

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI
NOSITELKA ŘÁDU PRÁCE

Ing. Jan CIBULKA

CHLAZENÍ FOREM STROJŮ NA VÝROBU OBALOVÉHO SKLA

Kandidátská disertační práce

Liberec 1984

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

nositelka Řádu práce

fakulta strojní

Katedra sklářských a keramických strojů

CHLAZENÍ POREM STROJŮ NA VÝROBU OBALOVÉHO SKLA

Kandidátská disertační práce

Aspirant: Ing. Jan Cibulka

Školitelé: Doc. Ing. O. Krejčíř, CSc.

Doc. Ing. J. Belda, CSc.

Liberec, březen 1984

Obsah

	Str.
Přehled označení	5
Úvod	8
1. Přehled o současném stavu chlazení forem	10
1.1 Způsoby chlazení forem	10
1.2 Přenos tepla při chlazení forem	19
1.3 Shrnutí poznatků	28
2. Cíl disertace	32
3. Výzkum chlazení forem	33
3.1 Chlazení forem strojů řady AL vzduchem	33
3.1.1 Modelové stanoviště	33
3.1.2 Proudění chladicího vzduchu	36
3.1.3 Měření hlučnosti	37
3.1.4 Úpravy chladicích komínů	39
3.1.5 Úpravy povrchu forem	41
3.1.6 Chladicí držáky	41
3.2 Chlazení vodní mlhou	45
3.2.1 Modelové stanoviště	46
3.2.2 Tvorba správy a průměr kapek	47
3.2.3 Měření na modelu	47
3.3 Oběhové vodní chlazení	51
3.3.1 Modely chlazení	51
3.3.1.1 Volba základních parametrů experimentální formy	51
3.3.1.2 Konstrukce experimentální formy	54
3.3.1.3 Matematický model formy	58
3.3.1.3.1 Forma	58
3.3.1.3.2 Izolace	60
3.3.1.3.3 Chladič	61
3.3.1.4 Analogový model formy	67
3.3.1.5 Fyzikální model formy a chladicího okruhu	71
3.4 Výpočet formy a experimentální práce	75
3.4.1 Výpočet formy	75
3.4.1.1 Shrnutí výsledků	82
3.4.2 Měření na analogonu	83
3.4.2.1 Shrnutí výsledků	86

3.4.3	Měření na fyzikálním modelu	87
3.4.3.1	Pokus I. Stanovení rozsahu experimentu	87
3.4.3.2	Pokus II. Měření při konstantní teplotě vody	89
3.4.3.3	Pokus III. Měření při konstantní rychlosti vody	92
3.4.3.4	Pokus IV. Měření při současné změně rychlosti i teploty vody	93
3.4.3.5	Teplotní pole pokusné formy	95
3.4.3.6	Shrnutí výsledků	98
	Závěr	100
	Literatura	103

Přehled označení

a_L, a_p	tepelná vodivost litiny, páry
a_i	rozměr chladiče
b_0, b_i, b_m, b_{ij}	regresní konstanty
B	materiálová konstanta
Bi	Biotovo číslo
$c_{2,3}$	součinitel vzájemného osálení
c_0	součinitel sálení absol. černého tělesa
c_v, c_w, c_L, c_o, c_s	měrné teplo vzduchu, vody, litiny, oceli, skloviny
d	poměr akumulčních schopností
d_e	ekvivalentní průměr
E_s, E_f	akumulační schopnost skla, kovu
f	průřez kanálu
F	poměr výběrového a zbytkového rozptylu
F_α	kritická hodnota poměru rozptylu
$ Fo$	Fourierovo číslo
g	zemské zrychlení
G	hmotnost láhve
G_w	hmotnostní průtok vody
$\dot{G}_w$	odpařená část hmotnostního průt. vody
Gr	Grashofovo číslo
h	výška žebra
h_1, h_2, h_3, h_4	rozměry chladiče
I	elektrický proud
k	konstanta
k_f	opravný součinitel
K	počet faktorů
KF	konečná forma
$l, l_0, l_1, l_2, l_3, l_4$	rozměry chladiče
$L, \bar{L}$	rozměry chladiče
L_A	celková hlučnost s filtrem A
L_T	geometrický rozměr tepelného zařízení
L_E	geometrický rozměr el. kanálu
L_m	dráha naběhu na teplotu
m	číslo měření, počet měření
n	konstanta pro dané uspořádání
Nu	Nusseltovo číslo

p	absolutní tlak
Pr	Prandtlovo číslo
PF	přední forma
q	měrný tepelný tok
Q	množství tepla
Q_t	tepelný tok
Q_w, Q_v	objemový průtok vody, vzduchu
r	poloměr, poloměr chladicí trubky
r_i, r_1	vnitřní poloměr formy
r_e, r_2	vnější poloměr formy
r_w	skupenské teplo vody
R, R_m, R_4, R_5	elektrický odpor
R_D	el. odpor čtverce papíru
R_T	poloměr na tepelném zařízení
R_E	poloměr na el. zařízení
Re	Reynoldsovo číslo
s	tloušťka žebra
s_R	rozptyl náhodného souboru
s_Z	zbytkový rozptyl
s_{bi}	odhad rozptylu konstanty
S	plocha
t	teplota
t_i, t_1	průměrná teplota vnitř. povrchu formy
t_e, t_2	teplota vnějšího povrchu formy
t_p	nejvyšší teplota vnitřního povrchu formy
t_f	teplota vnitř. povrchu formy před stykem
t_k	teplota kapky
t_L	teplota láhve
$t_{A,B,C,D,E,F,G,H}$	teplota v měřicím místě
t_3	teplota povrchu chladiče
t_4	teplota chladiče ve styku s vodou
t_5	teplota varu, u konvekce teplota proudu vody
t_w	vstupní teplota chladicí vody
t_o	teplota chladicího vzduchu
t_s	teplota skloviny
t_{xT}	teplota na souřadnici x v čase T
t_{MAX}, t_{MIN}	teplota maximální a minimální
Δt	rozdíl teplot
$t_{\alpha}, t_{\alpha KR}$	kritéria významnosti konstant
T, T_2, T_3	teplota v Kelvinech

t_{1m}	naměřená hodnota teploty
t_{10r}	vypočtená hodnota teploty
$\bar{t}_{1m}$	průměrná hodnota naměřených teplot
u	omočený obvod
U	el. napětí
v_v, v_w, v_p	rychlost vzduchu, vody, páry
x, y, z	souřadnice
x_i	úroveň faktoru
x_i, x_{ij}	transformovaná úroveň faktoru
z	součinitel žebrování
$\alpha, \alpha', \bar{\alpha}, \alpha_v, \alpha_s$	součinitel přestupu tepla, korigovaný, průměrný, vedením, sáláním
β	natočení ramene sondy
δ	konstrukční parametr chladiče
δ	tloušťka izolační vrstvy
$\epsilon, \epsilon_2, \epsilon_3$	poměrný součinitel sálavosti
η_p	dynamická viskozita páry
η_g	teplotní funkce
$\lambda_v, \lambda_w, \lambda_L, \lambda_o, \lambda_p$	tepelná vodivost vzduchu, vody, litiny, oceli, páry
μ	substituce
μ_L, μ_Q, μ_T	měřítka geom. rozměrů, tepelného toku, teploty
ν	stupeň volnosti
ν_v, ν_w, ν_p	kinematická viskozita vzduchu, vody, páry
ξ	korekce na délku kanálu
π	Rudolfovo číslo
$\rho_L, \rho_o, \rho_w, \rho_p$	měrná hmotnost litiny, oceli, vody, páry
σ	Stefan-Bolzmanna konstanta
T, T_o, T_p, T_m	čas obecně, cyklu, styku, náběhu
φ	hustota tepelného toku

ÚVOD

K zajištění cíle hospodářské politiky KSČ udržet vysokou životní úroveň pracujících je třeba dosahovat takové technické úrovně vyráběných strojů a zařízení, aby byla zajištěna vysoká produktivita práce, snižování výrobních nákladů a schopnost úspěšné konkurence na zahraničních trzích.

Rozvoj československého sklářského průmyslu po roce 1948 vyvolal potřebu nových moderních strojů i v oblasti výroby obalového skla. Dovezené stroje HARTFORD IS, v té době nejmodernější, byly sice velmi výkonné a plně se osvědčily, avšak dovoz z kapitalistických států vyvolával, vzhledem k hospodářskému embargu, značné potíže. Proto byly tehdejší Sklářské strojírny a slévárny v Turnově pověřeny vývojem a výrobou vlastního výkonného řadového stroje. V roce 1961 byl vyroben první prototyp stroje AL 106, který svými parametry dosahoval solidní světové úrovně. Stroje AL 106 pracují spolehlivě v našich sklárnách i v zahraničí. Nejnovějším reprezentantem nynějšího k. p. SKLOSTROJ je typ AL 118 UHLF. Úspěšným uvedením stroje do výroby však práce konstruktérů nekončí. Je třeba hledat nové cesty, jak stroj zlepšovat a připravovat podklady pro stroje příští.

Rozbor nedostatků současných řadových strojů provedl Heather / 8/. Dnešní stroje jsou výkonnější a vybaveny elektronickým řízením. Přesto je třeba přiznat, že koncepce těchto strojů je stejná jako před padesáti lety. Zůstávají základní nedostatky této koncepce. Jsou to zejména žlábkový rozvod kapek a mechanismus obraceče. Proto jsou vyvíjeny stroje nové, avšak řadové stroje v současném pojetí budou zaujímat ve výrobě obalů ještě dlouho své významné postavení. Heather ve své přednášce nehovořil o chlazení forem, ale právě zde je oblast, pro kterou platí, že se za 50 let téměř nic nezměnilo. V současné době jsou formy sklářských tvarovacích strojů chlazeny převážně ventilátorovým vzduchem. Spotřeba vzduchu, a tedy i elektrické energie, je vysoká. Hlučnost velmi zhoršuje pracovní prostředí. Jednoduchá konstrukce, nenáročnost na údržbu a seřizování, to jsou hlavní faktory, proč tento neuspokojivý stav dosud trvá. Výše uvedené nedostatky

způsobují zájem výrobců strojů i vynálezců o danou problematiku. Autoři různých prací buď navrhnou, jak současný způsob chlazení zlepšit nebo přicházejí s návrhy na netradiční způsoby chlazení forem.

Chlazením forem se zabývá také VŠST Liberec, katedra sklářských a keramických strojů (KSK) v rámci vědeckovýzkumné spolupráce s k. p. SKLOSTROJ. Na KSK bylo vybudováno zkušební pracoviště s cílem ověřit možnosti zlepšení chlazení stávajících strojů řady AL a provádět výzkum netradičních způsobů chlazení forem.

Předložená práce má část rešeršní, ve které je ukázán současný stav vývoje chlazení forem a část výzkumnou, ve které jsou shrnuty výsledky prací provedených na KSK. Podrobně se práce zabývá chlazením vodním oběhem s cílem získání konstrukčních podkladů pro stavbu vodou chlazených forem.

1. PŘEHLED O SOUČASNÉM STAVU CHLAZENÍ FOREM

Výzkum nových způsobů chlazení jako jedné z cest snižování spotřeby energie sklářských strojů je možno rozdělit podle použitého chladicího média na chlazení nucenou konvekcí vzduchem, chlazení vodní mlhou, chlazení vodou oběhem a chlazení pomocí dalších médií. Patentová literatura je v této oblasti dosti bohatá. V odborných časopisech lze nalézt čas od času články na dané téma. V knižní odborné literatuře neexistuje souhrnná, dané téma vyčerpávající publikace. Výběr pramenů byl podřízen cíli sestavit přehled základních znalostí o možnostech chlazení forem a přenosu tepla při chlazení forem.

1.1 Způsoby chlazení forem

Wille /63/ prováděl rozsáhlý výzkum chlazení forem zaměřený na stroje na výrobu lahví s cílem zvýšit hospodárnost chlazení. Výměna tepla na vnějším povrchu se může dít zářením, volnou či nucenou konvekcí a netradičními způsoby.

a) Sdílení zářením

Vnější stěnu formy o teplotě cca 300 °C považujeme za šedé těleso se součinitelem emisivity $\varepsilon = 0,7$. Celé okolí považujeme za černé těleso o teplotě 30 °C. Pak podle Stefan-Boltzmannova zákona vychází hustota tepelného toku $\varphi = 6,25 \text{ kW.m}^{-2}$. To je hodnota, s níž lze počítat u forem s malým zatížením. U výkonného automatu na láhve, kde je zatížení konečné formy až 40 kW.m^{-2} , je takový způsob chlazení nepostačující.

b) Volná konvekce

Poměry vzniklé usazením formy v držácích jsou složité a nedovolují teoretický výpočet. Jsou tak chlazeny tepelně málo namáhané formy ručních lisů.

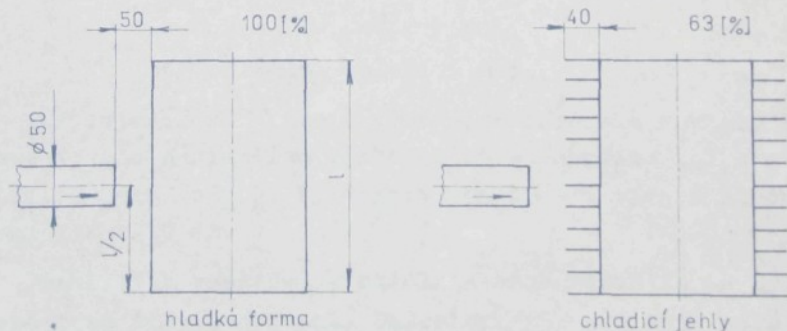
c) Nucená konvekce

Ofukování forem vzduchem je řešení v primitivní formě velmi jednoduché, je-li prvořadým úkolem zachovat jednoduchost formy a její výměny. Toho je dosahováno za cenu vysokých ztrát.

Snížení množství chladicího vzduchu je možné:

- a) pomocí materiálu s vysokou tepelnou vodivostí,
- b) snížením hmotnosti výrobků (snížení množství předaného tepla),
- c) zvětšením povrchu formy žebry, apod.,
- d) vhodným ovlivněním proudu vzduchu.

Při praktických pokusech na strojích Schiller a Roirant B byl zkoumán vliv uspořádání a tvaru trysek a vliv chladicích jehel na povrchu formy. Jedna polovina formy byla chlazena v původním uspořádání, na druhé polovině byla zkoušena různá další uspořádání. Na obr. 1.1 jsou porovnána dvě základní uspořádání pokusu. Potřebný chladicí příkon je definován jako součin rychlosti a objemového průtoku chladicího vzduchu. Zde je vyjádřen v procentech, přičemž forma hladká představuje 100 %. Původně byl vzduch přiváděn jednou trubicí. Byly zkoušeny i ploché dýzy. Největší vliv na odvod tepla mají však chladicí jehly. Jehly byly 40 mm dlouhé, zašroubované do formy, kuželové, se základnou o průměru 5 mm, hliníkové, počet jehel 158. Chladicí jehly vytvářejí turbulentní mřížku, zde výhodnější, než obvyklá žebra, která nejsou ofukována dostatečně rovnoměrně. K porovnání příkonů byl objemový průtok regulován tak, aby teplota vnitřní stěny obou půlek formy byla stejná.

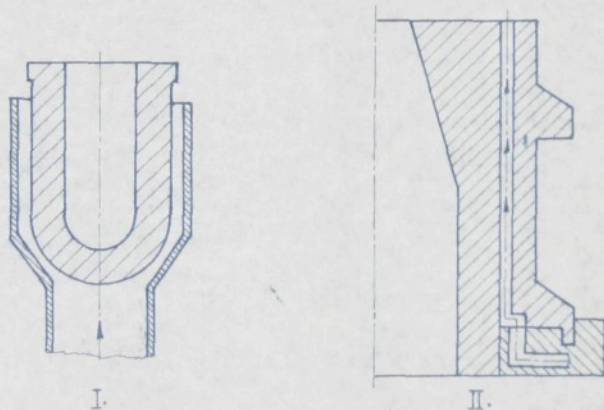


Obr. 1.1 Pokus Willeho

d) Varné chlazení

Jestliže bychom chtěli použít jednoduchou formu obtékanou vodou na způsob válce spalovacího motoru, musela by pro dané tepelné poměry mít cca 100 mm silnou stěnu. To nepřichází v úvahu. Proto je nadějně varné chlazení, kde vzniklá pára odvádí značné množství tepla. Byly zkoumány tzv. tepelné jímky, tedy místa, do nichž byly přiváděny kapky vody. Bylo zjištěno, že tepelné rozdíly ve stěně způsobené místním odvodem tepla jsou malé při umístění šesti jímek na půlce formy. Kapky vody byly přiváděny hadicemi. Vzduchové chlazení bylo zcela zastaveno.

Firma Heye /59/ se zabývala hledáním nejvýhodnějšího chlazení vzduchem na strojích H 1 - 2. Schéma navrženého osového chlazení forem je na obr. 1.2.



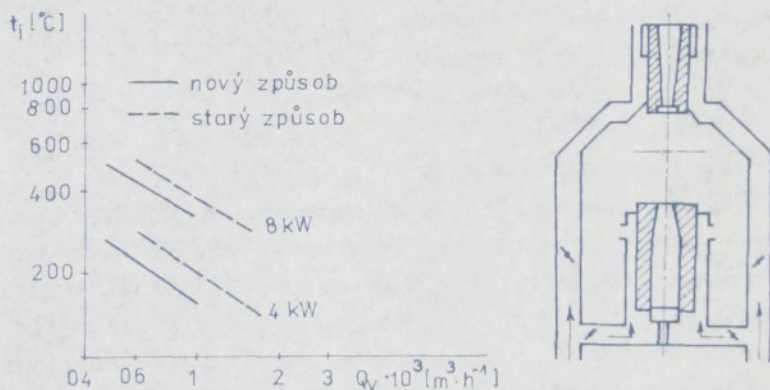
Obr. 1.2

Axiální chlazení Heye

Varianta I. se ukázala výhodná z hlediska rovnoměrnosti chlazení, ale nejlepších výsledků bylo dosaženo způsobem podle II. Úspora vzduchu byla zjištěna 60 % i více a hlučnost se snížila o 10 dB.

Příznivých výsledků s axiálním ofukováním forem bylo dosaženo i na stroji Roirant. Dascotte /13/ popisuje nové uspo-

řádání chlazení forem stroje Roirant S 10 - 111. Na stroji lze vyrábět láhve do hmotnosti 0,7 kg. Příkon ventilátorů pro chlazení forem je 73, 6 kW. Řízení stroje je elektronické. Při stávajícím způsobu chlazení je vzduch přiváděn k formám kolmo nastavenými trubicemi s velkou hlučností. Nový systém chlazení spočívá v tom, že vzduch je veden okolo forem pomocí plechového pláště. Při stejném chladicím výkonu to přináší úsporu vzduchu. Rovněž rozložení teplot ve formách je příznivější. Na obr. 1.3 je schematicky znázorněno zakrytování přední a konečné formy a diagram ukazuje, o kolik se sníží teplota vnitřního povrchu formy při použití nového systému chlazení pro různý objemový průtok vzduchu a různé tepelné zatížení formy. Žebrováním forem při tomto systému chlazení se také zabývá /7/.



Obr. 1.3 Axiální chlazení Roirant

Chlazení forem podle /40/ je na obr. 1.4. Chlazení spočívá v tom, že litinová forma má duté stěny vyplněné kuličkami z oceli. Kuličky jsou spájeny tak, že vzniká porézní struktura umožňující průchod vzduchu. Vzduch je k formě přiváděn pomocí pohyblivých přívodů. Uvnitř dutin vzniklé poměry jsou příznivé pro odvod tepla. Zařízení přináší podstatné snížení hlučnosti. V jiném případě /45/ jsou dutiny forem vyplněny volně loženými částicemi kovu. V těsné blízkosti těchto dutin jsou další komory schladicím

médium - vodou, přiváděným z vnějšku trubkami. Přestup tepla do vody je ovlivňován intenzitou víření částic profukovaných vzduchem. Přestup tepla lze regulovat ve značném rozpětí. Chlazení je v podstatě bezhlučné. Christopher /25/ aplikoval svůj

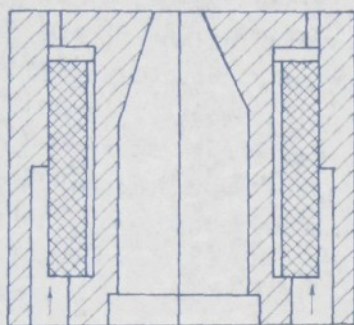
patent /38/ na stroji IS. Nej-

prve provedl rozbor nedostatků stávajícího způsobu chlazení forem s otočným způsobem otevírání a zavírání. Výsledkem byla konstrukce chladicích držáků tak,

že držáky forem tvoří komory rozvádějící chladicí vzduch k formám a pohybující se zároveň s formami. Přitom musí vzduch

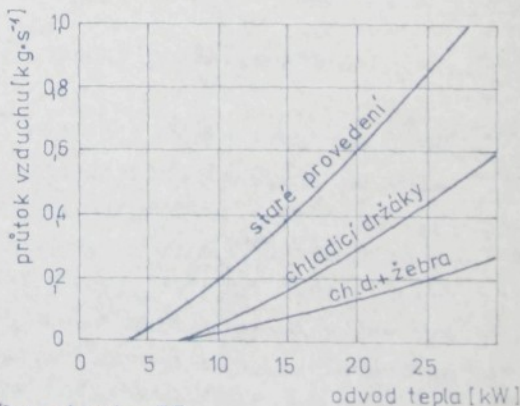
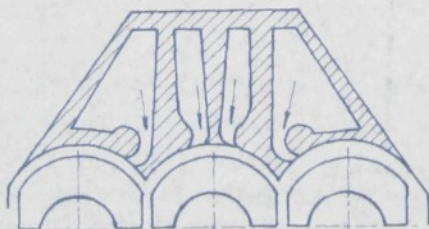
proudít úzkou mezerou po povrchu formy, čímž bylo dosaženo podstatně vyšší účinnosti chlazení a také snížení hlučnosti. Systém je

znázorněn na obr. 1.5. Pohyb forem byl upraven na přímočarý a přívod vzduchu do chladicích držáků proveden překrýváním otvorů při zavírání forem. Postačuje nižší tlak chladicího vzduchu, než u dřívějších provedení. Nový systém byl nejprve zkoušen na modelu, kde byla půlka formy elektricky ohřívána. Vizualizace proudění byla provedena pomocí trásní nalepených na povrch formy. Byly ověřovány formy s hladkým i žeb-



Obr. 1.4 Porézní dutiny

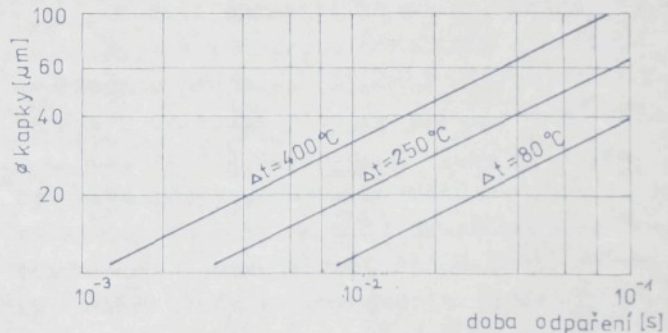
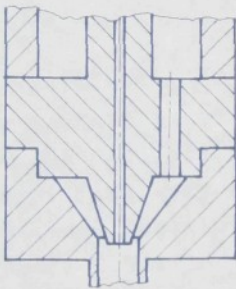
rem byl upraven na přímočarý a přívod vzduchu do chladicích držáků proveden překrýváním otvorů při zavírání forem. Postačuje nižší tlak chladicího vzduchu, než u dřívějších provedení. Nový systém byl nejprve zkoušen na modelu, kde byla půlka formy elektricky ohřívána. Vizualizace proudění byla provedena pomocí trásní nalepených na povrch formy. Byly ověřovány formy s hladkým i žeb-



Obr. 1.5 Chladicí držáky stroje IS

rovaným povrchem. Rovnoměrnost chlazení byla zjišťována pomocí rozložení statického tlaku v okolí forem. Objemový průtok chladicího vzduchu byl měřen Venturiho trubicí. Na obr. 1.5 jsou porovnávána provedení otočná a přímočará s formami hladkými a žebrovanými. Z grafu jednoznačně vyplývá, že nejvýhodnější je provedení přímočará s žebrovanými formami. Mimoto jsou formy chlazeny rovnoměrněji než dříve. Celková hlučnost (A) je u nového provedení cca o 10 dB nižší.

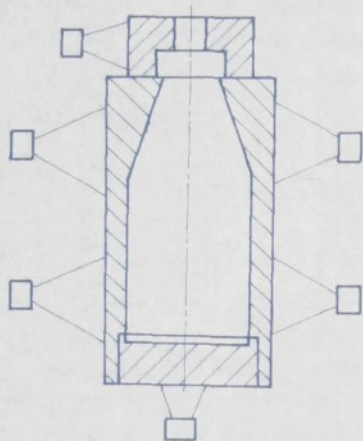
Firma Owens patentovala zařízení pro vytváření mlžného postříku /43/. Voda je vytlačována do trysky a rozprašována proudem vzduchu. Provedení trysky je na obr. 1.6. Účinné chlazení vyžaduje okamžité odpaření kapiček po jejich dopadu na povrch formy. Kapičky mají mít průměr 10 - 80 μm . Ve správně provedené trysce je poměr spotřebované hmoty vody ku vzduchu 1 : 8. Poměry při odpařování kapek charakterizuje diagram na obr. 1.6. K odpaření by mělo dojít za cca 0,01 s při rozdílu teploty mezi povrchem formy a kapkou 400 $^{\circ}\text{C}$.



Obr. 1.6 Spray podle Owense

Chlazení forem postříkem vodou řešila i firma Heye /59/. Na dvoustanicovém stroji IS byla voda rozprašována tryskami na válcový obvod formy i na dno formy. Trysky měly otvor o průměru 0,2 - 0,3 mm a byly umístěny ve vzdálenosti 10 - 22 mm od vnějšího povrchu formy. Byly vestavěny do držáků forem. Střední průměr kapek byl 300 μm . Chladicím prostředkem byla odmineralizovaná voda. Trysky optimálně pracovaly při tlaku 4×10^5 až 8×10^5 Pa. Voda byla přiváděna měděnými trubkami. Spotřeba vody byla $7,8 - 13,3 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$.

Při zkouškách se u některých forem vyskytly trhliny na vnitřních plochách, které se u vzduchem chlazených forem vyskytovaly méně často. Obdobné zkoušky byly prováděny i na stroji H 1 - 2. Spotřeba vody byla 100 - 150 l.h⁻¹. Schematicky je chlazení znázorněno na obr. 1.7. Stejně zařízení je popsáno i v patentu /39/.



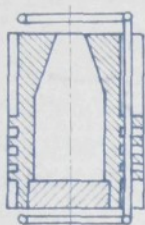
Obr. 1.7

Spray dle Heye

Využívá se výparné teplo chladicí kapaliny, která se na formu stříká místně dávkovaně bez hnacího nebo nosného plynu. Rozprašovací trysky jsou regulovány jednotlivě, aby bylo dosaženo požadovaného rozdělení teplot na formě. Chladicí kapalina může být ohřáta těsně pod bod varu, čímž se urychlí vypařování na povrchu forem, a tím i odvod tepla. Rozprašovací tlak chladicí kapaliny je řízen v závislosti na teplotě formy. Povrch formy může být upraven rýhováním, apod. Použití chladicí kapaliny, nejlépe vody, je podmíněno odsolením a odvápňením. Kapalina může být s přísadou smáčedel. Lindner /34/ uvádí zajímavé využití vodního spraye k chlazení plunžru při lisování skla. Jako chladicí prostředek slouží vzduch smíchaný s vodou ve formě spraye. Tlak vody musí být před rozprašovačem nejméně o $0,5 \times 10^5$ Pa vyšší, než instalovaný tlak vzduchu. Minimální tlak vzduchu se doporučuje $2,5 \times 10^5$ Pa. Tvrdá voda obsahuje rozpuštěné soli. Tyto soli se časem usazují jako vodní kámen v rozvodném systému. Rychlost usazování závisí na teplotě. Proto se doporučuje vodu změkčovat. Výhodou této konstrukce je, že regulací přívodu vody lze snadno chlazení seřizovat.

Schaar /59/ popisuje chlazení forem na výrobu pивních lahví (1/3 l) pomocí vodního oběhu. Formou procházely rovnoběžně s osou měděné trubičky o ϕ 3 mm spájené s žebry podle obr. 1.8. Tak bylo umožněno i obvyklé chlazení vzduchem. Chladicí voda může ve formách proudit oběma směry, nastavení požadovaného tlaku a průtoku množství se provádí ventily. Seřízení odváděného množství tepla se řídí měřením vstupní a výstupní teploty. Při tlaku cca 10^5 Pa systému byl naměřen odvod tepla $5 - 6 \text{ kJ} \cdot \text{s}^{-1}$. Při zvýšení

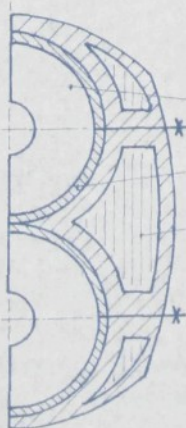
tlaku na $3,5 \cdot 10^5$ Pa bylo dosaženo lepší kvality lahví. Teplota vystupující vody dosahovala 95°C . Přitom se ukázalo, že změna objemového průtoku chladicí vody prakticky neovlivňuje regulaci teploty forem. Odvod tepla je ovládán tvorbou vodní páry na vnitřní stěně trubiček, takže množství odebíraného tepla je dáno regulací tlaku v systému. V principu vychází tento způsob



Obr. 1.8 Vodní oběh

chlazení z prací Schumachera /52/, který prováděl pokusy s vodním chlazením razníku lisu. V práci /12/ publikuje Dahlman zkušenosti s chlazením uzavřeným vodním oběhem. Systém pracuje s nízkými teplotami a tlaky, takže při eventuální poruše nehrozí nebezpečí. Teplo je transportováno k chladicí věži nebo může být použito pomocí výměníku jiným způsobem. Voda jako chladicí prostředek je levná, je potřeba v malém množství a ztráty únikem jsou malé. Intenzivní var vody, který by nastal při styku s formou, by způsobil rychlé zanešení formy, a tím změnu přestupu tepla. Tyto potíže odstraňuje patent /42/ firmy Owens. Dovnitř pláště formy je šrouby přitažena láhvová forma. Mezi pláštěm a formou je mezivrstva, která reguluje průchod tepla tak, aby voda v plášti nevřela. Mezivrstva se skládá z grafitové fólie a azbestu. Výzkum se nyní soustřeďuje na konstrukci mezivrstvy a řešení přívodů vody. Provozní ceny vodního chlazení jsou oproti

ty únikem jsou malé. Intenzivní var vody, který by nastal při styku s formou, by způsobil rychlé zanešení formy, a tím změnu přestupu tepla. Tyto potíže odstraňuje patent /42/ firmy Owens. Dovnitř pláště formy je šrouby přitažena láhvová forma. Mezi pláštěm a formou je mezivrstva, která reguluje průchod tepla tak, aby voda v plášti nevřela. Mezivrstva se skládá z grafitové fólie a azbestu. Výzkum se nyní soustřeďuje na konstrukci mezivrstvy a řešení přívodů vody. Provozní ceny vodního chlazení jsou oproti



Obr. 1.9

Vodní oběh Owens

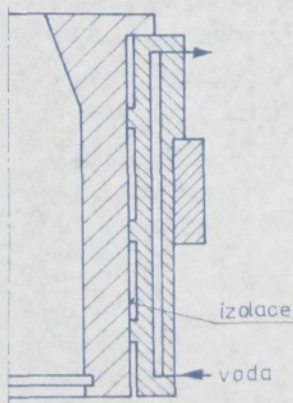


Obr. 1.10

Pat. Owens

chlazení vzduchem asi 5 x nižší. Je výhodné, že univerzální pláště mohou být použity pro různé vnitřní formy stejné výšky. Formy mají delší životnost, než při chlazení vzduchem. Při současném stavu vývoje lze tento systém použít při dlouhodobé výrobě jednoho typu obalu. Schéma provedení je na obr. 1.9. Pat. /42/ popisuje chlazení sklářských forem vodou obíhající trubkami vsazenými do stěn formy. Aby nedocházelo k varu vody v trubkách, jsou trubky izolovány. Provedení je na obr. 1.10. Předmětem pat. jsou i různé druhy izolačních hmot. Jsou to práškové směsi lisované za vysokých tlaků (do 300 MPa) do tvaru izolačních trubic. Podle složení (grafit s niklem, hliník s nerez ocelí, hliník s niklem) lze dosahovat různých součinitelů tepelné vodivosti $\lambda = 0,3 - 15 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Jsou uvedeny i další látky, pro dané použití z různých důvodů nevhodné. Na tento pat. se zřejmě odvolává i autor předchozího odstavce, když říká, že použití jiné izolační hmoty, než azbestu, je možné - avšak dražší.

