

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

NOSITELKA ŘÁDU PRÁCE

Fakulta strojní

Obor 23-21-8

Stroje a zařízení pro chemický, potravinářský
a spotřební průmysl

Zaměření

sklářské a keramické stroje

NÁVRH FOREM PRO AXIÁLNÍ CHLAZENÍ

Stanislav Mayer

DP 149/88

Vedoucí práce : Ing. Jan Cibulka CSc. VŠST Liberec

Rozsah práce :

Počet stran	43
Počet příloh a tabulek	6
Počet obrázků	13
Počet výkresů	2
Počet modelů	0

10. 5. 1988

Vysoká škola: strojní a textilní Fakulta: strojní

Katedra: sklářských a keramických strojů Školní rok: 1987/88

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Stanislava M a y e r a

obor 23-21-8 Stroje a zařízení pro chemický, potravinářský a spotřební průmysl

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Návrh forem pro axiální chlazení

Zásady pro vypracování:

V současné době zavádějí světoví výrobci sklářských strojů vzduchem axiálně chlazené formy na strojích pro výrobu obalového skla. Přínosem je snížená hlučnost chlazení a energetické úspory.

Ve své diplomové práci se zaměřte na:

1. Zhodnocení současného stavu chlazení forem.
2. Výpočet chladících vývrhů.
3. Měření na modelu formy včetně vyhodnocení.
4. Návrh konečné formy EURO.
5. Technickoekonomické zhodnocení.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
AMBEREC 1, STUDENTSKÁ 6
PŠČ 461 17

V42/885

Formy chlazení skla obalového
- chlazení forem skla obalového

Rozsah grafických prací: cca 40 stran textu doložených schématy, výpočty
a příslušnou výkresovou dokumentací

Rozsah průvodní zprávy:

Seznam odborné literatury:

VV a diplomové práce v oboru chlazení forem.

Propagační materiály fy Emhart.

Učebnice sdílení tepla.


Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jan Cibulka, CSc.


Datum zadání diplomové práce: 1.10. 1987

Termín odevzdání diplomové práce: 10.5. 1988

L.S.


Doc. Ing. Jaroslav Belda, CSc.

Vedoucí katedry


Prof. Ing. Vladimír Prášil, DrSc.

Děkan

v Liberci dne 1.10. 1987

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci dne 10. května 1988

Stanislav M A Y E R

O B S A H

	str.
Seznam použitých značek a symbolů	4
1. Úvod	5
2. Zhodnocení současného stavu chlazení forem	6
2.1 Popis zařízení na axiální chlazení forem firmy EMHART	7
3. Výpočet chladících vývrtů	12
3.1 Úvod do sdílení tepla konvekcí	12
3.2 Okrajové podmínky	13
3.3 Výpočet křivky chladícího výkonu	15
3.3.1 Postup výpočtu	15
3.4 Náhrada chladící křivky funkcí $f(x)$	22
3.5 Počet chladících vývrtů	22
3.6 Vstupní tlak	23
3.7 Osazený otvor	25
3.7.1 Chladící křivka osazeného otvoru	25
3.7.2 Počet osazených otvorů	28
3.7.3 Vstupní tlak osazených otvorů	29
4. Měření na modelu formy	31
4.1 Schema měřícího zařízení	31
4.2 Naměřené hodnoty	33
4.3 Vyhodnocení měření	35
5. Návrh konečné formy EURO	40
6. Technickoekonomické zhodnocení	41
7. Závěr	42
Seznam použité literatury	43

Seznam použitých značek a symbolů

- q_s - teplo vztažené na jednotku plochy / Wm^{-2} /
 α - součinitel přestupu tepla / $Wm^{-2}K^{-1}$ /
Nu - Nusseltovo číslo
Re - Reynoldsovo číslo
Pr - Prandtlovo číslo
d - průměr vývrtu /mm/
 ν - kinematická viskozita vzduchu / m^2s^{-1} /
 λ - tepelná vodivost / $Wm^{-1}K^{-1}$ /; součinitel
a - teplotní vodivost / m^2s^{-1} /
 ρ - měrná hmotnost / kgm^{-3} /
 c_p - měrné teplo / $Jkg^{-1}K^{-1}$ /
 $\varepsilon_{1/d}$ - korekční součinitel
 t_e - teplota stěny vývrtu / $^{\circ}C$ /
 t_v - teplota vzduchu / $^{\circ}C$ /
 t_s - teplota skloviny / $^{\circ}C$ /
 t_f - vnitřní teplota formy / $^{\circ}C$ /
 t_p - teplota styku skloviny a formy / $^{\circ}C$ /
 \bar{t}_i - střední teplota vnitřní stěny formy / $^{\circ}C$ /
 E_s - tepelná akumulací schopnost skloviny / $Jm^{-2}K^{-1}s^{1/2}$ /
 E_f - tepelná akumulací schopnost formy / $Jm^{-2}K^{-1}s^{1/2}$ /
 \dot{m} - hmotnostní tok vzduchu / kgs^{-1} /
 \dot{V} - objemový tok vzduchu / m^3s^{-1} /
w - rychlost vzduchu / ms^{-1} /
Q - tepelný výkon /W/, / Wmm^{-1} /
S - styčná plocha vývrtu / m^2 /
x, l - délkový rozměr /mm/
i - počet otvorů
p - tlak /kPa/
g - gravitační zrychlení / ms^{-2} /
 ξ - korekční součinitel
P - příkon /kW/

1. Úvod

Ze závěrů vytýčených na XVII. sjezdu KSČ vyplývá, že rozhodující úlohu v urychlování vědeckotechnického pokroku a modernizaci výrobní základny musí sehrát zejména strojírenství.

Mezi tyto úkoly spadá i nutnost neustálého zlepšování pracovního prostředí, snižování energetické náročnosti a zlepšování technické úrovně vyráběných strojů a zařízení, aby byly schopny úspěšné konkurence na zahraničních trzích.

Pro koncernový podnik Sklo Union Sklostroj Turnov, jako jediného výrobce žádaných automatů na výrobu obalového skla v zemích RVHP, z toho vyplývají požadavky na modernizaci a další vývoj sklářských automatů řady AL.

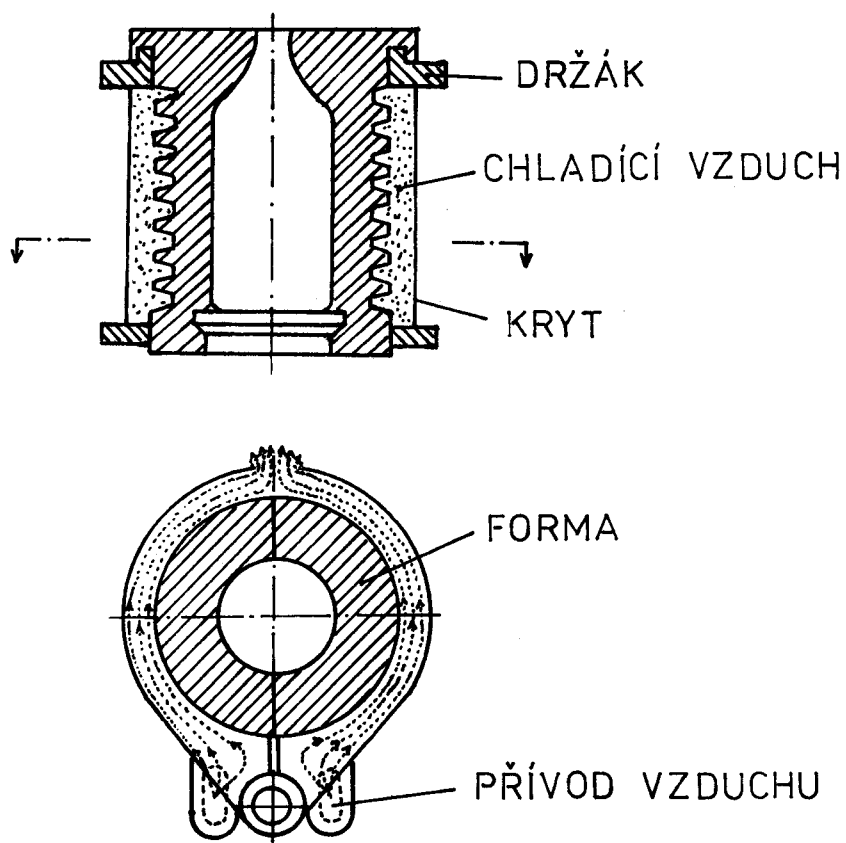
Dnes se u všech strojů řady AL používá k ochlazení sklářských forem vzduch, který proudí k formám od ventilátorů frémou stroje přes pevné chladicí komíny. U tohoto způsobu je však spotřebováváno velké množství vzduchu, jelikož značná část vzduchu se chlazení neúčastní. Vzniká zde vysoká hlučnost, která velmi zhoršuje pracovní prostředí.

Proto se v dnešní době projevují v chlazení sklářských forem některé trendy, jako například zabudování chladicí soustavy do konstrukce držáků forem, či účinněji použitím axiálního chlazení /verti-flow/. Při tomto způsobu proudí chladicí vzduch svislými vývrty rozloženými po obvodu formy, čímž je dosaženo vyššího chladicího účinku a snížení hlučnosti.

2. Zhodnocení současného stavu chlazení forem

V současné době se u nás formy chladí volným ofukováním z chladících hubic. Tato metoda ochlazení však spotřebuje velké množství vzduchu /u řadového stroje AL 106 činí spotřeba chladícího vzduchu $450 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$, při tlaku 3,8 kPa/. K tomu je známo, že vzduch na chlazení formy je největším zdrojem hluku v okolí stroje a může překročit 100 dB.

Částečným zlepšením v této oblasti je ofukování sklářských forem vzduchem protékajícím v dutině formy /viz obr. 1/. Při tomto způsobu se dosáhne snížení spotřeby chladícího vzduchu cca o 30%.



obr. 1
Chladící držák

Podstatným zlepšením se jeví použití axiálního chlazení sklářských forem nazývané "verti-flow". Chladicí vzduch je veden formou otvory vyvrtanými po obvodu po celé délce formy. Tímto způsobem se dosáhne snížení spotřeby chladicího vzduchu cca o 70% oproti volnému ofukování z chladících hubic a dojde též k podstatnému snížení hlučnosti.

Mimo to se však také zkouší použití chlazení vodou nebo sprejem. Účinnost chlazení je daleko vyšší než při použití vzduchu a hlučnost prakticky odpadá. Rozšíření tohoto způsobu však brání vyšší nároky na výrobu a tím i pořizovací a provozní náklady, ale zejména složitější konstrukce i vyšší nároky na plochu.

2.1 Popis zařízení na axiální chlazení forem firmy EMHART

Zařízení se skládá především z chladicího mechanismu vyfukovací formy, která se vyměňuje přímo s dolní deskou mechanismu na IS strojích.

