odporu ϱ_E , průřezu F a délky vodiče l :

$$(10) \quad R = \varrho_E \frac{l}{F}.$$

Po dosazení do rovnice (9) a úpravě dostaneme:

$$(11) \quad i = \delta \frac{E}{l},$$

kde za měrný odpor ϱ_E byla dosazena měrná vodivost σ

$$(12) \quad \sigma = \frac{1}{\varrho_E}.$$

V diferenciálním tvaru bude rovnice (9):

$$(13) \quad i = - \sigma \frac{dE}{dl}.$$

Dosazením rovnice (7) obdržíme výsledný vztah pro průběh napětí

$$(14) \quad \frac{\partial^2 E}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 E}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 E}{\partial z^2} = 0 = \nabla^2 E.$$

Z porovnání vztahů (1) a (6), (2) a (7), (3) a (14) je zřejmá analogie, jež je základem elektrického modelování prostupů tepla. *Napětí E je analogií teploty t , hustota proudu i je analogií q , intenzita proudu I je analogií množství tepla Q .*

Zůstává ještě nevyřešený problém, jakým způsobem lze převést hodnoty zjištěné na elektrickém modelu na skutečné dílo. Hodnoty, naměřené na modelu a hodnoty skutečné jsou vzájemně vázány tzv. transformačními součiniteli podobnosti. Pro termické veličiny jsou definovány vztahy

$$(16) \quad x = l_{OT} x' [m],$$

$$(17) \quad y = l_{OT} y' [m],$$

$$(18) \quad t = t_{O'} [^{\circ}C],$$

a pro veličiny elektrické

$$(19) \quad x = l_{OE} x' [m],$$

$$(20) \quad y = l_{OE} y' [m],$$

$$(21) \quad E = E_{OE'} [V],$$

kde $x', y' \dots$ kartézské souřadnice díla,

$x, y \dots$ kartézské souřadnice na modelu termických veličin,

t' ... teplota na díle (ve skutečnosti),

t ... teplota na modelu,

E' ... napětí na díle (ve skutečnosti),

E ... napětí na modelu,

$l_{OT}, l_{OE}, t_{O'}, E_O \dots$ bezrozměrní transformační součinitelé podobnosti.

Tyto vztahy platí všeobecně mezi dílem a jeho modelem. Pro analogii $t - E$ bude

$$(22) \quad x = l_O x' [m],$$

$$(23) \quad y = l_O y' [m],$$

$$(24) \quad t' = \varphi \cdot E',$$

kde $\varphi \dots$ transformační součinitel analogie.

Dosazením rovnice (24) do rovnice (18) a (21) dostaneme

$$t = t_O \varphi E'; \quad E = E_O \frac{1}{\varphi} t',$$

takže

$$\varphi = \frac{t}{t_0} \frac{1}{E'} = \frac{E_0}{E} t' = \text{konstanta}$$

a též

$$(25) \quad \varphi = \frac{E_0}{t_0} \frac{t}{E}.$$

Ve většině případů $E_0 = t_0 = 1$, neboť $E' = E$ a $t' = t$.

Mají-li být hodnoty teplot t , přepočítané pomocí transformačního součinitele φ z naměřených hodnot E správné, musí být ještě obecně splněny (kromě geometrické podobnosti) tyto podmínky:

$$(26) \quad \frac{t_0}{l_{OT}^2} = \text{konst}, \quad (27) \quad \frac{E_0}{l_{OE}^2} = \text{konst}, \quad (28) \quad \frac{\varphi}{l_0^2} = \text{konst},$$

jak vyplývá z následujících vztahů:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0.$$

Dosadíme-li rovnice (16) až (18) bude

$$\frac{\partial^2(t_0 t')}{\partial(l_{OT} x')^2} + \frac{\partial^2(t_0 t')}{\partial(l_{OT} y')^2} = 0,$$

což lze psát

$$\frac{\partial}{\partial(l_{OT} x')} \frac{\partial(t_0 t')}{\partial(l_{OT} x')} + \frac{\partial}{\partial(l_{OT} y')} \frac{\partial(t_0 t')}{\partial(l_{OT} y')} = 0$$

a po vytknutí konstant a úpravě

$$\frac{t_0}{l_{OT}^2} \left[\frac{\partial^2 t'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 t'}{\partial y'^2} \right] = 0,$$

takže

$$\frac{t_0}{l_{OT}^2} = \text{konst}.$$

Obdobně lze prokázat vztahy (27) a (28).

Máme-li však ještě stanovit tepelný tok, resp. množství tepla, je třeba vyjít ze vztahů

$$(29) \quad q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n},$$

$$(30) \quad i = -\sigma \frac{dE}{dN},$$

$$(31) \quad Q = -\lambda \oint_F \frac{dt}{dn} ds,$$

$$(32) \quad I = -\sigma \oint_F \frac{dE}{dN} ds,$$

kde q ... tepelný tok [kcal/m²h],
 λ ... tepelná vodivost [kcal/m h°C],
 dn ... element ve směru normály k isotermickým plochám [m],
 q ... množství tepla [kcal/m²h],
 i ... hustota proudu [A/m²],
 δ ... měrná vodivost,
 dN ... element ve směru normály k ekvipotenciálním plochám [m]
 I ... intensita proudu [A].

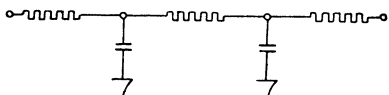
Množství tepla bude zřejmě úměrno intenzitě proudu v měřítku, které je dáno vztahem

$$(33) \quad \frac{\lambda t_0}{q l_{OT}} = \frac{\sigma E_0}{i l_{OE}}.$$

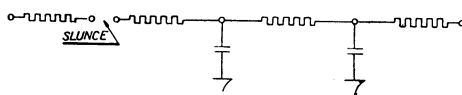
3. ELEKTRICKÁ SCHÉMATA PRŮTOKU TEPLA

Elektrické schéma průtoku tepla stěnou lze si znázornit tzv. π obvodem (viz obr. 3). Sestává ze tří odporů, mezi něž jsou zapojeny dva kondensátory. Název je odvozen z celkového vzhledu schématu, který připomíná písmeno π . Ohmické odpory odpovídají tepelným odporům ve skutečnosti, kondensátory respektují vliv akumulace stěny.

Chceme-li respektovat též vliv oslunění stěny, musíme do obvodu zařadit přídatný zdroj proudu a ještě jeden odpor (viz obr. 4).

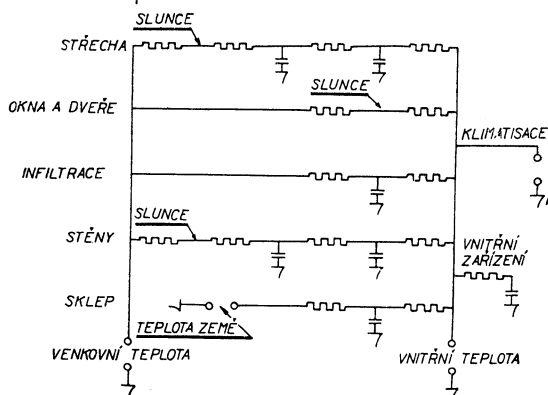


Obr. 3 Elektrické schéma průtoku tepla stěnou (tzv. π — obvod).



Obr. 4. Elektrické schéma průtoku tepla stěnou, respektující vliv oslunění stěny.

Na obr. 5 je celkové elektrické schéma modelu pro výpočet tepelných ztrát a zisků podsklepeného přízemního domu o celkové podlahové ploše 167 m². Stěny jsou zděné, bez izolace. Jsou respektovány π obvody. Okna a dveře zaujímají asi 25 % celkové plochy stěn; znázorněny jsou dvěma odpory, zařazenými do série. Střecha je z tašek; spolu se stropem je modelována jedním π — obvodem. Strop je izolován 10 cm silnou vrstvou rohoží ze struskové vlny. Infiltrace spolu s nuceným větráním je znázorněna T — obvodem, sestávajícím ze dvou odporů a kondensátoru. Sklep je celý pod zemí; předpokládáme, že podlaha i stěny jsou vystaveny stejné teplotě, rovné teplotě země, konstantní po celý rok. Proto je ve schématu T — obvod sklepa připojen ke zdroji proudu konstantního napětí. Vnitřní zařízení domu představuje L — obvod (odpor a kapacita v sérii). Klimatizační zařízení je znázorněno přídatným zdrojem proudu. Vliv oslunění není ve schématu respektován; kde všude by bylo nutno zapojit přídatné zdroje proudu, je znázorněno šipkami a nápisem „slunce“.



Obr. 5. Celkové elektrické schéma modelu pro výpočet tepelných ztrát a zisků podsklepeného přízemního domu o celkové podlahové ploše 167 m².