Pat. /41/ popisuje chlazení forem sekčního stroje vodou. Přitom je zdůrazněna možnost použití původních forem a snadná výměna forem. Konstrukční úprava stroje spočívá v tom, že drážky forem jsou upraveny jako komory, kterými protéká chladicí voda. Mezi formou a chladicí komorou je přesně vymezená vůle.



Obr. 1.11 Izolace
vzduchem

Vzniklá vzduchová mezera způsobuje vysoký teplotní spád, takže voda v komorách proudí pod bodem varu. Při srovnání s provedením podle /12/ je výhodou snadná manipulace s formami a nevýhodou potřeba přesného obrobění forem a jejich plášťů. V současném provedení také nelze využít změny tloušťky vzduchové izolace k seřízení tepelného režimu formy. Síla vzduchové vrstvy podle pat. se pohybuje od 0,1 do 0,8 mm. Provedení je zřejmé z obr. 1.11.

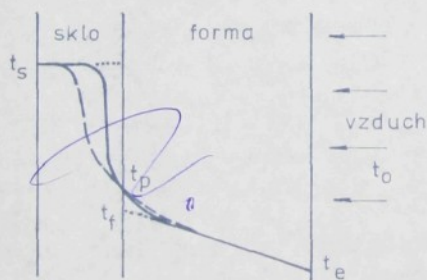
Firma Pötting /44/ řešila chlazení forem foukacích strojů pomocí přehřáté páry. Výhoda vodní páry spočívá v tom, že jsou známy její vlastnosti a je v technice mnohostranně používána. Formami procházejí trubky, jejichž stěny představují výměnné plochy tepla. Trubky jsou součástí uzavřeného chladičského systému. Teplota vodní páry stoupá ze 180 až na 300 °C. Ve výměníku je pára opět ochlazována.

Chlazení roztavenou solí je publikováno v /59/. Rztavená sůl je ideálním médiem, protože je netoxická a nehořlavá. Tento způsob chlazení se zatím jeví jako příliš nákladný.

Chlazení olejem zkoušela belgická firma Omco /59/. Chladičský systém spočívající v průtoku oleje ve směru osy vyvrtanými otvory ve formě, dosahuje stejnoměrného rozložení teplot ve formě. Olej je však při vysokých teplotách hořlavý, což je na závadu bezpečnosti systému.

1.2 Přenos tepla při chlazení forem

V práci /54/ popisuje Šmrček zákonitosti přestupu tepla při tvarování skloviny. Při styku s formou dochází ke změně tvaru žhavé skloviny působením vnější síly a ochlazováním k fixaci tohoto tvaru. Celková tvarovací doba je dána dobou nutnou k odvedení tepla. Na obr. 1.12 je schematicky znázorněno rozdělení teplot za formovacího procesu. Odvod tepla stěnou formy je kombinací vedení a akumulace tepla.



- před stykem
- po styku
- déle po styku

Teplotní pole se mění s časem a matematické řešení problému je ztíženo. Většina forem však pracuje v pravidelném rytmu a proces je v quazistacionárním stavu. Můžeme tedy užít vztahů pro vedení tepla v ustáleném stavu. Je-li průměrná teplota vnitřního povrchu t_1 , teplota vnitřní stěny před stykem se sklovinou t_f , nejvyšší teplota vnitřní stěny t_p , celková doba

Obr. 1.12 Přestup tepla sklo - forma

cyklu τ_c , vnitřní poloměr r_i , vnější poloměr r_e , délka formy l , celkové množství tepla předané během jednoho cyklu Q , opravný koeficient na odvod tepla držáky a čely forem k_1 a tepelná vodivost pro daný materiál λ , pak

$$t_i - t_e = \frac{k_1 Q \ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi l \lambda \tau_c} \quad (1.1)$$

Do hloubky formy kolísání teploty rychle klesá podle rovnice

$$\Delta t_x = (t_p - t_e) e^{-x \sqrt{\frac{\pi}{a \tau_c}}} \quad (1.2)$$

kde Δt_x je kolísání teploty v hloubce x a a je teplotní vodivost.

Pro $\tau_c = 10$ s je kolísání teploty v hloubce 20 mm již jen 1 % kolísání na povrchu. Množství tepla odvedená z povrchu formy ochladicím vzduchem je dáno součinitelem přestupu tepla α podle rovnice

$$Q = (t_e - t_0) \alpha S \tau_c \quad (1.3)$$

kde t_0 je teplota vzduchu a S ochlazovaný povrch. Pro žebrovanou válcovou formu přejde vztah (1.3) na tvar

$$Q = (t_e - t_0) \alpha S Z \tau_c \quad (1.4)$$

kde Z je poměr povrchů formy žebrované a nežebrované. S rychlostí ohladičího vzduchu α stoupá podle vztahu

$$\alpha = k v_v^n \quad (1.5)$$

kde v_v je rychlost vzduchu, k a n konstanty pro dané geometrické uspořádání. Trier našel u lahvařských strojů $\alpha = 350 - 600 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$.

Zavedeme-li podle /58/ materiálovou konstantu vyjadřující složenou tepelnou akumulaci schopnost skla E_g a kovu E_f ,

$$B = \frac{2}{\frac{1}{E_g} + \frac{1}{E_f}} \quad (1.6)$$

kde $E = \sqrt{\lambda c \rho}$, přičemž c je měrné teplo, λ tepelná vodivost a ρ měrná hmotnost skloviny či formy, můžeme napsat rovnici pro prostup tepla válcovou formou

$$Q = \frac{2\pi l (t_s - t_0) \tau_c}{\frac{2d+1}{2d+2} \frac{\tau_c}{\lambda} + \frac{k_1}{\lambda} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{k_1}{\alpha r_e}} \quad (1.7)$$

kde d je poměr $\frac{t_s - t_p}{t_p - t_f} = \frac{E_f}{E_s}$ za předpokladu dokonalého kontaktu mezi sklovinou a formou, t_s teplota dávky skloviny a T_p doba styku skloviny s formou.

Odvozem tepla z vnější stěny formy se zabývá i práce /55/. Forma byla modelována dutým půlválcem opatřeným termočládky. Ohřev byl zprostředkován silicovou tyčí. Při pokusu se měnil způsob ohlazení, materiál formy, povrch formy a příkon ohřevu. Bylo zjištěno, že rozdíl teploty na vnějším a vnitřním povrchu formy nezávisí na objemovém průtoku chladicího vzduchu, nýbrž částečně na vzdálenosti chladicí hubice, úpravě povrchu a zřetelně na síle stěny, materiálu formy a tepelném toku. Hodnota k_1 pro litinovou formu láhve o hmotnosti 0,42 kg na sekčním stroji byla nalezena v průměru 1,55 u přední a 1,75 u konečné formy. Bylo zjištěno, že součinitel přestupu tepla nezávisí na délce cyklu a formovém materiálu, ale částečně na tepelném toku, rozměrech formy a vzdálenosti chladicí hubice. Zřetelně závisí na rychlosti chladicího vzduchu. Při pokusech na sekčním stroji bylo měřeno α konečné formy v závislosti na rychlosti vzduchu v ústí chladicích otvorů. Závislost má tvar

$$\alpha = 79 v_v^{0,5} \pm 5\% \quad (1.8)$$

Výsledky zkoušek, při nichž byly měněny i rozměry formy, lze pro hladké formy shrnout do rovnice

$$\alpha = 127 v_v^{0,53} 2r_e^{0,53} \pm 3,5\% \quad (1.9)$$

a pro žebrované formy

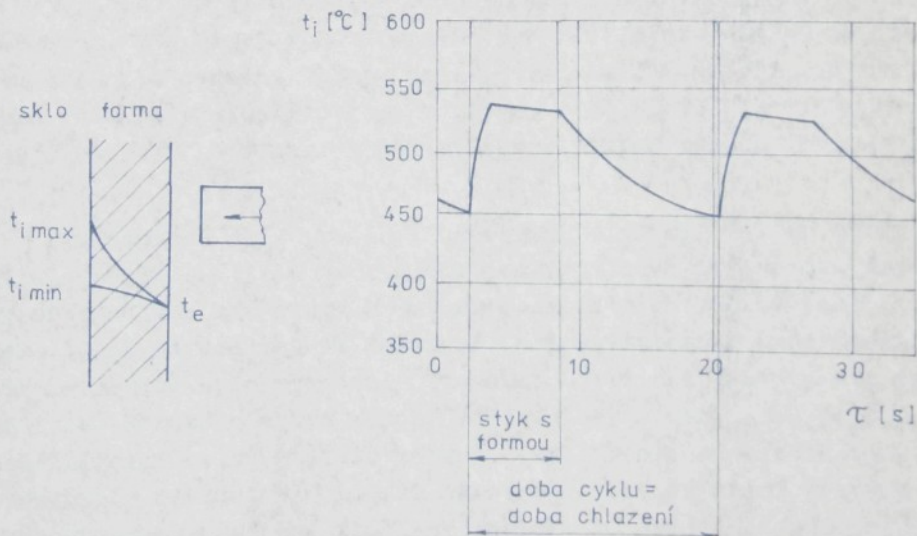
$$\alpha = 68,5 v_v^{0,72} 2r_e^{0,72} \quad (1.10)$$

Při tvarování běžných láhví bylo nalezeno $\alpha = 355 \pm 59 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pro přední formu a $\alpha = 302 \pm 33 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pro formu konečnou.

V pracích /56/ a /57/ doplňuje Šmrček předchozí údaje. Malá závislost předávaného množství tepla na síle stěny formy je dána praktickou zkušeností, že na stejném stroji při výrobě stejné láhve jsou užívány formy o průměru 108 - 175 mm bez vlivu na úspěšnost výroby. Zvýšení odvodu tepla změnou materiálu formy je možné až o 50 %, avšak za cenu vysokých nákladů. Zatím nejsnazší se jeví spojení žebrování s dokonalými chladicími nástavci. Je možné

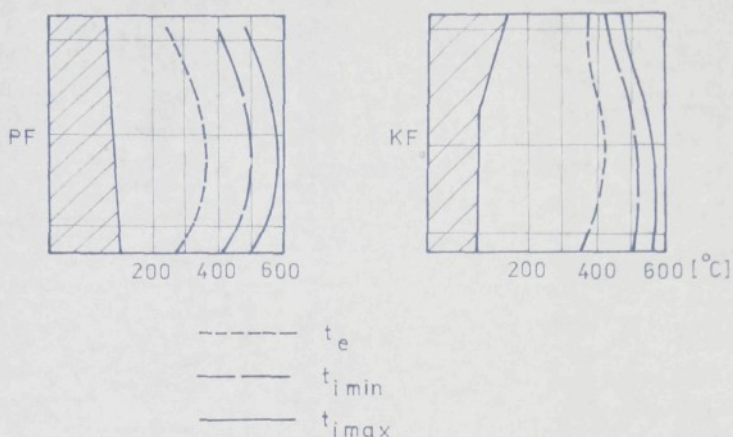
využít i chlazení vodní mlhou a vodní chlazení průtokové, což je zajímavé i z hlediska hlučnosti.

Trier věnuje ve své knize /62/ chlazení forem zvláštní kapitulu. Podle způsobu lze chlazení forem rozdělit na přirozenou konvekci vyhovující u ruční výroby, namáčení forem do vody užívané u ruční a automatické výroby tenkostěnného skla, nucenou konvekci pro relativní jednoduchost u automatů nejvíce rozšířenou a konečně jiné metody, jako odpařování a oběžné chlazení. Přes malé měrné teplo je výhodou vzduchu to, že je k dispozici v neomezeném množství, lze jej snadno přivést na každé místo a dávkovat. Spotřeba energie je však značná, jakož i hlučnost. Průběh teploty na vnitřním povrchu formy při nepřetržitém vnějším chlazení je na obr. 1.13 pro zelenou sklovinu. Ve skutečnosti je určité množství tepla odváděno i z vnitřního povrchu v době, kdy jsou formy otevřeny. Teplota vnitřního povrchu má být blízko pod teplotou lepení a periodicky se mění. Vzniklé teplotní pole má však quazistacionární charakter. Rozložení teplot ve stěně přední a konečné formy na stroji IS je na obr. 1.14.



Obr. 1.13

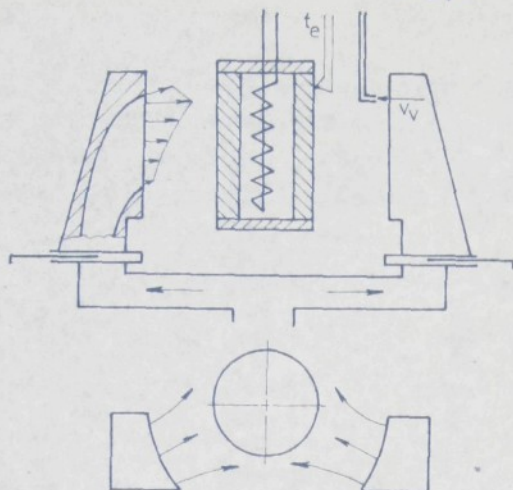
Teplota vnitřního povrchu formy v průběhu tvarování



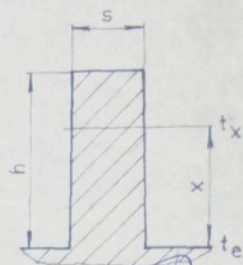
Obr. 1.14 Teplotní pole forem

Trierova měření je nyní vhodné doplnit údaji ze Smrčkovy knihy /58/. Z průzkumu prací různých autorů zjistil průměrnou hodnotu teploty pracovního povrchu forem lahvařských strojů 480°C , při tvareování běžné sodnovápenaté skloviny. Při svých měřeních také nenalezl systematický rozdíl mezi vnitřní teplotou přední a konečné formy, zatímco zahraniční autoři udávají zpravidla vyšší teplotu konečné formy o 20 až 70°C . Teplota vnějšího povrchu forem se pohybuje v širokých mezích ($150 - 450^{\circ}\text{C}$).

Kalašnikov /26/ prováděl experimentální zjišťování součinitele přestupu tepla na vnějším povrchu forem stroje AV. Formy stroje jsou ofukovány vzduchem z ochladičích komínů podle obr. 1.15. Je zřejmé, že chlazení je nerovnoměrné. Experimentální pracoviště bylo vybaveno původními ochladičími komínů, ale forma byla nahrazena dutým válcem odporově vyhříváným. Na povrchu modelu formy byly umístěny termočlánky. Měření probíhala za stacionárního režimu. V důsledku nerovnoměrného chlazení byly na povrchu formy naměřeny rozdílné teploty ve svislém i vodorovném směru. Nahoře je forma chlazená lépe. Pro střední hodnotu součinitele přestupu tepla byla odvozena závislost $Nu = k \cdot Re^n$, (1.11), kde $k = 0,39$ a $n = 0,76$ jsou konstanty.



Obr. 1.15 Pokus Kalašnikova



Obr. 1.16 Model žebra

Decat /14/ navazuje na teoretické práce jiných autorů a zabývá se aplikací chladičích žebířů na sklářských formách. Carslawův model dutého válce opatřeného žebířem o proměnné síle odpovídá sklářské formě, ale rovnice dávají přesné výsledky jen v případě ideálního obtékání žebířů vzduchem. Ve skutečnosti jsou poměry při proudění vzduchem komplikované a účinnost žebířů podstatně nižší, než teoretická.

Model žebra je na obr. 1.16. Odvod tepla je dán součinitelem přestupu tepla α , součinitelem tepelné vodivosti materiálu λ a tvarem žebra. Celkový součinitel přestupu tepla α je součtem složky dané sáláním a vedením.

Podle Carslaw je teplota

$$t_x = \frac{t_e \cosh u (1-x)}{\cosh u} \quad (1.12)$$

kde

$$u = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda s}}$$

Účinnost chladičích žebířů může být vyjádřena poměrem přenosu tepla povrchem žebra ku přenosu tepla plochou základny žebra. Podle Carslaw je

$$\eta_z = \frac{2}{u s} \tanh uh \quad (1.13)$$

Výsledky výpočtů pro $x = h$ jsou v tab. 1.1. Z tabulky vyplývá, že materiál a změna základny pro čtvercové žebro se téměř neprojevují, významná je pouze změna délky žebra. Již čtvercové žebro zvyšuje chladičí účinek dvakrát.

Vliv poměru h/s pro s = 5 mm, t _e = 500 °C		
h	t _x [°C]	η _z
1 s	498	2
3 s	483	5,8
10 s	354	16

Vliv velikosti čtverc. žebra, h = s, t _e = 500 °C		
h = s [mm]	t _x [°C]	E
1	499	1,999
3	499	1,994
9	496	1,992

Vliv materiálu formy pro h = s = 5 mm, t _e = 500 °C			
materiál	λ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	t _x [°C]	E
ocel 25%Cr 20%Ni	14,8	494	1,984
ocel 13%Cr	23,8	496	1,990
litina	45	498	1,995

Tab. 1.1 Vlastnosti žebrování

Abramovič /1/ provedl tepelnou bilanci chlazení forem stroje Z-PVR-12, který je rotačním lisofoukacím automatem na obaly. Tento stroj má obdobný axiální systém chlazení forem jako R 10. Bilance byla sestavena při výrobě 1 l láhve o hmotnosti 0,4 kg při rychlosti $100 \text{ kusů} \cdot \text{min}^{-1}$.

Přední forma:

Teplo předané dávkou skloviny do jedné formy

během jednoho cyklu

$$Q_1 = 50 \text{ kJ}$$

Teplo odvedené razníkem

$$Q_2 = 9,2 \text{ kJ}$$

Teplo odvedené vlnou konvekci

$$Q_3 = 3,34 \text{ kJ}$$

Teplo odvedené sáláním

$$Q_4 = 3,08 \text{ kJ}$$

Teplo odvedené držáky forem

$$Q_5 = 7,06 \text{ kJ}$$

Nucenou konvekci musíme odvést $Q_6 = Q_1 - Q_2 - Q_3 - Q_4 - Q_5 = 27,32 \text{ kJ}$.

Pro dané rozměry formy vychází $\alpha = 278 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ a k němu příslušné $Nu = 1561,8$. Použijeme-li vztahu $Nu = 0,271 \cdot Re^{0,66}$, obdržíme $Re = 0,499 \cdot 10^6$. Pro daný průřez proudu obtékajícího formu pak vychází rychlost vzduchu $v_v = 53,2 \text{ ms}^{-1}$ a celková spotřeba vzduchu $Q_v = 9240 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$.

Konečná forma:

Teplo přivedené sklovinou během tvarovacího cyklu

$$Q_7 = 58,6 \text{ kJ}$$

Teplo odvedené systémem vakua

$$Q_8 = 5 \text{ kJ}$$

Teplo odvedené při vyfukování banky konečného tvaru

$$Q_9 = 0,73 \text{ kJ}$$

Teplo odvedené při profukování banky

$$Q_{10} = 4,88 \text{ kJ}$$

Teplo odvedené vlnou konvekci

$$Q_{11} = 1,722 \text{ kJ}$$

Teplo odvedené sáláním

$$Q_{12} = 1,846 \text{ kJ}$$

Teplo odvedené držáky forem

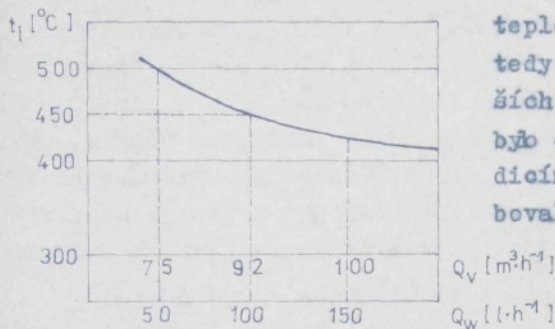
$$Q_{13} = 5,88 \text{ kJ}$$

Nucenou konvekci musíme odvést $Q_{14} = 38,54 \text{ kJ}$. Pro dané rozměry formy vychází $\alpha = 283 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$, rychlost vzduchu $v_v = 48,5 \text{ ms}^{-1}$ a celková spotřeba vzduchu $11\,750 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$.

Pro přední i konečné formy se spotřebuje $21\,000 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ chladičného vzduchu, zatímco u staršího provedení s tradičním rozvodem vzduchu $30\,000 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$.

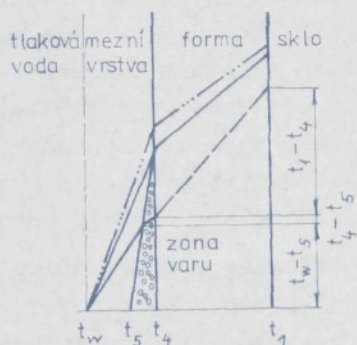
Schumacher /52/ se zabýval výzkumem chlazení razníků sklářských lisů.

Na modelu razníku ohříváném plynem zkoumal vliv změny objemového průtoku chladicího vzduchu a vody na změnu pracovní teploty razníku. Na obr. 1.17 je porovnání obou způsobů chlazení. Ukazuje se, že pro tutéž změnu pracovní teploty stačilo změnit objemový průtok vzduchu v poměru 3 : 4, ale obj. průtok vody bylo nutno



změnit v poměru 1 : 3. Regulace teploty změnou průtoku vody je tedy málo výhodná. Podstatně lepších výsledků regulace chlazení bylo dosaženo změnou tlaku v chladicím systému. Tlak vody se pohyboval v rozmezí 0,4 - 0,7 MPa.

Obr. 1.17 Regulace teploty razníku změnou průtoku vody a vzduchu



Obr. 1.18

Var v mezní vrstvě

Mechanismus regulace tlakem je znázorněn na obr. 1.18.

t_w je teplota proudící kapaliny, t_5 bod varu kapaliny, t_1 teplota vnitřní stěny formy, t_4 teplota formy na povrchu ve styku s vodou. Při vhodném nastavení parametrů chlazení lze přejít od plného varu až ke konvekci, a tím změnit v širokém rozsahu množství tepla odváděné formou.

1.3 Shrnutí poznatků

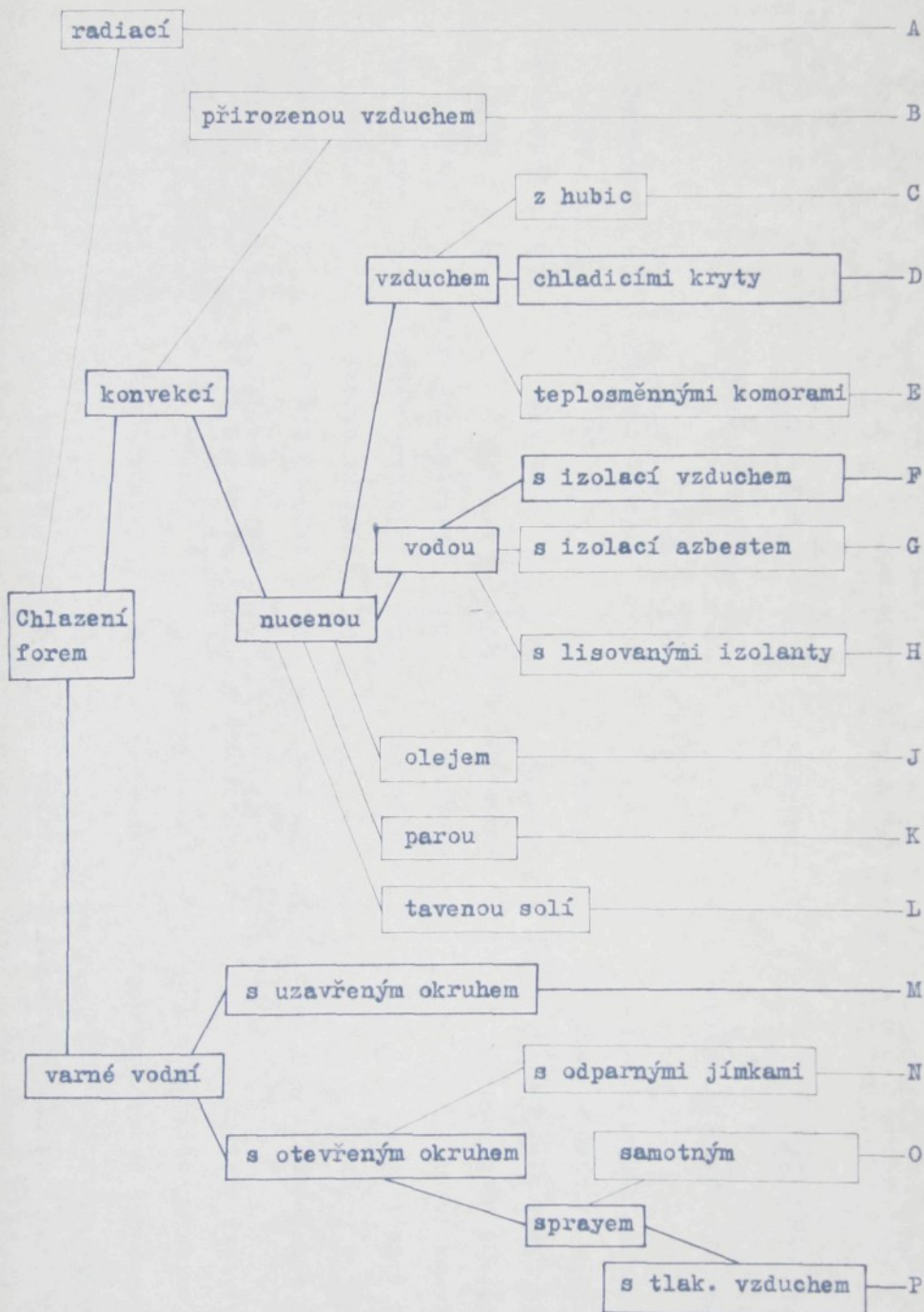
Z průzkumu literárních pramenů je zřejmé úsilí konstruktérů o lepší chlazení forem. V první řadě je to snaha o lepší využití chladicího vzduchu. Nejjednodušší je zvyšovat přestup tepla z forem pomocí žebrování povrchu. Teoreticky jsou zde značné možnosti, avšak při neuspořádaném proudění je skutečný efekt podstatně nižší. Odvod tepla pomocí porézních struktur v komorách forem se zatím neujal, zřejmě pro konstrukční komplikace a výrobní cenu. Zdá se, že zatím nejúspěšnější je koncepce tzv. chladicích držáků forem v kombinaci s žebrováním povrchu forem. S výhodou se zde používají původní nezměněné formy. Slibně se jeví i axiální chlazení forem.

Druhou cestou zlepšování chlazení je využití nového chladicího média. U příštích strojů na taková řešení budeme muset přistoupit i za cenu konstrukčních a provozních komplikací, které snižují ekonomický efekt vyplývající teoreticky např. z použití vodního chlazení. Nesmíme zapomenout, že z hlediska tvorby životního prostředí je bezhlučnost např. vodního chlazení významným přínosem a neméně důležitá je možnost využití tepla odvedeného z forem pro různé účely. To u chlazení vzduchem není možné. Materiály, které jsou k dispozici o použití vodního spraye, neřeší otázky koroze mechanismů a pracovního prostředí. Na druhé straně však prokazují při zkouškách použitelnost.

Další způsoby chlazení se neujaly pro komplikovanost chladicího okruhu nebo některé nevhodné vlastnosti chladicího média. Provozní použití je známo pouze u chlazení vodním oběhem, konvekcí.

Po prostudování pramenů dojde čtenář k závěru, že zatímco u chlazení vzduchem lze nalézt teoretické i experimentální podklady, u chlazení jinými způsoby (včetně vodního) nalézáme zpravidla údaje experimentálního charakteru nebo jen popisné informace. Je to dáno tím, že chlazení jinak než ventilátorovým vzduchem není dosud běžné.

V tab. 1.2 je uveden přehled známých způsobů chlazení forem. Silně jsou vytaženy rámečky způsobů, kterými se zabývá tato práce. V tab. 1.3 a 1.4 jsou shrnuty přednosti a nedostatky a jednotlivé způsoby jsou porovnány pomocí bodové analýzy.



Tab. 1.2 Přehled způsobů chlazení forem

Kritérium		Hodnocení slovní a bodové					
I.	Provozní energet. náročnost	vysoká	0	střední	3	nízká	6
II.	Využití odpadního tepla	-	0	-	0	možné	6
III.	Dostupnost chladicího média	drahé	0	dostupné	1	zdarma	2
IV.	Hladina akustického tlaku	zdraví škodí	0	únosná	3	nízká	6
V.	Důsledky poruchy	zmetky, ohrožení HBP	0	technické komplikace, zmetky	3	zmetky	6
VI.	Výroba forem	náročná	0	zvýšené nároky	3	nenáročná	6
VII.	Údržba forem	-	0	zvýšené nároky	1	běžná	2
VIII.	Životnost forem	předpoklad	0	přibližně stejné	0	životnosti	0
IX.	Výměna forem	složitá	0	některé komplikace	1	snadné	2
X.	Potřeba spec. materiálů	částečně	0	-	0	není	1
XI.	Složitost systému	složitý	0	reálný	3	jednoduchý	6
XII.	Rozsah konstruk. prací	široký	0	-	0	malý	1
XIII.	Provozní spolehlivost	-	0	pravděp. poruchy vyšší	3	vysoká	6
XIV.	Provozní seřízení odvodu tepla	-	0	částečně možné	3	velmi dobré	6
XV.	Chladicí výkon	nízký	0	dostatečný	3	vysoký	6

Tab. 1.3 Kritéria hodnocení

Chlazení																
Kritérium	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	O	P	
I.	6	6	0	3	3	3	6	6	6	3	3	6	6	6	6	
II.	0	0	0	0	0	6	6	6	6	6	6	6	0	0	0	
III.	2	2	2	2	2	1	1	1	0	1	0	1	1	1	1	
IV.	6	6	0	0	3	6	6	6	6	6	6	6	6	6	3	
V.	6	6	6	6	3	3	3	3	0	0	3	3	6	3	3	
VI.	6	6	6	6	0	3	3	0	3	3	3	3	3	6	6	
VII.	2	2	2	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
VIII.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
IX.	2	2	2	2	0	2	0	1	1	1	1	1	2	2	2	
X.	1	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	
XI.	6	6	6	3	3	3	3	3	3	0	0	3	3	3	3	
XII.	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
XIII.	6	6	6	6	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	
XIV.	3	3	6	6	6	3	3	3	3	3	3	6	6	3	6	
XV.	0	0	3	3	3	6	6	6	6	3	6	6	6	6	6	
Bodů	47	47	41	41	28	44	41	39	36	31	36	46	44	41	41	
Pořadí	x	x	3	3	7	2	3	4	5	6	5	1	2	3	3	

Tab. 1.4 Vyhodnocení vlastností způsobů chlazení

Jednotlivé vlastnosti jsou hodnoceny počtem bodů 0, 1, 2, přičemž důležité vlastnosti jsou hodnoceny dvojnásobkem bodů. Řešení s nejvyšším součtem bodů by mělo být nejvhodnější. Ve skutečnosti je výsledek ovlivněn názory a zkušenostmi subjektu při volbě bodové hodnoty jednotlivých vlastností. Také musíme rozhodovat znovu při rovnosti bodů dvou i více řešení. Rovněž např. chlazení dle A a B (ozn. X) nelze použít pro nízký chladičový výkon. Na prvním místě vychází varné vodní oběhové chlazení, na druhém místě je třeba se rozhodnout pro chlazení vodní konvekci. Možnost využití odpadního tepla je v tomto případě rozhodující.