Nízkotlaký vzduch je veden kanálem do chladicího mechanismu vyfukovací formy a nucen procházet vertikálními otvory vyvrtanými do konečné formy. Chlazení je prováděno jen při uzavřené formě. Vymezené chladicí podmínky jsou dosaženy během delšího času ve srovnání s konvenčními chladicími systémy. U systému "verti-flow" je chlazení kontrolováno kontrolou tlaku chladicího vzduchu, časovým nastavením chladicího vzduchu, způsobem seřízení vertikálních chladících otvorů a počtem, jakož i velikostí otvorů v lisovací formě. Tlakové komory v chladícím mechanismu konečné formy zaručují stejný tlak pro každý chla-

dící otvor ve formě. Chladící vzduch je načasován regulačními ventily na vstupu k tlakovým komorám. Vynechání chladících šachet, odkláněcích štítů, nepřítomnost bludného vzduchu usnadňuje přístup do sekce a zlepšuje pohodlnost ovládání.

V uvedeném provedení soustavy forem přichází vzduch, jak již bylo uvedeno, na vstup jednotlivých chladících průchodů s přibližně stejným tlakem, který je zajištěn přetlakovou komorou. Výraz "přetlaková komora", který se zde používá, označuje komoru, jejíž výstup nebo výstupy jsou dostatečně vzdáleny od jejího vstupu a jejíž objem je dostatečně veliký k tomu, aby na výstupu nebo výstupech byl rovnoměrný tlak. Přímá dráha proudění chladícího vzduchu snižuje na minimum nerovnoměrnost proudění. Zásluhou toho lze přesně předvídat chladící účinek jednotlivých průchodů a rozložení chlazení kolem dutiny může být řízeno rozmístěním průchodů. Proud chladícího vzduchu není rušen rameny nesoucími boční části formy a vzduch neprochází těmito nosnými rameny.

Průchody v bočních částech formy mohou být tvořeny otvory procházejícími těmito bočními částmi nebo prostory mezi žebry na těchto bočních částech. Otevřená strana prostoru může být v tomto případě uzavřena vnějším pláštěm připevněným k boční části, který zabrání úniku vzduchu z průchodu.

Výhodné je, jestliže je soustava forem opatřena jednou přetlakovou komorou pro každou formu stroje, která je uspořádána pod bočními částmi formy v jejich první poloze a je opatřena vývody, které jsou propojeny s chladícími průchody v obou bočních částech.

V zájmu dosažení lepší regulace chlazení změnou délky chladicí periody a také proto, aby se zabránilo narážení chladicího vzduchu při otevřené formě přímo na roztavenou sklovinu, je výhodné, jestliže je soustava forem opatřena ventily pro otevírání nebo uzavírání vstupů nebo vývodů přetlakové komory, takže chladicí vzduch opouští přetlakovou komoru pro určitou část každého cyklu činnosti stroje, během které jsou vývody propojeny s chladicími průchody.

V zájmu dosažení rovnoměrnějšího tlaku na vstupech chladicích průchodů je výhodné, jestliže průřez přetlakových komor kolmo ke směru proudění vzduchu v těchto přetlakových komorách je nejméně trojnásobkem součtu průřezů chladicích průchodů, zásobovaných vzduchem z přetlakové komory.

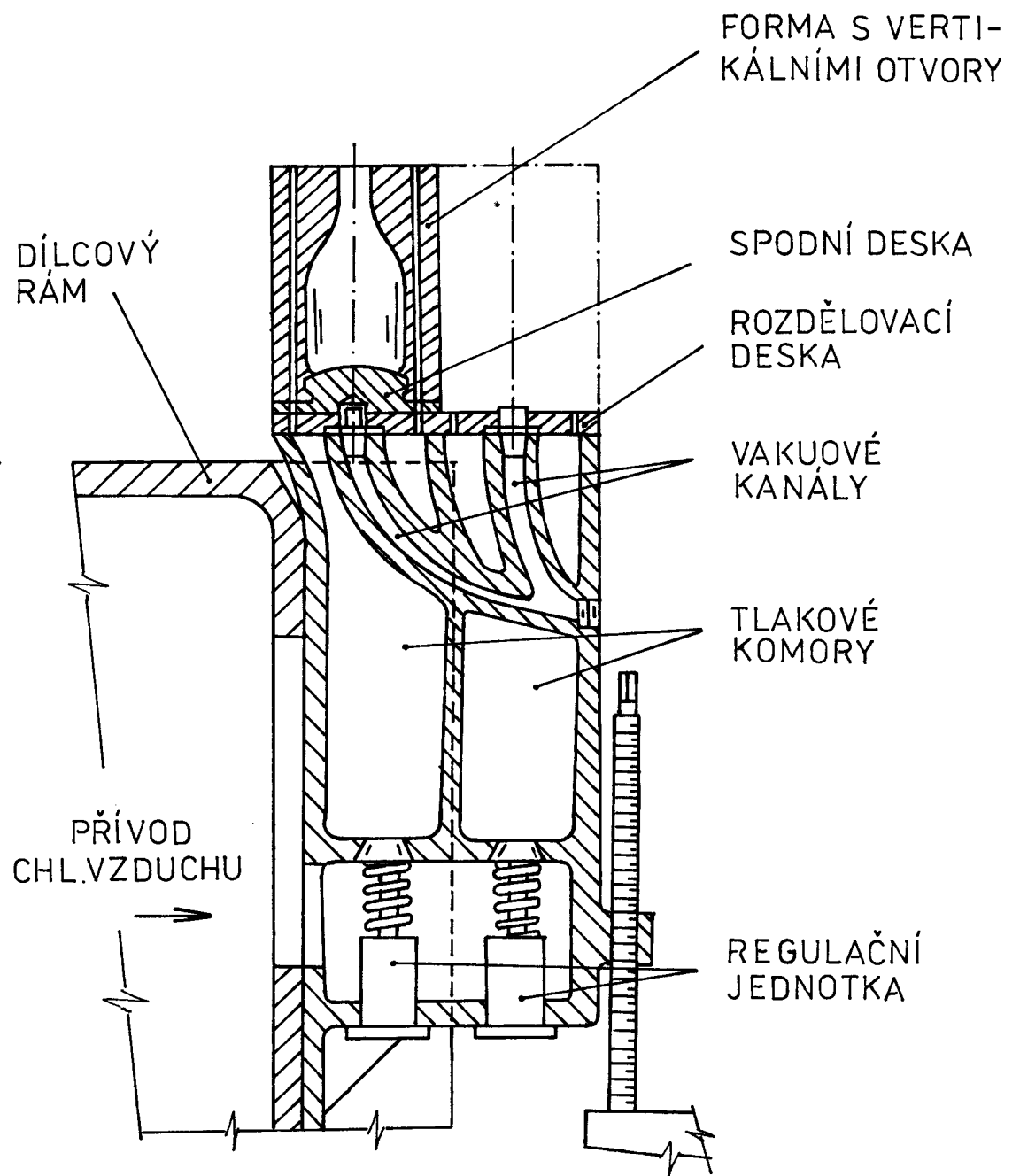
Protože se vzduchové komory používají již v rámech běžných strojů s jednotlivými sekcemi, kde slouží pro přívod vzduchu do chladicích šachet, a protože je třeba se vyhnout složitému potrubí, je výhodné, jestliže je soustava forem opatřena přívodem vzduchu do komor vytvořených v nosném rámu stroje.

Z hlediska maximálního využití vzduchu je výhodné, jestliže jednotlivé chladicí průchody probíhají mezi svými vstupy a výstupy do okolní atmosféry přibližně přímo, takže průtok vzduchu chladicím průchodem je určen průřezem a délkou chladicího průchodu a dále provedením vstupu a výstupu chladicího průchodu.

K dosažení maximálně účinného chlazení je výhodné, jestliže Reynoldsovo číslo pro vzduch proudící chladicím průchodem bude přesahovat hodnotu 20000. Protože vzduch se při průchodu chladicím průchodem zahřívá, bude se Reynoldsovo číslo podél průchodu měnit.

V zájmu umožnění výškového nastavení spodní desky může být tato spodní deska připevněna na mechanismus spodní desky, který umožňuje nastavení nosného rámu stroje ve svislém směru, přičemž přetlaková komora je rovněž připevněna na mechanismu spodní desky. Jiná možnost spočívá v tom, že přetlaková komora je uspořádána pod mechanismem spodní desky a je přes ventil spojena s komorou připevněnou na mechanismu spodní desky a zásobována ze zdroje buď skrze rám stroje nebo jinak.

Jestliže stroj pracuje v režimu tzv. "dvojitá hrouď skloviny", obsahuje soustava další přetlakovou komoru, která je uspořádána pod bočními částmi další formy a je opatřena výstupem nebo výstupy, které při bočních částech další formy v jejich první-uzavřené nebo druhé-otevřené poloze jsou propojeny se vstupy průchodů v bočních částech další formy. K přívodu chladícího vzduchu do další přetlakové komory slouží rovněž zdroj vzduchu. Na obr. 2 jsou znázorněny hlavní části chladícího systému konečných forem.



obr. 2 Hlavní části chladicího systému konečných forem

3. Výpočet chladících vývrtů

3.1 Úvod do sdílení tepla konvekcí

Teplo se prostředím může šířit konvekcí při nuceném nebo samovolném proudění. K nucenému proudění dochází působením tlakových sil /proudění účinkem tlakového spádu/. Proudění je laminární, mají-li jednotlivé proudnice lineární charakter bez poruch v příčném směru, nebo turbulentní, jestliže v proudu vznikají poruchy a dochází k příčnému přemisťování částic tekutiny.

Pro stanovení výměny tepla konvekcí tělesa s proudící tekutinou použijeme vztahu

$$q_s = \alpha \cdot (t_e - t_v) \quad /W \cdot m^{-2}/ \quad (1)$$

Pro Nusseltovo podobnostní číslo vyplývá vztah

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad (2)$$

K tomu je nutné ještě doplnit, že Reynoldsovo a Prandtlovo kritérium vyjadřují vztahy

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (3)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (4)$$

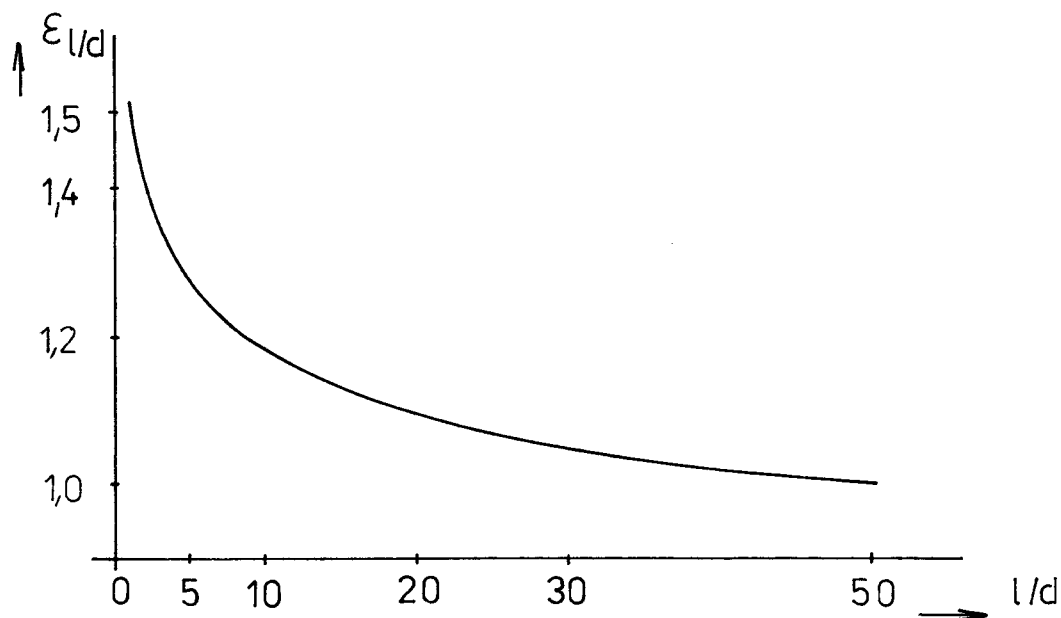
Sdílení tepla při turbulentním proudění v trubkách se vypočítává na podkladě výsledků měření, protože vliv různých faktorů je složitý. Zobecněním mnoha experimentálních výsledků se dospělo ke vztahu pro výpočet hodnoty Nusseltova čísla při $l/d > 50$

pro : $10^5 > Re > 10^4$, $120 > Pr > 0,7$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (5)$$