4. ZÁVĚR

Nevýhodou elektroanalogického způsobu výpočtu tepelných ztrát a zisků je nutnost sestavení nového modelu pro každý případ zvlášť. Po prvním kroku, sestavení elektrického schématu, je ještě třeba stanovit výpočet ze součinitelů prostupu a přestupu tepla, vodivosti a dimensí, velikosti jednotlivých odporů a kapacit.

Naproti tomu je značnou výhodou elektrického modelu možnost respektování časové změny venkovní teploty, a to pouhou změnou vstupního napětí. Výpočet tepelných ztrát a zisků se tím dosti zpřesní.

Literatura

- [1] Michejev: Základy sdílení tepla. SNTL, 1953.
- [2] Kožešník: Fyzikální podobnost a stavba modelů. JČMF, 1948.
- [3] Gutenmacher: Elektrické schéma modelů.

- [4] *Briskén, Reque*: Heat Load Calculations by Thermal Respons. Heating, Piping and Air Conditioning, July 1956.
- [5] *Maxwell*: A Treatise on Electricity and Magnetism. Oxford 1881.
- [6] *Jekl*: Elektrické modelování ve vzduchotechnice. Zpráva ÚHPCHP, 1959.
- [7] *Polanský*: Řešení nestacionárního toku tepla. Rozpravy ČSAZV, 65, TV, č. 2, 1955.
- [8] *Polanský A.*: Dvourozměrný hydromechanický model tepelného pole. Zdravotní technika a vzduchotechnika, č. 2, 1959.
- [9] *Kantorovič, Krilov*: Přibližnyje metody vyššego analisa, Moskva 1952, GITTL.
- [10] *Kožešník*: Fyzikální podobnost a teorie modelů. SNTL 1955.
- [11] *Sedow*: Metody podobnosti a rozměrovosti v mechanice. SNTL 1953.
- [12] *Murphy*: Similitude in Engineering 1950.
- [13] *Langhaar*: Dimensional Analysis and Theory of Models 1951.
- [14] *Eigenson*: Modelirovanije. GOSIZDAT 1949.

● **Polovodičový psychrometr.** Firma Ultrakust-Gerätebau (NSR) vyrábí přenosný psychrometr, u něhož je pro měření použito germaniových polovodičů o průměru 0,5 mm. Sondou, v níž jsou umístěny polovodiče, se nasává malé množství vzduchu. Teplota suchého a mokrého polovodiče se odečítá na indikačním přístroji. Relativní vlhkost prostředí se pak určí pomocí speciálního logaritmického pravítka. Přístroj má tři rozsahy (-10 až $+50^{\circ}\text{C}$, $+20$ až $+50^{\circ}\text{C}$, $+50$ až $+80^{\circ}\text{C}$), může však být dodán i pro vyšší teploty. Výhodou popsaného psychrometru je poměrně malá váha (0,45 kg) a rychlost stanovení relativní vlhkosti prostředí. (Chemie-Ingenieur-Technik č. 9, 1959.) (Tů)

● **Bezpečnost práce při používání autogenních hořáků.** Ke sváření, řezání, letování a ohřívání kovů se jenom ve Švýcarsku používá více než 4000 autogenních hořáků. Při jejich obsluze dochází občas k explozím, při nichž bývají ve velkém procentu případů zraněni lidé. K těmto explozím dochází tehdy, je-li špička hořáku zanešena, je-li poškozena tryska injektoru anebo hořák vůbec nepřisává (chybí injektor anebo je použito nevhodné těsnění, nebo je málo přitažena převlečná matice atd.), je-li vadná rukojeť hořáku, zahřívá-li se příliš špička hořáku, je-li nastaven příliš vysoký tlak vzduchu a ventily hořáku se neotevírají a nezavírají ve správném pořadí. Poruchy na hořáku je nutno ihned odstranit. Především se nikdy nesmí nechat vadné hořáky namontovány na rukojeti. Předpisovým uváděním do chodu a správným nastavením tlaku plynu lze zabránit mnohým úrazům. (Schweizerische Blätter für Arbeitssicherheit.) (Fe)

● **Určování propustnosti vodní páry bitumenovými papíry** bylo nyní v NSR normalisováno. Podle normy DIN 53 122 používá se pro zkoušku 5 vzorků o průměru 79,8 mm (50 cm^2), které jsou položeny na tvarované misky o vnějším průměru ~ 105 mm. Pod utěsněným vzorkem je v misce vrstva práškovitého silikagelu. Misky se vloží do exikátoru, v jehož prostoru se udržuje nasyceným roztokem chloridu draselného parciální tlak vodní páry 16,5 mm v. s. ($\varphi = 83\%$) při teplotě $22 \pm 2^{\circ}\text{C}$. V intervalech 24 hod. se misky vyjímají a ukládají na 15 minut do prostředí o relativní vlhkosti 60% a teplotě $20 \pm 1^{\circ}\text{C}$. Poté se váží s přesností 0,5 mg. Konstantní denní přírůstek váhy misky se dělí plochou vzorku a dobou 24 hod, takže určená propustnost má rozměr $\text{g/cm}^2\text{den}$. Metoda je použitelná pro střešní lepenky apod., nehodí se pro provozní kontroly ve výrobě. (Bitumen-Teere č. 9, 1959.) (Tů)

● **Omezení pouličního hluku ve Švýcarsku.** Švýcarské úřady se pokoušejí omezit pouliční hluk všemi prostředky: Je omezeno používání houkaček, je věnována pozornost tlumičům výfuků, obzvláště u motocyklů, skútrů a mopedů, povozy tažené koňmi musí mít pneumatiky, hluk veřejných dopravních prostředků je snižován. Dále bylo navrženo pneumatické kladivo o němž se tvrdí, že vydává zvuk, jako když „dítka cupitá po polštáři“, policie nepoužívá pístalek, popelnice jsou opatřeny gumovými nárazníky aby při vyprazdňování nerámusily atd. Očekává se, že po skončení této akce boje proti hluku bude ve Švýcarsku na ulicích klidno jako před sto lety. (Noise Control, 1958/3.) (μF)

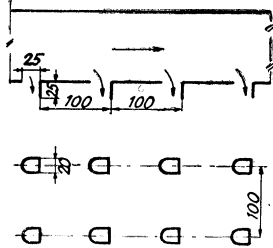
● **Jozefu Kovaničovi byla předána cena města Bratislavy.** V předvečer 15. výročí osvobození Bratislavy se konalo v parku kultury a oddechu společné zasedání krajského a městského výboru strany a krajského a ústředního národního výboru. V závěru zasedání byly některým jednotlivcům odevzdány ceny města v oblasti budovatelské práce, vědy a umění. Mezi významnými pracovníky byl též Jozef Kovanič, který pracuje v projektovém ústavě ve středisku pro výstavbu města Bratislavy jako vedoucí skupiny pro ústřední vytápění. Jozef Kovanič se ve své práci nespokojuje s běžným řešením úkolů, ale usiluje o zvýšení hospodárnosti bytové výstavby novátorskými metodami. Podílel se např. na výstavbě sídliště v Košické ulici, v ulici Únorového vítězství a Hostinského ulici.

VÝPOČET PERFOROVANÝCH VZDUCHOVODŮ PRO PŘÍVOD VZDUCHU

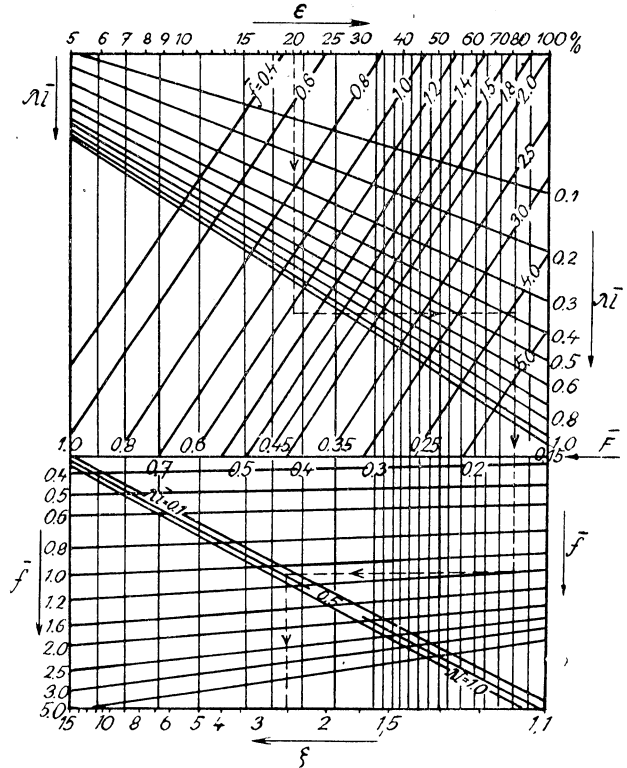
Podle M. I. Grimitlin: Vremennye rukovodjaščie ukazanija po gidravličeskemu rasčetu, priměneniju i izgotovleniju pritočnych perforirovannyh vozduchoprovodov

Perforované vzduchovody pro přívod vzduchu jsou kanály čtyřhranného nebo kruhového průřezu, jejichž spodní část obsahuje množství malých otvorů, jimiž proudí vzduch přibližně kolmo k perforované ploše. Rychlost proudu vzduchu vystupujícího z jednotlivých otvorů rychle klesá, takže tyto vzduchovody se hodí tam, kde se požadují nepatrné rychlosti proudění, jako např. v provozovnách prašných. Dále se hodí pro přívod vzduchu na pracoviště, která jsou v řadách mezi výrobním zařízením, které je zdrojem tepla a škodlivých par a plynů. V tomto případě se vzduchovody umísťují ve výšce 2,5–3 m nad zemí. Rovněž v malých dílnách s vysokými výměnami vzduchu a v dílnách s velkými přebytky tepla jsou tyto vzduchovody vhodné. Rozměry otvorů a jejich uspořádání je na obr. 1.