2. Cíl disertace

Vědeckovýzkumná spolupráce mezi VŠST KSK Liberec a Sklostroj, k. p. Turnov, probíhá již několik let. Předmětem spolupráce je mimo jiné chlazení forem pro řadové automaty na výrobu obalového skla. Jak vyplývá již z rešeršní části této práce, je možno žebrováním povrchu forem spolu s instalací chladicích držáků forem dosahovat značné úspory chladicího vzduchu, je známo úspěšné, byť krátkodobé použití vodního spraye k chlazení forem řadového stroje a nakonec i provozní použití oběhového vodního chlazení. Tyto skutečnosti byly podnětem k hledání vlastního řešení a získání konstrukčních podkladů, které by umožnily Sklostroji zlepšit technickou úroveň strojů AL po stránce chlazení forem. To je také cílem disertace.

Zprvu byly provedeny poměrně rozsáhlé experimentální práce směřující k nalezení možností snížení hlučnosti chlazení a spotřeby chladicího vzduchu. Logickým závěrem je návrh chladicích držáků forem zkoušený v modelovém provedení. Navržené řešení představuje minimální zásah do stavby stroje. Výkresy modelů chladicích držáků byly předány do Sklostroje a jsou připravovány k provozním zkouškám. Jsou-li ke stroji AL 118 instalovány ventilátory o příkonu 130 kW, pak při použití chladicích držáků je předpoklad snížení potřebného příkonu na 100 kW, to znamená při uplatnění na více strojích odpojení některého ventilátoru vůbec. Přesto však zůstane vzduchové chlazení energeticky náročnou a hlučnou záležitostí. Následující experiment se zabýval tvorbou a vlastnostmi vodního spraye, jakož i jeho přivedením k povrchu forem. Chlazení vzduchem i sprayem však nedává reálnou možnost využití odpadního tepla. Proto je obojí uvedeno pouze v přehledu, s příslušnými závěry. Těžiště disertace spočívá ve výzkumu varného oběhového vodního chlazení. Takový systém chlazení je konstrukčně, výrobně i provozně komplikovanější, ale při velkosériové výrobě obalů představuje variantu s vysokou účinností chlazení vyhovující současně požadavkům hygieny a bezpečnosti práce, jakož i úspor energie. V případě využití odpadního tepla by příkon čerpadel neměl přesáhnout 10 kW. Ani v opačném případě by podle zahraničních pramenů neměly náklady na vodní chlazení přesáhnout pětinu nákladů na vzduchové chlazení. Hluk je přitom zcela odstraněn.

K určení technických parametrů nutných pro stavbu a provoz chladicího okruhu byly sestaveny tři modely. Matematický, analogový a fyzikální. Uspořádání modelů bylo zvoleno tak, aby umožňovaly snadnou přestavbu k ověřování postupně zdokonalovaných variant. Výsledky disertace se tak promítnou bezprostředně do dalších konstrukčních prací, směřujících k návrhu provozního provedení vodou chlazených forem.

3. Výzkum chlazení forem

3.1 Chlazení forem strojů řady AL vzduchem

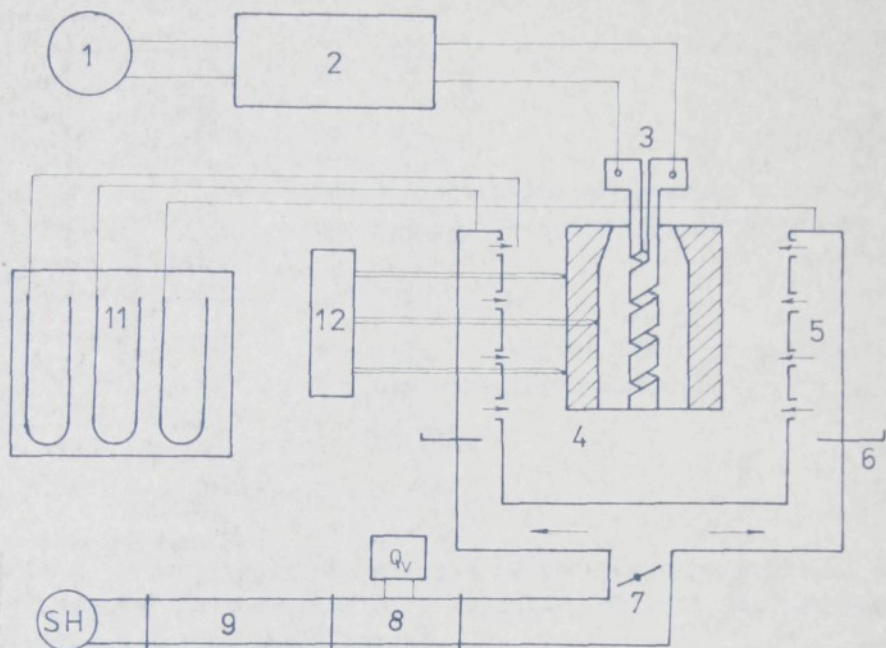
Cílem uvedených prací bylo navrhnout takové konstrukční řešení chladicího systému, aby bylo dosaženo konkrétních úspor energie při výrobě chladicího vzduchu a zlepšení pracovního prostředí snížením hladiny hluchnosti.

Proto bylo provedeno:

- vybudování modelového stanoviště,
- vizualizace proudění chladicího vzduchu,
- výzkum vlivu úprav povrchu forem na odvod tepla do chladicího vzduchu,
- ověření vlivu konstrukčních úprav chladicích komínů na zlepšení chlazení,
- měření hluchnosti u navržených úprav.

3.1.1 Modelové stanoviště

K praktické realizaci výzkumu bylo třeba vybudovat modelové stanoviště obr. 3.1. Jako zdroj chladicího vzduchu byl instalován ventilátor typu SH 1, 75/650, který byl umístěn mimo laboratoř a vzduch přiveden potrubím. Objemový průtok vzduchu byl měřen Thomasovým válcem 8. Do přívodního potrubí byl vložen tlumič hluku 9. Potrubí bylo napojeno přírubou na sekci AL 118. Dále byl vzduch veden do frémy sekce přes klapku 7. a do chladicích komínů 5. Objemový průtok byl řízen klapkou 7. nebo šoupátko 6. Ohřev forem byl

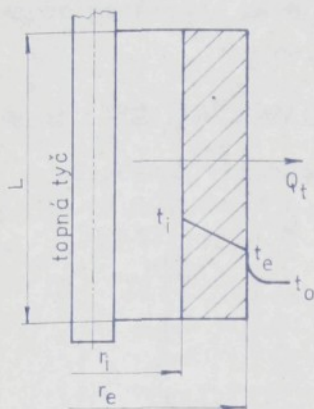


Obr. 3.1 Modelové stanoviště

proveden pomocí crusilitových topných tyčí 3. Jejich výkon byl regulován autotrafem 1. a měřen měřicí soupravou 2. Teplota forem byla měřena třemi termočlánky Ni-Cr-Ni 12., teplota vzduchu rtuťovým teploměrem. Dynamický tlak na jednotlivých komínkách a štěrbinách byl zjišťován pitotovou trubicí a U-manometry 11.

Účinnost chlazení byla posuzována podle velikosti průměrného součinitele přestupu tepla na vnějším povrchu formy. Velikost α byla zjišťována na základě měření tepelného pole formy a tepelného toku procházejícího stěnou formy. Měření byla provedena na zjednodušeném modelu. Formu uvažujeme jako válcovou, zanedbáváme odvod tepla držáky a čely formy. Na rozdíl od skutečné formy s kvazistacionárním teplotním polem bylo vytvořeno stacionární pole. Toto zjednodušení lze připustit, protože i v provozu je teplota vnější stěny formy stálá.

Pro válec na obr. 3.2 platí podle /30/



$$Q_t = \frac{2\pi \lambda_L L (t_i - t_e)}{\ln \frac{r_e}{r_i}} \quad (3.1)$$

Zde λ_L je součinitel tepelné vodivosti pro litinu. Na vnějším povrchu platí

$$Q_t = 2\pi r_e L \alpha (t_e - t_0), \quad (3.2)$$

kde α je součinitel přestupu tepla a t_0 teplota chladicího vzduchu.

Z toho plyne

Obr. 3.2 Model formy

$$\alpha = \frac{Q_t}{2\pi r_e L (t_e - t_0)} \quad (3.3)$$

Výpočet α byl prováděn pro formy s různě upraveným povrchem a různý objemový průtok chladicího vzduchu. Základem pro srovnání byly vždy parametry formy hladké.

Abychom si učinili představu o přesnosti výpočtu α , byla vypočtena maximální relativní chyba. Dosazením (3.1) do (3.3) obdržíme

$$\alpha = \frac{\lambda_L (t_i - t_e)}{r_e (t_e - t_0) \ln \frac{r_e}{r_i}} \quad (3.4)$$

Po provedení derivací obdržíme podle /15/ maximální relativní chybu

$$\left(\frac{\Delta \alpha}{\alpha} \right)_{\max} = \frac{\Delta \lambda}{\lambda} + \frac{\Delta r_e}{r_e} + \frac{\Delta t_i + \Delta t_e}{t_i - t_e} + \frac{\Delta t_e + \Delta t_0}{t_e - t_0} + \frac{\frac{\Delta r_i}{r_i} + \frac{\Delta r_e}{r_e}}{\ln \frac{r_e}{r_i}} \quad (3.5)$$

Při předpokládaných chybách jednotlivých veličin

$$\lambda_L = 46,5 \pm 3,5 \text{ [W.m}^{-1}\text{.K}^{-1}\text{]}$$

$$t_i = 400 \pm 3 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$r_e = 60 \pm 0,5 \text{ [mm]}$$

$$t_e = 375 \pm 3 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$r_i = 30 \pm 0,5 \text{ [mm]}$$

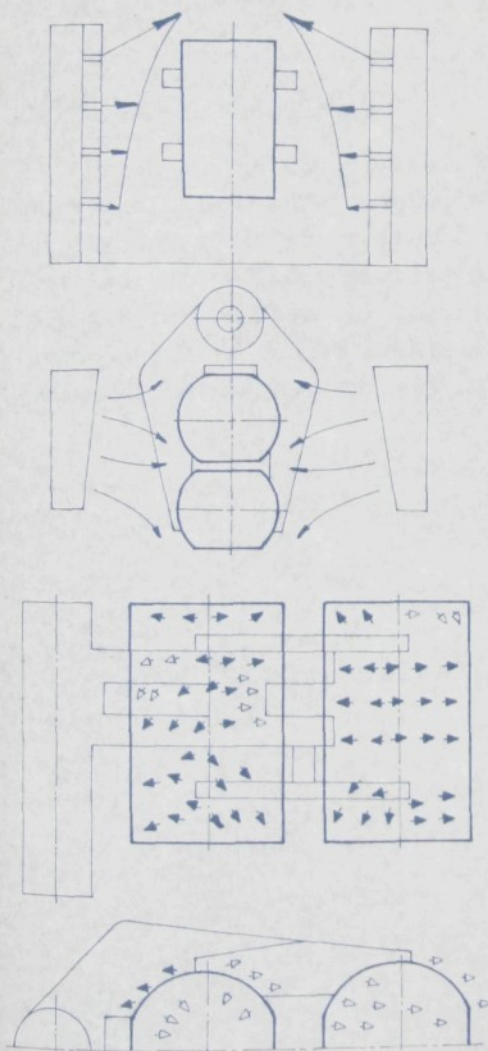
$$t_0 = 25 \pm 1 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

obdržíme po dosazení do (3.5) velikost maximální relativní chyby 35 % při příkonu topných tyčí 2000 W. Při vyšších příkonech bude chyba podstatně menší.

3.1.2 Proudění chladicího vzduchu

Proudění chladicího vzduchu v okolí forem podává obraz o

systému proudění vzhledem k povrchu forem, jakož i o nasměrování proudu vzduchu vystupujícího ze štěrbin chladicích komínů. Ze získaného obrazu lze posoudit vhodnost těch či oněch úprav a využití chladicího vzduchu. Z chování trásní nalepených na povrch forem je možno soudit na směr a intenzitu proudění. Výsledky ofukování forem s dýmem jsou na obr. 3.3. Plné šipky vyznačují směr intenzivního proudění, slabé šipky proudění slabší. Formy jsou ofukovány nestejnoměrně, forma dále od středu otáčení intenzivněji. Značná část chladicího vzduchu se forem nedotýká. Štěrbiny výše nad základnou dávají více vzduchu, než spodní. Formy s nalepenými trásněmi byly ofukovány v přední i konečné pozici. Výsledky se téměř neliší. Objemový průtok byl $0,4 - 0,5 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Na formách blíže středu otáčení je patrný chaotický způsob proudění. Pro formy dále od osy otáčení se jeví výhodné použít vodorovné žebrování.



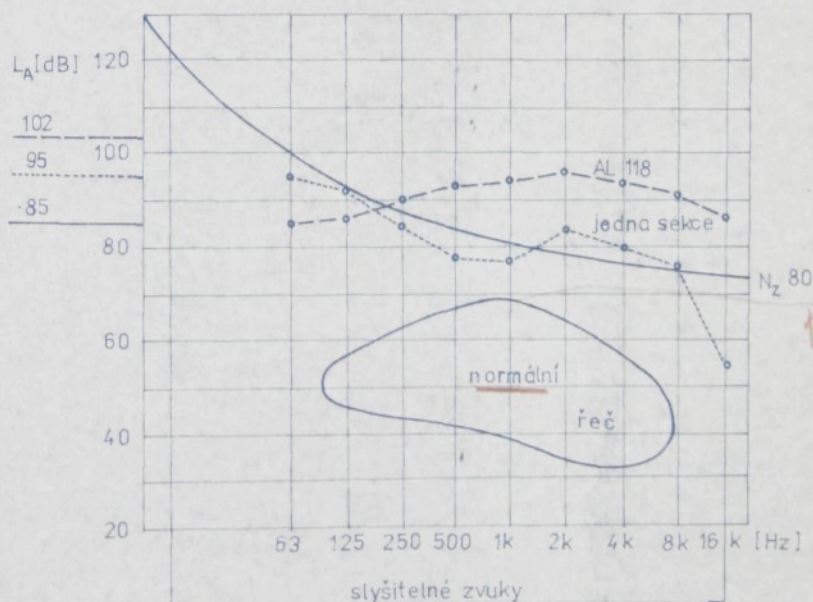
Obr. 3.3 Vizualizace proudění chladicího vzduchu

Pokusy se sledováním proudění vzduchu na formách potvrdily poznatky získané průzkumem literatury.

Systém proudění při stávajícím provedení chlazení nedovoluje dosáhnout v plné míře zvýšení přestupu tepla pomocí žebrování. Bylo potvrzeno nízké využití chladičoho vzduchu. Je-li výtoková rychlost vzduchu ze štěrbin chladičích komínů $40 - 60 \text{ m.s}^{-1}$, pak na povrchu forem dosahuje vzduch rychlosti $1/2 - 1/3$ původní hodnoty při uzavřených formách. Protože intenzita přestupu tepla při nucené konvekci výrazně závisí na rychlosti, je výše uvedený způsob chlazení nevýhodný.

3.1.3 Měření hlučnosti

Hlučností je zde zjednodušeně nazývána hladina akustického tlaku vzhledem k referenčnímu tlaku $2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$. Na obr. 3.4 je uvedeno fyziologické působení hluku na lidský organismus, měření hlučnosti stroje AL 118 v provozu a jedné sekce AL 118 v laboratoři. Měření byla prováděna hlukoměrem Tesla ZKM-1 při použití filtru A, který postihuje oblast frekvencí nejvíce poškozujících lidský organismus. Rovněž byla prováděna oktávová analýza umožňující posoudit



Obr. 3.4 Hlučnost AL 118

hladinu akustického tlaku v rozsahu frekvencí 63 - 16 000 Hz. Čidlo bylo umístěno ve výši 1,5 m nad podlahou ve vzdálenosti 0,7 m od forem, tedy v místě možného působení obsluhy stroje.

Kritériem škodlivých účinků na lidský organismus jsou trvalé patologické změny orgánu sluchu a postižení nervové soustavy. Na tyto účinky je pamatováno ve vyhlášce /24/ o ochraně před škodlivými účinky hluku. Do obr. 3.4 je vyznačena plnou čarou nejvyšší přípustná hladina celkové hlučnosti $L_A = 85$ dB pro osmihodinovou pracovní dobu a křivka třídy hluku $N_z = 80$ dB pro podmínky obsluhy sklářského automatu. Tato čísla by neměla být překračována.

Provozní měření na AL 118 při výrobě láhve EURO jsou vyznačena čárkovaně, laboratorní měření na sekci tečkovaně. Naměřené hodnoty odpovídají údajům uváděným v literatuře.

Pro získání závislosti hladiny akustického tlaku na objemovém průtoku a rychlosti ohladicího vzduchu byl proveden faktorový pokus typu 3^K. Objemový průtok vzduchu byl regulován na sání ventilátoru a současně bylo upravováno uspořádání šterbín na komínech tak, aby bylo dosaženo všech potřebných kombinací. Hlučnost byla měřena s filtrem A, naměřené hodnoty jsou v tabulce 3.1 plánu pokusu.

$Q_v [m^3.s^{-1}]$		$v_v [m.s^{-1}]$							úroveň
0,332		30							-1
0,416		37							0
0,5		44							1
Q_v	-1	-1	-1	0	0	0	+1	+1	+1
v_v	-1	0	+1	-1	0	+1	-1	0	+1
L_A [dB]	79	82	84	80	85	86	82	86	87

Tab. 3.1 Plán pokusu

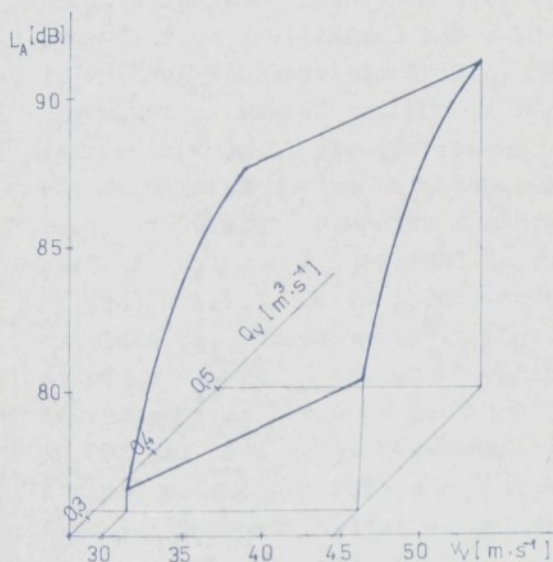
Hledaná závislost má pak tvar

$$L_A = b_0 + b_1 v_v + b_2 Q_v + b_{12} v_v Q_v + b_{11} (v_v^2 - \frac{2}{3}) + b_{22} (Q_v^2 - \frac{2}{3}) \quad (3.6)$$

kde $b_0, b_1, b_2, b_{12}, b_{11}, b_{22}$ jsou regresní koeficienty.
Po dosazení obdržíme

$$L_A = 84,4 + 1,32 v_v + 2,67 Q_v - 0,25 v_v Q_v + 0,23 (v_v^2 - \frac{2}{3}) - 1,67 (Q_v^2 - \frac{2}{3}) \quad (3.7)$$

Charakter regresní plochy je patrný z obr. 3.5.



Obr. 3.5 Závislost hlučnosti sekce AL 118 na rychlosti a průtoku chladicího vzduchu

chlazení. Rovnoměrnost rozložení výtokové rychlosti byla vyhodnocována jako rozložení dynamického tlaku podél štěrbin a na jednotlivých štěrbinách.

3.1.4 Úpravy chladicích komínů

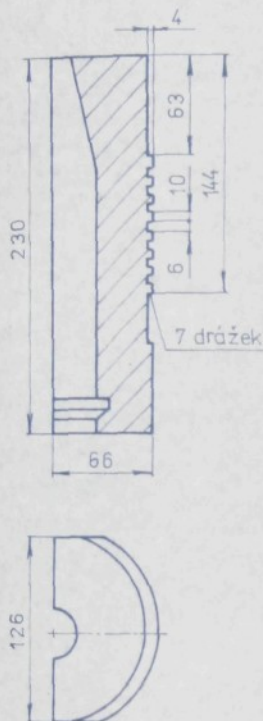
Chladicí komíny jsou považovány za jeden ze základních zdrojů nedostatků současného způsobu chlazení. Proto byly ověřeny některé úpravy. Základem pro porovnávání byly parametry komínů v uspořádání podle prototypu AL 118. Vliv úprav komínů byl hodnocen z hlediska výrobních možností a provozních vlastností. V zásadě všechny úpravy směřovaly k lepšímu vedení vzduchu směrem k formám. Měřena byla hlučnost a rovnoměrnost vytékání vzduchu ze štěrbin komínů současně s účinností

- a) Zaoblení ostrých hran výtokových štěrbin se ukázalo neúčinné. Nezlepšil se přestup tepla, ani nesnížila hlučnost.
- b) Svislá žebra uvnitř komínů měla zlepšit nasměrování proudu vzduchu k formám a rovnoměrnost ohlazení obou forem duplexu. Tato úprava byla rovněž neúčinná.
- c) Průzkum vlivu škrcení v rozvodu vzduchu na hlučnost chladicího systému: z obr. 3.1 je zřejmé, že regulace objemového průtoku chladicího vzduchu se provádí klapkou ve frémě sekce pro celou sekci a šoupátky v jednotlivých chladicích komínech. Do potrubí mezi ventilátor a sekci byl zařazen tlumič hluku a potrubí propojeno pryžovým dílem. Tímto způsobem byl omezen hluk přenášený od ventilátoru cca o 10 dB. Na připojené sekci přesto snížení hlučnosti nenastalo. Znamená to, že hlavním zdrojem hluku je rozvod vzduchu na sekci. Dále bylo provedeno porovnání hlučnosti pro tři stupně objemového průtoku vzduchu při regulaci škrcením na vstupu ventilátoru a šoupátky v komínech. Při škrcení šoupátky zůstává hlučnost na téměř stejné hladině, zatímco při škrcení na ventilátoru pro nižší objemový průtok klesá. Je to způsobeno tím, že při malém průtoku je rychlost vzduchu na výstupních štěrbinách malá, ale na hraně šoupátek vysoká. A naopak. K obdobnému závěru dojdeme při oktaóvové analýze. Nejméně příznivá je oblast frekvencí 300 - 10 000 Hz. Jeví se tedy výhodné regulovat objemový průtok chladicího vzduchu buď mimo stroj anebo alespoň ve frémě stroje. Regulaci šoupátky užívat co nejméně.
- d) Změna půdorysu komínu na obdélníkový tvar a odstupňování šířek štěrbin v poměru 1 : 1,5 : 2 : 3,5 shora dolů jsou úpravy vedoucí k rovnoměrnému ofukování forem.

Je zřejmé, že úpravy chladicích komínů nejsou cestou vedoucí ke snižování hlučnosti a zvyšování efektivnosti chlazení forem. Vyhovět lze pouze požadavku na rovnoměrné nebo naopak lokálně odlišné ofukování forem.

3.1.5 Úpravy povrchu forem

Výzkum vlivu úprav povrchu forem na odvod tepla do chladicího vzduchu byl prováděn na sekci stroje AL 118. Základem pro porovnávání byly vždy parametry naměřené na formě s hladkým



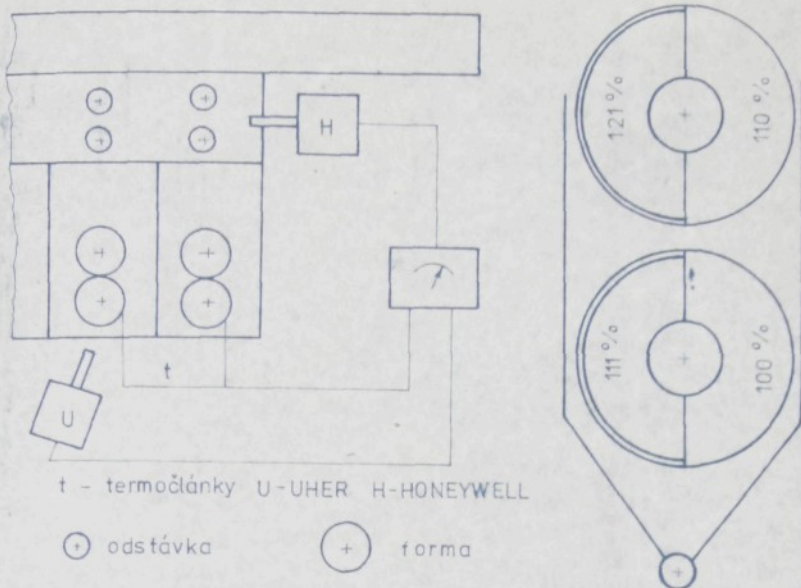
povrchem. Vzhledem k charakteru proudění chladicího vzduchu, snadné výrobě a neměnnosti držáku forem byly doporučeny pro provozní použití formy s žebrováním podle obr. 3.6. Ty byly také nasazeny na prototyp stroje AL 118 k provoznímu měření. Schéma měření je na obr. 3.7. Formy drážkované jsou označeny dvojitým kruhem, hladké jednoduchým. Na témže obrázku je také měření vyhodnoceno. Stanovíme-li α hladké formy blíže osy otevírání jako 100 %, je drážkovaná forma chlazená o 11 % lépe, než hladká. Forma drážkovaná dále od osy otáčení je chlazená o 10 % lépe, než drážkovaná blíže osy otevírání. Hladká forma dále od osy otevírání by zřejmě byla také chlazená o 10 % lépe.

Současně provedené měření hlučnosti je zachyceno na obr. 3.4. Pyrometrem Honeywell byla změřena teplota kapky $t_K = 1170^\circ\text{C}$ a teplota láhve v okamžiku přenesení na odstávku $t_L = 800^\circ\text{C}$. Pyrometrem UHER teplota hladké přední formy.

Obr. 3.6 Vodorovné drážkování formy

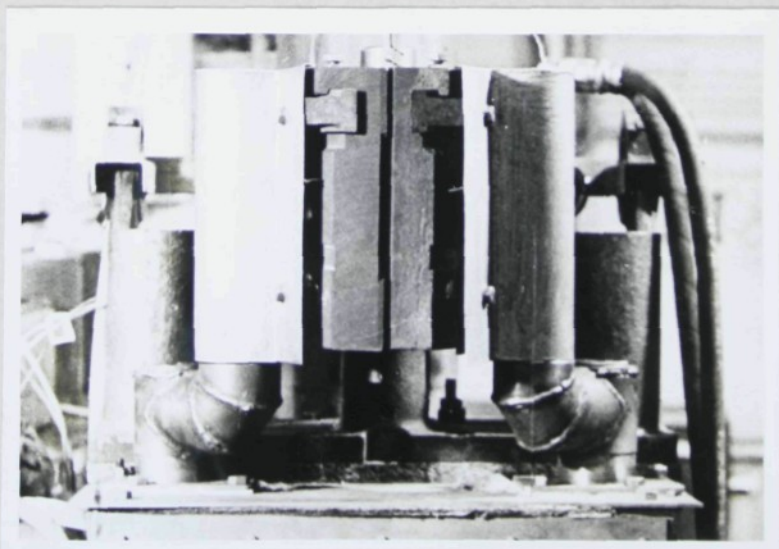
3.1.6 Chladicí držáky

Další konstrukční práce byly zaměřeny na realizaci modelu tzv. chladicích držáků forem. Za základ této koncepce bylo přijato řešení uvedené např. v /25/, avšak přizpůsobené požadavkům k. p. Sklostroj. To znamená požadavku zachování otočného zavírání

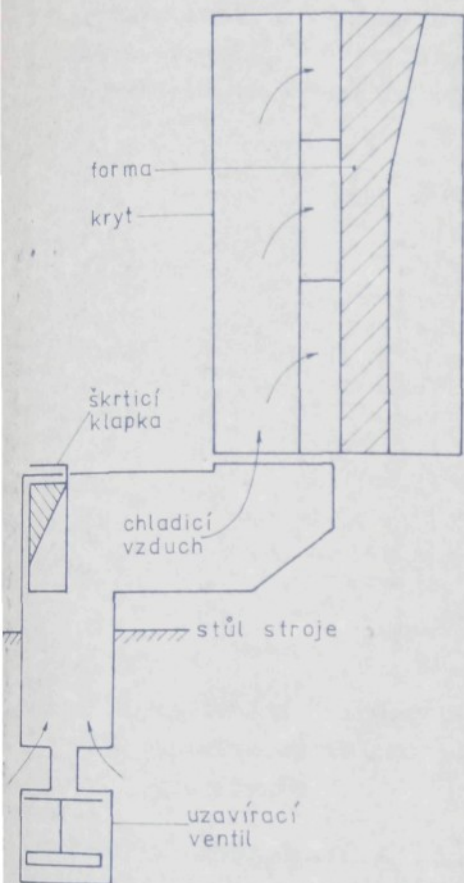


Obr. 3.7 Měření na AL 118

forem, dosavadních držáků forem a využití stávajících otvorů ve stole stroje. Později ještě požadavku přerušovaného chlazení. Po zkouškách několika typů chladicích držáků určených pro AL 118 /46/ byly vyvinuty chladicí držáky také pro AL 106 s možností použití i pro UHLF.



Obr. 3.8 Chladicí držáky forem - modelové stanoviště



Obr. 3.9 Chladicí držáky forem - schéma

Provedení je na fotografii obr. 3.8, kde jsou chladicí držáky instalovány na zkušební stoličce v laboratoři a schematicky na obr. 3.9. Jedná se o kompromisní řešení mezi snahou vnést do konstrukce stroje minimum změn a snahou o co nejlepší využití chladicího vzduchu. K držákům forem jsou šrouby připevněny plechové kryty, lehké a snadno vyměnitelné, které vhodným způsobem usměrňují chladicí vzduch k formám. Přívody vzduchu procházejí otvory ve stolu stroje, na které by původně přišly chladicí komíny. V přívodech vzduchu jsou umístěny otočné škrticí klapky a pneumaticky ovládané ventily uzavírání chladicího vzduchu. Pro každou sestavu držáků forem, resp. výšku forem je třeba použít jinou výšku plechových krytů; přívody vzduchu se nemění. Přívody vzduchu nejsou s krycími plechy spojeny, ale přisunuty na vzdálenost 1 mm. V případě nepřerušovaného chlazení jsou při tomto řešení formy ofukovány v otevřené poloze, částečně izevnitř. Na modelu chladicích držáků s formami EURO byla provedena měření k ověření základních vlastností.