V kanálech s $l/d < 50$ roste součinitel přestupu tepla se zmenšováním délky trubky. K zvlášť velkému růstu součinitele přestupu tepla dochází ve vstupní oblasti trubky. Proto je zde nutné zavést součinitel

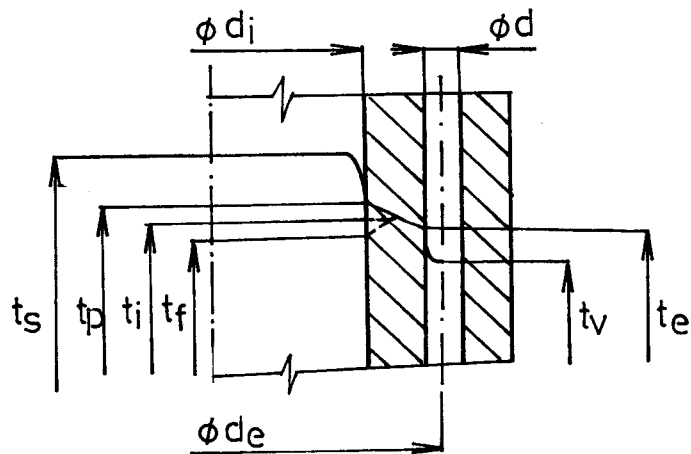
$\epsilon_{l/d}$, který respektuje zvětšený přestup tepla ve vstupní oblasti viz obr. 3.



obr. 3 Závislost $\epsilon_{l/d}$ na poměru l/d pro $Re=2 \cdot 10^4$

3.2 Okrajové podmínky

Vstupní údaje z nichž vycházím při výpočtu jsou uvedeny na obr. 4. Výpočet provádím pro formu na lahev EURO o hmotnosti 370 g, přičemž v konečné formě musí být odvedeno 84 kJ tepla. Při čase cyklu /doba mezi pády kapky do jedné formy/ 10s bude průměrný tepelný výkon 8400 W. Pro výpočet předpokládám otvory o průměru $d=6\text{mm}$, na průměru $d_e=106\text{ mm}$, výška formy je 234 mm a vnitřní průměr formy je $d_i=70,5\text{ mm}$.



obr. 4 vstupní hodnoty

Při náhradě zubovitých teplotních kmitů na vnitřním povrchu formy sinusovým průběhem můžeme vypočítat střední teplotu vnitřního povrchu formy. Zvolíme-li teplotu formy $t_f = 450 \text{ }^\circ\text{C}$ /minimum/, můžeme vypočítat teplotu styku t_p /maximum/ ze vztahu

$$\frac{t_s - t_p}{t_p - t_f} = \frac{E_f}{E_s} = \frac{\sqrt{\lambda_f \cdot c_f \cdot \rho_f}}{\sqrt{\lambda_s \cdot c_s \cdot \rho_s}} \quad (6)$$

kde $t_s = 980 \text{ }^\circ\text{C}$

$\lambda_f = 35 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ při teplotě $500 \text{ }^\circ\text{C}$

$\lambda_s = 2,2 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ při teplotě $900 \text{ }^\circ\text{C}$ pro zelené obalové sklo

$c_f = 550 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ při teplotě $500 \text{ }^\circ\text{C}$

$c_s = 1144 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ pro teploty $0 \pm 1000 \text{ }^\circ\text{C}$

$\rho_f = 7200 \text{ kgm}^{-3}$

$\rho_s = 2400 \text{ kgm}^{-3}$ při teplotě $700 \text{ }^\circ\text{C}$

pak
$$t_p = \frac{t_s \cdot E_s + t_f \cdot E_f}{E_s + E_f} \quad /^\circ\text{C}/$$

po dosazení : $t_p = 542 \text{ }^\circ\text{C}$

střední teplota vnitřního povrchu formy potom vychází ze vztahu

$$\bar{t}_i = \frac{t_p + t_f}{2} \quad /^{\circ}\text{C}/ \quad (7)$$

dosazením

$$\bar{t}_i = \frac{542 + 450}{2} = 496 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Pro rozměry dle obr. 4 můžeme vypočítat výchozí teplotu stěny vývrtu ze vztahu podle /7/

$$t_e = \bar{t}_i - \frac{\ln \frac{d_e}{d_i} \cdot Q}{2\pi \cdot \lambda_f \cdot l} \quad /^{\circ}\text{C}/ \quad (8)$$

po dosazení vychází :

$$t_{e_0} = 496 - \frac{\ln \frac{106}{70,5} \cdot 8400}{2\pi \cdot 35 \cdot 0,234} = 415^{\circ}\text{C}$$

3.3 Výpočet křivky chladicího výkonu

Výpočet provádím pro vstupní rychlost chladícího vzduchu $w_0 = 50 \text{ ms}^{-1}$, o teplotě $t_0 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Tomu odpovídá hmotnostní tok $\dot{m}_0 = 1,7 \text{ gs}^{-1} = \text{konst.}$

3.3.1 Postup výpočtu

Forma je po délce rozdělena na 12 úseků s jemnějším dělením ve vstupní části, kde je předpokládán největší odvod tepla a tudíž největší strmost křivky chladicího výkonu.

Přestup tepla mezi formou a chladícím vzduchem je charakterizován vztahem (1). Odvedené množství tepelného výkonu ve Wattedch potom bude

$$Q = q_s \cdot S \quad /W/ \quad (9)$$

kde styčná plocha je $S = \pi \cdot d \cdot x \quad /m^2/$

Z počátečních podmínek vypočítám množství odvedeného tepelného výkonu v prvním úseku, tj. Q_0 . Z takto získaného výkonu vypočítám vstupní teplotu vzduchu pro druhý úsek ze vztahu

$$Q_0 = \dot{m}_0 \cdot c_{po} \cdot (t_{v1} - t_{vo}) \quad /W/ \quad (10)$$

Odvedený tepelný výkon ve druhém úseku počítám s teplotou stěny vývrtu z předchozího úseku, tedy t_{eo} . Z tohoto tepelného výkonu Q_1 vypočítám teplotu stěny druhého úseku za použití součinitele přestupu tepla z předchozího úseku, tj. α_0 .

schématický postup :

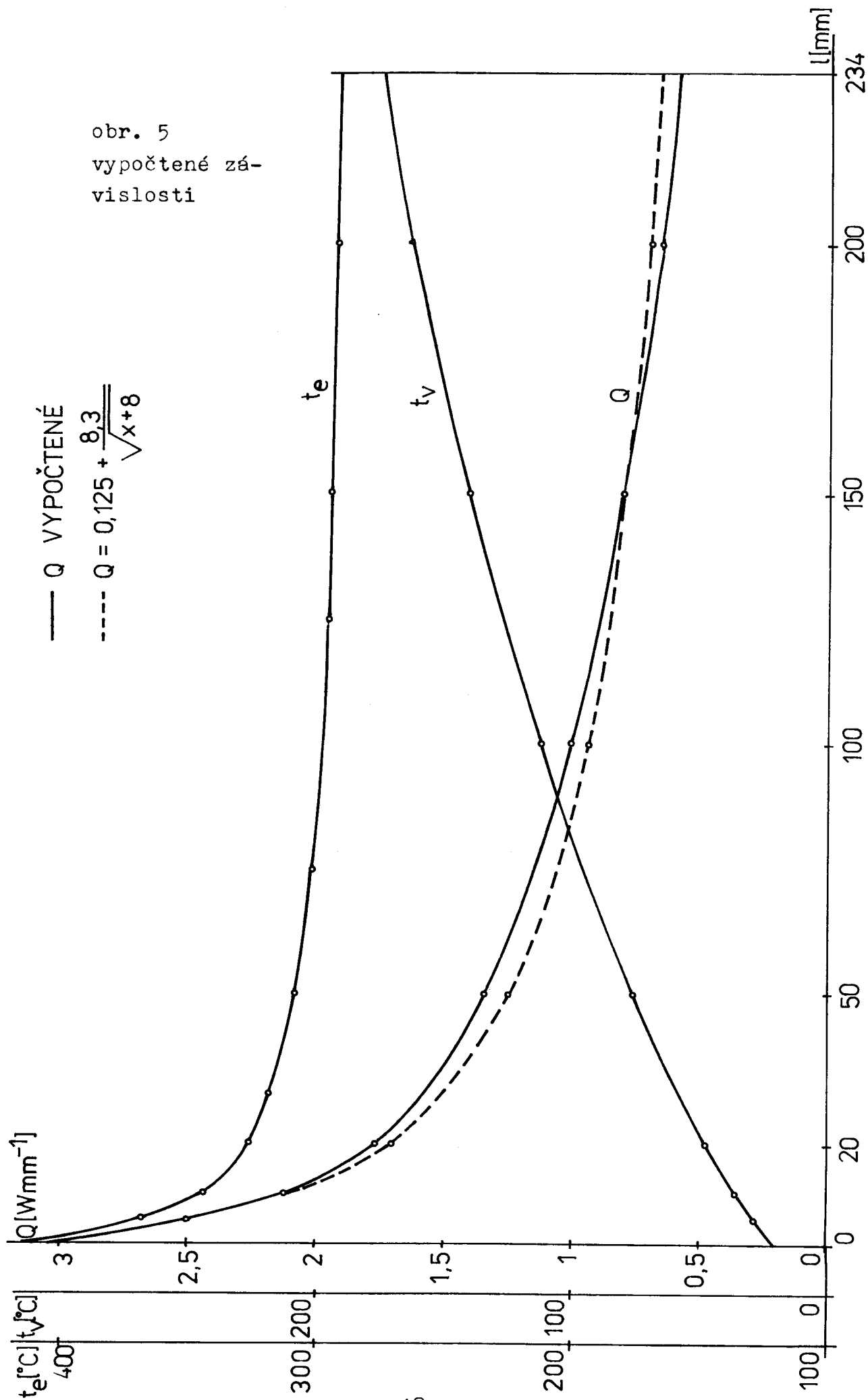
1. $Q_i = \alpha_i \cdot S_i \cdot (t_{ei-1} - t_{vi}) \quad /W/$
2. $\alpha'_i = \frac{Q_i}{1000 \cdot x_i} \quad /Wmm^{-1}/$
3. $t_{vi+1} = \frac{Q_i}{\dot{m}_i \cdot c_{pi}} + t_{vi} \quad /^{\circ}C/$
4. $Q_{i+1} = \alpha_{i+1} \cdot S_{i+1} \cdot t_{ei} - t_{vi+1} \quad /W/$
5. $t_{ei+1} = \frac{Q_{i+1}}{\alpha_i \cdot S_{i+1}} + t_{vi+1} \quad /^{\circ}C/$