Pro navržený vzduchovod se určí součinitel nerovnoměrnosti přívodu ϵ a součinitel vřazeného



Obr. 1.



Obr. 2.

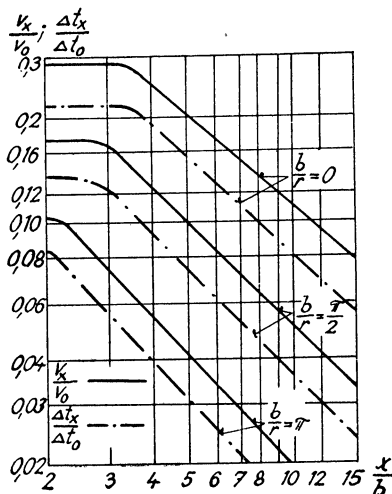
odporu ζ perforovaného vzduchovodu, vztažený k dynamickému tlaku v průřezu $F_{poč}$. Součinitel ϵ udává poměr rozdílu maximálního a minimálního místního množství k střednímu množství protékajícímu perforovanou plochou. Oba součinitele ϵ i ζ jsou funkcí:

- poměrné plochy otvorů, jimiž vytéká vzduch, $\bar{f} = \frac{\sum f}{F_{poč}}$ ($\sum f$ = celková plocha otvorů, $F_{poč}$ = počáteční průřez vzduchovodu),
- poměrného zúžení vzduchovodu $\bar{F} = \frac{F_k}{F_{poč}}$ (F_k = konečný průřez vzduchovodu),
- součinitele odporu třením λ ,
- poměrné délky vzduchovodu $\bar{l} = \frac{l}{d_{r,poč}}$ (l = délka vzduchovodu, $d_{r,poč}$ = rovnomocný průměr počátečního průřezu).

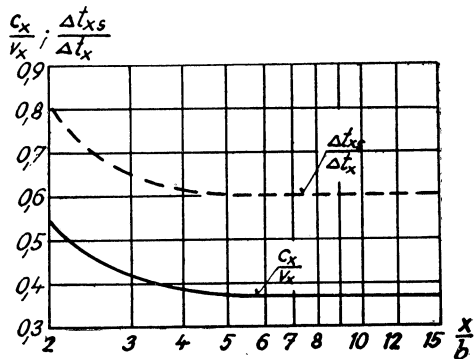
Obě funkce jsou v diagramu na obr. 2. Nerovnoměrnost se připouští do 25% při přívodu vzduchu na pracoviště a do 50% při přívodu pro celkové větrání. Výpočet platí pro čtyřhranný vzduchovod zužující se klínovitě a lze jej použít rovněž pro vzduchovod kruhový. V tomto případě zjistíme průměry d_x ve vzdálenosti l_x z rovnice

$$d_x = d_{poř} \sqrt{1 - \bar{l}_x(1 - \bar{F})},$$

kde $\bar{l}_x = \frac{l_x}{l}$ je poměrná vzdálenost od počátku vzduchovodu.



Obr. 3.



Obr. 4.

Průběh poměrných osových rychlostí $\frac{v_x}{v_0}$ a rozdílu teplot $\frac{\Delta t_x}{\Delta t_0}$ v závislosti na poměrné vzdálenosti $\frac{x}{b}$ je na obr. 3, v_x je osová rychlost ve vzdálenosti x , $\Delta t_x = t_v - t_x$ je rozdíl teplot v prostoru a v ose proudu ve vzdálenosti x , $\Delta t_0 = t_v - t_0$, t_0 je teplota ve výstupu, b značí šířku perforované plochy (u kruhového potrubí je to délka kruhového oblouku), r je poloměr vzduchovodu. Pro čtyřhranný vzduchovod je $r = \infty$, takže $\frac{b}{r} = 0$.

Pro určení střední rychlosti podle množství a střední teploty proudu slouží diagram 4, v němž c_x je střední rychlost podle množství ve vzdálenosti x a $\Delta t_{x, střed} = t_v - t_{x, střed}$; $t_{x, střed}$ je střední teplota proudu ve vzdálenosti x .

Úhel rozšíření proudu vytékajícího rovinnou perforovanou plochou činí 10 až 11° (při $\frac{l}{b} \geq 10$). Pak šířka proudu b_x ve vzdálenosti x je přibližně rovna

$$b_x = b + 0,4x.$$

Oppl

VYTÁPĚNÍ A VĚTRÁNÍ ŠKOL

Z mezinárodní konference, konané v květnu 1959 v Paříži

V minulém roce v květnu se konala v Paříži mezinárodní konference topenářů, jejímž organizátorem byl L'institut technique du bâtiment et des travaux publics. Hlavním tématem konference bylo vytápění a větrání školních budov, k němuž přispěli svými příspěvky zástupci Anglie (Dick), USA (Mc Elgin), Belgie (A de Grave), Polska (Kozierski), NSR (Krüger), SSSR (Livčák), Maďarska (Macskasy), Itálie (Squassi) a Francie (Chargrasse).

Konference sice nepřinesla nové objevy a převratná řešení, ale ukázala směry, kterými se ve světě ubírají zmíněné obory zdravotní techniky. Pozoruhodné je, že v řadě států se podniká mnoho zajímavých měření a zkoušek, které jsou podkladem pro práci projektantů. Jsou to na příklad soustavná měření výměny vzduchu, spotřeby paliva, zkoušky hospodárnosti zasklení atd. Vzhled tříd školních budov podstatně ovlivňují nové typy otopných těles (otopné desky umístěné po celé délce stěny pod okny s dlouhým horizontálním přívodem).

Používá se celkem všech systémů vytápění, ale převládá teplovodní s radiátory. Za krok kupředu se považuje používání sálavého vytápění, které se stále více do škol prosazuje, i když jsou pořizovací náklady vyšší. Naproti tomu je však snaha individualizovat třídy a zavádět soustavy, které vedou k úspoře paliva, neboť se vytápějí jen ty třídy, které jsou v provozu. Zdá se, že vrcholem současného vývoje jsou kvalitní teplovzdušné (klimatizační) soupravy opatřené automatickou regulací a topeně parou. Jejich provoz může být individuální, což vyhovuje nejlépe provozu školy.

Stále více se prosazuje topení kapalnými palivy, přičemž se ale sleduje maximální úspora paliva zaváděním dokonalé automatické regulace.

Vytápění pavilónových škol přináší jisté rozpaky; názory se zřejmě různí a z referátů nebyl zřejmý jednotný směr vývoje.

Zdá se, že i pro naše poměry je možno přijmout zásadu samočinného větrání tříd v budovách s tradičními otopnými soustavami. Při vhodné konstrukci oken a zřízení příčného větrání je účinnost systému plně uspokojující.

Referáty konference přinášejí našim projektantům možnost srovnání naší praxe s technickým vývojem v ostatním světě. Při srovnávání docházíme k závěru, že jsme dobrým průměrem této úrovně, že však zaostáváme ve vývoji nových prvků vytápěcích a větracích zařízení. Tato otáčka se však netýká pouze aplikace těchto zařízení ve školách. Projektanti pocítují tyto nedostatky velmi často. V souvislosti s referáty konference v Paříži je možno vyjmenovat zejména tyto skutečnosti:

1. Nevyrábějí se u nás vhodné teplovzdušné soupravy s vhodně odlišenými výkony, které by byly konstruovány na připojení rozvodů a byly bezhlučné. To se týká ovšem i velkých souprav, které nahrazují celá zařízení. Klimatizační soupravy tohoto druhu jsou požadavkem moderní doby pro všechny budovy s mezinárodním provozem (hotely, lázeňské budovy atd.) a byly by potřebnou součástí zařízení nemocnic, které vyvážíme do tropických oblastí.