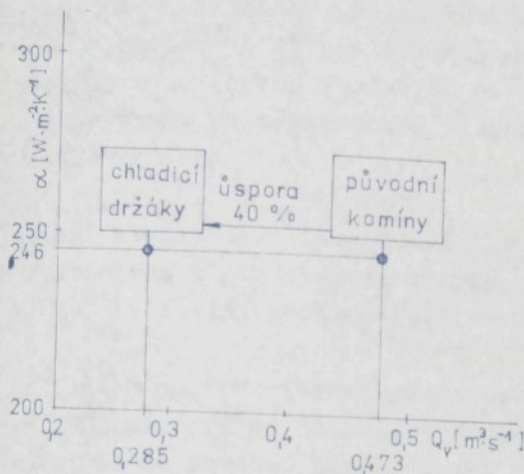
šovaného chlazení jsou při tomto řešení formy ofukovány v otevřené poloze, částečně izevnitř. Na modelu chladicích držáků s formami EURO byla provedena měření k ověření základních vlastností.

a) Mechanická funkčnost

Zkoušky měly především ověřit chování ventilů přerušování chlazení a otočných škrticích klapek. Ventily ovládané pneumaticky byly připojeny na kompresor přes elektromagnetický ventil ovládaný časovým spínačem. Oba uzavírací elementy plnily svou funkci bez závad.

b) Účinnost chlazení

Abychom mohli srovnávat s původními chladicími komíny, bylo měření prováděno bez přerušování chlazení a topná tyč pro ohřev formy byla nastavena na výkon 4 kW. Byl měřen objemový průtok



Obr. 3.10 Porovnání účinnosti chlazení chladicích držáků s původním provedením

vzduchu. Velikost součinitele přestupu tepla na povrchu formy jakožto kritérium účinnosti chlazení byla vyhodnocována na základě údajů termočlánků připevněných na formě s hladkým povrchem a předpokladu, že stěnou formy projde cca 85 % výkonu tyče. Z obr. 3.10 vyplývá, že k dosažení stejné účinnosti chlazení jako u komínů původního provedení stačí $Q_v = 0,285 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, tj. 60 % původního průtoku vzduchu. Přetlak vzduchu byl 7 kPa. Bylo sledováno rozložení teploty podél výšky formy.

Rovněž bylo vyhodnocováno, zda jsou obě formy duplexu chlazený stejně. Zde se vyskytly nedostatky, které byly z větší části odstraněny úpravou plechových krytů forem. Pro rovnoměrnější rozdělení proudu vzduchu po výšce formy byla v krytech instalována vodorovná žebra. U formy blíže středu otevírání tuto úlohu přejímají ramena držáků forem. Forma dále od osy otáčení byla chlazená hůře. Proto byl zúžen průtokový profil směrem k formám blíže středu otáčení.

c) Měření hladiny akustického tlaku bylo provedeno měřičem RFT, typ 00 017. Mikrofon byl opatřen krytem proti vlivu proudění vzduchu a umístěn ve výšce 1,5 m, před sekci ve vzdálenosti 0,7 m od obrysu forem. Podle výsledků měření se hlučnost pohybovala okolo hodnoty $L_A = 100 \text{ dB}$. Je to způsobeno vysokou rychlostí proudění vzduchu v systému přívaděčů a chladicích držáků.

S h r n u t í :

- a) Vizualizace proudění chladicího vzduchu prokázala ve shodě s literaturou, že u dosavadního způsobu chlazení je systém proudění chladicího vzduchu v okolí forem složitý a neuspořádaný. Nejsou dány předpoklady pro dokonalé využití žebrování povrchu forem. Vhodnější se jeví žebrování vodorovné. Přenos tepla se uskutečňuje prostřednictvím malé části chladicího vzduchu.
- b) Měření hlučnosti v laboratoři i v provozu ukázalo, že hladina akustického tlaku v okolí stroje je v rozporu s hygienickými předpisy. Stejný problém řeší všichni výrobci podobných strojů.
- c) Žebrováním povrchu forem bylo dosaženo zvýšení odvodu tepla oca o 10 %, přičemž se jednalo o drážky čtvercového průřezu vysoustružené do původně hladké formy ve střední třetině délky formy. Obdobným způsobem upravené formy jsou provozně využívány.
- d) Konstrukční úpravy chladicích komínů jsou z hlediska úspor vzduchu i snižování hlučnosti neefektivní.
- e) Chladicí držáky forem přinášejí značnou, až 40 %, úsporu chladicího vzduchu. Jejich předností je jednoduchost a nenáročnost na úpravy stroje. Při dalším vývoji lze doporučit zvětšení průměru přivaděčů vzduchu a odstranění uzavíracích ventilů z přivaděčů vzduchu. Uzavírání lze provádět pro celou sekci centrálně.

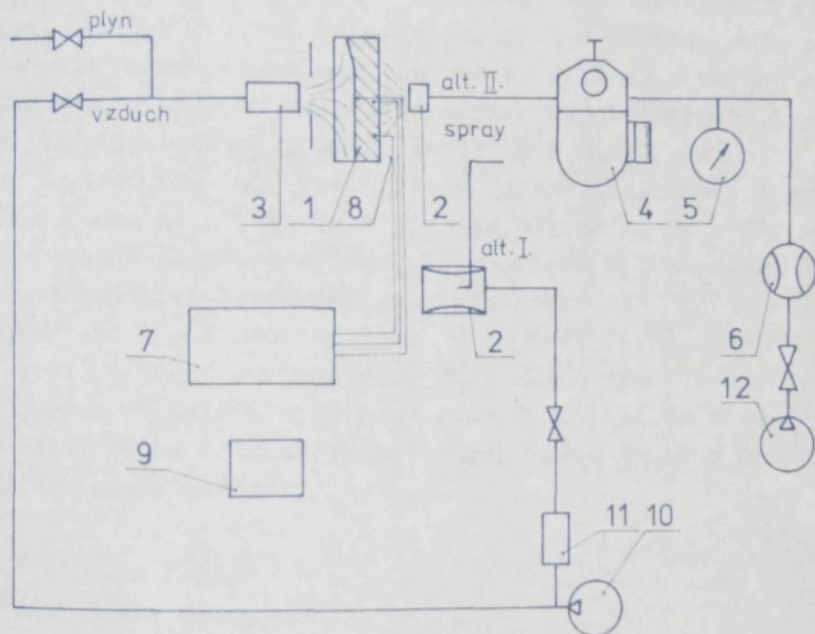
*průtok vzduchu je vysoký, nejen definovaný
kvalitní i množství*

3.2 Chlazení vodní mlhou

Chlazení vodní mlhou (sprayem) je tématem řady patentů i článků v časopisech. Předmětem prací provedených na KSK bylo ověření principu při současném vnesení vlastních konstrukčních prvků a získání základních zkušeností.

3.2.1 Modelové stanoviště (obr. 3.11)

Na laboratorním stole byla sestavena konstrukce nesoucí polovinu konečné formy 1, trysku 2, plynový hořák 3 simulující ohřev sklovinou, směšovač pro tvorbu spraye 4 a tlakoměr 5. Na stole byl dále umístěn průtokoměr 6, milivoltmetr 7 s připojenými termočlánky 8 a stopky 9. V alternativě I byl spray přiváděn do proudu vzduchu v místě průchodu tryskou 2. Chladicí vzduch byl vyráběn rotačním dmychadlem 10 a objemový průtok měřen Thomasovým válcem 11. V alternativě II byla forma postříkována pouze vodním sprayem. Tlakový vzduch byl odebírán od kompresoru 12 a obje-



Obr. 3.11 Modelové stanoviště

mový průtok vzduchu byl ovládán v obou případech šoupátky umístěnými v potrubí. Vzduch pro hořák byl odebírán z rotačního dmychadla, plyn ze sítě. Plynový hořák byl seřizován tak, aby při každém měření vznikl ve stěně půlky konečné formy tepelný tok 5 kW. Termočlánky ve stěně formy byly plášťové chromel - alumel zasazeny v hloubce 3, 13, 27 mm pod vnějším povrchem. Byla dodržována vždy stejná teplota vnitřního povrchu formy (480°C 1 mm pod vnitřním povrchem formy). Na výrobu spraye byl použit směšovač obvyklý k

vytváření olejové mlhy v pneumatických mechanismech. K zásobníku směšovače byl připojen vodoznak pro sledování spotřeby vody.

3.2.2 Vytváření a vlastnosti vodní disperze

Aerodisperzní systémy jsou tvořeny mikroskopickými částicemi hmoty dispergovanými v plynném prostředí. K získání vodní disperze jsme použili metody, při které je kapalina přiváděna do zúženého místa potrubí. Vlivem tření v rychle se pohybujícím proudu vzduchu se oddělují z proudu kapaliny vlákna, ta se trhají a nakonec vlivem povrchového napětí získávají částice kulový tvar. Velikosti kapiček jsou různé. Kapičky jsou unášeny nosným plynem až k povrchu formy. Abychom maximálně využili výparné teplo vody, je třeba volit vhodnou velikost vodních kapek. Z [43] vyplývá, že optimální je rozmezí průměru kapek 10 - 80 μm . Pro zjišťování průměru kapiček existuje řada metod. Jakonejjednodušší a pro naše potřeby dostatečně přesná byla použita metoda zachycování kapiček na sklo očázené plamenem svíčky. Mikroskopem byl sledován průměr kráterů zanechaných kapičkami ve vrstvě sazí. Na každém vzorku byla proměřena 3 - 4 zvolená pole, a to tak, že byl změřen průměr všech otisků v jedné zvolené ose. Takto bylo proměřeno vždy alespoň 100 kapek. V dalším bylo provedeno rozdělení do tříd podle velikosti a zjištěna četnost jednotlivých tříd. V našem případě bylo použito neupravené vody.

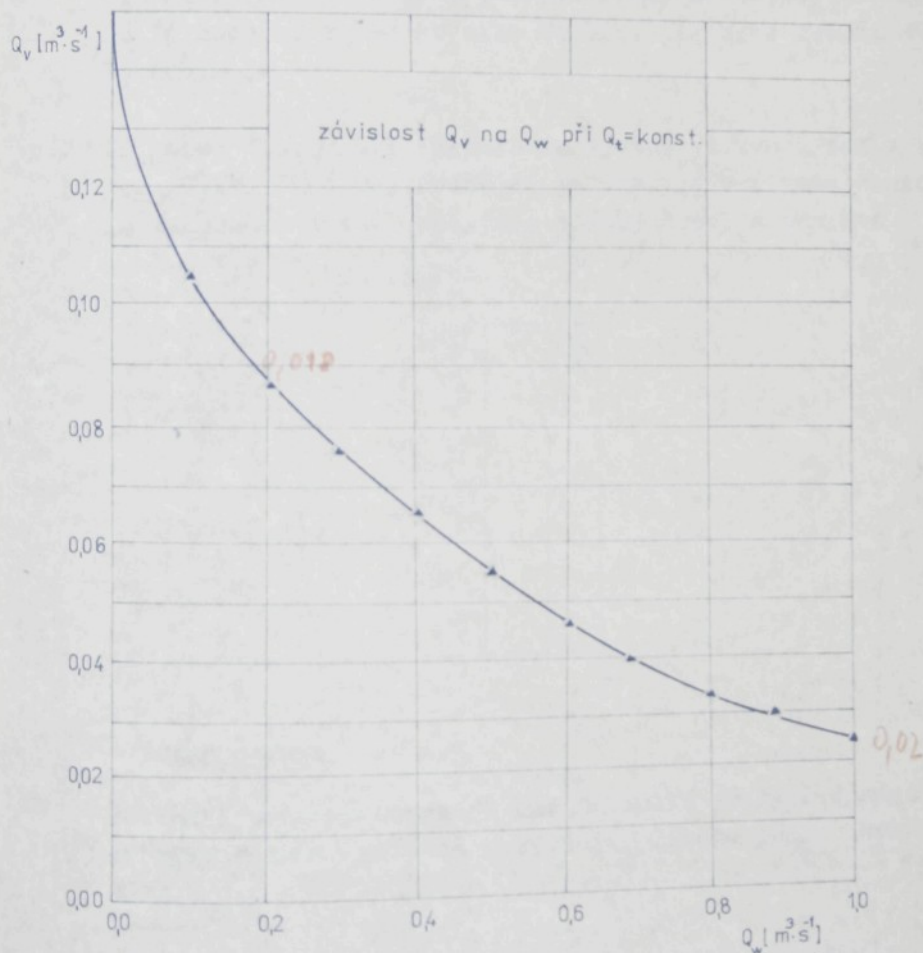
3.2.3 Měření na modelu

Cílem měření bylo:

- a) Zjistit, jak klesá potřebný objemový průtok chladicího vzduchu se zvyšujícím se podílem vodní mlhy,
 - b) ověřit některé možnosti přívodu vodního spraye k povrchu formy.
- ad a) Pokus byl uspořádán tak, že polovina formy byla ofukována vzduchem z trysky dle obr. 3.13. Vzdálenost trysky od formy byla stanovena na 100 mm. To odpovídá vzdálenosti potřebné pro otevírání forem. Nejprve bylo ohlazení použito pouze vzduchu a poté bylo přidáváno stále vyšší množství vodního spraye. Pro všechna měření byly zachovány shodné parametry:

Tepelný tok stěnou plošiny formy 5 kW, vnitřní teplota formy 482 °C, vnější teplota formy 395 °C, tlak vzduchu před směšovačem $0,2 \cdot 10^5$ Pa.

Závislost objemového průtoku vzduchu na objemovém průtoku přidávané vody je vyhodnocena na obr. 3.12. Při vyšších průtocích vzduchu byl spray rovnoměrně rozprašován po povrchu formy, při nízkém průtoku vzduchu byl nosný účinek ochladicího vzduchu nedostatečný. Nejvyšší byl podíl částic vody o průměru 45 μm .

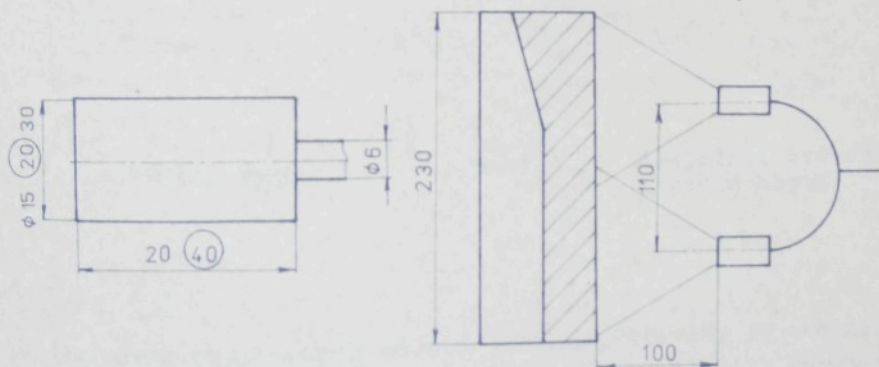


Obr. 3.12 Vliv přidávání vodního spraye do ochladicího vzduchu

ad b) Z předešlého pokusu vyplývá, že přidávání vodní mlhy do vzduchu způsobem podle a) je vhodné pouze tehdy, je-li spray prostředkem ke zvýšení vzduchového chlazení. Jakmile ztrácí chladicí vzduch svou nosnou funkci, je spray po povrchu formy nedostatečně rozptýlen. Proto jsme se v dalším zaměřili na provedení výstupu trubky přivádějící k formě samotný spray. Ve všech případech byla dodržena vzdálenost 100 mm od povrchu formy. Byly zkoušeny tyto varianty:

I. Výstupní průměr potrubí 3, 5, 10 mm; ve všech případech vystupoval spray z konce trubky bez jakékoliv úpravy. Výstupní kužel byl úzký a pokrytí formy nedostatečné. Možné je rozvést spray do více trubic, jak bylo rovněž ověřováno.

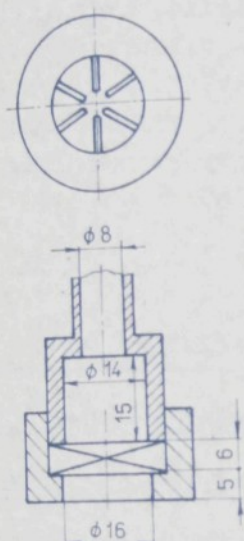
II. Na konec trubky byl instalován výstup ve tvaru podle obr. 3.13. Jako nejvhodnější se ukázala varianta označená zakroužkováním. Poskytuje široký kužel s maximem



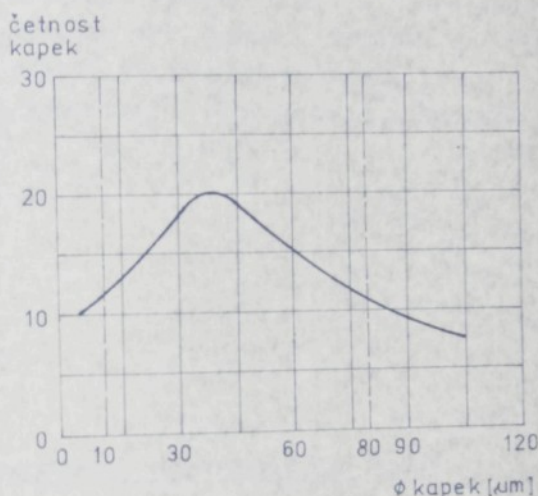
Obr. 3.13 Výstup spraye

četnosti průměru kapek 35 μ m. Dokonalé pokrytí formy sprayem v tomto případě poskytují přívody podle obr. 3.13.

III. Dále byl ověřován princip rozprašovače používaný v zahradnických a hasicích přístrojích. S tím rozdílem, že u jmenovaných zařízení je rozprašována tlaková kapalina, zatímco v našem případě vodní disperze s nosným médiem - vzduchem. Rozprašovač podle obr. 3.14 je schopen pokrýt ze vzdálenosti 100 mm obě půlky forem jedné strany duplexu. Vyhodnocení kvality spraye je na obr. 3.15.



Obr. 3.14 Výstup spraye



Obr. 3.15 Rozložení četnosti průměrů kapek

Shrnutí :

Na závěr provedených měření lze konstatovat, že zvolený způsob tvorby spraye se po funkční stránce osvědčil. Spray má optimální hodnotu průměru kapiček. Chlazení forem zkoušeným způsobem je konstrukčně i výrobně nenáročné a téměř nezasahuje do stávající konstrukce stroje. Chlazení je dostatečně účinné a spolehlivé, jakož i snadno seřaditelné. Poskytuje možnost upravit chlazení místně úpravou přívodů spraye. Ačkoliv byla použita neupravená voda, nebyl povrch formy téměř zasažen tvorbou kotelního kamene ani rzi. Je to dáno i krátkou dobou provozu modelu. Forma zůstává zcela suchá, blízké okolí formy poměrně suché.

při chlazení způsobem ad II nebo ad III byla spotřeba vzduchu odpovídající jedné sekci duplexu $28,8 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při tlaku $0,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ a spotřeba vody $14,4 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$ (/59/ uvádí $12 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$). Hlučnost chlazení $L_A = 86 \text{ dB}$ je dána použitím tlakového vzduchu jako nosného média vodní disperze v otevřeném okruhu. Přesto je hlučnost podstatně nižší ve srovnání s čistě vzduchovým chlazením. Porovnáme-li spotřebu elektrické energie u obou způsobů chlazení, pak náklady na chlazení sprayem jsou cca 7 x nižší než u chlazení vzduchem, předpokládáme-li spotřebu vzduchu $1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ pro jednu sekci duplexu. Vzhledem k tomu, že při chlazení sprayem se vyvíjí značné množství páry, která uniká volně do okolí, lze předpokládat použití pouze u malých strojů, kde by bylo možno zajistit potřebnou ventilaci.

3.3 Oběhové vodní chlazení

3.3.1 Modely chlazení

3.3.1.1 Volba základních parametrů experimentální formy

A. Rozměry formy a hmotnost výrobku

Výběr základních rozměrů experimentální formy byl stanoven na základě tabulky 3.2. V tabulce jsou uvedeny průměry, výšky a hmotnosti u nás masově používaných láhví. K vypočteným středním hodnotám se nejvíce přibližují láhve na mléko 0,5 l a láhev EURO. Vzhledem k návaznosti na předchozí práce v oboru chlazení forem bude výhodné vycházet z parametrů zjištěných při výrobě láhví EURO. Výšku formy zvolíme 200 mm. Vnitřní průměr formy 85 mm s ohledem na průměr topné tyče. Ostatní rozměry formy budou určeny dále.

B. Doba tvarovacího cyklu

Výkon stroje AL 118 při výrobě láhve EURO činí cca 45 000 ks za směnu. Při 8 sekcích duplexu je doba výrobního cyklu, tj. doba mezi dvěma pády kapky do přední formy, $\tau_c = 10,2 \text{ s}$. Srovnání s dalšími stroji a literárními údaji je v tabulce 3.3.

Láhev na:	hmotnost [g]	výška [mm]	Ø [mm]
pivo EURO 0,5 l	372	229	70
olej 0,7 l	440	256	74
olej UHLE 0,7 l	316	243	74
mléko 1 l	586	246	90
mléko 0,5 l	380	191	75
víno 1 l	600	280	88
minerálku 0,7 l	462	281	78
limonádu Nealko	345	215	63
kompoty 0,7 l	354	150	89
smetanu 0,25 l	192	108	75
střední hodnoty	396	194	80

Tab. 3.2 Rozměry a hmotnosti lahví

Stroj	AL 118	AL 106	AL 118 UHLE	Řadový stroj
sklárna	N. Sedlo	N. Sedlo	Kyjov	
láhev	EURO	EURO	olej 0,7 l	dle /58/
kusů/sm.	45 000	32 000	51 200	
τ_c [s]	10,2	10,8	9	10

Tab. 3.3 Výrobní cyklus

Zkracování této doby pouhým zrychlováním chodu mechanismů je možné jen částečně. Výhodnější je zkracování technologických časů, kde může sehrát roli i ohlazení forem. Jak vyplývá z tabulky, bude vhodné volit pro další výpočty dobu $\tau_c = 10$ s.

C. Tepelné zatížení formy

Podle /58/ musí odvést přední forma průměrně 2 634 kJ.m⁻²
konečná forma průměrně 1 792 kJ.m

$$c e l k e m 4 426 \text{ kJ.m}^{-2}$$

na řadovém stroji, má-li láhev 0,5 l hmotnost 420 g. Přitom se počítá s teplotou kapky 1111 °C, průměrnou teplotou vnitř-

ního povrchu přední formy 479 °C a konečné formy 471 °C. Ve formách se odvede průměrně 477 J na gram hmotnosti láhve.

Podle měření provedeného KSK v Novém Sedle /21/ byla teplota kapky $t_k = 1170$ °C, teplota povrchu láhve v okamžiku přenosu na odstávku $t_L = 800$ °C. Měření bylo provedeno na prototypu AL 118 pro láhev EURO 0,5 l o hmotnosti $G = 370$ g. Při tvarování láhve je třeba odvést teplo

$$Q = G c_s (t_k - t_L) \quad (3.8)$$

Je-li podle /64/ $c_s = 1173$ J.kg⁻¹.K⁻¹ střední měrné teplo pro hnědou sklovinu, bude odvedené teplo $Q = 160,6$ kJ a pro danou hmotnost láhve musíme odvést 434 J.g⁻¹. Je-li podle /58/ cca 6 % tohoto tepla odvedeno skluzou a sáláním při přenosu baňky, pak formy musí odvést $Q = 150$ kJ. Podle téže práce se v přední formě předa cca 44 % a v konečné cca 56 % celkového množství tepla.

Tepelný tok přední formou a konečnou formou je dán dobou celého cyklu, protože chlazení probíhá nejen při tvarování, ale i při otevřených formách. Pro výpočet i experiment byla určena doba cyklu $\tau_c = 10$ s. Pak tepelný tok

$$Q_{tPF} = \frac{Q \cdot 0,44}{\tau_c} = 6,64 \text{ kW} \quad (3.9a)$$

$$Q_{tKF} = \frac{Q \cdot 0,56}{\tau_c} = 8,45 \text{ kW} \quad (3.9b)$$

Jedná se o průměrné hodnoty, protože tepelný tok i teplota na vnitřním povrchu formy kolísají. Stanovíme si i střední teplotu vnitřního povrchu, $t_i = 500$ °C (podle /58/ a /62/).

Vnější průměr přední i konečné formy EURO je 128 mm. Střední vnitřní průměr přední formy stanovíme 35 mm, u konečné formy 70 mm. Délka konečné formy je 230 mm, přední 215 mm. Součinitele vedení tepla pro litinu nalezneme v /58/. Pro střední teplotu 400 °C bude $\lambda_L = 40$ W.m⁻¹.K⁻¹. Po dosazení do vztahu pro vedení tepla válcovou stěnou obdržíme teplotu vnějšího povrchu přední formy 341 °C a konečné formy 412 °C.

Pokud bychom uvažovali s výrobou láhve EURO způsobem UHLP a láhev by byla o 30 % lehčí, pak by při tvarovacím cyklu $\tau_c = 9$ s byl tepelný tok

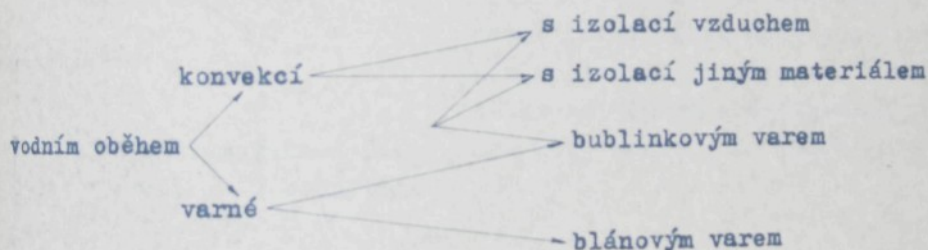
$$Q_{t,PF} = 5,2 \text{ kW}$$

$$Q_{t,KF} = 6,7 \text{ kW}$$

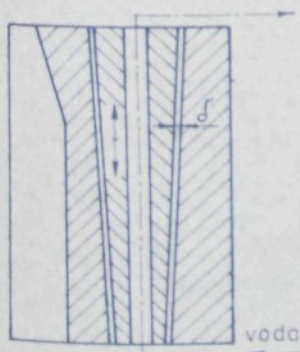
V následujících výpočtech a modelových zkouškách budeme počítat s odvodem tepla v rozmezí výkonu 6 - 8 kW.

3.3.1.2 Konstrukce experimentální formy

Rozbor možností chlazení forem byl proveden v literární rešerši. V návaznosti na analýzu vlastností jednotlivých způsobů chlazení je třeba postavit experimentální formu jakožto součást modelového zařízení k ověření výpočtem navržených parametrů chladicího systému u těch způsobů chlazení, které přicházejí v úvahu pro provozní použití. Jedná se o tyto způsoby chlazení forem:



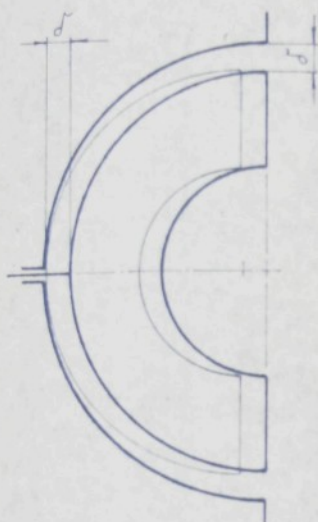
Zprvu bylo uvažováno o provedení experimentální formy obdob-
ném, jak uvádí /59/. Pro obtíže s pájením litiny a omezené expe-
rimentální možnosti bylo od takového provedení upuštěno.



Obr. 3.16 Posuvné kužely

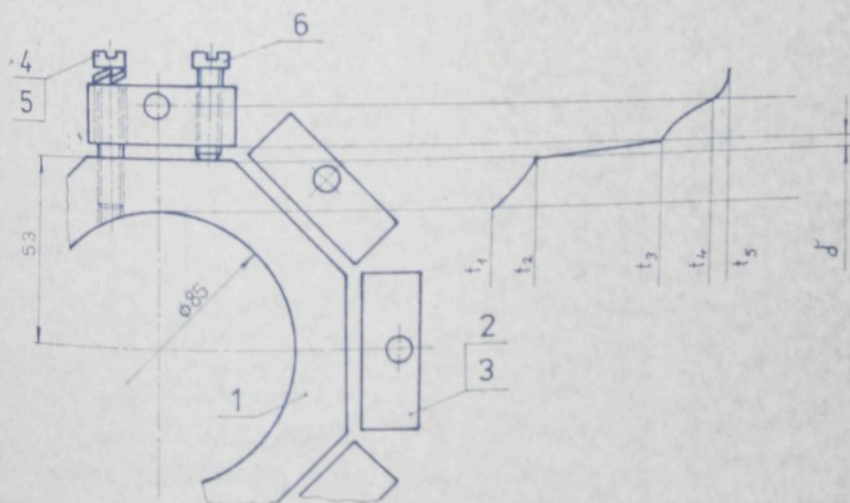
Dále byla zkoumána možnost provede-
ní podle /41/. Variabilnost tohoto
provedení vzhledem k experimentu je
nevyhovující, a proto byla navržena
varianta podle obr. 3.16. V tělese
formy by byly vyvrtány kuželové díry
po obvodu a do nich by byly zasunuty
duté kuželové kolíky chlazené zevnitř
protékající vodou. Posuvem kolíků
vzhledem k formě by se měnila tloušť-
ka vzduchové izolace δ . Tím by byl

v širokých mezích řízen odvod tepla z formy. Nevýhodou by byly silné stěny formy nutné pro rovnoměrné rozdělení teploty na vnitřním povrchu formy; výroba kuželů a vrtání dlouhých děr jsou náročné. Řešení tedy není vhodné.

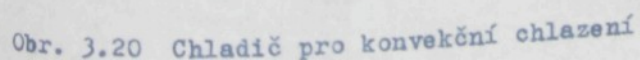


Obr. 3.17 Problematika seřízení δ u kruhového chladiče

Provedení podle /12/ umožňuje seřízení v širokých mezích (obr. 3.17) nastavením vzájemné polohy formy a držáku. Dochází ovšem k nestejnoměrné změně tloušťky izolace, a tím i k nerovnoměrnému odvodu tepla. V extrémním případě by rozdíly byly značné. Proto byla experimentální forma navržena jako stavebnice umožňující realizaci všech uvažovaných variant. Konstrukční provedení je na obr. 3.18. Litinová forma 1 je upravena z konečné formy láhve EURO soustružením vnitřního průměru na 85 mm, délky na 200 mm a frézováním na osmiboký hranol. Ke každé ploše



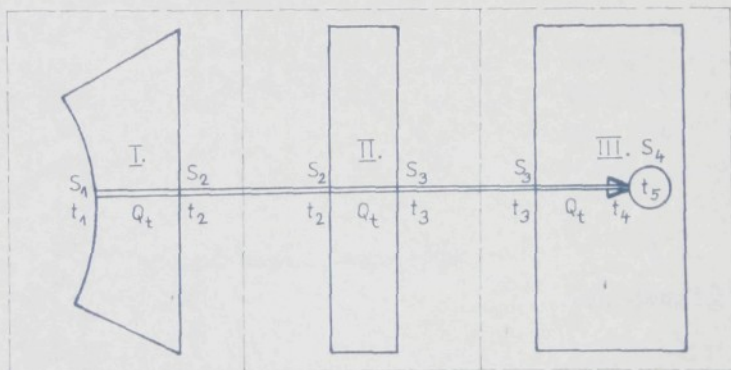
3.18 Stavebnicové uspořádání experimentální formy.