Vypočítané hodnoty jsou uvedeny v tab. 1 a z nich je sestaven graf /obr. 5/, který nám dává celkový přehled o tom, jak se mění tepelný výkon, teplota chladícího vzduchu a teplota stěny vývrtu po délce vývrtu.

x [mm]	t_v [°C]	ρ [kg/m ³]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	$a \cdot 10^6$ [m ² /s]	$\lambda \cdot 10^3$ [W/m ¹ °K]	c_p [J/kg °K]	ϵ_L/d	w [m/s]	Se	Pr	nu	α [W/m ² °K]	t_e [°C]	α' [W/mm ¹]
0	20	1,205	15,11	21,194	25,7	1005	1,74	50,0	19054	0,713	55,1	411	415	3,06
2	33	1,191	15,44	21,666	25,95	1005	1,675	50,57	19697	0,713	54,7	396	401	2,92
5	29	1,155	15,58	21,868	26,05	1005	1,525	50,82	19579	0,712	54,5	361	368	2,53
10	36	1,142	16,5	23,22	26,75	1005	1,415	50,52	19087	0,711	53,2	333	342	2,02
20	42	1,104	17,64	24,847	27,50	1006	1,325	54,55	18559	0,710	52,1	300	331	1,77
30	50	1,06	18,9	26,27	28,5	1009	1,27	56,84	18045	0,709	50,9	307	320	1,91
50	76	1,012	20,92	29,583	29,99	1009	1,2	59,53	17073	0,707	49,7	292	309	1,34
75	95	0,962	22,10	31,55	30,92	1009	1,151	62,64	16740	0,705	47,9	285	303	1,14
100	112	0,917	24,36	34,77	32,24	1011	1,125	65,67	16173	0,70	46,4	281	300	1,01
125	107	0,882	26,04	37,375	33,33	1013	1,091	68,35	15724	0,697	45,3	275	296	0,9
150	140	0,854	27,95	39,722	34,3	1013	1,079	70,56	15367	0,694	44,4	273	295	0,8
200	163	0,810	29,89	43,026	35,2	1017	1,039	73,9	14854	0,693	43,2	267	293	0,67
234	176	0,796	31,2	45,94	36,02	1020	1,025	76,64	14460	0,692	42,3	266	292	0,52

Tab. 1

obr. 5
vypočtené závislosti



Příklad výpočtu pro první dva úseky :

První úsek : $x = 0 + 2 \text{ mm}$

Ze vstupních hodnot pro $t_{v0} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ vypočítám hodnotu Reynoldsova čísla Re_0 ze vztahu (3)

$$Re_0 = \frac{50 \cdot 0,006}{15,11 \cdot 10^{-6}} = 19854$$

obdobně Prandtlovo číslo ze vztahu (4)

$$Pr_0 = \frac{15,11 \cdot 10^{-6}}{21,194 \cdot 10^{-6}} = 0,713$$

a Nusseltovo číslo ze vztahu (5)

$$Nu_0 = 0,023 \cdot 19854^{0,8} \cdot 0,713^{0,4} = 55,1$$

Jelikož je $l/d < 50$, je nutné součinitel přestupu tepla α ze vztahu (2) násobit korekčním součinitelem $\epsilon_{l/d}$ /viz obr. 3/. Potom vychází:

$$\alpha_0 = \frac{Nu_0 \cdot \lambda_0}{d} \cdot \epsilon_{l/d} = \frac{55,1 \cdot 25,7 \cdot 10^{-3}}{0,006} \cdot 1,74$$

$$\alpha_0 = 411 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

Pak již z uvedeného postupu plyne:

1. tepelný výkon v prvním úseku

$$Q_0 = \alpha_0 \cdot \pi \cdot d \cdot x_0 \cdot (t_{e0} - t_{v0}) = 411 \cdot \pi \cdot 0,006 \cdot 0,002 (415 - 20)$$

$$Q_0 = 6,12 \text{ W}$$

2. tepelný výkon na 1 mm délky

$$Q'_0 = \frac{Q_0}{100 \cdot x_0} = \frac{6,12}{1000 \cdot 0,002} = 3,06 \text{ Wmm}^{-1}$$

3. vstupní teplota vzduchu pro druhý úsek

$$t_{v1} = \frac{Q_0}{\dot{m}_0 \cdot c_{po}} + t_{vo} = \frac{6,12}{1,7 \cdot 10^{-3} \cdot 1005} + 20 = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Znám-li t_{v1} , pak vypočítám vstupní hodnoty pro druhý úsek.

Druhý úsek : $x = 2 + 5 \text{ mm}$, tedy $x_1 = 3 \text{ mm}$

Rychlost vzduchu vypočítám z rovnice kontinuity

$$\dot{m} = \rho \cdot S \cdot w = \text{konst} \quad (11)$$

kde $S = \frac{\pi d^2}{4}$ je průtočný průřez

po úpravě a dosazení je :

$$w_1 = \frac{4 \cdot \dot{m}_0}{\rho_1 \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 1,7 \cdot 10^{-3}}{1,191 \cdot \pi \cdot 0,006^2} = 50,57 \text{ ms}^{-1}$$

Reynoldsovo číslo vychází

$$Re_1 = \frac{50,57 \cdot 0,006}{15,436 \cdot 10^{-6}} = 19657$$

Prandtlovo číslo je

$$Pr_1 = \frac{15,436 \cdot 10^{-6}}{21,666 \cdot 10^{-6}} = 0,7125$$

Nusseltovo číslo je

$$Nu_1 = 0,023 \cdot 19657^{0,8} \cdot 0,7125^{0,4} = 54,7$$

a součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \frac{54,66 \cdot 25,95 \cdot 10^{-3}}{0,006} \cdot 1,675 = 396 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

4. tepelný výkon ve druhém úseku

$$Q_1 = \alpha_1 \cdot \pi \cdot d \cdot x_1 \cdot (t_{e0} - t_{v1}) = 396 \cdot \pi \cdot 0,006 \cdot 0,003 \cdot (415 - 23)$$

$$Q_1 = 8,77 \text{ W}$$

Teď mohu vypočítat

5. teplota stěny vývrtu pro druhý úsek

$$t_{e1} = \frac{Q_1}{\alpha_0 \cdot \pi \cdot d \cdot x_1} + t_{v1} = \frac{8,77}{411 \cdot \pi \cdot 0,006 \cdot 0,003} + 23$$

$$t_{e1} = 401 \text{ } ^\circ\text{C} \quad , \text{ atd.}$$

I když je výpočet poněkud zjednodušený a vědomě se v něm dopouštím menší chyby /teplota stěny vývrtu t_e je pro výpočet tepelného výkonu v daném i-tém intervalu brána vždy z předchozího intervalu, rovněž součinitel přestupu tepla je pro výpočet teploty stěny t_e brán vždy z předchozího intervalu/, je tato chyba poměrně malá a ve větší vzdálenosti od vstupu teplota zanedbatelná.

Nalezená křivka vykazuje poměrně dobrou shodu s křivkou podle /4/. má jen větší strmost, což je děno tím, že v našem případě máme vyšší teplotu stěny a tudíž zde dochází k většímu odvodu tepla. Ve skutečnosti bude tato křivka zřejmě posunuta o něco níž ve vstupní části po ose y, jelikož i hodnoty t_e jsou vždy pro daný úsek nižší. Pro návrh počtu otvorů je tato křivka zcela postačující.

3.4 Náhrada chladicí křivky funkcí f(x)

Abychom mohli vypočítat celkové teplo odvedené jedním otvorem, je nutné získanou křivku popsat některou funkcí. Odvedené množství tepla je potom dáno integrací této křivky přes délku vývrtu. Výhodné je popsat závislost funkcí podle /3/ ve tvaru :

$$f(x) = Q(x) = a + \frac{b}{\sqrt{x - c}} \quad /Wmm^{-1}/ \quad (12)$$

Konstanty jsou s vyhovující přesností $a = 0,125$; $b = 8,3$; $c = -8$. Závislost dané dané funkcí $f(x)$ je též znázorněna na obr. 5 a je patrné, že se skutečně poměrně přesně blíží skutečné křivce, která, jak již bylo řečeno, bude zřejmě v přední (vstupní) části poněkud posunuta směrem dolů po ose y.

3.5 Počet chladících vývrtů

Jak již bylo řečeno, je množství tepla odvedené jedním otvorem dáno integrací funkce $f(x)$ po délce vývrtu, tj. $l = 0 + 234$ mm.

Potom vychází pro jeden otvor

$$Q/W = \int_0^l \left(a + \frac{b}{\sqrt{x - c}} \right) \cdot dx = \int_0^l a \cdot dx + \int_0^l \frac{dx}{\sqrt{x - c}}$$

druhý integrál řešíme pomocí substituce

$$\sqrt{x - c} = t = (x - c)^{\frac{1}{2}}$$

$$dt = \frac{1}{2} \cdot (x - c)^{-\frac{1}{2}} \cdot dx = \frac{1}{2} \cdot t^{-1} \cdot dx$$

potom vychází

$$\int_0^1 \frac{dx}{\sqrt{x-c}} = \int_{t_1}^{t_2} \frac{1}{t} \cdot 2 \cdot t \cdot dt = 2 \cdot \int_{\sqrt{-c}}^{\sqrt{1-c}} dt$$

dosazením získáme celkový chladicí výkon jednoho vývrtu :

$$Q_1 = \int_0^{234} a \cdot dx + 2 \cdot b \cdot \int_{\sqrt{8}}^{\sqrt{242}} dt = [0,125 \cdot x]_0^{234} + 2 \cdot 8 \cdot 3 \cdot \left[t \right]_{\sqrt{8}}^{\sqrt{242}} = 241 \text{ W}$$

potom již snadno stanovíme celkový počet chladících vývrtů jako :

$$i = \frac{Q_{\text{celk}}}{Q_1} = \frac{8400}{241} \approx 35 \text{ otvorů}$$

3.6 Vstupní tlak

Velikost vstupního tlaku chladícího vzduchu můžeme snadno vypočítat z rozšířené Bernoulliho rovnice

$$p_1 + \rho_1 \cdot g \cdot h_1 + \frac{w_1^2}{2} \cdot \rho_1 = p_2 + \rho_2 \cdot g \cdot h_2 + \frac{w_2^2}{2} \cdot \rho_2 + p_z \quad (13)$$

Pro počáteční podmínky uvedené v kapitolách 3.2 a 3.3 a při $h_1=0$ a $p_2=0$ bude :

$$p_0 = \rho_{12} \cdot g \cdot l + \frac{w_{12}^2}{2} \cdot \rho_{12} + p_z - \frac{w_0^2}{2} \cdot \rho_0 \quad (13a)$$