2. Regulační technice, která je taktéž nezbytným předpokladem moderních vytápěcích a vzduchotechnických zařízení, se u nás nevěnuje dostatečná pozornost. Z belgického referátu zmíněné konference např. vyplývá, že v Belgii se již větší vytápěcí zařízení nenavrhují bez primární a sekundární regulace, jejíž regulační schéma je asi toto:

Primární regulace je vždy tzv. duostatická, tj. s venkovním čidlem a s čidlem v přírodním potrubí. Sekundární regulace je provedena pomocí motorizovaného trojcestného ventilu s impulzem od venkovního termostatu („weatherstat“) nebo hlavně od prostorových termostátů umístěných tak, aby se zjistily teploty místností příslušného křídla budovy. Obojí regulace je téměř vždy elektrická, nebo stále častěji elektronická. Prostorové termostaty tvoří jednoduché odpory, které nejsou náchylné k poškození. Teplovzdušné vytápění tělocvičen řídí termostatické čidlo umístěné ve zpětném rozvodu nebo prostorový termostat, který působí na motorizovaný trojcestný ventil umístěný na ohříváku. Některá zařízení mají dokonce termostatickou klapku pro individuální regulaci v každé místnosti; je to ale příliš nákladné zařízení.

3. Také v různých otopných těles nemá u nás projektant na vybranou. Současné typy otopných těles u nás představují v podstatě jednu jedinou možnost řešení interiéru v prostoru parapetů. Bylo by jistě účelné, kdyby potřeba nových typů těles byla znovu uvažována s ohledem na moderní a praktické řešení interiéru místnosti.

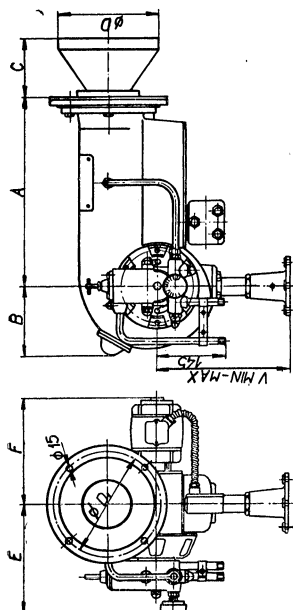
4. V řadě států je již několik let předmětem výzkumu hospodárnost dvojitého zasklení provedeného ze dvou skleněných tabulí hermeticky na obvodě spojených s mezivrstvou suchého vzduchu. Známe je pod obchodními názvy Thermopane, Polyverbel atd. Ani zde bychom neměli zůstat pozadu.

Toto jsou připomínky, které by měly ovlivnit další vývoj oborů zdravotní techniky u nás, chceme-li, aby ani tento obor nezůstal pozadu za světovým vývojem.

Chlupáč

● **Určování tepelných konstant vlhkých materiálů.** E. E. Višněvskij navrhl a vyzkoušel impulzní způsob určování tepelné a teplotní vodivosti a měrného tepla vlhkých materiálů. Do vzorku se vloží topný konstantanový drát o průměru 0,05–0,1 mm. V určité vzdálenosti od drátu jsou umístěny termočlánky měď-konstantan, zapojené na elektronkový zapisovací milivoltmetr. Termočlánky měří časový průběh teploty ve vzorku při krátkodobém ohřevu topným drátem. Dosazením experimentálních hodnot do vztahů, odvozených řešením diferenciálních rovnic vyjadřujících nestacionární ohřev vzorku, lze pak vypočítat tepelné konstanty vlhkého materiálu. Metoda je použitelná pro vzorky rozličných tvarů, umístěných v různém plynném prostředí nebo ve vakuu; rozsah použitelných teplot je -100°C až $+100^{\circ}\text{C}$. Celý pokus trvá 1–2 min, takže lze zanedbat vliv změny teplotního pole na pole vlhkostní. (Trudy Vsesojuznogo Fotokinoinsti-tuta, 1958, sv. 2.) (Tů)

HOŘÁK NA KAPALNÁ PALIVA



Obr. 1. Hořák na kapalná paliva.

Vysokotlaký hořák na kapalná paliva, který vyrábí Juranovy závody v Brně-Horních Herpšicích, je jednoduché, moderní konstrukce, a je opatřen vším potřebným zařízením k dokonalému spálení paliva.

Zubové čerpadlo dodává přesné a pravidelné množství paliva, které nasává z níže položené nádrže. Hubice s vířivou komůrkou rozprašuje palivo na jemnou mlhu. K rozprašení se používá vysokého tlaku paliva, dodávaného zubovým čerpadlem. Ventilátor dodává veškeré množství vzduchu, potřebné ke spálení paliva. Směšovací komora mísí dokonale rozprašené palivo se vzduchem, takže spalování probíhá bez tvoření sazí. Zapalovací transformátor a elektrody umístěné před hubicí umožňují zapálení směsi paliva a vzduchu elektrickou jiskrou. Hořák je poháněn jedním elektromotorem o malém výkonu.

Vysokotlakého hořáku lze použít všude tam, kde je k dispozici kapalné palivo do viskozity 1,8°E při + 20°C, tj. cca 10 cSt, jako je např. motorová nafta podle ČSN 65 6506. Tento hořák není vhodný pro benzín a petrolej.

Typické příklady použití: ústřední vytápění, teplovzdušné agregáty (zvláště pojízdné), parní generátory, sušárny, průtokové ohřivače. Hořáky se dodávají v provedeních na výkon 100 000 až 200 000 kcal/h, nebo 200 000 až 400 000 kcal/h. Výkon lze seřídit regulačním šroubem na hořáku a výměnou hubice. K hořáku se dodává elektromotor na 380/220 V, nebo 220 V a ruční nebo automatické ovládání.

Typ	Výkon [10 ³ kcal/h]	Příkon [W]	Váha [kg]	Palivo [kg/h]	mm								
					A	B	C	D	D ₁	E	F	V	
												min.	max.
VH 200	100—200	180	56	23	460	175	153	235	275	285	280	275	360
VH 400	200—400	370	64	46	500	195	163	270	310	300	300	295	380

Švec

VÝZKUM SUŠENÍ V SVÚTT

V sušárenském výzkumu v ČSR zaujímá významné postavení sušárenská laboratoř SVÚTT, jako vedoucí složka ve strojírenském sektoru, mající univerzální postavení vůči všem podnikům vyrábějícím sušárny a vůči všem odběratelským sektorům.

Počátek výzkumné činnosti v oboru sušení v SVÚTT spadá do roku 1952, kdy naléhavé požadavky výrobních závodů si vynutily zařazení některých výzkumných prací z tohoto oboru do plánu práce ústavu. Rostoucí objem těchto prací a význam oboru vedly k tomu, že od roku 1954 byla v rámci Výzkumu sdílení tepla a přenosu hmoty ustavena sušárenská laboratoř jako specializovaný útvar pro základní výzkum sušení.

Počáteční práce sušárenské laboratoře měly spíše povahu výzkumu aplikovaného a byly zaměřeny zejména na zlepšování a zdokonalování vyráběných typů sušáren a na opatřování chybějících provozních podkladů. Základem pro tyto práce byly výsledky, získané při provozních měřeních na jednotlivých typech sušáren. Výsledkem byl rozbor současného stavu, sestavení podkladů pro řešení obdobných sušárenských zařízení a návrh na úpravy a rekonstrukce, projevující se v některých případech značným ekonomickým účinkem jako např. u typisované sušárny dřeva (zpráva* SVÚTT 55-05009; 56-05009), obilí (56-05013), sušárny na slévárenská jádra (R-823), vakuové sušárny (R-817), sušárny textilu (56-05019) aj. Práce prováděné sušárenskou

*) Světlotiskové kopie zpráv možno objednat ve studijním oddělení Státního výzkumného ústavu tepelné techniky, Praha 6, Kladenská 60.

laboratoři v tomto oboru mají i značný význam metodický a vypracované postupy pro provozní měření na sušárnách byly v mnoha případech použity i ostatními výzkumnými a vývojovými pracovišti.

V současné době je těžiště prací sušárenské laboratoře v oboru základního výzkum sušení, jehož metody umožňují určit pro jednotlivé látky nejvhodnější sušicí způsob, nejintenzivnější sušicí postup a nejvhodnější typ sušárny. Novost sušárenské techniky vyžaduje rozsáhlejší rozvinutí těchto prací, které umožňují poznání sušárenských vlastností různých látek a podmínek jejich optimálního způsobu sušení a které jsou nezbytné pro zajištění podkladů pro navazující složky. Rozmanitost látek přicházejících k sušení a rozmanitost sušicích způsobů kladou velké požadavky zejména na zjišťování termofysikálních vlastností sušených hmot, na rozvoj obecné teorie sušení a na její účelný převod do praxe.