[illegible]

hranolu je připevněn ocelový chladič v provedení 2 pro varné chlazení nebo 3 pro konvekční chlazení. K formě jsou chladiče připevněny šrouby 4 přes pružiny 5. Tím je umožněno seřídít pomocí od-tlačovacích šroubů 6 mezeru mezi formou a chladiči, případně lze mezi formu a chladič vložit izolační mezivrstvu z jiného materiálu. Varné trubičky jsou do chladiče zaletovány mosazí. Na obr. 3.19 je výrobní výkres chladiče pro varné chlazení, na obr. 3.20 pro konvekční chlazení.

3.3.1.3 Matematický model formy

Za předpokladu, že teplo bude z modelu formy odváděno pouze radiálním směrem a zanedbáme odvod tepla držákem formy, jakož i sáláním, bude teplo z formy odváděno každým z osmi segmentů podle obr. 3.18. Každý segment rozdělíme na tři části (I. - forma, II. - izolace, III. - chladič) a v každé z nich budeme řešit vedení tepla odděleně. Návaznost bude dána okrajovými podmínkami, v našem případě teplotou a velikostí měrného tepelného toku (obr. 3.21).



Obr. 3.21 Tok tepla experimentální formou

3.3.1.3.1 Forma

a) Konvekce

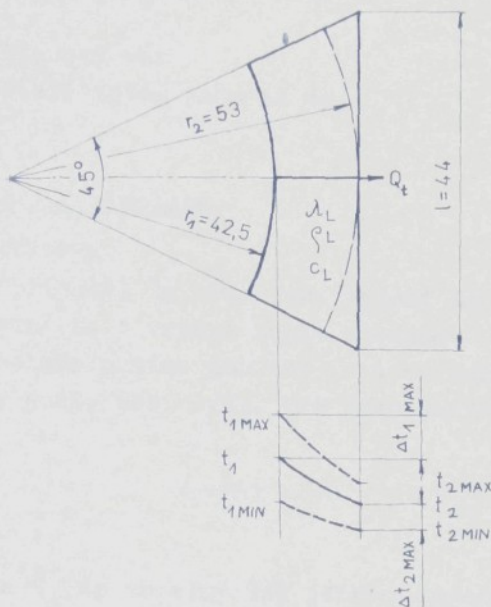
Na obr. 3.22 je znázorněn segment formy plnou čarou. Pro zjednodušení budeme počítat s vedením tepla válcovou stěnou o poloměru r_2 , (vyznačeno čárkovaně). Teplota t_1 vskutečnosti

kolísá v rozmezí $\pm \Delta t_1$. Tyto periodické kmity jsou částečně materiálem formy utlumeny a na poloměru r_2 mají hodnotu $\pm \Delta t_2$. Pro stacionární vedení tepla válcovou stěnou platí rovnice (3.1) kde dosadíme průměrnou teplotu vnitřního povrchu t_1 , vnějšího povrchu t_2 , tepelný tok celou formou Q_t a λ_L střední tepelnou vodivost. Jestliže určíme hodnotu Δt_1 (na základě literárních údajů)

můžeme podle [61] vypočítat

kolísání teploty Δt_2

Je-li $a_L = \frac{\lambda_L}{c_L \rho_L}$ tepelná difuzivita, τ_c doba tvarovacího a současně i tepelného cyklu, x vzdálenost od vnitřního povrchu, τ libovolný čas až do τ_c platí (3.10). Abychom dokázali, že tepelný proces v pokusné formě má skutečně kvazistacionární charakter, do jaké hloubky proniká znatelné kolísání teploty, je třeba zkoumat všechny tři části formy. Největší kladné hodnoty pro každé x nabývá vztah (3.10), je-li



Obr. 3.22 Vedení tepla segmentem formy

$$\cos\left(\frac{2\pi\tau}{\tau_c} - x \sqrt{\frac{\pi}{a_L \tau_c}}\right) = 1$$

Pak obdržíme:

$$\Delta t_{x,\tau} = (t_{1\text{MAX}} - t_1) \cos\left(\frac{2\pi\tau}{\tau_c} - x \sqrt{\frac{\pi}{a_L \tau_c}}\right) e^{-x \sqrt{\frac{\pi}{a_L \tau_c}}} \quad (3)$$

$$\Delta t_{x,\text{MAX}} = (t_{1\text{MAX}} - t_1) e^{-x \sqrt{\frac{\pi}{a_L \tau_c}}} \quad (3)$$

Tento vztah platí pro rovinnou, polonekonečnou desku. Forma má ovšem zjednodušeně, tvar dutého válce. Korigovaný vztah má tvar

$$\Delta t_{2\text{MAX}} = \frac{r_1}{r_2} (t_{1\text{MAX}} - t_1) e^{-(r_2 - r_1)} \cdot \sqrt{\frac{\pi c_L \rho_L}{\lambda_L T_C}} \quad (3.12)$$

kde c_L je střední měrné teplo a ρ_L střední měrná hmotnost litiny. Poměrem $\frac{r_1}{r_2}$ je vyjádřen pokles odporu proti vedení tepla s loměrem.

b) Bublínkový var

Platí totéž jako ad a).

c) Blánový var

Platí totéž jako ad a).

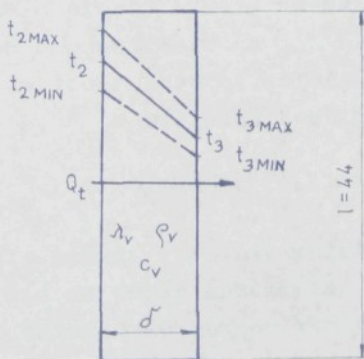
3.3.1.3.2 Izolace

a) Konvekce

V případě, že uvažujeme vedení tepla neprůteplivým materiálem, jedná se o vedení tepla rovinnou stěnou. V případě vzduchové izolace musíme počítat i se sáláním tepla. Izolaci si představme podle obr. 3.23. Pro stacionární vedení tepla bude platit:

$$Q_t = \frac{\lambda_L}{\delta} [L(t_2 - t_3) + c_{2,3} L [(\frac{T_2}{100})^4 - (\frac{T_3}{100})^4]] \quad (3.1)$$

kde Q_t je tepelný tok jedním segmentem, δ tloušťka vzduchové vrstvy, L šířka a L délka teplosměnné plochy, $c_{2,3}$ součinitel vzájemného osálení mezi formou a chladičem. Útlum kolísání teploty je dán rovnicí (3.11). Pro $x = \delta$ je



$$\Delta t_{3\text{MAX}} = (t_{2\text{MAX}} - t_2) e^{-\delta \cdot \sqrt{\frac{c_v \pi \rho_v}{\lambda_v T_C}}} \quad (3.1)$$

b) Bublínkový var

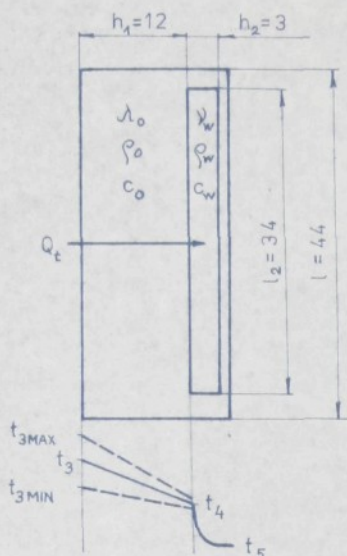
Platí totéž jako ad a).

c) Blánový var

K dosažení blánového varu je podmínkou dokonalý styk formy s chladičem.

Obr. 3.23 Vedení tepla izolací

3.3.1.3.3 Chladič



Obr. 3.24 Vedení tepla konvekčním chladičem

a) Konvekce

V případě provedení chladiče podle obr. 3.24 se jedná o vedení tepla rovinnou stěnou a dále nucenou konvekci plochým kanálem. Zanedbáme-li odvod tepla víkem kanálu a budeme-li uvažovat teplosměnnou plochu ve styku ocel - voda o rozměrech $S = l(l_2 + 2h_2)$, platí pro vedení tepla stěnou chladiče

$$Q_t = \frac{\lambda_o}{h_1} S (t_3 - t_4) \quad (3.15)$$

Jestliže si zvolíme teplotu t_4 a rychlost chladicí vody, můžeme vypočíst ostatní parametry. Pro turbulentní nucené proudění v trubkách platí:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (3.16)$$

v rozsahu $Re > 10^4$ a $Pr = 0,7 - 2500$, kde

$$Re = \frac{v_w d_e}{\nu_w}, \quad Nu = \frac{\alpha d_e}{\lambda_w}, \quad Pr = \frac{\nu_w c_w \rho_w}{\lambda_w} \quad (3.17)$$

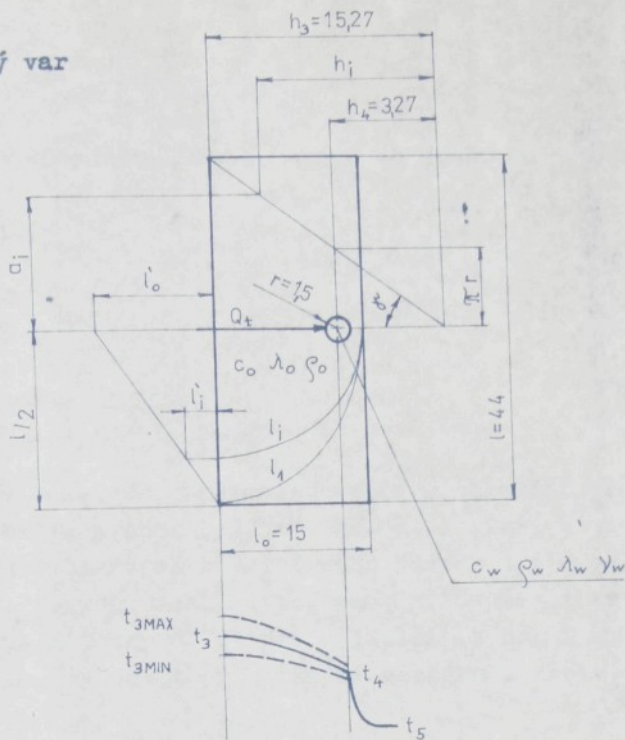
Jedná se o plochý kanál, dosadíme tedy ekvivalentní průměr $d = \frac{4f}{u}$, kde u je omočený obvod a f průřez kanálu. Vzhledem k malé délce kanálu je třeba provést korekci na délku $\xi = f c_e \left(\frac{l}{d_e} \right)$. Potom

$\alpha' = \alpha \xi$ je výsledný součinitel přestupu tepla. Z rovnice

$$Q_t = \alpha' S (t_4 - t_5) \quad (3.18)$$

lze určit střední teplotu chladicí vody t_5 . Teplotu t_4 lze pokládat již za téměř konstantní. Důkaz lze provést dosazením hodnot pro chladič do vztahu ekvivalentního rovnici (3.14).

b) Bublinkový var



Obr. 3.25 Vedení tepla varným chladičem

V literatuře o sdílení tepla nenalezl autor řešení pro případ chladiče podle obr. 3.25. Proto bylo třeba vytvořit dva modely zjednodušeně popisující vedení tepla chladičem: v horní polovině obrázku je modelováno zvýšení odporu proti vedení tepla vlivem rozdílu velikosti teplosměnných ploch při zanedbání délky dráhy vedení tepla s cílem zjistit průměrnou hodnotu teploty t_3 , známe-li t_4 . V dolní polovině obrázku jsou modelovány rozdílné dráhy vedení tepla s cílem zjistit vliv rozdílu na profil vzduchové izolace. Teplo vedené izolací vstupuje do chladiče plochou o šířce l . Odváděno je trubkou o obvodu $2\pi r$, délce L , přičemž $2\pi r < l$. Odvod tepla sáláním a konvekcí z vnějšího povrchu chladičů i odvod tepla držáky zanedbáme. Přijmeme-li tedy zjednodušující předpoklad, že teplo je vedeno tělesem tvaru lichoběžníka podle obr. 3.25 (o výšce $(h_3 - h_4)$) při rovnoměrném rozložení teploty t_3 na ploše chladiče, můžeme napsat:

$$Q_t = -\lambda_0 S \frac{dt}{dh_i} = -\lambda_0 2 a_i L \frac{dt}{dh_i} \quad (3.19)$$

kde L je délka chladiče. Pro $t_3 > t_4$ a poměr $\frac{a_i}{h_i} = \text{tg } \gamma$ bude

$$\int_{t_4}^{t_3} dt = \frac{Q_t}{2 \lambda_0 L \text{tg } \gamma} \int_{h_4}^{h_3} \frac{dh_i}{h_i} \quad (3.20)$$

a po integraci

$$Q_t = \frac{2 \lambda_0 L \text{tg } \gamma (t_3 - t_4)}{\ln \frac{h_3}{h_4}} \quad (3.21)$$

Předpokládejme dále, že gradientové pole v chladiči je eliptického tvaru. Pak je z obr. 3.23 zřejmé, že rovinný povrch desky nemůže splňovat požadavek rovnoměrného odvodu tepla celé plochy. Ideální profil povrchu desky vypočteme, přičteme-li ke každé z elips rozdíl její délky od elipsy nejdelší (s osami 1, 2 l_0). Délku elipsy lze vypočíst přibližnými metodami. Zvolme si vzorec

$$4 l_i = \pi \left(\frac{l}{2} + l_0 \right) k \quad (3.22)$$

kde k je konstanta. Potom

$$l_i = l_1 - l_i = \frac{k\pi}{4} \left(\frac{l}{2} + l_0 \right) - \frac{k\pi}{4} (a_i + l_0) \quad (3.23)$$

a

$$l_0 = l_1 - l_0 \quad (3.24)$$

Je maximální hodnota rozdílu ve středu chladiče, o kterou by bylo třeba upravit tloušťku chladiče. Protože uvažujeme se vzduchovou izolací, stačí upravit profil chladiče o hodnotu menší v poměru $\frac{\lambda_v}{\lambda_0}$.

Pro výpočet varného chlazení jsou určující závislosti uvedené na obr. 3.26. Je třeba volit takové rozměry varných trubice, aby měrný tepelný tok na jejich povrchu odpovídal oblasti bublinkového varu při odpovídajícím teplotním spádu mezi stěnou formy a bodu varu kapaliny. Zvyšováním bodu varu zvyšováním tlaku v systému

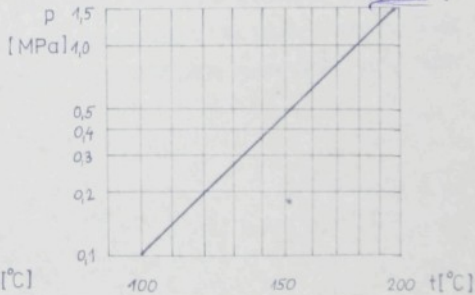
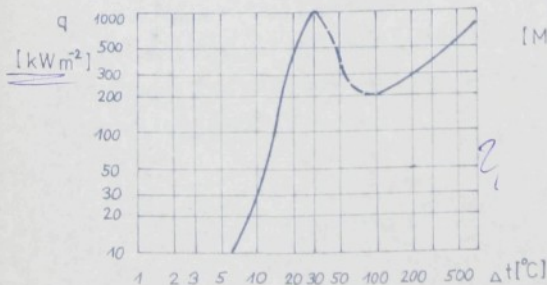
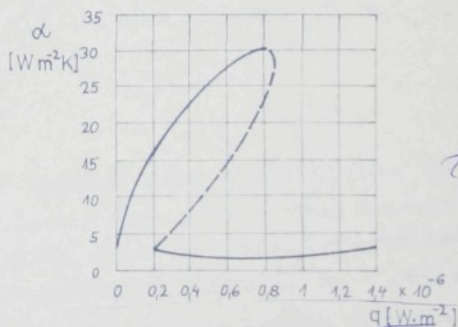
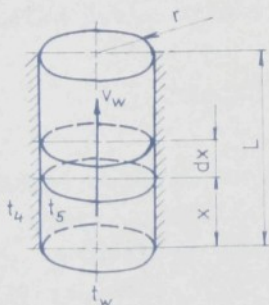
lze dosáhnout změny teploty formy nebo velikosti tepelného toku.

Při varu kapaliny proudící v trubkách se neustále zvyšuje obsah páry a snižuje obsah vody ve směru proudění. V souladu s tím se mění i hydrodynamika proudu. Z hlediska přenosu tepla lze mluvit o třech oblastech. Vstupuje-li do trubky kapalina o teplotě nižší, než je mez sytosti, odpovídající danému tlaku, pak v první oblasti se kapalina ohřívá a teplo se přenáší konvekci až k okamžiku dosažení meze sytosti v povrchové vrstvě kapaliny. Stanovíme-li si zjednodušující předpoklad stejné rychlosti proudu vody v celém profilu a konstantní teploty stěny trubky, lze si představit ohřev elementu vodního sloupce dle obr. 3.26. postupujícího trubkou rychlostí v_w jako nestacionární ohřev tělesa vloženého do prostředí o vyšší konstantní teplotě. Diferenciální rovnice nestacionárního vedení tepla v cylindrických souřadnicích má tvar

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \alpha \left(\frac{\partial t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right)$$

Platí pro nestacionární vedení! (3.25)

Řešení této rovnice je rozpracováno v literatuře a vyjádřeno graficky. Zpravidla jako teplotní funkce v_s v závislosti na Biotově



Obr. 3.26 Model vodního sloupce ve varné trubce. Podmínky varu

a Fourierově čísle. Je-li

$$Bi = \frac{\alpha r}{\lambda_w} \quad , \quad Fo = \frac{\lambda_w T_m}{c_w \rho_w r^2} \quad (3.26)$$

a α součinitel přestupu tepla ze stěny do vody, r poloměr trubky, λ_w tepelná vodivost vody, c_w měrné teplo vody, ρ_w měrná hmotnost vody, T_m doba náběhu teploty na mez sytosti, a je-li teplotní funkce

$$V_s^* = \frac{t_5 - t_4}{t_w - t_4} \quad , \quad (3.27)$$

kde t_5 je teplota povrchové vrstvy kapaliny, t_4 teplota stěny trubky, t_w teplota vstupující kapaliny, můžeme určit T_m a známou rychlost vodního sloupce i délku náběhu x . Hodnoty materiálových konstant uvažujeme průměrné, neměnné.

Přechodem mezi první a druhou oblastí je tzv. var podchlazené kapaliny. Teplotu proudu kapaliny t_5 , při níž nastává intenzivní var podchlazené kapaliny, lze v případě vody vypočítat podle /49/ ze vztahu

$$\frac{c_w(t_4 - t_5)}{r_w} = 265 \cdot \left(\frac{q}{r_w \rho_w} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{v_w 2r}{\gamma_w} \right)^{0.2} \cdot Pr_w^{0.75} \left(\frac{\rho_p}{\rho_w} \right)^{1/3} \quad , \quad (3.28)$$

přičemž délka úseku trubky, za níž nastává intenzivní var, je

$$L_m = \frac{G_w c_w (t_5 - t_w)}{\pi 2 r q} \quad (3.29)$$

Ve druhé oblasti dochází k intenzivnímu bublinkovému varu. Ve třetí oblasti dochází k vysoušení mokré páry a poté k přehřívání páry. Jednotlivé úseky se liší zejména rozdíly v poměrné hmotě páry ve směsi. Výsledky experimentů ukazují, že v oblasti intenzivního bublinkového varu hodnota tohoto poměru jen velmi málo ovlivňuje velikost součinitele přestupu tepla. Proto lze i u trubek dostatečně přesně počítat se vztahem platným pro var ve velkém objemu

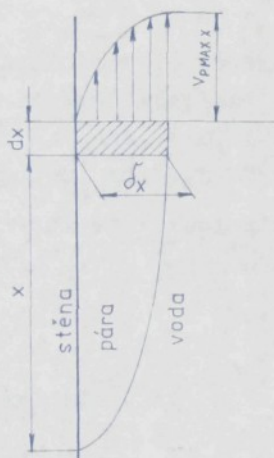
$$\alpha = 0,35 q^{0.7} p^{0.176} \quad (3.30)$$

Stanovili jsme si, že rychlost protékající vody má odpovídat poměrům laminárního proudění ($Re \approx 2300$), z této rychlosti a rozměrů trubek vypočteme hmotnostní průtok. Je-li pak dáno výparné teplo vody r_w a tepelný výkon Q_t , odpaří se každou sekundu

$$G'_w = \frac{Q_t}{r_w} \quad (3.31)$$

Bude-li $G'_w < G_w$, dojde v trubkách pouze k částečnému odpaření vody a nedojde k přechodu do třetí oblasti.

c). Blánový var



Obr. 3.27 Model parní blány

nový var za předpokladu laminárního proudění páry i kapaliny. Rovnováhu vztahových a třecích sil působících na element průřezu $\delta_x \cdot dx$ a jednotkové šířce lze vyjádřit

$$g(\rho_w - \rho_p) \delta_x dx = \eta_p \frac{dv_p}{dy} dx, \quad (3.32)$$

kde ρ_w je měrná hmotnost vody na mezi sytosti, ρ_p je měrná hmotnost a η_p je dynamická viskozita páry při středních hodnotách teploty. Zrychlující síly považujeme za zanedbatelné. Pro parabolický rychlostní profil parní vrstvičky (zanedbáme vliv tření mezi parou a kapalinou) obdržíme maximální rychlost

Při nadkritické hodnotě tepelného toku je počet vznikajících bublin natolik velký, že pára utvoří souvislou vrstvičku a oddělí kapalinu od stěny. Přenos tepla touto vrstvičkou se děje konvekcí, vedením a sáláním. Součinitel přestupu tepla prudce klesne a při dalším zvyšování rozdílu teploty mezi kapalinou a stěnou opět mírně stoupá. Údajů o poměrech při blánovém varu není mnoho. Problémem se zabýval např. Bromley [3]. Aplikoval Nusseltovu teorii blánové kondenzace a odvodil vztahy pro blánový var

$$v_{xPMAX} = \frac{g(\rho_w - \rho_p) d_x^2}{2 \eta_p} \quad (3.33)$$

pro libovolnou sílu parní vrstvičky d_x . Za předpokladu sdílení tepla vrstvičkou pouze vedením a zavedením výparného tepla vody, obdržíme pro sílu parní vrstvy

$$d_x = \sqrt[4]{\frac{4 \gamma_p \lambda_p (t_s - t_w) x}{g r_w (\rho_w - \rho_p)}} \quad (3.34)$$

a pro součinitel přestupu tepla v místě x po délce trubky

$$\alpha_x = \frac{\lambda_p}{d_x} = \sqrt[4]{\frac{\lambda_p^3 g (\rho_w - \rho_p) r_w}{4 \gamma_p (t_s - t_w) x}} \quad (3.35)$$

Tento součinitel je třeba násobit konstantou zahrnující ostatní způsoby sdílení tepla. Pro blánový var na vodorovné trubce zjistil Bromley konst = 0,512 až 0,724. Pro var uvnitř vertikální trubky pokusy ani výpočty neprováděl.

Pro případ turbulentního pohybu parní vrstvy udává Labuncov /49/ vztah

$$\alpha = 0,25 \lambda_p \left[\left(\frac{g}{\gamma_p \sigma_p} \right) \frac{(\rho_w - \rho_p)}{\rho_p} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.36)$$

platný pro $(Gr \cdot Pr) = 2 \cdot 10^7$

Případ blánového varu při nuceném proudění v trubce řešil Miro-polskij /49/, avšak pro tlaky o řád vyšší, než připadají v úvahu v našem případě.

3.3.1.4 Analogový model formy

Děje různé fyzikální podstaty jsou si analogické, můžeme-li je popsat formálně shodnými diferenciálními rovnicemi. Této metody je často využíváno pro modelování teplotních polí v tělesech složitého tvaru. Jednoduchost modelu se uplatní tam, kde by výpočet byl příliš složitý. V daném případě pak tato metoda umožňuje jednoduchými prostředky vyhodnotit teplotní pole v experimentální formě. Nejobecněji popisuje vedení tepla Fourier - Kirchhoffova

diferenciální rovnice. Již na základě literárních pramenů však víme, že teplotní pole ve formě má kvazistacionární charakter. Proto lze při návrhu modelu uplatnit jednodušší Fourierovu diferenciální rovnici pro stacionární vedení tepla. Pro válcovou formu je

$$Q_t = -\lambda 2\pi R_T L_T \frac{dT}{dR_T} \quad (3.37)$$

a analogicky pro vedení elektrického proudu

$$I = -\frac{1}{R} 2\pi R_E L_E \frac{dU}{dR_E} \quad (3.38)$$

kde

tepelný tok Q_t [W]	odpovídá el. proudu I [A]
tepelný odpor $\frac{1}{\lambda}$ [$\frac{mK}{W}$]	odpovídá el. odporu R [Ω]
rozměry R_T, L_T [m]	odpovídají rozměrům R_E, L_E [m]
teplota t [K]	odpovídá napětí U [V]

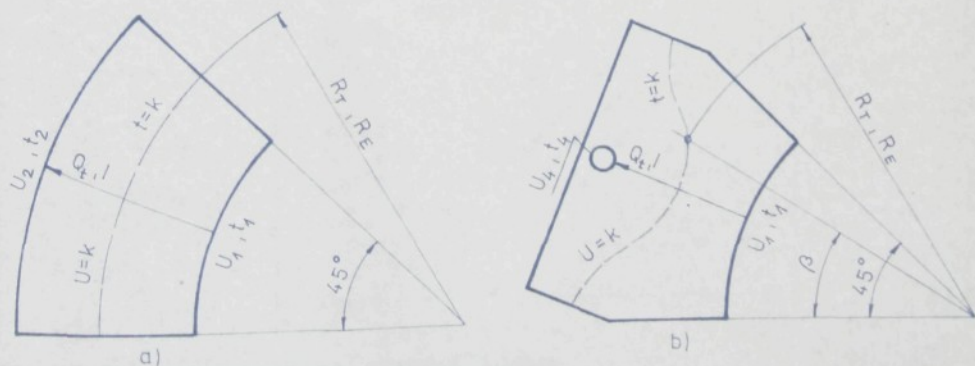
Ze vzájemných poměrů těchto veličin vyplývají měřítka:

$$\text{tepelného toku} \quad \mu_Q = \frac{Q_t}{I} \quad (3.39)$$

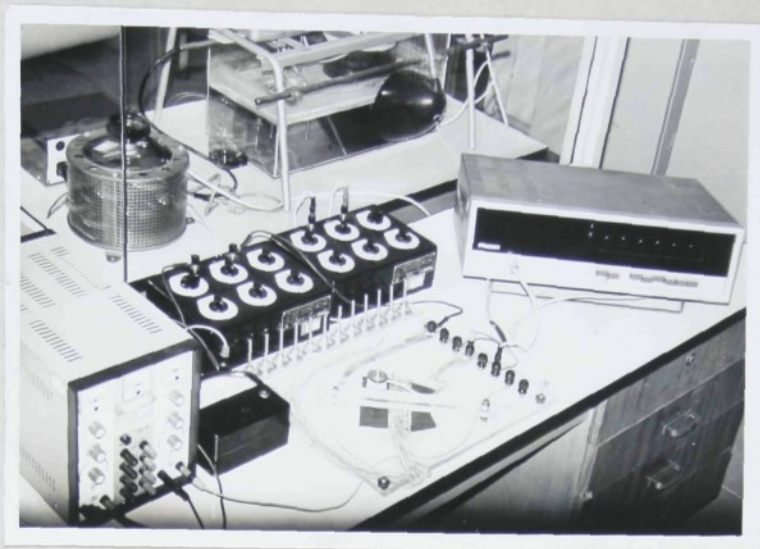
$$\text{teplot} \quad \mu_t = \frac{t}{U} \quad (3.40)$$

$$\text{rozměrů} \quad \mu_L = \frac{L_T}{L_E} \quad (3.41)$$

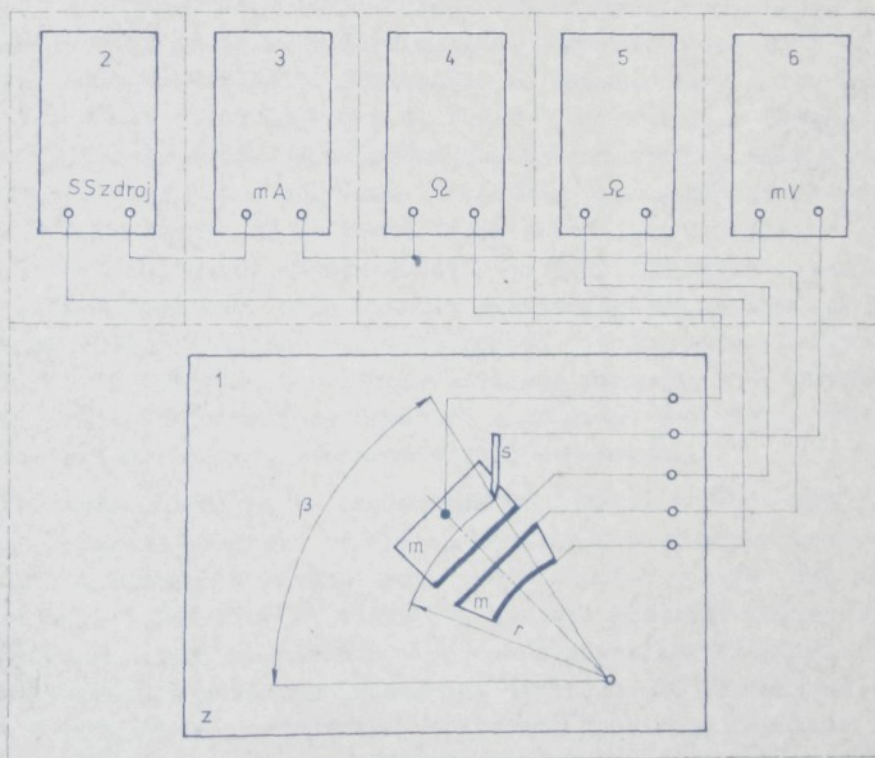
Modelovaná forma má tvar osmibokého hranolu. I zde stačí



Obr. 3.29 Princip měření na analogonu



Obr. 3.30 Uspořádání měřicího stanoviště



Obr. 3.31 Schéma měření na analogonu

modelovat jeden segment. Je-li na vnitřní straně formy průměrná teplota t_1 , odpovídá jí napětí U_1 . Stejně je tomu v kterémkoliv dalším bodě formy. Za předpokladu pouze radiálního vedení tepla zhotovíme model jako radiální řez formou vystřížením z vodivého papíru. Zvolíme si geometrické měřítko a měřítko teploty. Dostaneme tak dvourozměrný plošný model. Pro zvolená měřítka zjistíme měřítko tepelného toku měřením na modelu segmentu. Přitom záleží na tom, jaký bude odpor čtverce papíru. Měl by se pohybovat v mezích $R_0 = 2 - 20 \text{ k}\Omega$. Na obr. 3.29 je segment válcové (a) formy a segment osmiboké formy (b) s chladicími trubkami. Z obrázku je zřejmý vztah korespondujících veličin na modelu a díle, jakož i systém měření spočívající ve stanovení čar stejných potenciálů. Schéma zapojení modelu je na obr. 3.31. Na obr. 3.30 je provedení modelu.