Tlaková ztráta p_z je podle /6/ dána součtem třecích a místních ztrát

$$p_z = p_{zt} + p_{zm} \quad (14)$$

kde třecí ztráta je charakterizována vztahem

$$p_{zt} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w_{stř}^2}{2} \cdot \rho_{stř}$$

kde : $\lambda = 0,025$ podle /6/

$$w_{stř} = 63,32 \text{ ms}^{-1}$$

$$\rho_{stř} = 0,995 \text{ kgm}^{-3}$$

a místní ztráta náhlým vstupem do potrubí je

$$p_{zm} = \xi_1 \cdot \frac{w_0^2}{2} \cdot \rho_0$$

kde : $\xi_1 = 0,5$ podle /6/

po dosazení do vztahu (14) vychází tlaková ztráta potrubí

$$p_z = 0,025 \cdot \frac{0,234}{0,006} \cdot \frac{63,32^2}{2} \cdot 0,995 + 0,5 \cdot \frac{50^2}{2} \cdot 1,205$$

$$p_z = 2,7 \text{ kPa}$$

pak již dosazením do rovnice (13a) získáme vstupní tlak

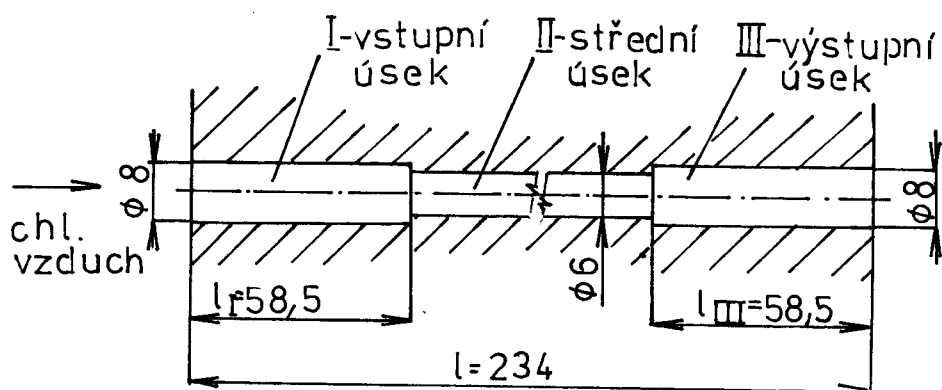
$$p_0 = 0,786 \cdot 9,81 \cdot 0,234 + \frac{76,64^2}{2} \cdot 0,786 + 2,7 \cdot 10^3 -$$

$$- \frac{50^2}{2} \cdot 1,205 = 3,5 \text{ kPa}$$

3.7 Osazený otvor

K rovnoměrnějšímu chlazení formy přispívá podle /4/ osazení chladících otvorů buď ve výstupní části nebo ještě lépe ve vstupní i výstupní části.

Z tohoto důvodu jsem provedl výpočet počtu osazených otvorů z průměru 6 mm na průměr 8 mm /obr.6/, pro stejný hmotnostní tok jako pro jednotný otvor o průměru 6 mm, tedy $\dot{m} = 1,7 \text{ gs}^{-1}$.



obr. 6 Osazený otvor

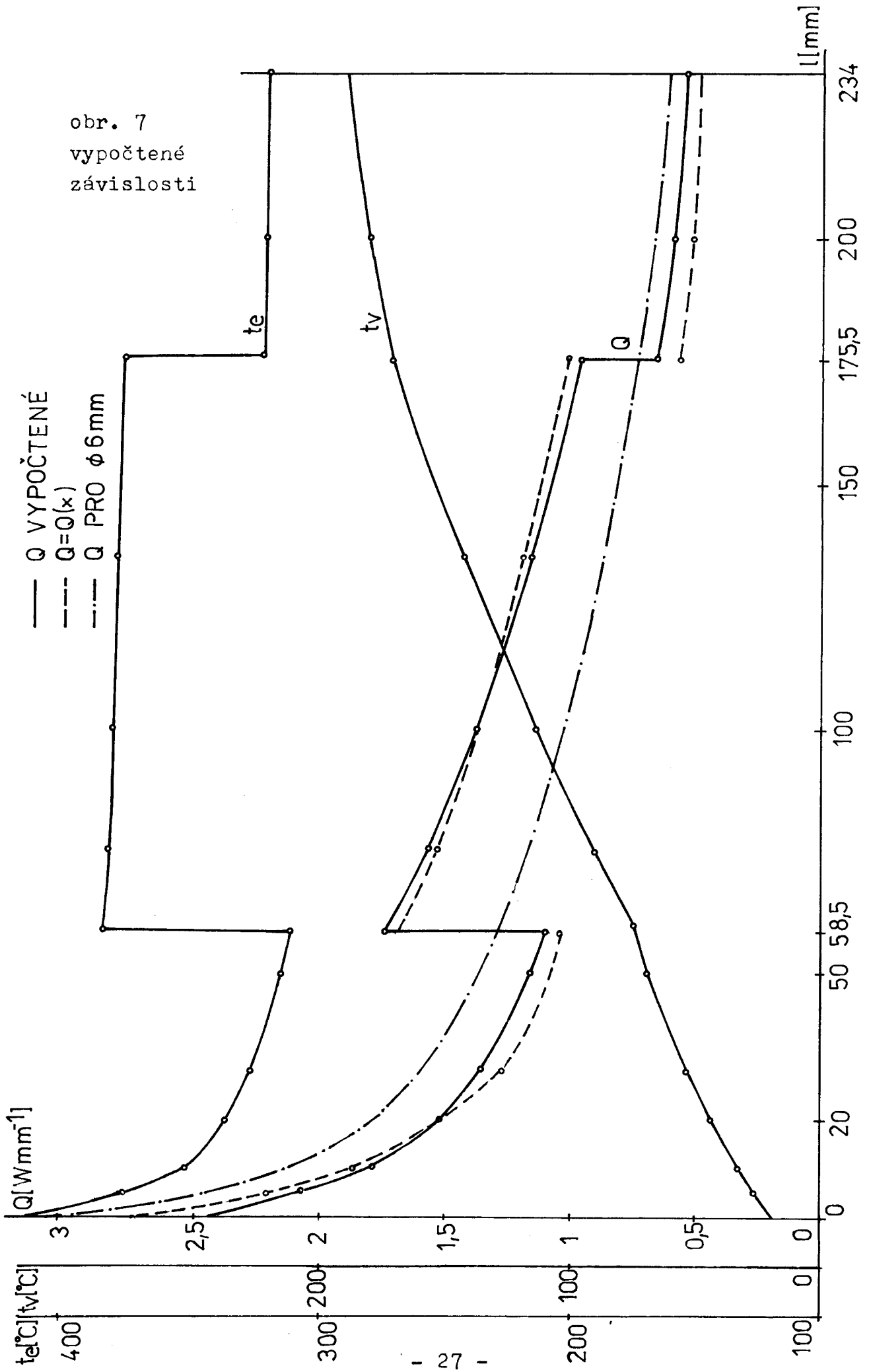
3.7.1 Chladicí křivka osazeného otvoru

Výpočet křivky chladícího výkonu je proveden zcela stejným postupem jako pro jednotný průměr 6 mm, popsáným v kapitole 3.3.1, též okrajové podmínky jsou shodné, vyjma vstupní rychlosti chladícího vzduchu, které je pro daný hmotnostní tok a průměr 8 mm rovna $w_0 = 28,13 \text{ ms}^{-1}$.

Vypočítané hodnoty jsou sestaveny do tab. 2 a z nich je sestaven graf závislosti chladícího výkonu, teploty chladícího vzduchu a teploty stěny vývrtnu na délce vývrtnu /obr. 7/.

x [mm]	t_v [PC]	ρ [kgm ⁻³]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² s ⁻¹]	$a \cdot 10^6$ [m ² s ⁻¹]	$\lambda \cdot 10^3$ [wm ⁻¹ K ⁻¹]	c_p [Jkg ⁻¹ K ⁻¹]	$\epsilon_{l/d}$	w [ms ⁻¹]	Fe	Pr	Nu	α [wm ⁻² K ⁻¹]	t_e [°C]	Q' [wm ⁻¹]
0	20	1,205	15,11	21,194	25,7	1005	1,74	28,13	14891	0,713	43,8	245	415	2,43
5	27	1,185	15,58	21,868	26,05	1005	1,574	28,59	14695	0,712	43,3	222	378	2,16
10	33	1,139	16,69	23,485	26,89	1005	1,45	29,76	14264	0,711	42,3	206	353	1,79
20	44	1,113	17,36	24,444	27,33	1006	1,375	30,42	14025	0,710	41,7	196	338	1,52
30	53	1,082	18,27	25,764	28,04	1008	1,32	31,31	13720	0,709	40,9	189	328	1,36
50	69	1,024	20,1	28,39	29,39	1009	1,238	33,08	13167	0,708	39,6	130	316	1,17
58,5	74	1,02	20,81	29,483	29,99	1009	1,224	33,21	12700	0,708	38,4	176	311	1,07
60	75	1,012	21,24	29,583	30,01	1009	1,176	59,04	17071	0,707	48,7	285	388	1,73
75	90	0,973	22,0	31,18	30,7	1009	1,17	59,52	16933	0,707	48,4	283	386	1,67
100	113	0,917	24,36	34,77	32,24	1011	1,15	61,9	16882	0,705	48,2	282	384	1,57
135	142	0,853	27,58	39,802	34,35	1013	1,125	65,67	16173	0,700	46,4	281	383	1,43
175,5	171	0,791	31,44	45,403	36,71	1019	1,09	70,6	15359	0,694	44,4	277	380	1,23
180	173	0,790	31,45	45,5	36,90	1019	1,024	76,1	14525	0,692	42,4	274	377	1,04
200	180	0,779	32,29	46,666	37,8	1021	1,086	42,81	10895	0,691	33,7	168	322	0,65
234	192	0,759	33,69	49,0	38,16	1024	1,08	42,83	10893	0,690	33,5	167	322	0,63
							1,075	43,52	10761	0,690	33,4	167	322	0,60
							1,06	44,64	10600	0,689	32,9	166	321	0,54

Tab. 2



obr. 7
 vypočtené
 závislosti

3.7.2 Počet osazených otvorů

K výpočtu počtu osazených otvorů je opět nutná náhrada chladicí křivky funkcí $f(x)$. Pro vstupní a výstupní úsek bude v tomto případě stejná funkce jako pro jednotný otvor /vztah (12)/, změní se pouze konstanta a /posun křivky směrem dolů po ose y / Vyhovující konstanty zde pak budou :
 $a = -0,075$; $b = 8,3$; $c = -8$.

Střední úsek můžeme popsat polynomem 2. stupně ve tvaru

$$Q_{II}(x) = a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 \quad /Wmm^{-1}/ \quad (15)$$

kde vyhovující konstanty jsou : $a_0 = 2,253$;
 $a_1 = -1,033 \cdot 10^{-2}$; $a_2 = 2,02 \cdot 10^{-5}$.
 Konstanty jsou získány metodou nejmenších čtverců.