V SVÚTT byla vybudována nezbytná experimentální základna a vypracovány příslušné pracovní metody pro vědecko-výzkumné práce v oboru sušárenství. V protikladu s tendencemi zkušebnictví na poloprovozních sušárnách byla prokázána výhodnost experimentálního výzkumu na speciálních jednoúčelových zařízeních, jež umožňuje dosažení přesnějších výsledků a snižuje pracnost a náklady na výzkum.

S tím souvisí i práce na úseku zpřesnění a zdokonalení výpočtových metod pro analytické řešení průběhu sušicího procesu za provozních podmínek v jednotlivých typech sušáren (56-05011; 58-05009; 58-05007; 58-05001; 58-05006; 59-05004). Tyto práce umožňují nahrazení empirických podkladů daných zkušenostmi (např. specifické odpařivosti) teorií a experimenty podloženými údaji nezbytnými pro určení velikosti sušárny a sušicí doby.

Vyřešeny byly též některé úkoly zaměřené na prohloubení znalostí o vazbě vlhkosti ve hmotě a vypracovány metody a přístroje pro určování charakteristických látkových vlastností sušených materiálů (hygroskopičnost, rovnovážná vlhkost, body kritické vlhkosti, vodivost vlhkosti uvnitř sušeného materiálu — 56-05012; 56-05014).

Prohloubeny byly též znalosti o mechanismu sušených látek citlivých na sušení (např. tvarově složitých výrobků z technické keramiky — 56-05003; 58-05007 a řeziva 58-05003).

Další výzkumné práce provedené v SVÚTT daly podklad pro rozvoj rozprašovacího sušáren u nás a směrnice pro jejich účelné zavedení do jednotlivých výrobních oborů (55-05012; 56-05015).

Vyřešeny byly též některé významné sušárenské úkoly pro některá odvětví, jako např.:

— vypracování návrhu na zásadní směr vývoje umělého sušení v zemědělství (představuje řešení otázky celostátního významu vyvolané mechanisací a přechodem na zemědělskou velkovýrobu — 57-05018; 56-05013; 57-05028; 58-05009; 59-05013).

— vyřešení sušárenských problémů ve výrobě nových umělých hmot (polyamid, PVC — 55-05007; 57-05002; 57-05021; 58-05004).

— práce umožňující zintenzivnění sušicích pochodů v textilním průmyslu zavedením výkonných typů sušáren s impaktním prouděním sušicího média (57-05024; 58-05023) a jejich aplikace na některá jiná průmyslová odvětví (59-05014).

— rozbor problematiky sušení flotačních koncentrátů (59-05002), slévárenských jader (55-05001; 56-05001), uhlí pro tepelné centrály (59-05006) a rozplavených keramických hmot (57-05027).

Výzkum v oboru vibračního sušení vedl k vypracování podkladů pro zavedení výroby vibračních sušáren, které představují nejnovější vývojový směr v sušárenství a jsou pro svoje provozní vlastnosti vhodné zejména pro sušení granulovaných materiálů (57-05011; 58-05010).

Některé vyřešené práce se týkají sušení ve vakuu (55-05007; R-734), proudových (58-05001; 59-05004) a bubnových sušáren (58-05006).

Hospodářsky významné jsou práce povahy technické, zaměřené na řešení akutních sušárenských problémů pro výzkumné ústavy, projekční ústavy, výrobní závody a ostatní pracoviště. Takto bylo vyřešeno dosud asi 90 větších prací, jejichž náplní bylo:

a) Provádění sušicích zkoušek na různých laboratorních zkušebních zařízeních jako podklad pro výpočet a projekci sušáren v konkrétních případech (zjištění průběhu sušení za různých podmínek).

b) Určování charakteristických látkových vlastností nezbytných pro výpočet sušáren v konkrétních případech.

c) Provádění obtížných výpočtů sušárenských zařízení v konkrétních případech.

d) Provádění nebo spolupráce na provozních měřeních na sušárenských zařízeních za účelem opatření chybějících údajů nebo výpočtových podkladů.

Zvláštní význam má i prováděná spolupráce s výzkumnými pracovišti technologického zaměření jednotlivých průmyslových sektorů na řešení sušárenských problémů. Na sušárny je třeba pohlížet nejen jako na zařízení tepelně technická, ale též jako na zařízení technologická. Spolupráce s odborníky technologie jednotlivých průmyslových oborů má umožnit technicky a ekonomicky odůvodněné zapojení sušení do technologického procesu jednotlivých oborů a zajistit předstih našeho sušárenství a jeho připravenost na požadavky hlavních odběratelů.

Strach

SROVNÁNÍ ODLUČOVACÍ SCHOPNOSTI NĚKOLIKA CYKLONŮ

Při srovnání různých cyklonových odlučovačů prachu se používají obvykle cyklony tak jak vyšly z továrny, bez ohledu na to, zda konstruktér kladl důraz na vysokou odlučivost, nízkou tlakovou ztrátu nebo na nízkou pořizovací cenu. Následkem toho dopadne srovnání vždy v neprospěch lacinějších řešení, poněvadž jejich odlučovací schopnost je horší.

Je známo, že odlučovací schopnost cyklonu klesá s rostoucí měrnou hltností. Měrnou hltností se zde rozumí množství plynu, které proteče odlučovačem o průřezu 1 m^2 při tlakové ztrátě 1 m plynového sloupce. Dále je odlučovací schopnost závislá na průměru cyklonu a na velikosti a tvaru usazovacího prostoru, právě tak jako na průměru vyústění cyklonu do tohoto prostoru. Tlaková ztráta i odlučivost jsou rovněž závislé na délce cyklonu.

Srovnávací měření čtyř druhů cyklonů (van Tongeren, Korsa, NIOGAZ a cyklon s vratným průtokem a rozváděcími lopatkami) byla proto provedena za těchto podmínek:

1. Měrné hltnosti byly konstantní.
2. Největší průměry cyklonů byly stejné (307 mm), právě tak jako kuželové části cyklonů.
3. Stavební délka cyklonů byla rovněž stejná.
4. Usazovací prostor a vyústění cyklonu do tohoto prostoru byly shodné.

Cyklon van Tongeren byl použit v původním provedení. Cyklony NIOGAZ a Korsa byly přizpůsobeny stavebním rozměrům a hltnosti cyklonu van Tongeren, stejně jako cyklon s vratným průtokem, který byl pro tento účel zvlášť navržen.

Stejná měrná hltnost a stejné rozměry cyklonů vedly ke stejným tlakovým ztrátám. Za těchto okolností naměřené odlučivosti ukázaly, že i odlučovací schopnost cyklonů je stejná. Na připojeném obrázku je vidět, že se celkové odlučivosti všech čtyř typů prakticky neliší.

Vzhledem ke stejným rozměrům cyklonů budou také pořizovací náklady bez většího rozdílu. Malé rozdíly v ceně se ještě zmenší, srovnáme-li kompletní vícečládkové odlučovače, poněvadž pak bude jejich vnější konstrukce, včetně přívodu a odvodu plynu, usazovacího prostoru (výsypky) a uzávěrů u všech shodná. Pouze cyklon typu NIOGAZ bude vzhledem k ostatním o něco lacinější. Obestavený prostor bude stejný až na typ van Tongeren, u něhož způsob provedení tečného vstupu o málo zvětší půdorysnou plochu.

Co se týče opotřebení, nejsou malé cyklony s tečným vstupem zvlášť výhodné. V tomto ohledu je cyklon s vratným průtokem a rozváděcími lopatkami odolnější.

Hospodárné použití cyklonových odlučovačů prachu, obzvláště ve vícečládkovém provedení, závisí především na měrné hltnosti a tlakové ztrátě cyklonu, sotva však na volbě typu cyklonu.

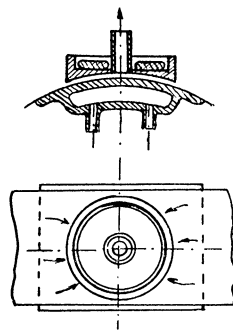
Štaub 20 (1960), č. 1.