Model 1 je napájen stabilizovaným stejnosměrným zdrojem 2. Protékající proud kontrolujeme miliampérmetrem 3. Odpořem 4 nastavujeme potenciál odpovídající teplotě chladicí vody. Odpor 5 modeluje tepelný odpor vzduchové mezery. Papírový model m je přilepen na desku 2. Rozložení potenciálu je snímáno sondou s spoje-nou s digitálním milivoltmetrem 6. Vodiče jsou k modelu lepeny vodivým lepidlem. Sonda je umístěna posuvně na otočném rameni s milimetrovou stupnicí a opatřena závažíčkem pro zajištění konstant-ního přitlaku. Rameno má na konci kolík zapadající do stupnice $\beta = 0 - 90^\circ$. Každý bod ekvipotenciály je tedy dán úhlem a polo-měrem. Získané teplotní pole ukazuje na vhodnost či nevhodnost navrženého řešení vzhledem k rovnoměrnosti odvodu tepla. Z toho-to hlediska je ideální, je-li teplo odváděno rovnoměrně z povrchu válcové formy. Izotermy jsou kružnice a gradient teploty je sice na každém poloměru jiný, avšak po obvodu konstantní.

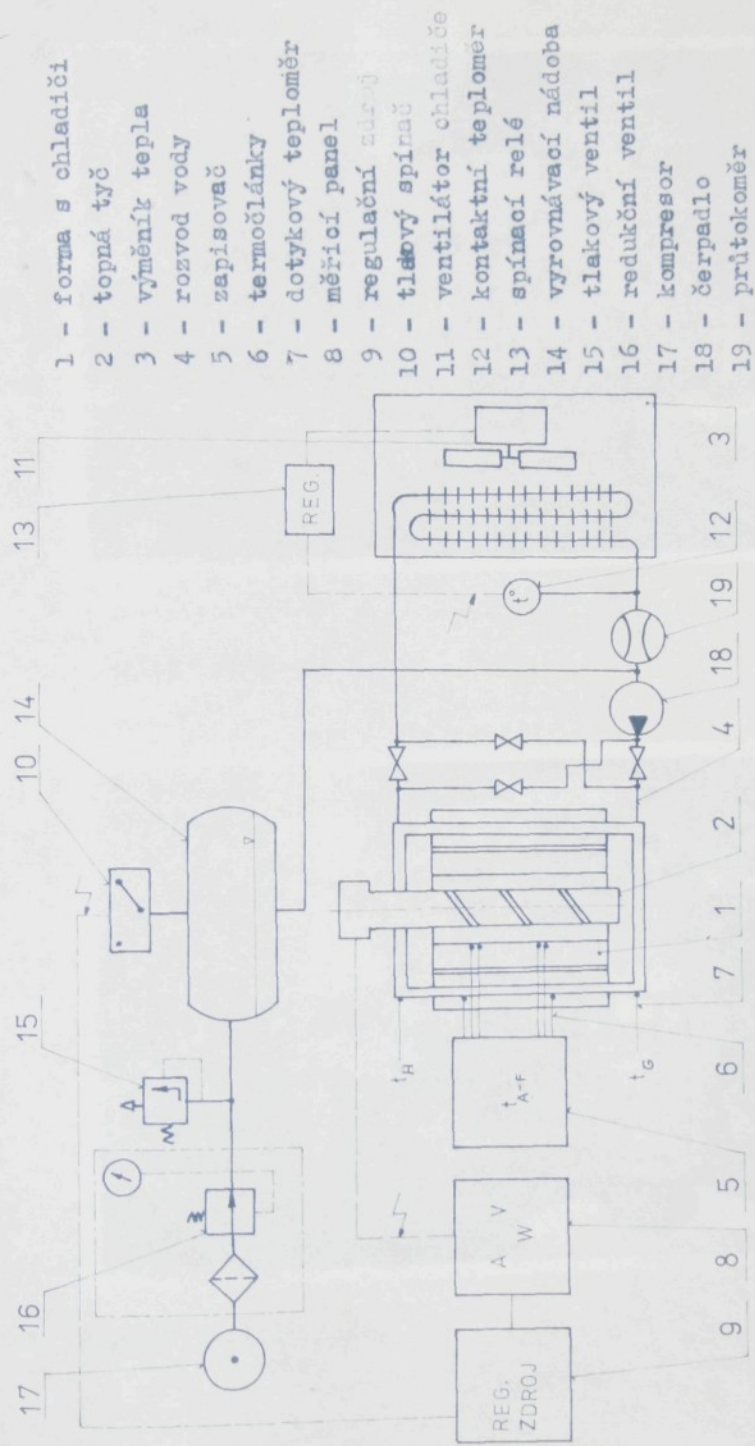
Přesností měření na RC analogech se zabýval Kožený /32/. Provedl porovnání výsledků měření na analogonu s výsledky výpoč-tů teploty s časem v ohřívané desce podle různých autorů. Byl na-lezen nejvýše 10%ní rozptyl získaných hodnot. Přesnost měření na modelu přitom závisí na zjednodušujících předpokladech, přesnosti provedení modelu a měřicích přístrojů, zanedbáme-li subjektivní faktory. V případě dvourozměrného papírového modelu je přesnost měření dána především vlastnostmi papíru, který není nikdy zcela homogenní. Měřením odporu čtverce papíru o libovolné straně získá-

me tzv. R_0 . Proměřením několika vzorků ve směru válcování papíru bylo zjištěno $R_{\square} = 5,45 \text{ k}\Omega$, v příčném směru $R_{\square} = 6,3 \text{ k}\Omega$. Pro omezení vlivu této nehomogenity byl model stříhán tak, aby osa segmentu byla shodná se směrem válcování papíru. Protože změna napětí je přímo úměrná změně odporu, může být rozdíl potenciálu v závislosti na směru válcování odlišný až o 13,5 %. Přesnost odečítání hodnot na měřítku ramene je $\pm 0,25 \text{ mm}$, na milivoltmetru $\pm 0,02 \text{ mV}$. Nepřesnosti se dopouštíme rovněž tím, že nepočítáme se změnou tepelné vodivosti s teplotou (papír má relativně konstantní vodivost), zatímco na formě tomu tak není. Není modelován ani rozdíl mezi tepelnými vodivostmi formy (litina) a chladiče (ocel) a v tomto smyslu je nutné provést korekci výsledků.

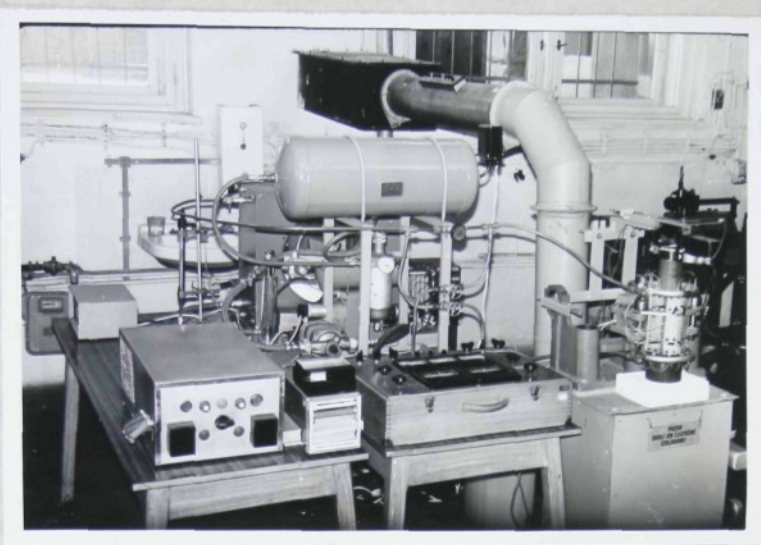
3.3.1.5 Fyzikální model formy a chladičového okruhu

Experimentální forma byla navržena tak, aby umožnila bez velkých změn zkušebního zařízení výzkum chlazení vodou za různých podmínek při měřítku teplot, rozměrů a tepelného toku 1 : 1.

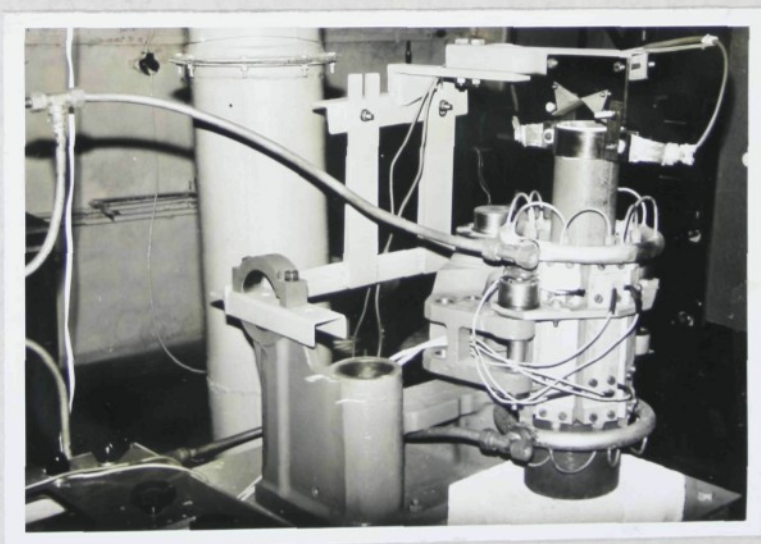
Schéma celého zkušebního pracoviště je na obr. 3.32. Forma s chladiči 1 je upevněna na stojanu upraveném z držáku konečných forem stroje AL 106. Středem formy prochází topná erusilitová tyč 2, jejíž topné pásmo je o 50 mm kratší, než délka formy. Vůle mezi stěnou formy a topnou tyčí je 5 mm. Tím jsou zaručeny nízké ztráty tepla do okolí. Rozvod vody 4 mezi výměníkem tepla 3 a formou sestává z Cu trubek Js 9, pryžových hadic Js 12 a ventilů umožňujících regulaci rychlosti vody i změnu směru proudu vody. V rozvodu je instalováno čerpadlo 18 z teplovodního vytápění, průtokoměr (rotametr) 19 a kontaktní teploměr 12. Ten zapíná a vypíná prostřednictvím dvoupólového regulátoru 13 ventilátor 11 chladiče (výměníku tepla) s cílem udržení stálé teploty chladičí vody na vstupu do formy. Výměník tepla je typ používaný běžně k vytápění průmyslových objektů. Termočlánky 6 typu Fe-Co jsou přivařeny výbojem. Čtyři jsou umístěny 1 mm pod vnitřní povrch formy, dva 1 mm od vnitřního povrchu chladičích trubíc. Slouží ke sledování tepelného režimu formy při zavádění změn



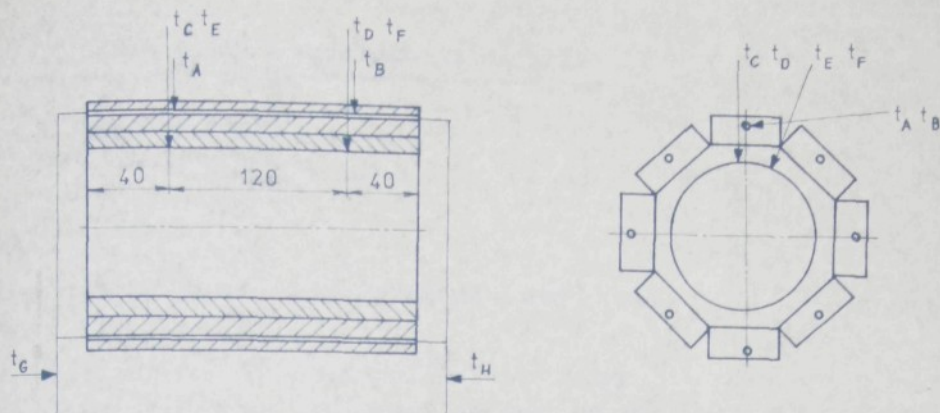
Obr. 3.32 Schéma chladicího okruhu fyzikálního modelu



Obr. 3.33 Modelové stanoviště



Obr. 3.34 Experimentální forma



Obr. 3.35 Místa měření teplot

parametrů chlazení. Termočlánky jsou vyvedeny na šestibodový zapisovač 5. Dotykovým termočlávkovým teploměrem 7 lze měřit teplotu vody v potrubí na vstupu a výstupu z formy zasouváním čidla do zvláštních jímek. Topná tyč je napojena na zdroj 9 s tyristorovou regulací. Příkon se nastavuje podle měřicího panelu 8. K rozvodu vody je připojena tlaková vyrovnávací nádoba 14 (automobilový vzdušník). Na ní je připojen tlakový ventil 15, regulační ventil 16, tlakový spínač 10, který vypne topení v případě překročení nastaveného tlaku. Připojený kompresor 17 slouží prostřednictvím ventilů 15 a 16 k nastavení tlaku v celém systému.

Pro omezení koroze a tvoření kotelního kamene byl chladicí okruh naplněn upravenou vodou získanou v teplárně. Jednalo se o změkčený kondenzát s vodou upravenou prvním stupněm demineralizace.

Bylo naměřeno: SiO_2 pod $30 \mu\text{g.l}^{-1}$
 vodivost $1,83 \mu\text{S.cm}^{-1}$
 PH 8,7

Dále bylo přidáno 2 mg trinatriumfosfátu (Na_2PO_4) na 1 l náplně.

Vyhodnotit přesnost měření pomocí relativní chyby tak, jak bylo provedeno v odstavci 3.1.1, není zde možné, protože výsledkem měření není hodnota veličiny vypočtená ze vzorce na základě naměřených veličin, ale vliv současného působení všech měřených veličin na další měřenou veličinu - teplotu vnitřní stěny formy. Přesností měření se zabývá dále odstavce 3.4.3.

3.4 Výpočet formy a experimentální práce

3.4.1 Výpočet formy

Část I - forma

Na obr. 3.22 je znázorněn segment formy. Je-li

$r_1 = 42,5 \text{ mm}$	vnitřní poloměr formy
$r_2 = 53 \text{ mm}$	náhradní poloměr na vnějším povrchu formy
$L = 200 \text{ mm}$	délka formy
$t_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$	zvoleno
$t_{i\text{MAX}} = 530 \text{ }^\circ\text{C}$	zvoleno
$t_{i\text{MIN}} = 470 \text{ }^\circ\text{C}$	zvoleno
$\lambda_L = 40 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	tepelná vodivost formové litiny (400-500 $^\circ\text{C}$)
$c_L = 550 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	střední měrné teplo litiny -"
$\rho_L = 7200 \text{ kg.m}^{-3}$	měrná hmotnost formové litiny
$Q_t = 8 \text{ kW}$	viz odstavec 3.3.1.1

a dosadíme do vztahu (3.1) vypočteme $t_2 = 466 \text{ }^\circ\text{C}$.

Při kolísání teploty na vnitřním povrchu formy mezi $t_{i\text{MIN}}$ a $t_{i\text{MAX}}$ bude kolísání teploty na vnějším povrchu segmentu po dosažení do vztahu (3.12) při cyklu $\tau_c = 10 \text{ s}$ $\Delta t_{2\text{MAX}} = \pm 3,78 \text{ }^\circ\text{C}$ od střední teploty t_2 .

Tyto hodnoty budou platit bez rozdílu pro variantu s odvodem tepla konvekci nebo varem.

Abychom mohli určit tloušťku vzduchové izolace, musíme vypočítat nejprve část III - chladič.

a) Konvekce

Rozměry chladiče z obr. 3.24 byly navrženy s požadavkem minimalizace rozměrů chladiče.

$L = 0,16 \text{ m}$	délka vnitřní části chladiče
$h_1 = 0,012 \text{ m}$	tloušťka chladiče
$h_2 = 0,003 \text{ m}$	výška kanálu
$l = 0,044 \text{ m}$	šířka chladiče
$l_2 = 0,034 \text{ m}$	šířka kanálu

Objemový průtok při zvolené rychlosti $v_w = 1 \text{ m.s}^{-1}$ jedním chladičem

$$Q_w = v_w h_2 l_2 = 0,102 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

a ekvivalentní průměr kanálu

$$d_e = 0,0055 \text{ m}.$$

Po dosazení

$$c_w = 4196,4 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\lambda_w = 0,669 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\rho_w = 971,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\nu_w = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

měrné teplo vody při 80 °C a 101,3 kPa

tepelná vodivost vody při 80 °C a 101,3 kPa

měrná hmotnost vody při 80 °C a 101,3 kPa

kinematická viskozita vody při teplotě do 100 °C a tlaku 10^5 Pa

vypočteme bezrozměrná čísla

$$Re = 15068$$

$$\text{a } Pr = 2,225$$

Po dosazení do (3.16) bude Nusseltovo číslo

$$Nu = 69,25 = \frac{\alpha d_e}{\lambda_w}$$

$$\text{Z toho plyne } \alpha = 8423 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Podle /51/ provedeme korekci na délku kanálu

$$\frac{l}{d_e} = 29 \quad f = 1,06$$

$$\text{a } \alpha' = 8928 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Teplosměnnou plochu S vypočteme jako plochu desky o rozměrech $(l_2 + 2h_2)$, $\dot{Q}_t = 0,0064 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ je dáno 8 kW pro celou formu. Ze vztahu (3.18) pak vypočteme potřebnou průměrnou teplotu chladicí vody. Průměrnou teplotu stěny chladiče volíme $t_4 = 80 \text{ °C}$ a obdržíme průměrnou teplotu chladicí vody $t_5 = 62,5 \text{ °C}$. Teplotní spád mezi stěnou chladiče a proudem chladicí vody musí být $17,5 \text{ °C}$.

Dosadíme-li nyní

$$\lambda_o = 62 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$h_1 = 0,012 \text{ m}$$

$$S = 0,007 \text{ m}^2$$

tepelná vodivost oceli při teplotě 100 °C

tloušťka stěny chladiče

plocha desky chladiče

do rovnice (3.15) vypočteme teplotu povrchu chladiče $t_3 = 108 \text{ °C}$.

Kolísání teploty v hloubce 10 mm stěny chladiče vypočteme ze vztahu (3.14).

Pro

$$\Delta t_{3\text{MAX}} = \pm 3,74 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$x = 0,01 \text{ m}^{-1}$$

$$\lambda_0 = 62 \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}$$

$$c_0 = 456 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\rho_0 = 7\,800 \text{ kg.m}^{-3}$$

$$\tau_c = 10 \text{ s}$$

viz. část izolace

zvoleno

tepelná vodivost oceli při 100 $^{\circ}\text{C}$

měrné teplo oceli při 100 $^{\circ}\text{C}$

měrná hmotnost oceli

zvoleno

bude kolísání teploty stěny ve styku s chladicí vodou

$\Delta t_{4\text{MAX}} = \pm 1 \text{ }^{\circ}\text{C}$, tedy zcela zanedbatelné. Obdobně je tomu i pro variantu bublinkový var.

b) Bublinkový var

Nejprve je třeba ověřit předpoklad, že k intenzivnímu varu bude docházet po celé nebo téměř celé délce varné trubky, to znamená vypočítat dráhu, na níž dojde k ohřevu povrchu sloupce protékající vody na bod varu.

Pro

$$r = 0,0015 \text{ m}$$

$$L = 0,2 \text{ m}$$

$$v_w = 0,2 \text{ m.s}^{-1}$$

$$t_w = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$p = 0,2 \text{ MPa}$$

$$t_s = 120 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$q = 532 \text{ kW.m}^{-2}$$

$$t_w = 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\lambda_w = 0,682 \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$c_w = 4\,216 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\rho_w = 951 \text{ kg.m}^{-3}$$

$$\nu_w = 0,27 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\rho_p = 1,1 \text{ kg.m}^{-3}$$

poloměr varné trubky

délka varné trubky

rychlost chladicí vody

vstupní teplota vody

tlak v chladicím systému

bod varu vody při daném tlaku

měrný tepelný tok stěnou trubky

teplota stěny trubky

tepelná vodivost vody při 100 $^{\circ}\text{C}$ a 0,1 MPa

měrné teplo vody

měrná hmotnost vody při 110 $^{\circ}\text{C}$

kinematická viskozita vody při 110 $^{\circ}\text{C}$ a 0,2 MPa

měrná hmotnost páry při 120 $^{\circ}\text{C}$ a 0,2 MPa bude

bude podle (3.17) $Pr = 1,58$ a $Re = 2\,200$. Pro $Re < 2\,300$ lze použít vztahu

$$Nu = 15 (Re Pr)^{0,23} \left(\frac{L}{2r} \right)^{-0,5} \quad (3.42)$$

Po dosazení $Nu = 13,39 = \frac{\alpha 2r}{\lambda_w}$. Z toho $\alpha = 3\,043$.

Je-li podle /16/

$$\frac{1}{Bi_j} = \frac{\lambda_w}{\alpha r} = 0,15$$

a teplotní funkce (3.27), bude mít po dosazení hodnotu $\nu_s = 0,5$,

nalezneme v /16/ pro vypočtené Bi hodnotu Fo . Lze odhadnout, že v každém případě bude $Fo \leq 0,1$ v mezní vrstvě proudu chladicí vody, ale ve středu proudu bude $Fo = 0,25$. Pro dané parametry dosáhne povrch vodního sloupce teplotu $t_s = 120^\circ\text{C}$ za čas $\tau_m \leq 0,01 \text{ s}$, zatímco střed vodního sloupce až za dobu 3,3 s.

Při rychlosti vody $v_w = 0,2 \text{ m.s}^{-1}$ je dráha potřebná k dosažení bodu varu na povrchu vodního sloupce zanedbatelná, ale ve středu laminárního proudu zůstane teplota pod bodem varu.

Ze vztahu (3.31) vypočteme, kolik vody se odpaří v jedné trubce každou sekundu. Je-li $Q_t = 1000 \text{ W}$ a $r_w = 2200 \text{ J.g}^{-1}$ při teplotě 120°C a tlaku 198 kPa, $G_w = 0,45 \cdot 10^{-3} \text{ kg.s}^{-1}$.

Při objemu trubky $1,4 \cdot 10^{-3} \text{ dm}^3$ je odpovídající hmotnost vody v trubce $1,33 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$. Je zřejmé, že k odvedení potřebného tepla varem se za 1 s odpaří přibližně třetina vody obsažené v trubce. Protože se při předpokládané rychlosti $0,2 \text{ m.s}^{-1}$ vody obsah trubky každou sekundu vymění, lze předpokládat, že intenzivní bublinkový var bude probíhat po celé délce varné trubky.

Jestliže musí jedna varná trubka odvést výkon 1000 W, znamená to při povrchu trubky $S = 1,88 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ měrné zatížení $q = 532 \cdot 10^3 \text{ W.m}^{-2}$. Podle obr. 3.26 je třeba zajistit tepelný spád mezi bodem varu vody při daném tlaku a teplotou stěny trubky $\Delta t = 20^\circ\text{C}$.

Provedeme ještě kontrolu podle vztahu (3.30). Za předpokladu výše uvedeného q a tlaku $p = 0,2 \text{ MPa}$, bude po dosazení $\alpha = 30\,562 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Ze vztahu (3.18) obdržíme $\Delta t = 17,4^\circ\text{C}$.

Teplota stěny trubky by tedy měla být $t_s = 137,4^\circ\text{C}$. Jak vyplývá z exponentu tlaku v rovnici (3.30), bude vliv tlaku na α malý a ani hodnota Δt se nebude příliš měnit, jak vyplývá z tab. 3.4.

$ p \text{ [MPa]}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	
$ \Delta t \text{ [}^\circ\text{C}]$	19,6	17,4	16,2	15,4	14,8	při $ Q_t = 1000 \text{ W}$
$ \alpha \text{ [W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$	27052	30562	32821	34526	35909	při $ \Delta t = 20^\circ\text{C}$
$ Q_t \text{ [W]}$	1017	1149	1234	1298	1350	-"

Tab. 3.4 Přestup tepla podle vztahu (3.30)

Nyní je možno vypočítat teplotu stěny chladiče t_3 . Dosadíme-li do rovnice (3.21) teplotu $t_4 = 137,4^\circ\text{C}$, rozměry podle obr. 3.25 a $\lambda_0 = 60 \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ při 150°C , dostaneme $t_3 = 182^\circ\text{C}$.

Laminární model proudění chladicí vody v trubce ukazuje, že střed proudu zůstává poměrně chladný. V takovém případě mohou být vytvořeny vhodné podmínky pro intenzivní podchlazený var. Při něm lze pro přestup tepla použít stejných vztahů jako pro bublinkový var ve velkém objemu, avšak, jak vyplývá z rovnice (3.28), projevuje se výrazně vliv rychlosti vody, zatímco vliv tlaku se projevuje pouze formou tlakové závislosti zúčastněných veličin. Dosadíme-li krajní hodnoty dosažitelné na modelu, tj. rychlost vody $0,9 \text{ m.s}^{-1}$ a nejnižší teplotu vody na výstupu z výměníku tepla 40°C , obdržíme z rovnice (3.28) teplotu vody, při níž nastane intenzivní podchlazený var $t_5 = 109^\circ\text{C}$ při $t_4 = 140^\circ\text{C}$ a poté z rovnice (3.29) dráhu náběhu na intenzivní var $L_m = 27 \text{ mm}$. Při rychlosti $v_w = 0,2 \text{ m.s}^{-1}$ a teplotě stěny trubky $t_4 = 140^\circ\text{C}$, je počátek intenzivního podchlazeného varu již na teplotě $t_5 = 6^\circ\text{C}$. Obdobně pro teplotu vody na vstupu do varné trubky 100°C vychází teplota stěny trubky 244°C . Při tlaku $p = 0,2 \text{ MPa}$ však teplota stěny, při níž dojde ke krizi varu, bude $t_4 = 150^\circ\text{C}$ a v systému by muselo dojít k neúměrnému zvýšení tlaku na hodnotu cca 4 MPa . Proto je výhodné v podmínkách podchlazeného varu využít vyšší rychlosti chladicí vody, kdy je rozdíl mezi teplotou počátku varu a teplotou stěny trubky poměrně malý. Pak také stačí nižší provozní tlak v chladicím systému (krize varu při tlaku $0,5 \text{ MPa}$ nastane při teplotě stěny 180°C). Příznivým faktem bude i to, že při vyšší rychlosti vody se podstatně sníží podíl parní složky v proudícím chladicím médiu.

Jak vyplývá z rovnice (3.23), má nárůst hodnot korekce tvaru stěny chladiče lineární průběh. Stačí vypočítat maximální hodnotu v ose desky. Po dosazení rozměrů z obr. 3.25 bude $\zeta_0 = 14,3 \text{ mm}$ oceli. V případě vzduchové izolace stačí korekce menší v poměru tepelných vodivostí $\lambda_0 = 57$ a $\lambda_v = 0,037 \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ při 180°C . Obdržíme $\zeta_0 = 0,01 \text{ mm}$.

c) Blánový var

Je-li měrné zatížení varné trubky $q = 523 \text{ kW.m}^{-2}$, můžeme z obr. 3.26 odečíst odpovídající tepelný spád mezi vodou na bodu varu a stěnou trubky při blánovém varu $\Delta t = 400^\circ\text{C}$. V našem případě je k dispozici tepelný spád, který odpovídá měrnému tepelnému zatížení trubky pouze cca 400 kW.m^{-2} , což je nedostatečné. Přesto ještě provedeme kontrolu přestupu tepla. Sloupec vody vtéká při rychlosti $0,2 \text{ m.s}^{-1}$ do varné trubky z laminárních poměrů a můžeme tedy předpokládat použití vzorců podle /3/. Součinitele přestupu tepla v místě x délky trubky vypočteme z rovnice (3.35), kde dosadíme

$$\lambda_p = 0,04 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$$

tepelná vodivost páry při 250°C a $0,2 \text{ MPa}$

$$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$$

zemské zrychlení

$$\rho_w = 943 \text{ kg.m}^{-3}$$

měrná hmotnost vody při 120°C a $0,2 \text{ MPa}$

$$\rho_p = 0,48 \text{ kg.m}^{-3}$$

měrná hmotnost páry při 250°C a $0,2 \text{ MPa}$

$$r_w = 2200 \text{ J.g}^{-1}$$

výparné teplo vody při 120°C a $0,2 \text{ MPa}$

$$\nu_p = 4,06 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

kinematická viskozita páry při 250°C a $0,2 \text{ MPa}$

$$t_4 = 424^\circ\text{C}$$

teplota stěny trubky

$$t_5 = 120^\circ\text{C}$$

bod varu vody ($p = 0,2 \text{ MPa}$)

$$x = 0 - L = 0,2 \text{ m}$$

místo výpočtu

$$k = 0,8$$

volíme podle /3/ a /49/

V našem případě je k dispozici tepelný spád 304°C , který odpovídá $q = 400 \text{ kW.m}^{-2}$. Protože se α mění po délce trubky se vzrůstající tloušťkou parní vrstvy, odvodíme střední hodnotu funkce (3.35), kde za x dosadíme délku L .

$$\bar{\alpha} = \frac{k}{L} \sqrt{\frac{\lambda_p g (\rho_w - \rho_p) r_w}{4 \nu_p (t_4 - t_5)}} \int_0^L \frac{dx}{x^{3/4}} \quad (3.43)$$

Po dosazení $\bar{\alpha} = 114,6 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. To je hodnota zcela nedostatečná pro přenos daného tepelného výkonu.

Obdobně odvodíme střední hodnotu tloušťky parní vrstvy

$$\bar{\delta} = \frac{1}{kL} \sqrt{\frac{4 \nu_p \lambda_p (t_4 - t_5)}{g r_w (\rho_w - \rho_p)}} \int_0^L \frac{dx}{x^{3/4}} \quad (3.44)$$

Po dosazení $\bar{d} = 0,37 \text{ mm}$.

Nyní lze zkontrolovat, zda bude tok parní vrstvy laminární. Po dosazení (3.33) obdržíme $v_{p \text{ max}} = 21,6 \text{ m.s}^{-1}$. Při této rychlosti bude $Re = 197$ a neměla by nastat turbulence. Vysoká hodnota rychlosti parní vrstvy vzhledem k předpokládané rychlosti vodního sloupce umožňuje považovat rychlost nuceného proudění za zanedbatelnou. Tím je dána oprávněnost použití uvedených vztahů. Podstatně odlišné výsledky nepřináší ani použití dalších vztahů podle /49/. Nízké hodnoty α jsou ovšem v souladu s obr. 3.26. Je zřejmé, že použití blánového varu není v našem případě reálné.

Část II - izolace

a) konvekce

Ze vztahu (3.13) lze vypočítat celkové množství tepla přenesené vzduchovou mezerou vedením a sáláním, kde

$$C_{2,3} = \frac{C_0}{\frac{1}{\epsilon_2} + \frac{1}{\epsilon_3} - 1} \quad (3.45)$$

Dosadíme

$$\lambda_v = 0,05 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$Q_t = 1000 \text{ W}$$

$$S = 0,0088 \text{ m}^2$$

$$t_2 = 466 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_3 = 108 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\epsilon_1 = 0,7$$

$$\epsilon_3 = 0,6$$

$$c_0 = 5,75$$

tepelná vodivost vzduchu při $350 \text{ }^\circ\text{C}$

tepelný tok jedním chladičem

plocha chladiče

teplota povrchu formy

teplota povrchu chladiče

poměrná sálavost litiny

poměrná sálavost (pohltivost) oceli

součinitel sálavosti absolutně černého tělesa

a vypočteme tloušťku vzduchové izolační mezery $\bar{d} = 0,17 \text{ mm}$.

b) bublinkový var

Platí totéž jako ad a), odlišná je pouze $t_3 = 182 \text{ }^\circ\text{C}$. Pak je tloušťka mezery $\bar{d} = 0,13 \text{ mm}$.

c) blánový var

Blánový var lze uskutečnit za předpokladu dobrého styku chladiče s formou.