Množství tepla odvedené jedním osazeným otvorem je potom dáno integrací popsaných závislostí přes jednotlivé úseky. Celkový chladicí výkon jednoho vývrtu je dán součtem výkonů v jednotlivých úsecích

$$Q_1 = Q_I + Q_{II} + Q_{III} \quad (16)$$

Potom odvedené teplo ve vstupním úseku, kde integrál je řešen stejným způsobem jako v kap. 3.5 je :

$$Q_I = \left[-0,075 \cdot x \right]_{58,5}^{\sqrt{66,5}} + 2 \cdot 8,3 \cdot \left[t \right]_{\sqrt{8}}^{\sqrt{66,5}} = 84 \text{ W}$$

odvedené teplo ve středním úseku je :

$$Q_{II} = \int_{58,5}^{175,5} (2,253 - 1,033 \cdot 10^{-2} \cdot x + 2,02 \cdot 10^{-5} \cdot x^2) dx =$$

$$= \left[2,253 \cdot x - 1,033 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{x^2}{2} + 2,02 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{x^3}{3} \right]_{58,5}^{175,5}$$

$$Q_{II} = 157 \text{ W}$$

a odvedené teplo ve výstupním úseku obdobně jako ve vstupním úseku je :

$$Q_{III} = \left[-0,075 \cdot \frac{234}{175,5} \right] + 2,8,3 \cdot \left[\frac{\sqrt{242}}{\sqrt{183,5}} \right] = 29 \text{ W}$$

Potom celkový chladicí výkon osazeného otvoru vypočítám dosazením do vztahu (16) :

$$Q_1 = 84 + 157 + 29 = 270 \text{ W}$$

Pak již snadno stanovíme celkový počet osazených otvorů jako :

$$i = \frac{Q_{\text{celk}}}{Q_1} = \frac{8400}{270} \approx 32 \text{ otvorů}$$

3.7.3 Vstupní tlak osazených otvorů

Vstupní tlak vypočteme stejně jako pro jednotný otvor o průměru 6 mm z rozšířené Bernoulliho rovnice (13a).

Tlaková ztráta bude opět třecí a místní (14).

Třecí ztrátu vypočítám ze vztahu

$$p_{zt} = \lambda \cdot \frac{l_I}{d_I} \cdot \frac{w_{Istř}^2}{2} \cdot \rho_{Istř} + \lambda \frac{l_{II}}{d_{II}} \cdot \frac{w_{IIstř}^2}{2} \cdot \rho_{IIstř} + \lambda \frac{l_{III}}{d_{III}} \cdot \frac{w_{IIIstř}^2}{2} \cdot \rho_{IIIstř}$$

kde : $\lambda = 0,025$ podle /6/

a z vypočtených hodnot : $w_{Istř} = 30,67 \text{ ms}^{-1}$
 $w_{IIstř} = 67,57 \text{ ms}^{-1}$
 $w_{IIIstř} = 43,73 \text{ ms}^{-1}$

po dosazení vychází

$$p_{zt} = 1,24 \text{ kPa}$$

Místní ztráty jsou zde náhlým vstupem, náhlým zúžením a náhlým rozšířením kanálu. Potom je :

$$p_{zm} = \xi_1 \cdot \frac{w_0^2}{2} \cdot \rho_0 + \xi_2 \cdot \frac{w_{6II}^2}{2} \cdot \rho_6 + \xi_3 \cdot \frac{w_{11III}^2}{2} \cdot \rho_{11}$$

kde korekční součinitele jsou podle /6/:

$$\text{pro náhlý vstup } \xi_1 = 0,5$$

$$\text{pro zúžení } \xi_2 = 0,16$$

$$\text{pro rozšíření } \xi_3 = 0,54$$

a vypočtené hodnoty rychlostí a měrných hmotností jsou v tab. 2

po dosazení vychází

$$p_{zm} = 0,91 \text{ kPa}$$

Celková tlaková ztráta je potom po dosazení do vztahu (14)

$$p_z = 1,24 + 0,91 = 2,15 \text{ kPa}$$

Dosazením do rovnice (13a) vychází vstupní tlak pro osazený otvor

$$p_0 = 0,759 \cdot 9,81 \cdot 0,234 + \frac{44,64^2}{2} \cdot 0,759 + 2,15 \cdot 10^3 - \frac{28,13^2}{2} \cdot 1,205$$

$$p_0 = 2,434 \text{ kPa}$$

Osazení vývrtů přispívá k rovnoměrnosti chlazení formy. Řešení má za následek že ve vstupním úseku se chladicí účinek sníží, zatímco chladicí účinek středního úseku se zvýší a ve výstupním úseku se opět chladicí účinek sníží. Výhoda spočívá v tom, že se chladicí účinek zvýší ve střední části, tam kde je ho nejvíce zapotřebí. Při stejném množství chladícího vzduchu dosáhneme nižšího vstupního tlaku vzduchu i menšího počtu chladících otvorů.

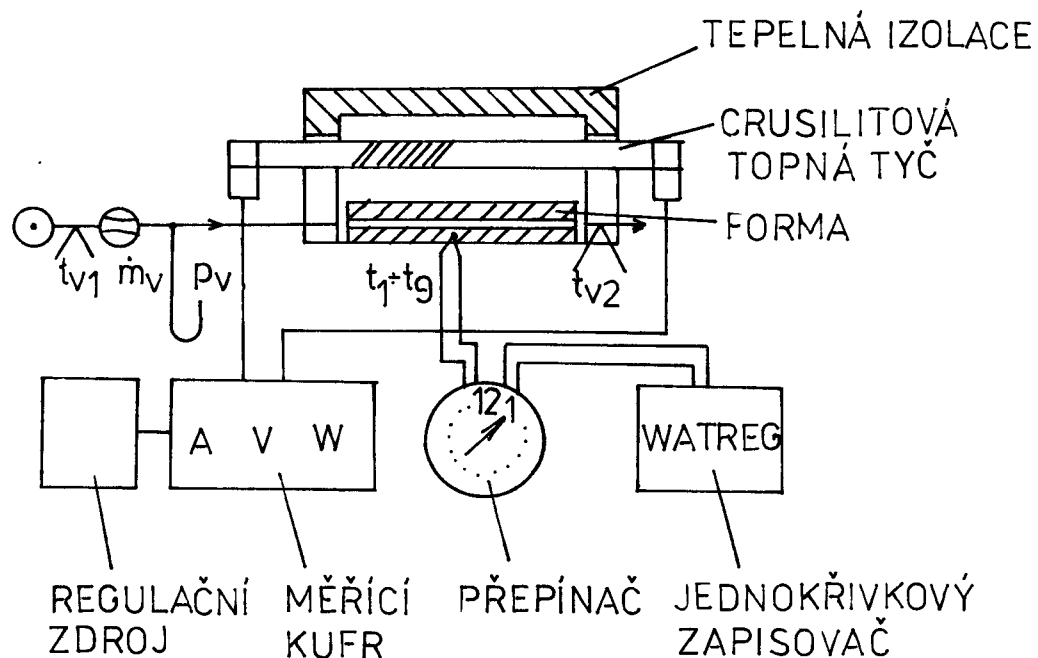
4. Měření na modelu formy

Měření je zaměřeno na získání počátečních a okrajových podmínek pro matematický model. Jelikož měření na analogovém modelu, který slouží zejména ke snadnému a názornému získání přehledu o rozložení teplotních polí již bylo na katedře prováděno, byl využit fyzikální model. Zde mám na mysli zařízení, na kterém lze v laboratorních podmínkách namodelovat na formě nebo její části podmínky podobné provozním podmínkám. Na základě literatury /3/ byl zvolen jednodušší model, tedy stacionární.

Je známo, že kmitání teplotního pole se do hloubky cca 10 cm utlumí a nebude mít žádný vliv na odvod tepla chladícími vývrty ani na celkové rozložení teplotního pole formy. Fyzikální model je zhotoven jako trojrozměrný.

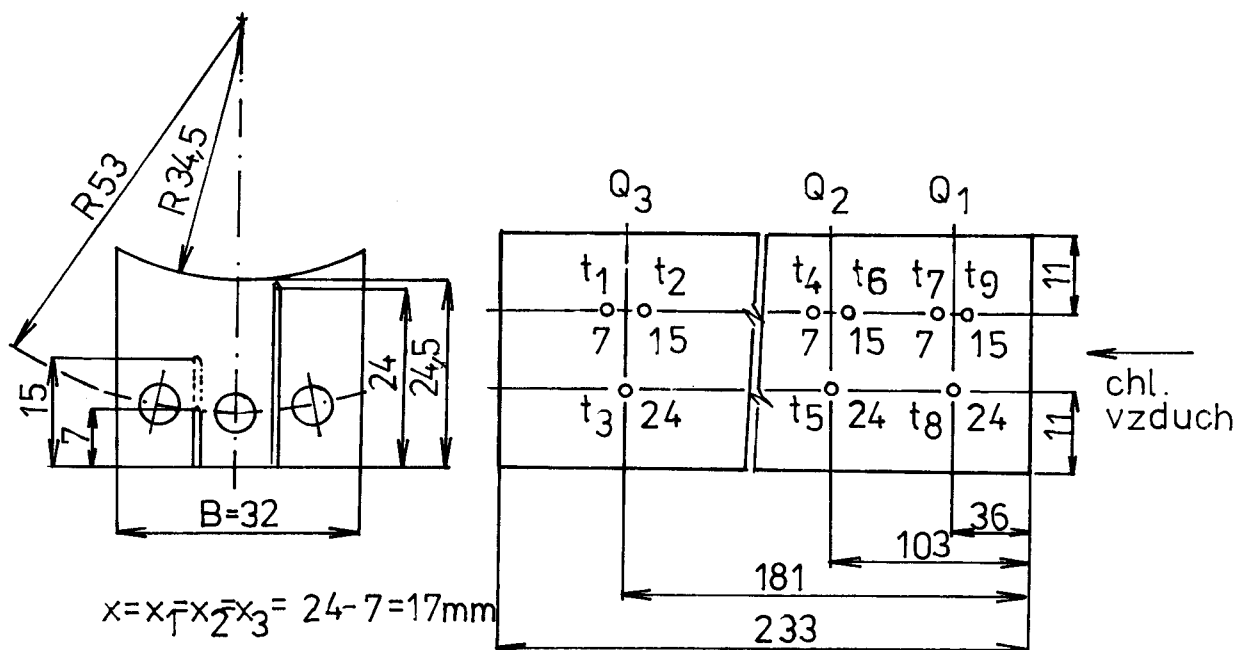
4.1. Schema měřícího zařízení

Celkové schema měřícího zařízení je znázorněno na obr. 8.



obr. 8 Měřicí zařízení

Crusilitová topná tyč nám svým ohřevem modeluje množství tepla předané sklovinou. V měřeném objektu /část formy/ jsou rozmístěny termočlánky /obr. 9/, které měří teplotu v různých místech části formy. V této formě jsou vyvrtány tři chladicí otvory na poloměru $R=53$ mm /obr. 9/. Do těchto otvorů je přiváděn chladicí vzduch a je měřena jeho vstupní a výstupní teplota a vstupní tlak.



obr. 9 Měřená část formy

4.2 Naměřené hodnoty

Měření bylo prováděno pro tři různé příkony topné tyče /3; 3,5; 4 kW/ a pro rychlost chladícího vzduchu již odpovídá hmotnostní tok $1,76 \text{ gs}^{-1}$. Měření č. 1 je pro konstantní průměr 6mm a měření č. 2 pro osazený otvor popsany v kap. 3.7 a znázorněný na obr. 6.