Miczek

PŘÍSTROJ PRO PLYNULÝ ODBĚR VZORKU

Přístroj pro plynulý odběr vzorků vzduchu je založen na usazování vznášejících se částic na pásku, protažovaném úzkou šterbinou. Šterbina je vytvořena dvěma povrchy, z nichž jeden je nahřát a druhý studený. Chlazený element je vypuklá deska, jejíž vnitřní povrch je chlazen protékající kapalinou. Po vrchní části desky se posouvá papírový pásek, na jehož povrchu se usazují částice. Ohřívající část je ve tvaru kotouče průměru $76,2 \text{ mm}$, který má spodní plochu vydutou rovnoběžně s povrchem chlazené desky. Vzduch s částicemi se prosává pomocí vývěvy mezerou mezi oběma povrchy po celé šířce kruhu nahřívající části. Proudí mezerou v radiálním směru a zbavuje se částic, které se usazují na pásku vlivem teplotního gradientu v mezeře (cca $945^\circ/\text{cm}$). Vzduch prochází průtokoměrem a přes vývěvu do atmosféry.

Jelen



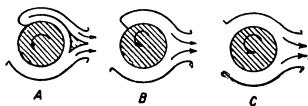
Obr. 1.

Podle Rev. Scient. Instrum. 29, 1958, č. 2, 129—130.

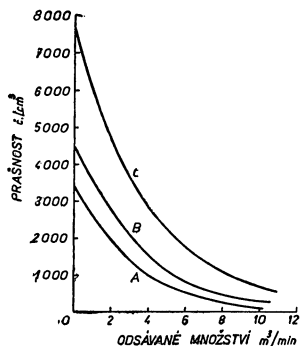
NOVÝ SACÍ ZÁKRYT PRO BRUSNÉ A LEŠTICÍ KOTOUČE

O. Krogsgaard: Eine neue Saughaube für Schleif- und Polierscheiben, Staub 19, č. 10, str. 360—361.

U mnohých zákrytů brusných kotoučů (obr. 1C) dochází v horní části přední strany k vyletování prachu proti brusíči, přesto, že se zákrytem odsává. Instalováním hradička podle obr. 1 B lze toto vyletování omezit, avšak nejlepších výsledků bylo dosaženo úpravou zákrytu podle obr. 1 A. Mezi obvod zákrytu a brusný kotouč je vložena přepážka, takže u obvodu zákrytu vznikne kanál, kterým se odsává prach z místa, kde vystupuje brusný kotouč ze zákrytu. Proudění v tomto kanálu není narušováno rotací kotouče. Zkoušky nového zákrytu, provedené v Dánsku, ukázaly významné zvýšení účinnosti odsávání proti případům B a C. Výsledky jsou



Obr. 1.



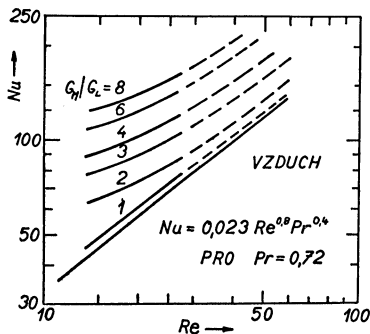
Obr. 2.

uvedeny v diagramu na obr. 2. Na svislé ose je vynesena prašnost v počtu částic v 1 cm^3 (částice velikosti $0,5-5 \mu$), na vodorovné ose odsávané množství vzduchu v m^3/min . Prašnost byla měřena ve vzdálenosti $0,5 \text{ m}$ od brusného kotouče. Oppl

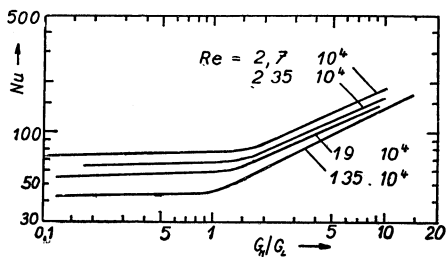
SDÍLENÍ TEPLA ČÁSTICÍM SMĚSI PLYN-PRACH, PROUDÍCÍ V POTRUBÍ O KRUHOVÉM PRŮŘEZU

Farbar a Morley*) sledovali sdílení tepla částicím kyslíčnicku hlinitého, unášeným vzduchem v potrubí o světlosti $17,5 \text{ mm}$ a délce 1835 mm . Stěny zkušební trubky byly ohřívány parami tetrachlormethanu. Trubkou byl prosáván okolní vzduch, do jehož proudu byl pak v zařízení dávkován kyslíčnick hlinitý.

Výsledky zkoušek jsou patrné z připojených grafů. Na obr. 1 je vynesena závislost Nu jako funkce $Re = d \frac{G_L}{\mu_L}$, kde $\alpha [\text{kcal}/\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}]$ je střední součinitel přestupu tepla z vnitřního povrchu trubky směsí plyn-prach, $d [\text{m}]$ světlost trubky, $G_L [\text{kg}/\text{m}^2 \text{ h}]$ váhové množství prošlého vzduchu, $\lambda_L [\text{kcal}/\text{m h } ^\circ\text{C}]$ tepelná vodivost vzduchu, $\mu_L = \eta_L \text{ g}/[\text{m h}]$ součin dynamické viskozity vzduchu $\eta_L [\text{kg h}/\text{m}]$ a zemského zrychlení



Obr. 1.



Obr. 2.

*) Industrial and Engineering Chemistry č. 7, 1957.

$g[m/h^2]$. Při nulovém váhovém poměru podávaného materiálu (tj. pro čistý plyn) byla určena závislost

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4},$$

při $Pr = 0,72$. Se stoupající koncentrací prachu ve směsi roste i Nu , jak dokazuje svazek křivek pro různé hodnoty váhového poměru podávaného materiálu $\frac{G_L}{G_M}$.

Z grafu na obr. 2 vyplývá, že pro poměr $\frac{G_M}{G_L} < 1$ roste Nu hlavně v důsledku zvýšení tepelné kapacity směsi; pro poměr $\frac{G_M}{G_L} > 1$ ovlivňují zvýšení přestupu tepla podstatně proudové poměry v potrubí.

Závislost přestupu tepla pro váhový poměr podávaného materiálu $\frac{G_M}{G_L} > 2$ byla získána ve tvaru

$$Nu = 0,14 Re^{0,6} \left(\frac{G_M}{G_L} \right)^{0,45}.$$

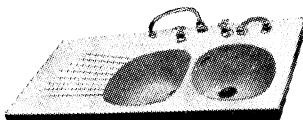
V. Tůma

NOVÉ TVARY ZDRAVOTNÍ KERAMIKY

Na výstavě Arts Menagers v Paříži byly vystavovány dva nové typy keramických kuchyňských dřezů s odkládacími plochami ze žárohlíny (dvoudílný typ zn. ASTOR a jednodílný typ zn. Luxor) z dílny W. Sauerera. Oblé tvary umožňují lehkou čistitelnost mís a nízkou spotřebu teplé vody. Dna jsou spádována k odpadům, které nejsou při kraji, a tak lze čas od času vypustit splaveniny (zbytky jídel z nádob) do odpadu, aniž by bylo třeba vy-



Obr. 1.



Obr. 2.

pustit celý dřez. Nezodpovězená je však otázka, jaká je odolnost materiálu proti proražení u padnuvším předmětem.

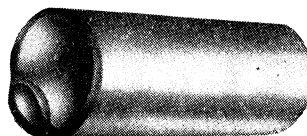
Chalupský

Podle Rohr-Armatur-sanit. Einricht. 4/59.

HLINÍKOVÉ TRUBKY PRO SPOLEČNÉ VEDENÍ PÁRY A KONDENSÁTU

Tyto trubky byly vyrobeny v USA. Obrázek napovídá, že forma trubky přinese mnohé konstrukční výhody a zjednoduší montážní práce, ač je nutno použít speciálně konstruované spojky. Ve výrobním programu jsou prozatím průměry 6/4", 2", 3" a 4".

Chalupský



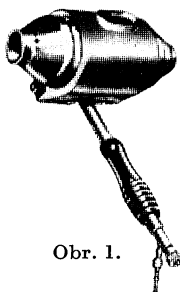
Obr. 1.

Podle Rohr-Armatur-sanit. Einricht. 1/59.

PROPANOVÝ OHŘÍVAČ K TEPELNÉMU ZPRACOVÁVÁNÍ TRUB Z PLASTICKÝCH HMOT

Ohříváč výrobní značky „Polytherm“ má usnadnit spojování a ohýbání trub přímo na pracovišti, a to do průměru 45 mm. Několik technických dat: váha celkem (bez propanové bomby) asi 1 kg, takže tepelné zpracování lze provádět v ruce nebo na montážním stole a ohříváč při tom upnout do svěráku; hořáky spotřebují 0,045 kg/h propanu při tlaku plynu 1,5 atm, pracovní doba cca 2 min.

Chalupský



Obr. 1.

Podle Rohr-Armatur-sanit. Einricht. 1/59.