Kolísání teploty se utlumí ve vzduchové mezeře na hodnotu $\Delta t_{3 \text{ MAX}}$, kterou vypočteme ze vztahu (3.14). Po dosazení

$$\Delta t_{2 \text{ MAX}} = \pm 3,78 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\delta = 0,15 \text{ mm}$$

$$\lambda_v = 0,05 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$c_v = 1,058 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$\rho_v = 0,56 \text{ kg.m}^{-3}$$

$$T_c = 10 \text{ s}$$

$$\text{bude } \Delta t_{3 \text{ MAX}} = \pm 3,74 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

kolísání teploty na stěně formy
střední hodnota tloušťky izolace
tepelná vodivost vzduchu při 350 $^{\circ}\text{C}$
měrné teplo vzduchu při 350 $^{\circ}\text{C}$
měrná hmotnost vzduchu při 350 $^{\circ}\text{C}$
tvarovací cyklus

3.4.1.1 Shrnutí výsledků

Výpočtem byly získány základní informace o rozdělení teploty uvnitř stěny vodou chlazené formy ve třech variantách provedení.

Výpočet byl proveden pro nejvyšší předpokládanou hodnotu tepelného příkonu $Q_1 = 8 \text{ kW}$. Při teplotě vnitřní stěny formy $t_1 = 500 \text{ }^{\circ}\text{C}$ byla nalezena teplota na vnějším povrchu $t_2 = 466 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Pro zvolenou teplotu stěny varné trubky $t_4 = 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$ vychází teplota stěny chladiče $t_3 = 182 \text{ }^{\circ}\text{C}$ a tloušťka izolační vrstvy vzduchu $\delta = 0,13 \text{ mm}$. Pro střední teplotu vnitřní stěny chladiče $t_4 = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$ při konvekci vychází teplota povrchu chladiče $t_3 = 108 \text{ }^{\circ}\text{C}$ a tloušťka izolační vrstvy vzduchu $\delta = 0,17 \text{ mm}$. Průměrná teplota proudu chladicí vody při konvekci by měla být $t_5 = 62,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ při rychlosti $v_w = 1 \text{ m.s}^{-1}$. Pro varné chlazení se ukazují jako nejvhodnější podmínky podchlazeného varu. Orientačně lze doporučit rychlost vody $v_w = 0,9 \text{ m.s}^{-1}$ při teplotě vstupního proudu vody $t_w = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ a tlaku cca 0,5 MPa.

Odvod tepla systémem blánového varu se ukazuje jako nevýhodný. Při konvekci je potřeba cca 10 x vyšší objemový průtok vody, než u varného chlazení. Proto bylo rozhodnuto se soustředit v následujících experimentech na varné chlazení. Jedná se zejména o zjištění vlivu rychlosti a teploty chladicí vody na teplotu vnitřní stěny formy, vliv změny tlaku v chladicím systému, určení tloušťky izolační vzduchové mezery, kde výpočet nebere v úvahu přenos tepla montážními šrouby.

3.4.2 Měření na analogonu

Za základ měření na analogonu byly vzaty parametry vzduchem chlazené formy EURO. Byl přijat zjednodušující předpoklad, že forma je chlazená po obvodu rovnoměrně a tepelná vodivost má střední konstantní hodnotu. Teplotu vnitřní stěny formy volíme $t_1 = 500^\circ\text{C}$ a tepelný tok formou $Q_1 = 8 \text{ kW}$. Byla vypočtena teplota vnější stěny $t_2 = 416^\circ\text{C}$. K měření byly připraveny tyto modely:

- a) model segmentu vzduchem chlazené formy - pro určení měřítka tepelného toku,
- b) model segmentu vodou chlazené formy bez izolace mezi formou a chladičem - pro zjištění rozložení teplot za předpokladu blánového varu,
- c) model segmentu vodou chlazené formy s izolací - pro zjištění rozložení teplot za předpokladu bublinkového varu a izolační vrstvy.

Model chlazení vodou konvekcí nebyl proveden. Zatímco u varného chlazení se jedná o bodový propad tepla, u konvekce je forma obtékána vodou v celé šíři a předpokládá se rovnoměrný odvod tepla.

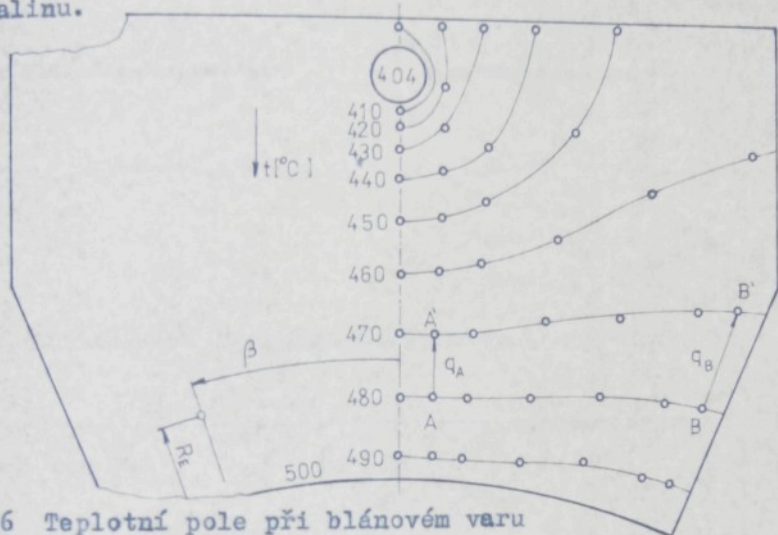
ad a)

Na modelu podle obr. 3.29 a) bylo nastaveno napětí $U_1 = 50 \text{ V}$ a $U_2 = 41,6 \text{ V}$. Měřítka teplot je tedy $\mu_t = 10$. Byl změřen proud $1,78 \text{ mA}$. Je-li tepelný tok pro jeden segment $Q_1 = 1 \text{ kW}$, pak měřítka tepelného toku je $\mu_q = \frac{1000}{178}$. Chceme-li, aby ve všech dalších případech bylo dodrženo stejné tepelné zatížení formy při stejné vnitřní teplotě formy, je nutné zajistit, aby modelem tekla vždy stejný proud, tj. $1,78 \text{ mA}$.

ad b)

Tvar a funkce modelu jsou zřejmé z obr. 3.29 b) a 3.31. Model byl vystřižen z elektrovedivého papíru v měřítku 3 : 1. Varnou trubku modeluje přilepená elektroda o průměru shodném s průměrem trubky v příslušném měřítku. Pro vnitřní teplotu formy 500°C vychází teplota stěny varné trubky $t = 404^\circ\text{C}$. Tím jsou splněny podmínky pro blánový var za atmosférického tlaku. Rozložení teplot naměřené na modelu je zřejmé z obr. 3.36. Je zakreslena jen polovina

teplotního pole, které je symetrické. Je-li v bodu A hodnota tepelného toku $q_A = \frac{\lambda}{AA} \Delta t$ a v bodu B $q_B = \frac{\lambda}{BB} \Delta t$, je zřejmé, že $q_A > q_B$. Odvod tepla po obvodu formy je nerovnoměrný, což má v důsledku i nerovnoměrné rozdělení teploty na vnitřním povrchu formy při provozním použití. Obdobné poměry by nastaly, kdybychom pod vnějším povrchem formy EURO navrtali podélné otvory pro chladič kapalinu.

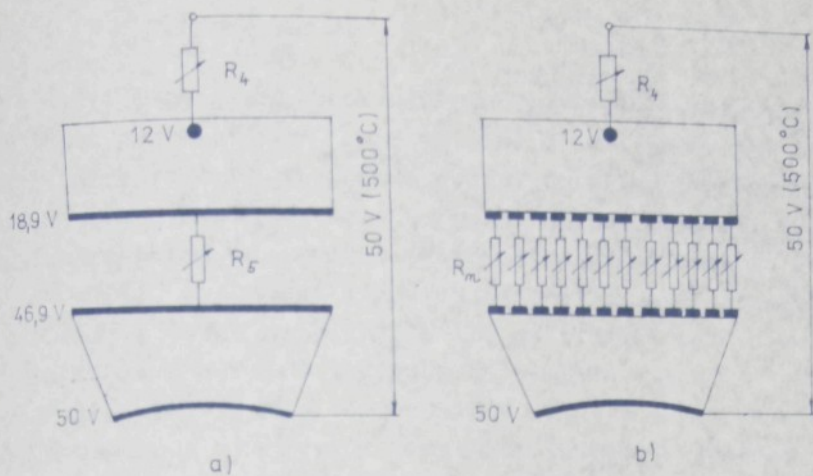


Obr. 3.36 Teplotní pole při blánovém varu

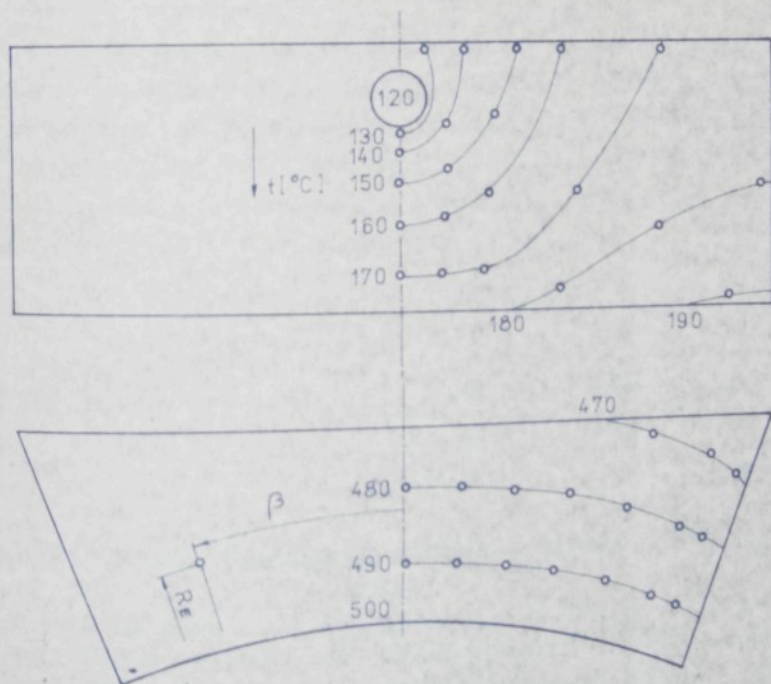
ad c)

Chceme-li využít bublinkového varu, musíme chladič od vnitřní části formy izolovat. V první fázi byl model pro bublinkový var sestaven podle obr. 3.37 a. Na elektrodu na vnitřním povrchu formy bylo přivedeno napětí odpovídající teplotě 500 °C. Odpory 4 a 5 byl nastaven spád potenciálů odpovídající teplotě 120 °C na stěně varné trubky a požadovanému tepelnému toku. Mezi elektrodami nalepenými v celé šíři teplosměnných ploch chladiče a formy vychází teplotní spád $t_2 - t_3 = 469 - 198 = 280$ °C. t_2 a t_3 jsou zde průměrné teploty. Můžeme tedy vypočítat tloušťku vzduchové izolace. Je-li $\lambda_v = 0,05 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ tepelná vodivost vzduchu, $S = 0,088 \text{ m}^2$ plocha, $Q_t = 1000 \text{ W}$ tepelné zatížení segmentu, pak z rovnice (3.13) je $\delta = 0,123 \text{ mm}$. Sdílení tepla sáláním není zahrnuto.

Ve skutečnosti nebude na povrchu teplosměnných ploch teplota rozložena rovnoměrně. Tento stav namodelujeme rozdělením elektrod na n dílů a připojením odporů R_n podle obr. 3.37 b. Odpory vypočteme pro $n = 12$ podle vztahu



Obr. 3.37 Modelování izolační mezivrstvy



Obr. 3.38 Teplotní pole při bublinkovém varu

$$\frac{1}{R_5} = \sum_{i=1}^{12} \frac{1}{R_m} \quad (3.46)$$

Je-li $R_5 = 15\,680\,\Omega$, pak $R_m = 188\,160\,\Omega$. Rozložení teplotního pole pro takto provedený model je na obr. 3.38. Izotermy v tvarovací části formy jsou velmi blízké kružnicím a lze předpokládat rovnoměrný odvod tepla po obvodu formy. Je to způsobeno příznivým působením vzduchové mezivrstvy. Tepelná vodivost vzduchu je cca 1000 krát nižší, než běžné konstrukční oceli, takže vzduchové izolaci o tloušťce 0,123 mm odpovídá 123 mm tlustá ocelová deska. Ačkoliv byl model sestaven tak, aby bylo možné vyhledat optimální tvar izolační vrstvy, není to potřebné. Takový závěr je výhodný zejména z hlediska opracování - postačí vzduchový polštář mezi dvěma, v rámci možnosti opracování, planoparalelními rovinnými plochami.

3.4.2.1 Shrnutí výsledků

Z porovnání mezi matematickým modelem a analogonem vyplývá, že rozložení teploty poměrně dobře souhlasí, jestliže u chladiče provedeme korekci na tepelnou vodivost, jejíž změnu model zhotovený z jednoho druhu vodivého papíru nemůže postihnout. Tloušťka vzduchové izolace se velmi dobře shoduje s vypočtenou hodnotou. Srovnání je nejlépe patrné z tabulky 3.5.

$t\ [^{\circ}\text{C}]$	t_1	t_2	$\delta\ [\text{mm}]$	t_3	t_4	t_5
výpočet	500	466	0,13	182	115	137
analogon	500	469	0,123	189	120	-
$[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	40		0,05		-40	60

Tab. 3.5 Porovnání vypočtených hodnot s měření na analogonu

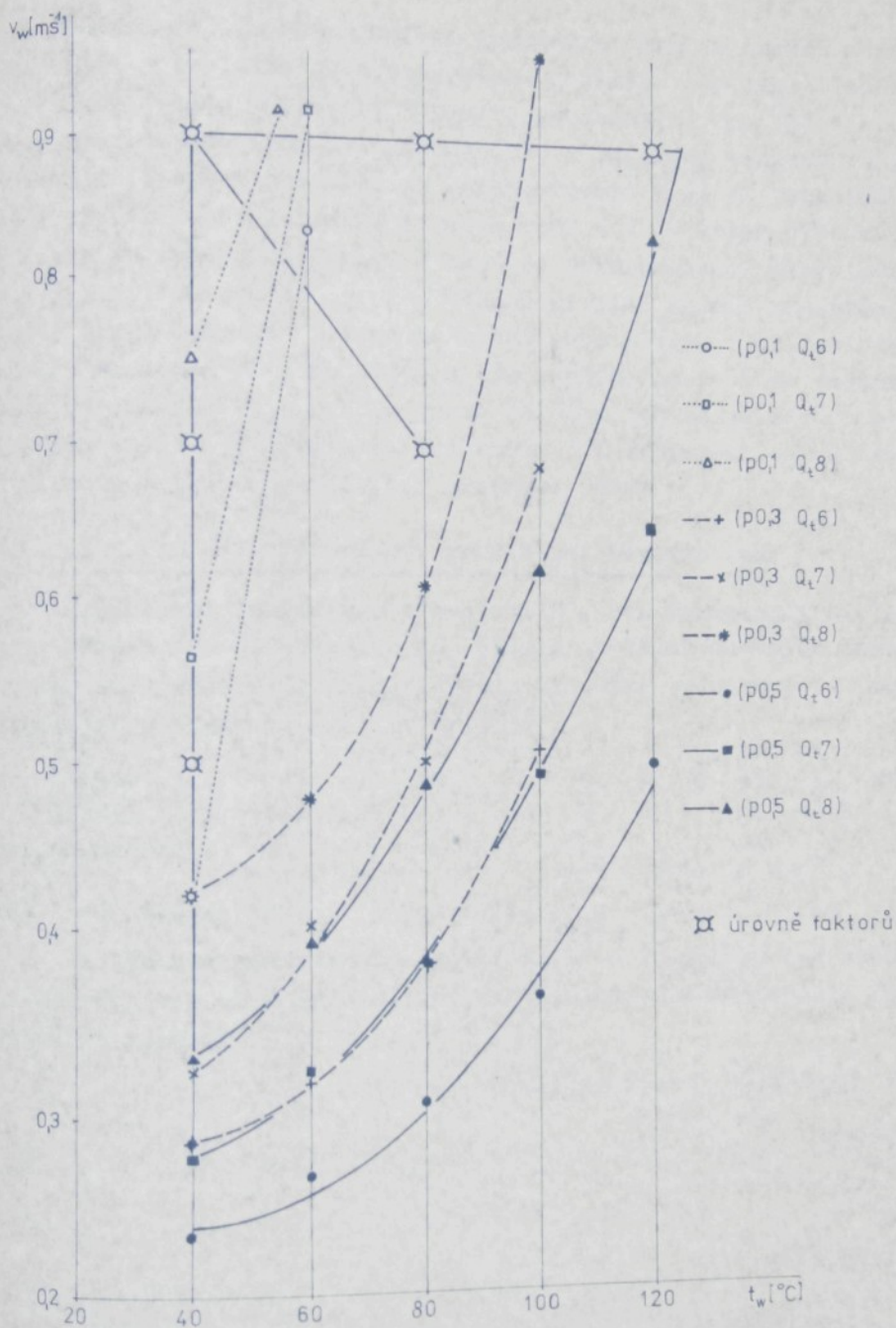
Teplotní pole na obr. 3.38 dokumentuje, že odvod tepla po obvodu formy bude vcelku rovnoměrný, i když se dopouštíme určité chyby tím, že vnitřní teplota formy je modelována po celém obvodu jako konstantní. Důležité je, že není nutné provádět korekci tvaru izolační vzduchové mezivrstvy.

3.4.3 Měření na fyzikálním modelu

3.4.3.1 Pokus I. Stanovení rozsahu experimentu

Pro zhodnocení vlivu tepelného toku, izolace, tlaku, rychlosti a teploty chladicí vody na teplotu vnitřní stěny formy byla provedena regresní analýza. Na základě výpočtů a předběžných měření bylo stanoveno sledovat úrovně příkonů topné tyče 6, 7, 8 kW, tloušťky vzduchové izolace 0,2, 0,25, 0,3 mm. Tlak vody v chladicím okruhu umožňuje experimentální zařízení měnit plynně až do hodnoty 0,5 MPa. Nejvyšší rychlost chladicí vody dosažitelná při průtoku trubičkami chladičů je $0,9 \text{ m.s}^{-1}$. Nejvyšší přípustná teplota vody při průtoku čerpadlem je 120°C . Nejvyšší, za všech okolností dosažitelná teplota vody na vstupu do chladičů je 40°C .

Při předběžném měření bylo potvrzeno, že při daném konstrukčním uspořádání musí chlazení probíhat za režimu podchlazeného varu, kdy mikroskopické bublinky páry vznikající v mezní vrstvě kapaliny při turbulenci v chladném proudu opět kondenzují. Přitom dochází ke stejné intenzivnímu odvodu tepla jako při bublinkovém varu ve velkém objemu. Ukázalo se, že kdykoliv nastala vlivem snížení rychlosti nebo zvýšením teploty vodního sloupce krize varu v mezní vrstvě, došlo k prudkému zvýšení teploty stěny trubky a tvorbě většího množství páry. Parní bubliny v potrubí a nepravidelná kondenzace páry ve výměníku způsobovaly nepravidelný průtok chladicí vody. Záznam termočlánku ve stěně varné trubky byl ve shodě s teplotou příslušnou pro krizi varu za daného tlaku. Proto byl uspořádán pokus I. Při tlaku 0,1, 0,3 a 0,5 MPa a vstupní teplotě vody $40, 60, 80, 100$ a 120°C , $\delta = 0,25 \text{ mm}$ a příkonu 6, 7 a 8 kW byla hledána kritická rychlost vody, při níž dojde ke krizi varu. Vyhodnocení je na obr. 3.39. Pro dané uspořádní modelu je možné měnit rychlost a teplotu vody v rozmezí prostoru ohraničeného plnou čarou $t_w = 40^\circ\text{C}$, $v_w = 0,9 \text{ m.s}^{-1}$ a ($p_0,5 \text{ Q}, 8$). Na základě toho byly pro další pokusy zvoleny úrovně rychlosti vody 0,5, 0,7 a $0,9 \text{ m.s}^{-1}$ a teploty vody $40, 80$ a 120°C . Nastavení rychlosti protékající vody lze provést s přesností $0,01 \text{ m.s}^{-1}$ za předpokladu rovnoměrného rozdělení objemového průtoku do všech



Obr. 3.39 Minimální rychlost chladicí vody při daném tlaku a teplotě vody při různém tepelném zatížení formy

varných trubek. Chyba měření na rotametru vzniklá změnou měrné hmotnosti s teplotou byla zanedbána. Teplota vody byla odečítána na kontaktním teploměru Vertex s přesností $\pm 0,5^\circ\text{C}$. Při vyšších rychlostech vody byla dvoupolohová regulace teploty vody vyhovující, avšak při nižších rychlostech a vyšších teplotách vody docházelo ke kolísání teploty vody $\pm 5^\circ\text{C}$ kolem střední hodnoty na vstupu do formy. I když se toto kolísání neprojevovalo na vnitřní teplotě formy, lze doporučit jiný způsob regulace. Změna tlaku vody má vliv na zužování nebo naopak rozšíření pásma hodnot sledovaných parametrů, a tím nepřímě na teplotu vnitřního povrchu formy. Proto byla u všech dalších pokusů nastavena mezní hodnota tlaku 0,5 MPa, takže ani chyba přístroje ani chyba odečítání hodnot tlaku neovlivnily přesnost měření.

3.4.3.2 Pokus II. Měření při konstantní teplotě vody

Pokus byl uspořádán v provedení 3^3 . Při konstantní teplotě přiváděné chladicí vody $t_w = 40^\circ\text{C}$ byla na třech úrovních měněna úroveň tří faktorů: rychlosti vody, tloušťky vzduchové izolace a tepelného příkonu.

faktor	$X_1 = \delta \text{ [mm]}$	$X_2 = Q_t \text{ [kW]}$	$X_3 = v_w \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$
úroveň X	0,2 0,25 0,3	6 7 8	0,5 0,7 0,9
transf.úroveň x	-1 0 1	-1 0 1	-1 0 1

Tab. 3.6 Úrovně faktorů - pokus II.

Na základě plánovaného uspořádání $3^3 = 27$ pokusů lze hledanou závislost, tj. vliv změn úrovní faktorů na vnitřní teploty formy vyjádřit rovnici

$$t_f = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2, \quad (3.47)$$

$$b_0 = \bar{t}_f - \frac{2}{3} (b_{11} + b_{22} + b_{33}) \quad (3.48)$$

kde

$$b_i = \frac{\sum_{j=1}^{27} (x_i t_{ij})_{jm}}{\sum_{j=1}^{27} x_i^2} \quad (3.49)$$

$$b_{ij} = \frac{\sum_{j=1}^{27} (x_{ij} t_{ij})_{jm}}{\sum_{j=1}^{27} x_{ij}^2} \quad (3.50)$$

$$b_{ij} = \frac{\sum_{j=1}^{27} (x_{ij}^2 - \frac{2}{3}) t_{ijm}}{\sum_{j=1}^{27} (x_{ij}^2 - \frac{2}{3})^2} \quad (3.51)$$

jsou konstanty vypočtené z tab. 3.7 plánu pokusu a naměřených hodnot t_{1m} . Hodnoty t_{1v} byly vypočteny z rovnice (3.47). Významnost vlivu jednotlivých konstant byla posouzena t_{α} - testem. Hodnotu t_{α} vypočteme jako podíl absolutní hodnoty jednotlivých konstant hodnotami odhadu rozptylu jednotlivých konstant. Hodnota t_{α} pak byla srovnána s hodnotami zvoleného $t_{\alpha KR} /47/$ pro počet stupňů volnosti daný rozdílem mezi počtem pokusů a vypočtených konstant. Je-li $t_{\alpha} < t_{\alpha KR}$, je nejvýše α_{KR} procentní pravděpodobnost nenulového vlivu konstanty a konstantu lze v rovnici (3.45) zanedbat. Pro zbytkový rozptyl

$$s_z^2 = \frac{1}{m-3} \sum_{i=1}^{27} (t_{1m} - t_{1v})^2 \quad (3.52)$$

lze vypočíst odhady rozptylů jednotlivých konstant

$$s_{b0}^2 = \frac{s_z^2}{m} + \frac{4}{9} (s_{b11}^2 + s_{b22}^2 + s_{b33}^2) \quad (3.53)$$

$$s_{bi}^2 = \frac{s_z^2}{\sum_{i=1}^m x_{im}^2} \quad (3.54)$$

Pokus II.				
Konstanta	Odhad rozptylu	t_{α}	$t_{0,01 KR}$	F-test
$b_0 = 462,44$	0,57	616,60		$s_R^2 = 9,5 \quad \nu = 4$
$b_1 = 40,39$		116,70		$s_z^2 = 2,21 \quad \nu = 17$
$b_2 = 45,22$	0,12	130,70		
$b_3 = -9,50$		27,40		$F = 4,29 <$
$b_{12} = 5,42$		12,80	2,9	$< F_{0,01 KR} = 4,66$
$b_{13} = 0,42$	0,18	0,99		
$b_{23} = -0,08$		0,18		
$b_{11} = 0,83$		1,40		
$b_{22} = 5,00$	0,37	8,22		
$b_{33} = -0,33$		0,54		

Tab. 3.7 Pokus II. - testy

pomocí rozptylu s_R^2 získaného opakováním měření jedné hodnoty t_1 , přičemž ν je rovno počtu nadbytečných měření, byla hodnocena adekvátnost regresní funkce F - testem. Je-li hodnota F, jakožto podíl rozptylu a zbytkového rozptylu menší, než hodnota $F_{\alpha KR}$, pak je podle /47/ méně než $2\alpha_{KR}$ procentní pravděpodobnost, že hodnota ná-

m	x_1	x_2	x_3	POKUS II.		POKUS III.	
				t_{1m}	t_{10}	t_{1m}	t_{10}
1	-1	-1	-1	398	397,59	375	377,51
2	-1	-1	-0	390	388,08	393	393,13
3	-1	-1	1	375	377,91	407	406,91
4	-1	0	-1	432	432,47	416	416,18
5	-1	0	0	423	422,88	433	430,63
6	-1	0	1	416	412,63	446	444,74
7	-1	1	-1	478	477,35	456	454,85
8	-1	1	0	466	467,68	473	471,88
9	-1	1	1	456	456,85	482	486,57
10	0	-1	-1	429	431,31	416	412,76
11	0	-1	0	421	422,22	429	428,63
12	0	-1	1	416	412,47	442	443,33
13	0	0	-1	472	471,61	453	456,18
14	0	0	0	462	462,44	472	472,63
15	0	0	1	453	452,61	489	486,74
16	0	1	-1	522	521,91	503	504,60
17	0	1	0	514	512,66	519	520,63
18	0	1	1	503	502,83	538	535,32
19	1	-1	-1	468	466,69	448	445,01
20	1	-1	0	460	458,02	460	460,88
21	1	-1	1	448	448,69	474	474,41
22	1	0	-1	512	512,41	494	495,18
23	1	0	0	501	503,66	511	511,63
24	1	0	1	494	494,25	524	525,74
25	1	1	-1	568	568,13	550	549,35
26	1	1	0	560	559,30	567	566,38
27	1	1	1	550	549,81	582	581,07
				$\bar{t}_{1m} = 466,11$		$\bar{t}_{1m} = 472,22$	

Tab. 3.8 Plán pokusu, naměřené a vypočtené hodnoty teploty vnitřního povrchu formy

hodně veličiny F překročí kritickou hodnotu $F_{\alpha, KR}$ na zvolené hladině významnosti a regresní rovnice dostatečně přesně vystihuje závislost mezi proměnnými. Výsledky testů jsou v tab. 3.7.

F - testem bylo dokázáno, že regresní rovnice vyhovuje na dvouprocentní hladině významnosti. t - testem na jednoprocentní hladině významnosti byly vyloučeny konstanty se zanedbatelným vlivem, takže nyní bude

$$t_1 = 462,44 + 40,39x_1 + 45,22x_2 - 950x_3 + 5,42x_1x_2 + 5,00x_2^2 \quad (3.55)$$

3.4.3.3 Pokus III. Měření při konstantní rychlosti vody

Pokus byl uspořádán v provedení 3³. Při konstantní rychlosti přiváděné chladicí vody $v_w = 0,9 \text{ m.s}^{-1}$ byla na třech úrovních měněna teplota vody, tloušťka vzduchové izolace a tepelný příkon. Úrovně faktorů jsou v tab. 3.9.

faktor	$X_1 = \delta \text{ [mm]}$			$X_2 = Q_t \text{ [kW]}$			$X_3 = t_w \text{ [}^\circ\text{C]}$		
úroveň X	0,2	0,25	0,3	6	7	8	40	80	120
transf.úrov.x	-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1

Tab. 3.9 Úrovně faktorů - pokus III.

Pokus III.				
Konstanta	Odhad rozptylu	t_α	$t_{0,01KR}$	F-test
$b_0 = 472,63$	0,982	481,29	2,9	$s_R^2 = 9,5 \quad \gamma = 4$ $s_Z^2 = 3,73 \quad \gamma = 17$
$b_1 = 40,50$		89,01		
$b_2 = 46,00$		101,09		$F = 2,54 <$ $< F_{0,05KR} = 2,97$
$b_3 = 15,28$	0,455	33,58		
$b_{12} = 6,75$		12,11		
$b_{13} = 0,00$		0,00		
$b_{23} = 0,58$	0,557	1,04		
$b_{11} = -1,50$		1,90		
$b_{22} = 2,00$		2,53		
$b_{33} = -1,17$	0,788	11,48		

Tab. 3.10 Pokus III.- testy

Na základě plánovaného uspořádání $3^3 = 27$ pokusů lze hledanou závislost vyjádřit rovnicí (3.47). Stejně i výpočet konstant, testování adekvátnosti regresní funkce a významnosti konstant lze provést podle vztahů uvedených v kapitole 3.4.3.2. Shodný je i plán pokusu, a proto jsou naměřené a vypočtené hodnoty uvedeny v tab. 3.8.

Vypočtené hodnoty konstant a výsledky testů jsou v tab. 3.10. F - testem bylo dokázáno, že regresní rovnice bude adekvátní na deseti procentní hladině významnosti. t - testem byly na jednocentní hladině významnosti vyloučeny konstanty se zanedbatelným vlivem, takže výsledný tvar regresní rovnice bude

$$t_i = 472,63 + 40,5x_1 + 46x_2 + 15,28x_3 + 6,75x_1x_2 \quad (3.56)$$

3.4.3.4 Pokus IV. Měření při současně změně rychlosti a teploty vody

Z pokusů II. a III. je zřejmé, že hledané závislosti mají téměř lineární charakter. Na základě této informace bylo přistoupeno k pokusu IV. typu 4^2 , při kterém byly všechny čtyři zúčastněné faktory měněny podle plánu pokusu na dvou úrovních. Úrovně faktorů jsou v tab. 3.11.

faktor	$X_1 = \delta [\text{mm}]$	$X_2 = Q_t [\text{kW}]$	$X_3 = v_w [\text{m.s}^{-1}]$	$X_4 = t_w [^\circ\text{C}]$
úroveň X	0,2 0,25	7 8	0,7 0,9	40 80
transf. úrov. x	-1 1	-1 1	-1 1	-1 1

Tab. 3.11 Úrovně faktorů - pokus IV.