Naměřené hodnoty z měření č. 1 jsou znázorněny v tabulce 3.

Naměřené hodnoty z měření č. 2 jsou znázorněny v tabulce 4.

$\dot{m} = 1,78 \text{ gs}^{-1}$ $w_0 = 52,27 \text{ ms}^{-1}$			$t_{ok} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$
P/kW/	3	3,5	4
p/kPa/	3,24	3,38	3,58
$t_{v1}/^\circ\text{C}/$	23	23	23
$t_{v2}/^\circ\text{C}/$	95	110	120
$t_1/^\circ\text{C}/$	279	338	398
$t_3/^\circ\text{C}/$	298	361	428
$t_4/^\circ\text{C}/$	205	253	304
$t_5/^\circ\text{C}/$	230	286	342
$t_6/^\circ\text{C}/$	212	263	315
$t_7/^\circ\text{C}/$	126	155	187
$t_8/^\circ\text{C}/$	166	203	239
$t_9/^\circ\text{C}/$	142	174	207

tab. 3

$\dot{m} = 1,78 \text{ gs}^{-1}$ $w_0 = 29,40 \text{ ms}^{-1}$			$t_{ok} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$
P/kW/	3	3,5	4
p/kPa/	2,13	2,23	2,35
$t_{v1}/^\circ\text{C}/$	23	23	23
$t_{v2}/^\circ\text{C}/$	130	150	170
$t_1/^\circ\text{C}/$	284	338	396
$t_3/^\circ\text{C}/$	315	374	441
$t_4/^\circ\text{C}/$	241	290	351
$t_5/^\circ\text{C}/$	279	338	400
$t_6/^\circ\text{C}/$	257	311	374
$t_7/^\circ\text{C}/$	158	188	228
$t_8/^\circ\text{C}/$	193	234	286
$t_9/^\circ\text{C}/$	183	221	268

tab. 4

4.3 Vyhodnocení měření

Z naměřených hodnot je možné vyjádřit množství odvedeného tepla na 1 mm ve třech místech formy znázorněných na obr. 9 podle vzta-
hu :

$$Q = \frac{\lambda}{x \cdot 10^3} \cdot B \cdot \Delta t \quad /Wmm^{-1}/ \quad (17)$$

Množství odvedeného tepla vypočtené podle vztahu (17) v již zmíněných třech částech formy je ses-taveno do tabulek. Pro konstantní průměr 6mm v tabulce 5 a pro osazený průměr v tabulce 6.

P /kW/	p /kPa/	Q ₁ /Wmm ⁻¹ /	Q ₂ /Wmm ⁻¹ /	Q ₃ /Wmm ⁻¹ /
3	3,24	1,23	0,76	0,54
3,5	3,38	1,44	0,93	0,61
4	3,58	1,57	1,06	0,76

tab. 5

P /kW/	p /kPa/	Q ₁ /Wmm ⁻¹ /	Q ₂ /Wmm ⁻¹ /	Q ₃ /Wmm ⁻¹ /
3	2,13	1,05	1,1	0,82
3,5	2,23	1,24	1,26	0,88
4	2,35	1,4	1,42	1,02

tab. 6

Příklad vyhodnocení měření pro příkon topné tyče
 $P = 3 \text{ kW}$ při měření č. 1, tedy pro konstantní průměr otvoru 6 mm . / vycházíme ze vztahu (17) /

Odvedené teplo v délce $l_1 = 36 \text{ mm}$

$$Q_1 = \frac{\lambda_1}{3 \cdot x_1 \cdot 10^3} \cdot B \cdot (t_8 - t_7)$$

dosazením dostaneme

$$Q_1 = \frac{49}{3 \cdot 0,017 \cdot 10^3} \cdot 0,032 \cdot (168 - 128) = 1,23 \text{ Wmm}^{-1}$$

Odvedené teplo v délce $l_2 = 103 \text{ mm}$

$$Q_2 = \frac{\lambda_2}{3 \cdot x_2 \cdot 10^3} \cdot B \cdot (t_5 - t_4)$$

dosazením dostaneme

$$Q_2 = \frac{48}{3 \cdot 0,017 \cdot 10^3} \cdot 0,032 \cdot (230 - 205) = 0,76 \text{ Wmm}^{-1}$$

Odvedené teplo v délce $l_3 = 181 \text{ mm}$

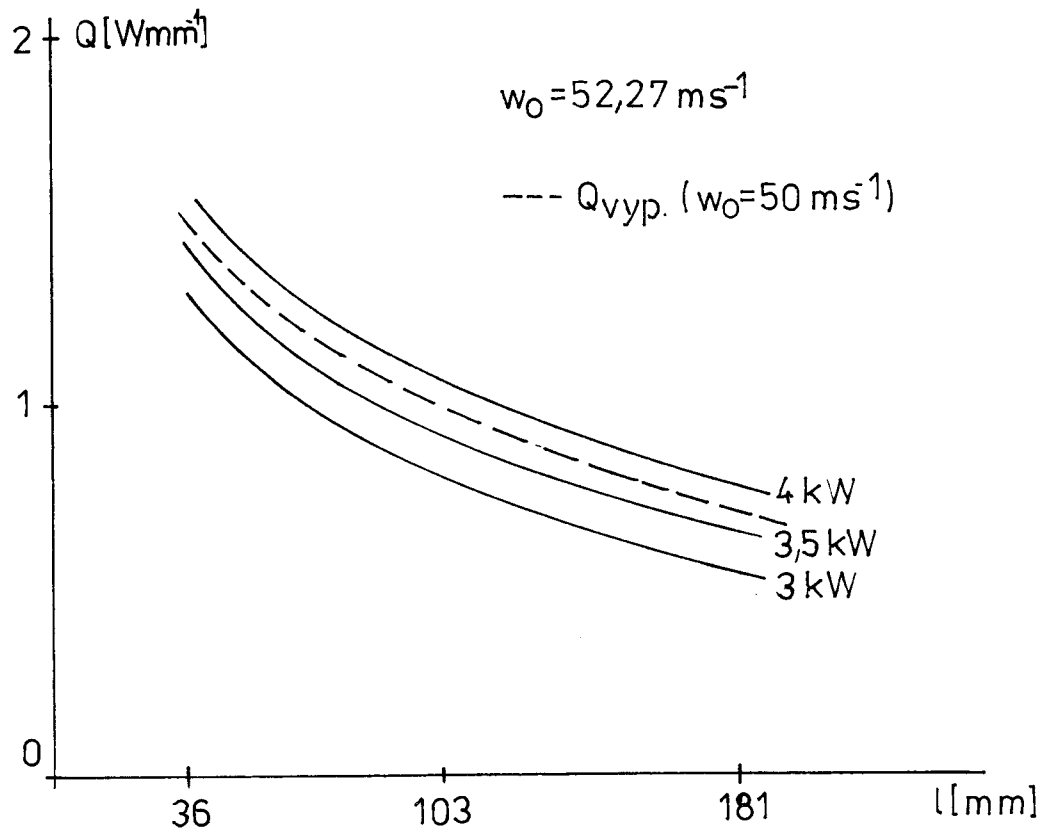
$$Q_3 = \frac{\lambda_3}{3 \cdot x_3 \cdot 10^3} \cdot B \cdot (t_3 - t_1)$$

dosazením dostaneme

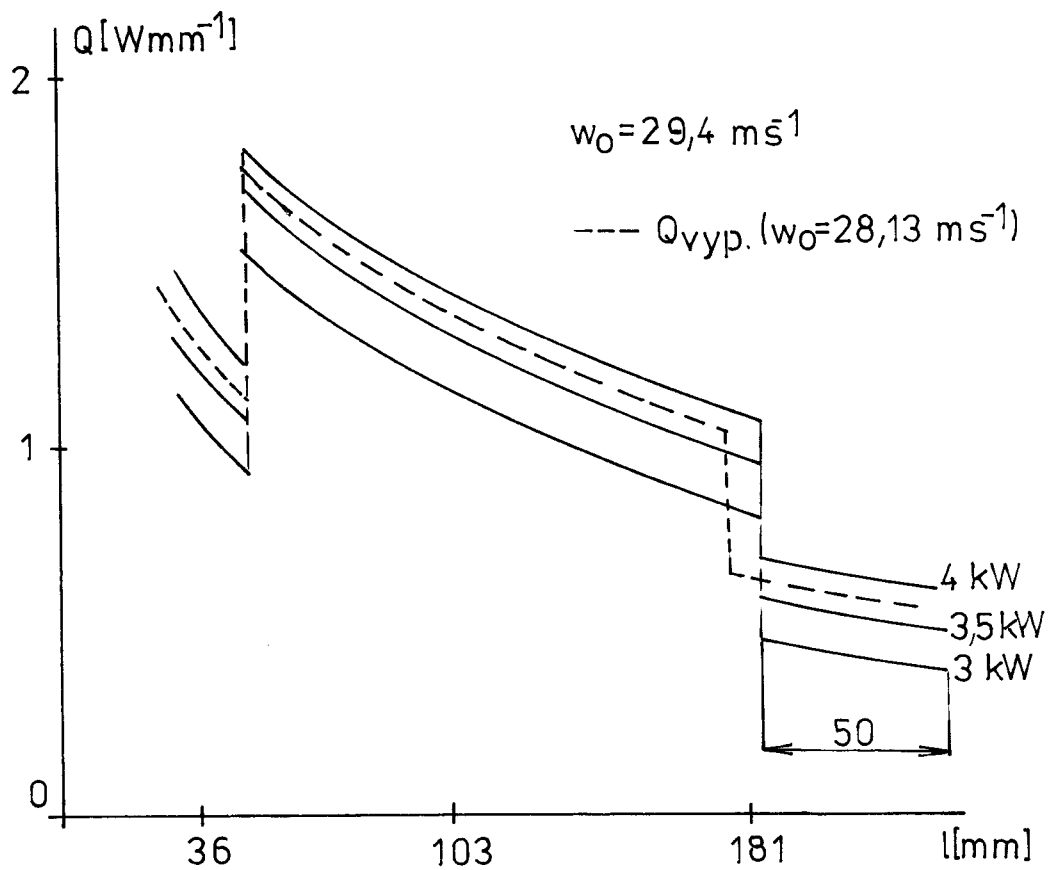
$$Q_3 = \frac{46}{3 \cdot 0,017 \cdot 10^3} \cdot 0,032 \cdot (298 - 279) = 0,54 \text{ Wmm}^{-1}$$

kde hodnoty λ jsou získány z literatury /7/
a hodnoty x jsou vyznačeny na obr. 9.