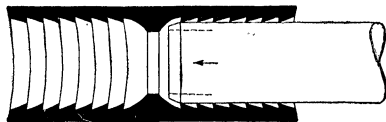
SPJOVACÍ A PŘECHODOVÝ FITINEK PRO MĚKKÁ POLYETYLÉNOVÁ POTRUBÍ BEZ ŠROUBENÍ — SYSTÉM SINGER

Použití trub z nových hmot se v soudobé instalační technice plně vžilo, když byly překonány první obtíže, plynoucí z kvality užívaného materiálu a speciálních způsobů montáže. Proto přichází výzkum i výroba se stále novými způsoby spojování tohoto potrubí. Volí jak cestu různých chemických pojidel (lepení), tak cestu mechanických montážních spojů pomocí spojovacích tvařovek.

Všechny dosavadní typy mechanických spojek (šroubení) používají závitových spojů, často několikanásobných, vhodných k rychlému a snadnému spojování potrubí, k vytváření T kusů a kříže, po případě přechodu na jiné trubní materiály. Tato šroubení zvyšují ovšem, i přes snadnou montáž, cenu instalovaného potrubí.

Vyobrazená spojka, která je rakouským patentem, je velmi jednoduchá. Je to vlastně nátrubek s kónickými zářezy v protisměru, jejichž světlost se směrem ke středu mírně zužuje. Při montáži se trubka, vně na konci pod úhlem 45° zkosená, bez otáčení zarazí až ke středu nátrubku. Zářezy vzniknou částečně do povrchu hmoty trubky a jejich zaříznutí se za provozu ještě zvětší vnitřním tlakem dopravovaného média. Tím je spojení trubky s nátrubkem nebo vytvoření přechodu, odbočky apod. provedeno a montáž spojky skončena.

Vyrábí se z mosazi pro všechny typy trubek tlakových potrubí. Horní hranice přípustného tlaku není udána. Výrobek byl po dlouhou dobu zkoušen a v dosavadní praxi se plně osvědčil.



Obr. 1. Skica nátrubku
(zprava částečně nasunutá trubka).

Sanitäre-Technik čis. 4/1959

Chalupský

RE C E N S E

Doc. Rudolf Pönninger: Abwasserbeseitigung in kleinen Verhältnissen (Odstraňování malých množství odpadních vod), 1958 Wien, Verlag der Oesterreichischen Abwasserrundschau, 176 stran.

Nevelkou, ale obsažnou knížkou podává autor pomocnou ruku projektantům specialistům, kteří byli postaveni před úkol zdravotně nezávadným způsobem odstranit odpadní vody z objektu, který nemůže být napojen na stokovou síť.

Kladnou stránkou publikace je širší problematiky a její zpracování. Ačkoliv autor shrnuje výsledky svých studií a své mnohaleté projekční praxe, nekupí ani neřadí fakta, ale kriticky podává problematiku závažného úseku práce s poukazem na užší jádro problému, jeho vývoj a řešení.

Naproti tomu, a to je to jediné, co lze knížce vytknout, ponechává autor často na vůli čtenáře stavební, tj. výrobní stránku zařízení. Konstrukční detaily nejsou řešeny a ne ve všech případech může text posloužit náznakem řešení.

Knihla je rozdělena do tří kapitol a dodatku:

V první kapitole probírá autor obecně domovní odpadní vody, jejich složení, fyzikální a chemické vlastnosti. Kapitola je celkem krátká a má charakter širšího úvodu.

Druhá kapitola je rozdělena do 10 oddílů a tvoří vlastní náplň knihy. Autor sestavuje ze švýcarských, západoněmeckých a rakouských norem přehled odtokových množství odpadních vod a dotýká se závažné otázky ředění vlastních odpadních vod vodami jiného druhu.

Dále následují stati o malých čistírnách s odtoky:

1. do velkých (vodnatých) řek a toků,
2. do malých řek, větších potoků a kanálů (systém emšerských studní),
3. do malých potoků a slabých toků (usazovací nádrže, skrápěná tělesa),
4. bez odtoku, u nichž se odpadní vody zužitkovávají vsakováním do půdy (vsakovací drenáže, jámy, filtrační příkopy).

U jednotlivých oddílů jsou uvedeny dimenze těchto zařízení.

Ve třetí kapitole shrnul autor pomocné tabulky pro dimensování malých čistíren, stokových sítí a pro výpočty vsakovacích jam.

Poslední kapitola je dodatkem k celé knížce a obsahuje směrnice pro odstraňování odpadních vod z venkovských jatek (porážek), které způsobují dosti časté hygienické závady v širším okolí.

Podstatné části knihy vycházely postupně v časopisu Österreichischer Abwasser-Rundschau, roč. 1957 a 1958.

Chalupský

L I T E R A T U R A

2 VĚTRÁNÍ A KLIMATISACE

—: For large buildings air conditioning flexibility: An economy of packaged units (Pro velké budovy je důležitá pružnost klimatizačního zařízení: Hospodárnost jednotkových klimatizátorů). Zkušenosti z newyorského hotelu Warwick. Úspornost kombinace centrálního klimatizačního zařízení a 5 klimatizačních jednotek umožňujících chlazení veřejných místností pouze v době, kdy jsou v použití. 5 obr.
1959, Heat. Air Condit. Contr. 50, č. 7, str. 52—54. 697.9:728.5 2.40

—: King-sized ducts serve elaborate cooling system (Potrubí velkých rozměrů přivádí vzduch do komplikovaného chladicího zařízení). Potrubí a jeho instalace v kancelářské budově v Richmondu. 8 foto.
1959, Heat. Air Condit. Contr. 50, č. 7, str. 55—58. 696.5:697.9 2.51

Kasalañnen N.: Vybór poverchnosti teploobmena vozduchoochladitelej v ustanovkach dlja kondicionirovanija vozducha (Volba povrchu vzduchových chladičů v klimatizačních zařízeních). Srovnávací charakteristiky různých typů chladičů: hladké trubky, žebra, spirála, plochá žebrovaná trubka, drátové žebrování aj. 1 gr., 2 tab.
1959, Cholod. techn. 36, č. 2, str. 40—44. 697.97 2.46

Kelly A. G.: The efficient ventilation of a steam power station (Účinné větrání parní elektrárny).
1959, Engng. Boiler House Rev. 74, 105—9. 697.95:621.311.22 2.20

3 SUŠENÍ

Astavjev B. A.-Belova E. I.-Smirdin P. M.: Suška drevesiny proputannoj rastvorom povarennoj soli (Sušení dřeva máčeného v roztoku kuchyňské soli).
1959, Derevoobrabat. prom. 8, č. 3, str. 9,10. 648.3:674.04 3.14

Davidenko P. A.-Volobaev M. A.-Kučenkov: Avtomatičeskoe regulirovanie režima suški drevesiny (Automatická regulace sušení dřeva). 2 obr.
1959, Derevoobrabat. prom. 8, č. 3, str. 17—18. 674.047:621.316.7.078 3.32

Jevstratjeva E. D.-Kurjačev A. P.-Sinicyn A. V.: Suška tvoroga sublimacii (Sublimační sušení tvarohu). 2 obr., 4 tab.
1959, Konserv. ovošesuš. prom., č. 4, str. 16—18. 664.97:536.422 3.16

Leniger Ch. A.: Konvektivnaja suška tverdyh piščevyeh produktov (Sušení tvrdých potravinářských produktů konvekci). Na základě rozboru sušení stanovena závislost mezi charakterem izoterm sorpce, křivkami rychlosti sušení a rozdělením vlhkosti ve vysušovaném materiálu. Vliv režimových faktorů na proces sušení a jakost vysušených produktů. 4 obr., 4 lit.
1959, Inž. fiz. 2, č. 8, str. 23—34. 66.074.5/7:664.8 3.04

Migačev A. I.: Centrobežnaja sušilka dlja drevesiny (Odstředivá sušárna na dřevo). 1 obr.
1959, Derevoobrabat. prom. 8, č. 4, str. 26. 684.3:674.04 3.14

Molodavkin A. J.: Prispособlenie dlja mehaničeskoj razgruzki rolikovyeh sušilok (Úprava pro mechanické vykládání válečkových sušilok). 2 obr.
1959, Derevoobrabat. prom. 8, č. 3, str. 19—20. 648.3:674.04 3.29

Skorovarov M.: Maksimalno ispolzovať imejuščiesja zernosušilki (Maximálně využívat stávající sušárny zrní). Zvýšená teplota režimu sušení na 20—30°; některé typy sušáren. 3 obr.
1959, Mukomol. elev. prom. 25, č. 8, str. 15—18. 631.362:66.047 3.17

4 ČIŠTĚNÍ PLYNŮ — AEROSOLY

—: Britische Anlagen zur Luftreinigung und Klimatisierung in der Oberflächenbehandlungsindustrie (Britská zařízení pro čištění vzduchu a klimatizaci v průmyslu pro povrchovou úpravu). 19 krátkých zpráv výrobců ventilátorů, vzduchových filtrů, vzduchovodů z umělých hmot, klimatických přístrojů a zařízení, odprašovačů a elektrostatických čističů vzduchu. 11 obr.
1959, Ind. Finishing 11, č. 130, str. 28—42, 55. 697.9:621.794:697.94 4.0:2.0