Na základě plánovaného uspořádání $4^2 = 16$ pokusů lze hledanou závislost vyjádřit rovnicí

$$t_i = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4 + b_{23}x_2x_3 + b_{24}x_2x_4 + b_{34}x_3x_4 \quad (3.57)$$

kde $b_0 = \bar{t}_{\text{min}}$, ostatní konstanty byly vypočteny podle (3.49) a (3.50). Testování regresní funkce bylo provedeno stejně jako v předešlých dvou případech. Plán pokusu, naměřené a vypočtené hodnoty jsou v tab. 3.12, hodnoty konstant a výsledky testů v tab. 3.13.

F-test dokazuje, že regresní rovnice bude adekvátní na deseti procentní hladině významnosti. t - testem byly na jednocentní hladině významnosti vyloučeny konstanty se zanedbatelným vlivem. Regresní rovnice má nyní tvar

$$t_i = 470,19 + 21,56x_1 + 22,31x_2 - 4,56x_3 + 8,56x_4 \quad (3.58)$$

POKUS IV.						
m	x_1	x_2	x_3	x_4	$t_{1m\mu}$	$t_{10\mu}$
1	-1	-1	-1	-1	423	422,57
2	-1	-1	-1	1	439	440,81
3	-1	-1	1	-1	416	414,59
4	-1	-1	1	1	433	433,17
5	-1	1	-1	-1	466	466,31
6	-1	1	-1	1	483	481,31
7	-1	1	1	-1	456	457,57
8	-1	1	1	1	473	472,81
9	1	-1	-1	-1	462	463,2
10	1	-1	-1	1	485	482,31
11	1	-1	1	-1	453	453,51
12	1	-1	1	1	472	472,81
13	1	1	-1	-1	514	512,81
14	1	1	-1	1	526	528,57
15	1	1	1	-1	503	501,31
16	1	1	1	1	519	518,31
					$\bar{t}_{1m\mu}=470,19$	

Tab. 3.12 Plán pokusu, naměřené a vypočtené hodnoty teploty vnitřního povrchu formy

Pokus IV				
Konstanta	Odhad rozptylu	t_α	$t_{0,01KR}$	F-test
$b_0 = 470,19$	0,143	1237	4,03	$s_R^2 = 9,5 \quad \gamma = 4$
$b_1 = 21,56$		56,7		$s_Z^2 = 1,52 \quad \gamma = 5$
$b_2 = 22,31$		58,7		$F = 4,13 < F_{0,05 KR} = 5,19$
$b_3 = -4,56$		12		
$b_4 = 8,56$		22,3		
$b_{12} = 1,44$		3,7		
$b_{13} = -0,44$		1,1		
$b_{14} = 0,19$		0,5		
$b_{23} = -0,19$		0,5		
$b_{24} = -0,81$		2,1		
$b_{34} = 0,06$		0,1		

Tab. 3.13 Pokus IV - testy

Pro tuto funkci byl zpracován nomogram obr. 3.40, umožňující rychlé nalezení úrovně libovolného ze čtyř faktorů známe-li úrovně zbývajících tří. Platí ovšem omezení daná hranicemi experimentu podle obr. 3.39. Na druhé straně lze připustit extrapolaci.

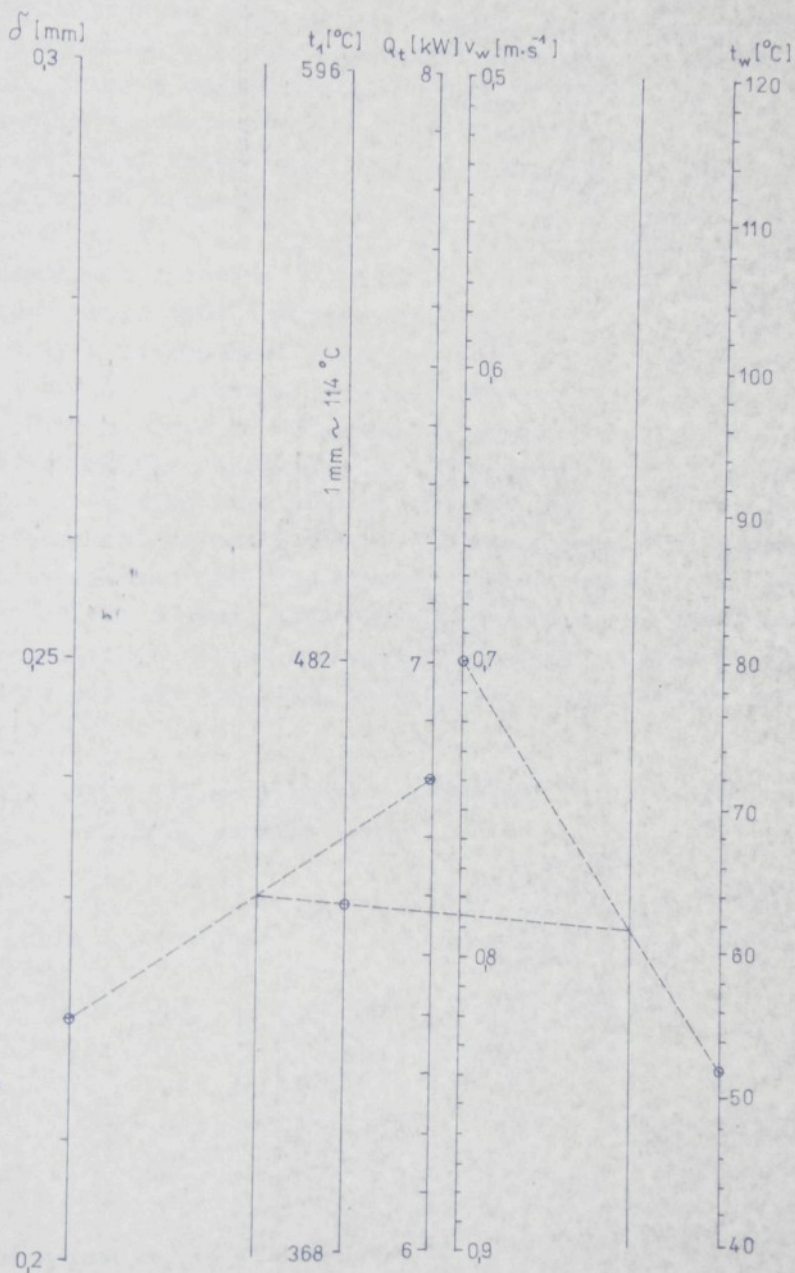
3.4.3.5 Teplotní pole pokusné formy

Pro rovnoměrný ohřev vnitřního povrchu formy topnou tyčí a bublinkový var po celé délce varných trubíc, jakož i na základě měření na analogonu, bylo možno předpokládat stejnoměrnou teplotu po celém vnitřním povrchu formy. Ve skutečnosti tomu tak není. Vyhodnocením záznamu termočlánků A - H podle obr. 3.35 byly získány následující tabulky:

a) Tab. 3.14 Vliv změny jednotlivých parametrů pokusů na rozložení teploty po délce a po obvodu vnitřního povrchu formy

Δt_{CE-DF} [°C] Δt_{CD-EF} [°C]			Parametry
45 6	47 6	50 7	$Q_t = 6, 7, 8 \text{ kW}$ $v_w = 0,5 \text{ m.s}^{-1}$ $t_w = 40^\circ\text{C}$ $\delta = 0,25 \text{ mm}$
47 6	45 7	42 7	$v_w = 0,5, 0,7, 0,9 \text{ m.s}^{-1}$ $Q_t = 7 \text{ kW}$ $t_w = 40^\circ\text{C}$ $\delta = 0,25 \text{ mm}$
42 7	43 6	43 6	$t_w = 40, 60, 80^\circ\text{C}$ $Q_t = 7 \text{ kW}$ $v_w = 0,9 \text{ m.s}^{-1}$ $\delta = 0,25 \text{ mm}$
40 7	47 6	50 7	$\delta = 0,2, 0,25, 0,3 \text{ mm}$ $Q_t = 7 \text{ kW}$ $v_w = 0,5 \text{ m.s}^{-1}$ $t_w = 40^\circ\text{C}$

Z tabulky je zřejmé, že po obvodu formy teplota mírně kolísá v důsledku nerovnoměrného odvodu tepla chladiči. Po délce formy je teplotní spád již dosti výrazný. Mírně roste s příkonem topné tyče a zvětšující se tloušťkou izolační vrstvy, klesá s rostoucí rychlostí vody. V případě zavedení opačného směru toku vody (shora dolů) poklesne hodnota Δt_{CE-DF} na polovinu. To dokazuje, že podél-



Obz. 3.40 Nomogram funkce (3.56) $t_1 = 470,19 + 215,6x_1 + 22,31x_2 - 4,56x_3 + 85,8x_4$

ný teplotní spád není způsoben pouze postupným ohřevem vody proudící v trubkách. Protože růst Q_t a δ způsobuje i růst teploty t_w na vnitřním povrchu formy je již zřejmé, že růst teploty formy po délce zdola nahoru je způsoben rovněž konvekci vzduchu mezi vnitřní stěnou formy a topnou trubkou. Vzniklé ztráty lze podle přibližného výpočtu odhadnout do 0,5 kW. Tyto ztráty spolu s vedením tepla montážními šrouby mezi formou a chladiči způsobují nutnost nastavení vyšší hodnoty δ , než bylo vypočteno. Bylo-li výpočtem pro $Q_t = 8 \text{ kW}$, $t_w = 40^\circ\text{C}$, $v_w = 0,9 \text{ m.s}^{-1}$, zjištěno $\delta = 0,13 \text{ mm}$, pak z nomogramu odečteme $\delta = 0,25 \text{ mm}$. Pokud bychom chtěli vyrovnat ztrátu topné tyče zvýšeným příkonem, např. na $Q_t = 8,5 \text{ kW}$, odečteme (při extrapolaci stupnice) $\delta = 0,225 \text{ mm}$. Je zřejmé, že nárůst δ oproti výpočtu je způsoben především vedením tepla montážními šrouby. Teplo je přenášeno ve styku válcové plochy děr chladičů s vrcholy závitů šroubů a pružnými podložkami. Chyba v nastavení δ vzniká také měrkami zjistitelnými, avšak neměřitelnými deformacemi chladičů vlivem vnitřního pnutí. Vzhledem k uvedeným skutečnostem bylo rozhodnuto zanedbat ztráty topné tyče do okolí a počítat s plnou hodnotou příkonu. Malý až zanedbatelný vliv kvadratických členů odvozených regresních rovnic svědčí o dostatečně přesném odečítání nastavených hodnot výkonu topné tyče.

b) Tab. 3.15 Vliv sklonu chladičů na podélný teplotní spád na vnitřním povrchu formy

dole - δ nahore	$\Delta \delta$ [mm]	$\Delta t_{\text{CE-DF}}$ [$^\circ\text{C}$]	parametry
0,3 - 0,3	0	50	$Q_t = 7 \text{ kW}$ $t_w = 40^\circ\text{C}$ $v_w = 0,5 \text{ m.s}^{-1}$
0,3 - 0,35	0,05	45	
0,3 - 0,4	0,1	34	
0,25 - 0,4	0,15	18	
0,2 - 0,4	0,2	0	

Tabulka dokazuje, že sklonem chladičů lze vyrovnat podélné rozdíly teplot na vnitřním povrchu formy. Obdobný efekt lze docílit odstupňováním tloušťky izolační šterbiny.

- c) Tab. 3.16 Časy náběhu na novou hodnotu provozní teploty formy při změně ostatních parametrů

změna parametru	čas náběhu
$\Delta v_w = 0,2 \text{ m.s}^{-1}$	12 min
$\Delta t_w = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$	10 min
$\Delta Q_t = 1 \text{ kW}$	16 min

Jedná se o informativní údaje. Při změně parametru o hodnotu jinou, než udává tabulka nebo při změně více parametrů současně, neplatí přímá úměrnost.

- d) Tab. 3.17 Nárůst teploty proudu chlařící vody při průtoku chladičem

$\Delta t_{G-H} [^{\circ}\text{C}]$		$v_w [\text{m.s}^{-1}]$		
		0,5	0,7	0,9
$t_w [^{\circ}\text{C}]$	40	[37] 45 (53)	[27] 32 (36)	[24] 24 (28)
	80	-	- 30 (33)	[21] 22 (26)
	120	-	-	[19] 21 (21)

Hodnoty pro $Q_t = 7 \text{ kW}$ jsou v tab. bez označení, pro 6 kW v hranaté závorce, pro 8 kW v oblé závorce. Změna tloušťky izolace nemá vliv. Významný je vliv změny rychlosti chlařící vody a tepelného příkonu.

3.4.3.6 Shrnutí výsledků

1. Při dostatečně vysokém tepelném zatížení stěny varné trubky a dostatečně vysoké rychlosti protékající vody dochází k podchlazenému varu. Součinitel přestupu tepla je vysoký a tvorba páry omezená. Tím jsou dány podmínky pro bezporuchový tok vodního sloupce v celém chlařícím okruhu a jeho konstrukce může být lépe podřízena prostorovým možnostem stroje.

2. Změnou rychlosti chladicí vody lze měnit teplotu formy. ($\Delta v_w = 0,1 \text{ m.s}^{-1} \rightarrow \Delta t_f = 4,56 \text{ }^\circ\text{C}$). Se snižováním rychlosti teplota formy stoupá. Pro daný tlak a teplotu vody v chladicím systému existuje minimální rychlost, při níž nastane krize varu.
3. Změnou teploty vstupující chladicí vody lze měnit teplotu formy ($\Delta t_w = 10 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \Delta t_f = 4,28 \text{ }^\circ\text{C}$). Se zvyšováním teploty vody teplota formy stoupá. Pro daný tlak a rychlost vody existuje maximální teplota vody, při níž nastane krize varu.
4. Při současné změně teploty a rychlosti chladicí vody se efekty sčítají.
5. Zvyšování tlaku v chladicím systému umožňuje snižovat rychlost a zvyšovat teplotu chladicí vody. Samostatná změna tlaku při režimu stabilního podchlazeného varu nemá na teplotu formy vliv. Za efektivní lze považovat zvyšování tlaku do hodnoty cca 1 MPa.
6. Změna tepelného příkonu formy má značný vliv na teplotu vnitřního povrchu formy ($\Delta Q_t = 1 \text{ kW} \rightarrow \Delta t_f = 44,6 \text{ }^\circ\text{C}$).
7. Změna tloušťky vzduchové izolační mezery má značný vliv na teplotu vnitřního povrchu formy ($\Delta \delta = 0,05 \text{ mm} \rightarrow \Delta t_f = 43,1 \text{ }^\circ\text{C}$).
8. Na základě pokusů na modelu byla odvozena rovnice $t_f = 470,19 + 21,56 x_1 + 22,31 x_2 - 4,56 x_3 + 8,56 x_4$, která popisuje vliv rychlosti a teploty chladicí vody, tepelného příkonu a izolační mezery na teplotu vnitřního povrchu formy při tlaku v systému $p = 0,5 \text{ MPa}$. Jednotlivé parametry byly seřizovány na hodnoty předpokládané při praktickém použití.
9. Rozložení teplotního pole experimentální formy je sanedbatelně nepravidelné po obvodu formy, po délce formy jsou rozdíly větší, avšak nepřesahují provozní hodnoty podle /62/ a /13/. Rozložení teploty po délce formy lze navíc výhodně ovlivnit změnou tloušťky izolační mezery.

Závěr

Závěr práce je uspořádán do dvou odstavců. Odstavec A odpovídá na otázku, co bylo v práci zjištěno, odstavec B se zabývá možnostmi uplatnění poznatků v praxi a v dalším výzkumu.

A.

Studium dosavadních znalostí o způsobech chlazení forem přesvědčivě dokazuje, že při hromadné výrobě skleněných obalů může být dosaženo značných energetických úspor a zlepšení životního prostředí. Nejvýhodnější se ukazuje vodní oběhové chlazení pro dostupnost chladicího média, možnost dodržení zásad hygieny a bezpečnosti práce a reálnost konstrukčního provedení. Z hlediska energetických úspor je nejvýhodnější chlazení varné.

Na základě rozboru práce formy byl určen tepelný výkon, který musí chlazení odvádět.

Byl proveden návrh a výpočet varného a konvekčního chladicího systému. Z něho vyplývá, že vhodný je pouze bublinkový var - blánový var neodvede potřebné množství tepla. Z potřebných průřezů kanálů a rychlosti proudění vyplývá nižší energetická náročnost varného chlazení, a proto byla tato varianta vybrána k experimentálnímu ověření.

Výpočtem a elektrotepelnou analogií bylo stanoveno rozložení teploty v segmentu navržené experimentální formy. Bylo zjištěno, že kolísání teploty na vnitřním povrchu formy v důsledku nerovnoměrného odvodu tepla do varných trubek bude zanedbatelné.

Byla určena potřebná tloušťka vzduchové izolační mezery. Výpočtené hodnoty je třeba zvětšit (protože z konstrukčních důvodů dochází k dotyku mezi formou a chladičem), jak dokazují výsledky pokusu.

Ukázalo se, že navržený systém splňuje předpokládané parametry a pracuje na principu podchlazeného varu.

Vzájemná závislost teploty chladicí vody, rychlosti vody, izolační mezery, tepelného příkonu formy a vnitřní teploty formy byla na základě plánovaného pokusu vyhodnocena. Závislost má v oblasti dané možnostmi modelu lineární charakter. Je předpoklad zvy-

šováním tlaku, rychlosti a teploty chladicí vody tuto oblast rozšířit a tím také rozšířit regulační možnosti.

Experiment prokázal malé kolísání teploty v radiálním řezu na vnitřním povrchu formy. Podélný teplotní spád lze podle potřeby výhodně vyrovnat změnou tloušťky izolační mezery.

Po cca 100 hodinách provozu modelového zařízení po dobu tří měsíců nebyla zjištěna změna poměrů při odvodu tepla způsobená korozí či tvorbou kotelního kamene a nenastala ani jiná vážnější porucha.

B.

Nejprve provedme srovnání z ekonomického hlediska. Je-li spotřeba chladicího vzduchu u stroje AL 118 cca $30\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ a příkon ventilátorů 130 kW, pak při ceně 0,30 Kčs za 1 kWh a nepřetržitém provozu by byla cena chladicího vzduchu (bez prostojů a oprav) 341 640,- Kčs za rok. Na chlazení forem (bez odstávky) je třeba cca 2/3 celkového množství chladicího vzduchu. Při 40 %ní úspoře chladicího vzduchu chladicími držáky lze očekávat odpojení některého ventilátoru a příkon poklesne též na cca 3/5 původní hodnoty a úspora bude činit cca 90 000,-Kčs ročně na jeden stroj.

Porovnáme-li spotřebu elektrické energie potřebnou pro chlazení vodním sprayem s chlazením vzduchem, vychází na základě laboratorních pokusů náklady na chlazení vodním sprayem cca 7 x nižší. Není započítána cena upravené vody. V obou případech (chladicí držáky, spray) se jedná o poměrně jednoduché úpravy současných strojů, a proto nebylo uvažováno se zvýšením výrobních nákladů.

V případě chlazení vodním oběhem je nesporné, že provedení forem a jejich držáků bude komplikovanější a navíc bude nutno instalovat zařízení potřebné k ochlazení chladicí vody. Tím zaplatíme za nehluknost, přesné seřízení, energetickou nenáročnost a možnost využití odpadního tepla při vodním oběhovém chlazení. Jako příklad může posloužit ekonomický rozbor uvedený v /12/.

Cena el. en. vzduchového chlazení (134 kW)
Provozní náklady vodního chlazení

44 000 DM ročně
8 000 DM ročně

2

Chlazení vodou je tedy celkem cca 5 x levnější, než chlazení vzduchem, ačkoliv příkon agregátů vodního chlazení lze podle laboratorních pokusů odhadnout na 1/10 příkonu ventilátorů vzduchového chlazení.

Experimentální forma byla zkonstruována jako univerzální zařízení pro ověřování některých konstrukčních prvků a teoretických předpokladů. A to nejen těch, které byly uvedeny v této práci, ale i v dalším výzkumu. Proto lze očekávat, že následné konstrukční práce využijí získaných poznatků, ale nebudou kopií experimentální formy. Na otázku, zda použít chlazení varné nebo konvekční bude možno definitivně odpovědět až po modelových zkouškách konvekčního chlazení. Nabízí se také možnost oba způsoby kombinovat. Zkoušky na modelu potvrdily význam izolační mezivrstvy. Vzduchová mezera jako izolátor se osvědčila, seřizování bylo dostatečně přesné, přičemž nároky na přesnost výroby byly zvýšené. U jiných izolačních materiálů bude vždy problémem reprodukovatelnost fyzikálních vlastností a kontakt s formou a chladičem. Seřizování izolace za provozu se ukazuje jako málo reálné. Pravděpodobně bude třeba počítat s tím, že pro každý typ láhve budou s formou současně vyrobeny a na stroji vyměňovány i chladiče. Přitom bude stanovena výrobní rychlost stroje a parametry chlazení tak, aby láhve byly tvarovány při optimální teplotě forem. Do určité míry bude možno provádět regulaci chlazení změnou rychlosti a teploty chladicí vody, a to i na jednotlivých sekcích, jako doladění chodu stroje.

Chlazení forem automatů na výrobu obalového skla je jedním z úkolů, na jejichž řešení se účastní katedra sklářských a keramických strojů VŠST Liberec v rámci spolupráce s koncernem Sklo Union v Teplicích. Předložená práce si klade za cíl poskytnout konstruktérům řadových automatů podklady a znalosti potřebné pro uplatnění pokrokových řešení při inovaci stávajících typů strojů.

Literatura

- /1/ Abramovič, B. T.: Rasčet sistěmi ochlažděnijsa stěkloformujuščevo instrumenta. Stěklo i keramika, 1982, č. 10, s. 4 - 5.
- /2/ Beneš, A. - aj.: Kovové materiály. SNTL Praha 1968.
- /3/ Bromley, A.: Heat transfer in stable film boiling. Chemical engineering progress 46.1950. s. 221 - 227.
- /4/ Belda, J. - Cibulka, J. - Havelka, A.: Výzkum chlazení forem. (Výzkumná zpráva). Liberec, VŠST 1976. 60 s.
- /5/ Beranek, L.: Snižování hluku. 1. vyd. Praha 1965.
- /6/ Brož, J. - aj.: Základy fyzikálních měření. 1. díl, 1. vydání, Praha, 1967.
- /7/ Capurso, T.: Luftkühlung von Glasformen. Glastechnische Berichte, 53, 1980, č. 11. s. 310 - 316.
- /8/ Cibulka, J.: Chlazení forem automatů na výrobu obalového skla. Písemná část odborné zkoušky kandidátského minima. Liberec, VŠST 1981. 55 s.
- /9/ Cibulka, J.: Použití analogie při konstrukci sklářské formy. Sklář a keramik, 1983, č. 9, s. 244 - 246.
- /10/ Cibulka, J.: Strojní tvarování skla. Kapitola 1. (Výzkumná zpráva). Liberec, VŠST 1982. s. 3 - 25.
- /11/ Cibulka, J.: Strojní tvarování skla. Kapitola 1. (Výzkumná zpráva). Liberec, VŠST 1983. s. 4 - 17.
- /12/ Dahlman, G.: Wasserkühlung von Hohlglasformen. B. G. 53, 1980, č. 11, s. 317 - 319.

- /13/ Dascotte, A.: Luftkühlung von Hohlglasformen. Glastechnische Berichte, 52, 1979, č. 5, s. 123 - 124.
- /14/ Decat, D.: Some considerations on mold cooling fins. Glass, 49, 1976, č. 10, s. 301 - 304.
- /15/ Dubský, K.: Zlepšení chlazení forem stroje AL 118. (Diplomová práce). Liberec 1977, 43 s. VŠST. Fakulta strojní.
- /16/ Ekkert, E. R. - Drejk, R. M.: Teoria tépla i massoobměna. Moskva 1961.
- /17/ Filčakov, P. F. - Poučižin, V. I.: Intěgratori EGDA. Kijev 1961.
- /18/ Holoubek, V.: Úprava chlazení forem. (diplomová práce), Liberec 1982. 63 s. VŠST. Fakulta strojní.
- /19/ Haberle, Z. - Skřivan, H.: Matematickostatistické metody plánování a vyhodnocování experimentů. Informativní přehled SVÚS Hradec Králové, 11, 1968, č. 1 - 2, 82 s.
- /20/ Havelka, A. - Cibulka, J.: Chlazení forem stroje AL 118. (Výzkumná zpráva). Liberec, VŠST 1977. 47 s.
- /21/ Havelka, A. - Cibulka, J.: Zpracování průmyslového skla. Chlazení forem. (Výzkumná zpráva). Liberec, VŠST 1978, 38 s.
- /22/ Havelka, A. - Cibulka, J.: Zpracování průmyslového skla. Chlazení forem. (Výzkumná zpráva). Liberec, VŠST 1979, 46 s.
- /23/ Havelka, A. - Cibulka, J.: Zpracování průmyslového skla. Chlazení forem. (Výzkumná zpráva). Liberec, VŠST 1980. 40 s.
- /24/ Chmelař, K.: Rekonstrukce chladicího systému stroje AL 118. (Diplomová práce). Liberec 1978. 47 s. VŠST. Fakulta strojní.

- /25/ Christopher, C. - Murialdo, G.: A novel forced convection mold cooling system. Glass, 54, 1977, č. 8, s. 305 - 311.
- /26/ Kalašnikov, G. E. - Filimonov, J. P.: Eksperimentalnoe opredelenie koeficienta teplootdači form mašin tipa AV. Stěklo i keramika, 1975, č. 12, s. 15 - 16.
- /27/ Kopalová, H.: Chlazení sklářských forem (Diplomová práce), Liberec 1982. 70 s. VŠST. Fakulta strojní.
- /28/ Kovář, J.: Metodika konstruování. SNTL Praha 1978.
- /29/ Krsek, K.: Zvyšování účinnosti chlazení forem. (Diplomová práce). Liberec 1981. 88 s. VŠST. Fakulta strojní.
- /30/ Kalčík, J. - Sýkora, K.: Technická termomechanika. 1. vyd. Academia Praha 1973.
- /31/ Kutateladze, S. S. - Borišanskij, V. M.: Příručka sdílení tepla. SNTL Praha 1962.
- /32/ Kožený, J.: Nestacionární ohřev rovinné stěny. Sborník prací. VŠSE Plzeň, 1966. s. 227.
- /33/ Kuneš, J. - Ulrych, B. - Franta, V.: Řešení tepelných rázů na papírových R-C analogonech. Strojnícky časopis XVII. 1966. s. 492 - 505.
- /34/ Lindner, W.: Automatische Stempelkühling für Glaspressen. Glastechnische Berichte, 51, 1978, č. 12, s. 317 - 320.
- /35/ Medek, B.: Konstrukce modelu chlazení forem AL 118. (Diplomová práce). Liberec 1976. 63 s. VŠST. Fakulta strojní.
- /36/ Němec, J. - Ransdorf, J. - Šnědrle, M.: Hluk a jeho snižování v technické praxi. 1. vyd. Praha 1970.
- /37/ Pat. NSR 2 114 723. Owens. MENITT. J. L.: Vorrichtung zur Halterung und Kühlung mehrerer geteilter Glasformen.

- /38/ Pat. USA 4 070 174. Emahard Industries. NEBELUNG, H. - CHRISTOPHER, E.Ch.: Glassware forming machine of the I. S. type with in-line mold motion.
- /39/ Pat. Rakousko 324 600. Herman Heye. Becker, K. - Schaar, L.: Verfahren und Vorrichtung zur Siedekühlung von Werkzeugen glasverarbeitender Maschinen.
- /40/ Pat. USA 3 849 101. Emahard Corporation. Wythe, F. J. - Mylchreent, G. D.: Cooling system for glass forming mdd.
- /41/ Pat. Francie. Revuelta, F. - Pulido, A.: Procédé et dispositif pour le refroidissement des moules par articles en verre.
- /42/ Pat. Francie 2413331 Owens. Refroidissement par fluide des moules de formage du verre.
- /43/ Pat. USA 3 350 190, Owens-Illionos, Piel, T. F.: Spray proportioning system for glass machine.
- /44/ Pat. NSR 240 1980. Walter Pötting.: Verfahren und Vorrichtung zum Kühlen von Glasformen unter Verwendung von Wasserdampf als Kühlmittel.
- /45/ Pat. NSR 2532 555 Emhard Menges, R.: Vorrichtung zur Kühlung der Glasform einer Glasformmaschine.
- /46/ Pat. ČSSR 214 430. VŠST Liberec, Havelka, A. - Cibulka, J. - Pažout, E.: Zařízení ke chlazení sklářských forem.
- /47/ Pechoč, V.: Vyhodnocování měření a početní metody v chemickém inženýrství. 2. vyd. SNTL Praha 1981.
- /48/ Pažout, E.: Chlazení forem (diplomová práce). Liberec 1980. 55 s. VŠST. Fakulta strojní.

- /49/ Rejmont, J. - Košťálek, J.: Sdílení tepla při varu kapaliny. Strojírenství 1977, č. 2 - 4. Přílohy.
- /50/ Sýkora, O.: Snižování hlučnosti strojů řady AL. (Diplomová práce). Liberec 1978. 71 s. VŠST. Fakulta strojní.
- /51/ Sýkora, K.: Základy sdílení tepla. SNTL Praha 1962.
- /52/ Schumacher, R.: Anwendung eines Wärmetausekmodells auf Pressstepsel. G. B., 53. 1980, č. 11, s. 291 - 299.
- /53/ Slater, R.- Fertik, M.A.: Automatic control of mold cooling wind. The Glass Industry. 57, 1976, č. 10, s. 16 - 22.
- /54/ Smrček, A.: Zákonitosti přestupu tepla při tvarování sklovin. I. část. Sklář a keramik, 18, 1968, č. 2, s. 40 - 43.
- /55/ Smrček, A.: Přestup tepla při tvarování lahví. II. část. Sklář a keramik, 18, 1968, č. 4, s. 96 - 98.
- /56/ Smrček, A.: Problémy přestupu tepla při tvarování skla. In.: Sklářské stroje 1974, Praha, Dům techniky ČSVTS, 1974, s. 20.
- /57/ Smrček, A.: Výpočet výkonu stroje na výrobu lahví. In: Sklářské stroje 1975. Praha. Dům techniky ČSVTS, 1975. s. 140.
- /58/ Smrček, A.: Strojní tvarování skla, SNTL Praha 1981.
- /59/ Schaar, L.: Kühlung von Hochleistungsformen Glastechnische Berichte 53, 1980, č. 11, s. 300 - 309.
- /60/ Staněk, J.: Výroba na sklářských automatech. 1. vyd. Praha 1962.
- /61/ Šorin, S.N.: Sdílení tepla. SNTL Praha 1968.
- /62/ Trier, W. - Giegerich, W.: Glasmaschinen, Berlin 1964.

- /63/ Wille, R.: Methoden der Formenkühlung an Glasverarbeitungsmaschinen. Glastechnische Berichte, 28, 1955, č. 9, s. 351 - 359.
- /64/ Wolf, M.: Tepelné vlastnosti skel. SNTL Praha 1968.
- /65/ Zkušební zpráva č. 45. Sklostroj Turnov. V 213/73. Měření rychlosti chladičoho vzduchu a teplotního pole na stroji AL 106.
- /66/ Zkušební zpráva č. 49. Sklostroj Turnov. V 213/73. Měření charakteristiky sériového zapojení ventilátorů, chlazení forem a odstávky.
- /67/ Zkušební zpráva č. 88. Sklostroj Turnov. V 813/78. Zkoušky AL 118 a DSP 3 před SO.