Z hodnot získaných měření jsou sestaveny
křivky chladicího výkonu pro měření č. 1 /obr. 10/
a pro měření č. 2 /obr. 11/



obr. 10 Chladicí křivky pro konstantní otvor



obr. 11 Chladicí křivky pro osazený otvor

Z obr. 10 a obr. 11 je patrné, že vypočtené křivky si s naměřenými co do tvaru odpovídají, mění se pouze jejich poloha. Proto můžeme říci, že chladicí křivka se bude s měnícím se příkonem topné tyče posouvat po ose y . Této skutečnosti můžeme využít při výpočtu celkového chladicího výkonu jednoho otvoru a k tomu použít vztahů (12) a (15), když zde pak jen změním konstanty a resp. a_0 .

Pro obr. 10 budou potom konstanty a :

pro $P = 3$ kW	$a = -0,055$
$P = 3,5$ kW	$a = 0,065$
$P = 4$ kW	$a = 0,185$

Pro obr. 11 pak budou konstanty a resp. a_0 :

pro $P = 3$ kW	$a = -0,275$	$a_0 = 2,053$
$P = 3,5$ kW	$a = -0,135$	$a_0 = 2,193$
$P = 4$ kW	$a = 0,005$	$a_0 = 2,333$

Potom integrací funkcí (12) a (15) podrobně popsanou v kap. 3.5 a 3.7.2 získáme pro jednotlivé příkony chladicí výkony pro jeden otvor :

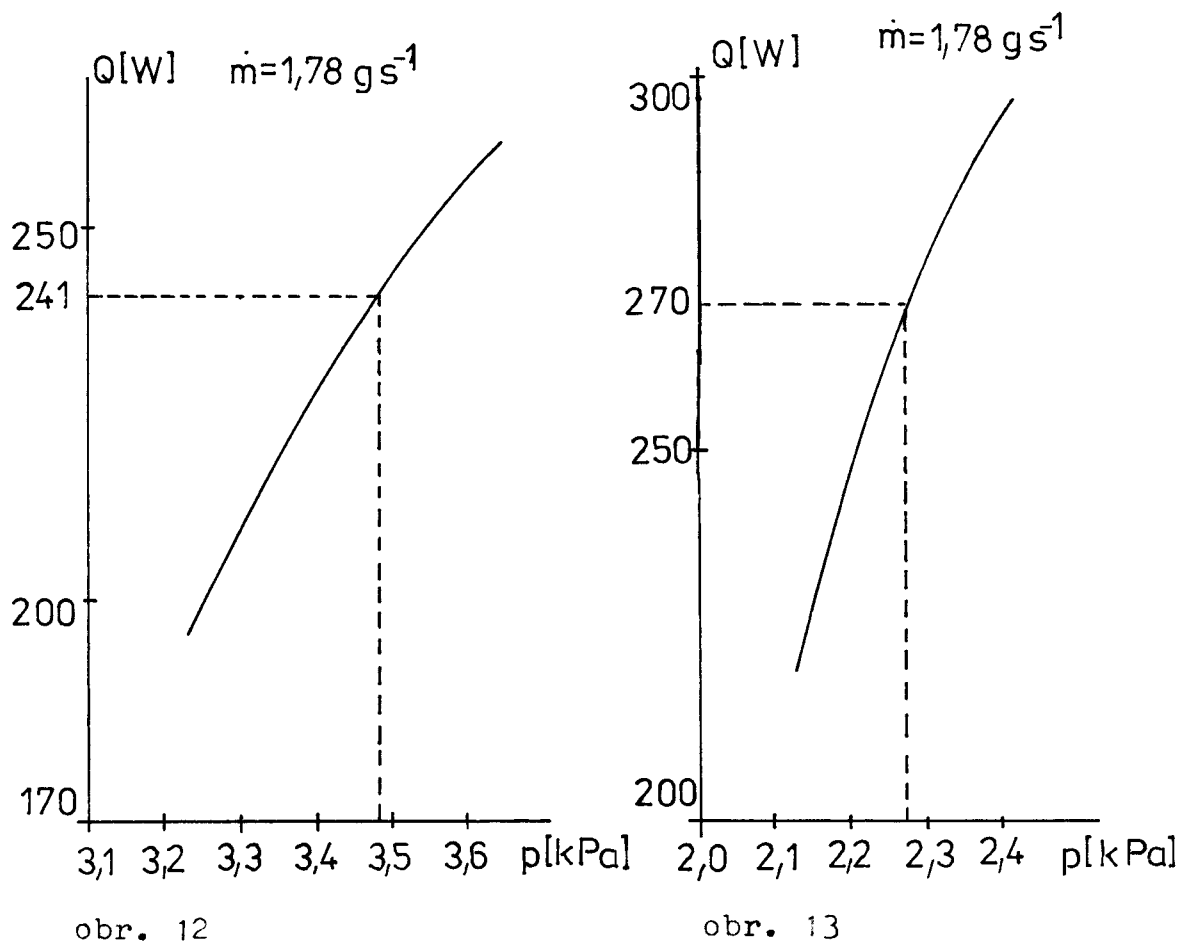
pro konstantní průměr 6 mm vychází

$P = 3$ kW	$Q_1 = 198$ W
$P = 3,5$ kW	$Q_1 = 226$ W
$P = 4$ kW	$Q_1 = 255$ W

pro osazený otvor vychází

$P = 3$ kW	$Q_1 = 223$ W
$P = 3,5$ kW	$Q_1 = 256$ W
$P = 4$ kW	$Q_1 = 289$ W

Z uvedených údajů je možné sestavit závislost chladicího výkonu pro jeden otvor na vstupním tlaku chladicího vzduchu pro jednotný otvor o průměru 6 mm /obr. 12/ a pro osazený otvor /obr.13/.



Z obr. 12 a obr. 13 vyplývá, že pro vypočtená množství odvedeného tepla jedním vývrtem bude ve skutečnosti potřeba nižšího tlaku vzduchu, zejména u osazeného otvoru. To může být ovšem také dáno nepřesnostmi a zjednodušeními při výpočtu /zejména při výpočtu tlakové ztráty/.

Naměřené závislosti jsou v dobré shodě s prameny /4/, /5/, . . . i s vypočtenými závislostmi. Proto je možné těchto skutečností použít pro vlastní návrh počtu otvorů konečné formy.

5. Návrh konečné formy EURO

Návrh konečné formy EURO jsem provedl jako dvě z možných řešení rozmístění otvorů po obvodu formy. Výsledky měření s výpočty vykazují poměrně dobrou shodu, a tudíž je možné použít vypočtené množství otvorů pro návrh konečné formy pro axiální chlazení.

Jako první řešení je uvažováno rozmístění otvorů o konstantním průměru 6 mm na roztečném průměru 106 mm. Při výpočtu vyšla potřeba 35 těchto otvorů, ale z důvodu, že je možné, že v provozu může být rychlost vzduchu nižší i z hlediska jednoduššího vrtání /symetrie/ bylo zvoleno 36 těchto chladících vývrtů, což je v souladu s /3/.

Druhé řešení spočívá ve vyvrtání 32 otvorů o průměru 6 mm osazených ve vstupní a výstupní části na průměr 8 mm vždy do hloubky 58,5 mm, též na roztečném průměru 106 mm. Toto řešení má za následek, jak již bylo uvedeno, rovnoměrnější chlazení.

Návrh je proveden na současné konečné formě EURO, tak aby bylo možné použít pro úpravu pro axiální chlazení stávající formy a nebylo nutné vyrábět všechny formy nové. Řešení je zřejmé z doložené výkresové dokumentace.

6. Technickoekonomické zhodnocení

Z technického hlediska se formy použité pro axiální chlazení jeví jako konstrukčně a výrobně jednodušší než současně používané formy, jelikož jsou hladké a tudíž odpadá složité žebrování. Vyvrátání otvorů nevyžaduje zvláštní nároky jak finanční, tak i materiálové, navíc je patrné, že forma upravená pro axiální chlazení bude mít menší hmotnost než současná forma bez otvorů.

Hlavním přínosem však je úspora chladícího vzduchu. Je možné provést rozbor spotřeby vzduchu u současného chlazení v porovnání se spotřebou chladícího vzduchu při použití axiálního chlazení.

Současná spotřeba chladícího vzduchu u automatu A1 106 činí cca $450 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$ při tlaku 3,8 kPa, tedy pro jednu konečnou formu cca $12,5 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$. Množství vzduchu pro navrhované řešení $w=50 \text{ ms}^{-1}$, $p = 3,5 \text{ kPa}$ / vyjádříme jako :

$$\dot{V} = 60 \cdot w \cdot \pi \frac{d^2}{4} i = 60 \cdot 50 \cdot \pi \cdot \frac{0,006^2}{4} \cdot 36$$

$$\dot{V} = 3,05 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$$

což je 24,4 % z množství vzduchu spotřebovávaného na chlazení sklářských forem v současné době. Celková úspora chladícího vzduchu činí tedy v procentuálním vyjádření cca 75 % a to není hodnota zanedbatelná.

K tomu je nutné ještě dodat, že při použití axiálního chlazení dochází k podstatnému snížení hlučnosti, a jestliže je známo, že dnes do-

cháží při chlazení k hlučnosti až 105 dB, pak použití tohoto může snížit hlučnost, podle údajů firmy EMHART, až o 20 dB, tedy na přípustnou mez 85dB, což má z hlediska pracovního prostředí velký význam.

7. Závěr

Efektivnost výroby a nadměrný hluk jsou aktuálními problémy sklářského průmyslu. Jelikož požadavky na množství skleněných obalů neustále rostou, je nutné každoročně zvyšovat výrobu. To znamená, že je třeba průběžně zvyšovat produktivitu sklářských automatů, která souvisí s dokonalostí chlazení forem.

Jedním z perspektivních způsobů chlazení je axiální chlazení forem. Jeho provedení je jednoduché a umožňuje nám v maximální míře využít chladicí vzduch a je výhodné i z hlediska hygieny a bezpečnosti práce. Celkové řešení je mnohem jednodušší než chlazení vodní, ale ve srovnání s ním je zase hlučnější a energeticky náročnější.

Uvedené řešení se zabývá pouze úpravou konečné formy pro axiální chlazení. V budoucnu však bude předmětem dalších prací i použití axiálního chlazení pro přední formy.

Na závěr bych chtěl poděkovat ing Janu Cibulkovi za odborné vedení práce a cenné připomínky k řešení.

Seznam použité literatury

- /1/ Bartsch, H. J. : Matematické vzorce. SNTL, Praha, 1983
- /2/ Belda, J. : Sklářské a keramické stroje II - Tepelné výpočty, skriptum VŠST, Liberec, 1986
- /3/ Cibulka, J. : Strojní tvarování skla /výzkumné zpráva/, Liberec, VŠST 1986
- /4/ Pat. USA 8306145 Sklářská forma
- /5/ Pat. USA 8307462 Soustava forem pro sklářský formovací stroj
- /6/ Klepš, Z., Nožička, J. : Technické tabulky. SNTL, Praha, 1986
- /7/ Smrček, A. : Strojní tvarování skla. SNTL, Praha, 1981
- /8/ Sýkora, K., Kalčík, J. : Technická termomechanika, Akademia Praha, 1973
- /9/ Šorin, S. N. : Sdílení tepla. Vyd. SNTL/ALFA, Praha, 1968
- /10/ Zoehl, H. : Pneumatické stroje a přístroje. SNTL, Praha, 1965