Blahovcová-Vicherek: Čištění kouřových plynů v energetických zařízeních. Základní typy odlučovacích zařízení, stav výroby odlučovačů v ČSR, vlastnosti odlučovačů různých typů a stav. vývoje a výzkumu v r. 1958. 1 tab.
1959, Energetika, č. 6, str. 299—301. 621.928.9 4.0

Dickinson R.-Kimber D. E.-Lamble E. G.: The gravimetric estimation of domestic smoke emission from optical density measurements (Gravimetrické určování emise kouře z domácích topenišť podle měření optické hustoty). 10 gr., 2 tab., 11 r.
1959, Inst. Heat. Vent. Engrs. 27, č. 7, str. 108—118. 545.73/.79:697.2 4.051:4.122

Evans R. B.: Aerosol filtration with fibrous media (Filtrace aerosolu vláknitými médii). Stříkané plastické tkaniny. Za vlhka vrstvené vložky (kombinace vláken a jemného upraveného aktivního uhlí). Vzduchem vrstvená vlákna. (Vlákna jsou vrstvena vzduchem a potom stlačena vodou — dokonalé rozdělení a srovnání vláken — a upravena mezi 2 vrstvy ohnivzdorné tkaniny). 6 gr., 1 foto.
1959, Amer. Industr. Hyg. Ass. J. 20, č. 4, str. 327—331. 66.067.1:541.182.3 4.43

Hutchcock L. B.: Air pollution abatement a management problem (Problém potírání znečištění ovzduší z hlediska vedení podniku). Rozvrh jednotlivých průzkumů, meteorologické podmínky, emise prachu, topografický ráz krajiny atd. 2 obr., 15 lit.
1959, CEP 55, č. 4, str. 49—53. 614.71:551.51:628.511 4.01:4.053

Meier K.: Elektrofilter für die Reinigung von Industrieabgasen (Elektrofiltr na čištění průmyslových odpadních plynů). 14 obr., 8 lit.
1959, Techn. Rundschau 51, č. 26, str. 2—6. 621.359.4 4.30

Mulrow R.: Neues zur Widerstandsberechnung von Luftleitungen (Nový způsob vy počítání odporu ve vzduchovodech). Poměry proudění ve znečištěném potrubí a v rozděleném potrubí. Určování koeficientu odporu novým způsobem a výpočet tlakových ztrát. 15 obr., 5 tab.
1959, Heiz. Lüft. Haustechn. 10, č. 5, str. 117—122. 621.643.2.02.001.24:697.9 4.60

O'Mara R. F.-Flodin C. R.: Filters and filter media cement industry (Filtiry a filtrační média pro cementárny). Způsoby odstraňování prachu z filtrů. Jednotlivá uspořádání při zpracování surového materiálu, jemné koncové filtry. Preventivní údržba. 3 gr., 2 tab., 6 ref.
1959, J. Air Poll. Contr. Ass. 9, č. 2, str. 96—101. 66.067.3:666.94 4.40

Prindle A. R.: Some considerations in the interpretation of air pollution health effects data (Několik úvah o interpretaci údajů o účincích znečištění ovzduší na lidské zdraví). Porovnání znečištění s výskytem některých chorob a úmrtností. Přehled poznatků. 16 gr., 1 tab., 10 ref.
1959, J. Air Poll. Contr. Ass. 9, č. 1, str. 12—19. 614.71:613.6:628.5 4.02

Ueoka Yutaka: Study on the Venturi scrubber (Venturiho scrubber-studie).
1959, Transact. Japan Soc. Mech. Engrs. 25, č. 149, str. 35—42. 66.074.4/.5 4.27

5 PNEUMATICKÁ DOPRAVA

Jung R.: Die Hohlwelle als Schüttgutförderer (Dutý hřidel jako dopravník pro sypký materiál). Dopravník a jeho funkce. Teorie dopravního postupu. Výpočty. Porovnání teorie s výsledky pokusů. Použití. 13 obr., 2 tab., 6 lit.
1959, Forsch. Ing. Wesen 25, č. 2, str. 37—43. 621.643.2.04:621.867.93 5.0

6 VENTILÁTORY — PROUDĚNÍ

—: Neuartiger Lüftungsventilator (Nový druh ventilátoru). Ventilátor s vratným chodem s účinností 85% a o tlaku 100 mm v. sl.. Snížení hluku.
1959, Sanitäre-Technik 24, č. 4, str. 158. 621.63 6.220

—: Saugzuglüfter (Sací ventilátory). Ventilátory s výkonem 3000—300 000 m³/h se sníženou spotřebou proudu v důsledku zvláštní konstrukce. Ventilátory s novým typem oběžného kola a účinností 80—87%. 1 obr.
1959, Energietechnik 9, č. 5, str. 197—198. 621.63 6.20

Douchez M.: Caractéristiques et choix des ventilateurs (Charakteristiky a volba ventilátorů). Základní charakteristiky a pokyny pro volbu ventilátorů. 14 sch. a gr.
1959, Industrie Thermique, č. 6, str. 302—312. 621.63 6.18

Dulin V. V.-Raskin I. A.: Racionalnye tipy ventiljatorov dlja glavnogo provetrivanija šacht (Racionální typy ventilátorů pro hlavní větrání dolů). Nomenklatura ventilátorů pro hlavní větrání. Obsazení Q-H pole. Technické charakteristiky nových ventilátorů. 1 obr., 2 tab. 1959, Gornyj ž., č. 9, str. 47—50. 622.44:6:1.63 6.20

Pollock C. W.: Fan rpm related to performance by logarithmic coordinates (Závislost výkonu ventilátoru a otáček za min. vynesena v logaritmických souřadnicích). Graf zjednodušující značně rozbor výkonnosti ventilátoru. 1 gr. 1959, ASHRAE Journal, sv. 1, č. 4, str. 58. 621.63:53(08) 6.20

● Výzkumné práce Vsesvazového tepelně technického institutu (VTI) v roce 1959. Energetika č. 4, 1959 uvádí stručný přehled výzkumných prací VTI pro rok 1959. Vedle komplexního výzkumu a vývoje velkých kotelních zařízení, parních turbin, výzkumu intenzifikace procesu hoření paliva a zavádění nových topných zařízení, výzkumu automatické regulace tepelných procesů aj. se objevuje i obor odstraňování vlhkosti z paliv.

Hlavním úkolem tohoto oboru je nalezení optimálního sušicího procesu vyhovujícího z hlediska spotřeby tepla a investičních nákladů zařízení. Z komplexu řešených problémů jsou uváděny především tyto:

- a) Na základě laboratorních a provozních zkoušek vypracovat projektové podklady k zavedení vysoce ekonomického otevřeného cyklu sušení uhlí s vysokým obsahem vlhkosti v trubkových, parou vytápěných sušárnách. Uhlí je před vlastním sušením předehříváno teplou vodou.
- b) Výzkum sušení uhlí při současném mletí.
- c) Výzkum přestupu tepla ve spalinových bubnových sušárnách. Cílem této práce je zvýšení účinnosti sušáren a zpřesnění metody výpočtu.
- d) V roce 1959 pokračuje práce, jejímž cílem je nalézt neekonomičtější způsob umělého sušení frézované rašeliny v místě těžení. Součástí úkolu je i pomoc při projekci a výrobě sušicího zařízení, jehož roční kapacita má být 240 000 t rašeliny. (Cho)

Výbor VTS-KPÚ Praha oznamuje, že 24. února 1960 zemřel

JAROSLAV HAUNER,

obětavý a vysoce kvalifikovaný pracovník v oboru ústředního vytápění. *Čest jeho památce!*

Zdravotní technika a vzduchotechnika. Ročník 3. Číslo 2, 1960. Vydává Čs. vědecko-technická společnost, sekce pro zdravotní techniku a vzduchotechniku v Nakladatelství ČSAV, Vodičkova 40, Praha II. Adresa redakce: Praha 15, Dvorecká 3. — Rozšiřuje Poštovní novinová služba. Administrace: Poštovní novinový úřad, Jindřišská 14, Praha 3. Objednávky přijímá každý poštovní novinový úřad a doručovatel. Vychází 6 čísel ročně. Cena jednotlivého čísla Kčs 6,—. Předplatné Kčs 36,—, Rbl 15,20, \$ 3,80, £ 1,7,—. Tiskne Knihitisk, n. p., závod 5, Praha-Libeň, tř. Rudé armády 171. — Toto číslo vyšlo v květnu 1960. — A-03*01078

© by Nakladatelství Československé akademie věd 1960