



TECHNICKÝ ZÁZNAM

SVÚSS 93-05101

Předběžné určení termokinetických a odporových charakteristik
a návrh metodiky zkoušek stojatého ohříváče vody

DT

66.045.1
536.24
532.5

Autor: Ing. Stanislav Stýblo, CSc.
Ing. Leopold Struhár
Vedoucí odboru: Ing. Vojtěch Hlavačka, DrSc.
Vedoucí výzkumu: Ing. Petr Štulc
Ředitel ústavu: Ing. Milan Šatra, CSc.

Stýblo
Struhár
Hlavačka
Štulc
Šatra

Číslo úkolu: 25.6.6623
Číslo zakázky: 14-D/HS 10067/92-25

Počet stran: 26

Pořadové číslo výtisku:

Obr. a diag.: 1

Tabulky: 9

Fotokopie

Výkresy:

Přílohy: 16

Vydáno: únor 1993

4

Výtah

Na základě rozboru výsledků měření SZÚ Brno, stanovených při ohřevu vody ve stojatém parním ohříváči vody, jehož činná plocha je tvořena svazkem trubiček $\varnothing 3 \times 0,5$ mm jsou určeny předběžné hodnoty základních termokinetických a odporových součinitelů. Předběžné údaje uvedených součinitelů pro ohřev vody teplou a horkou vodou a další charakteristiky jsou určeny na základě výpočtu.

Obsah	str.
Seznam značek a indexů	4
Seznam tabulek	6
1.0 Úvod	7
2.0 Popis zkušebního vzorku stojatého parního ohříváče vody	8
3.0 Metodika a výsledky zkoušek SZÚ Brno	9
4.0 Rozbor výsledků měření SZÚ Brno	10
4.1 Rozbor tepelně technických charakteristik	10
4.2 Rozbor odporových charakteristik	18
5.0 Výpočet funkčních charakteristik stojatého výměníku při ohřevu vody teplou a horkou vodou	21
6.0 Metodika zkoušek	24
7.0 Závěr	25
8.0 Literatura	26

Seznam značek a indexů

Z n a ě k y

Značka	Význam	Jednotka
A	plocha průřezu	m ²
c _p	měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
C _{vk}	měrná tepelná kapacita dvoufázové směsi v zóně kondenzace	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
d	průměr	m
d _h	hydraulický průměr	m
Gr	Grashofovo kritérium	-
H	výška	m
i''	entalpie páry na mezi sytosti	J.kg ⁻¹
i'	entalpie kondenzátu	J.kg ⁻¹
k	součinitel prostupu tepla	W.m ⁻² .K ⁻¹
K ₀	parametr	-
L	délka	m
M	hmotnost	kg
\dot{M}	hmotnostní průtok	kg.s ⁻¹
Nu	Nusseltovo kritérium	-
O	omočený obvod	m
p	tlak	Pa
Pr	Prandtlovo kritérium	-
\dot{Q}	tepelný výkon, tepelný tok	W
r, R	poloměr	m
Re	Reynoldsovo kritérium	-
S	plocha povrchu	m ²
s	rozteč	m
t	teplota	°C
V	objem	m ³
\dot{V}	objemový průtok	m ³ .s ⁻¹
W	tepelná kapacita hmotnostního toku	W.K ⁻¹
w	rychlost	m.s ⁻¹
α	součinitel přestupu tepla	W.m ⁻² .K ⁻¹
Δ	rozdíl veličin	-
δ	tloušťka	m

f	součinitel místních ztrát	-
η	účinnost	-
ξ	součinitel třecích ztrát	-
ρ	hustota	-

I n d e x y

Index	Význam
c	celkový
e	týká se pracovní látky vně trubek
CH	chladicí voda
i	týká se pracovní látky uvnitř trubek
K	týká se oblasti podchlazování kondenzátu
lok	lokální ztráta
m	střední
max	maximální
min	minimální
P	primární voda
S	sekundární voda
tr	třecí ztráta
tv1	týká se syté páry o teplotě tv_1
V	pára
VK	týká se zóny intenzivní kondenzace
W	voda
1	vstupní
2	výstupní
100	týká se kondenzátu o teplotě 100 °C
"	pára na mezi sytosti
'	kondenzát na mezi sytosti

Seznam tabulek

- 93-05101. 1 Schéma uspořádání stojatého parního ohříváče vody Glazer Js 40 x 1340
- . 2 Charakteristické údaje pro stojatý parní ohříváč vody Glazer Js 40 x 1340
 - . 3 Výkonové charakteristiky stojatého parního ohříváče vody Glazer Js 40 x 1340
 - . 4 Odporová charakteristika stojatého parního ohříváče vody Glazer Js 40 x 1340 na straně ohřívané vody
 - . 5 Termická účinnost výměníku tepla při protiproudém uspořádání proudů pracovních látek
 - . 6 Látkové vlastnosti vody
 - . 7 Látkové vlastnosti nasycené vodní páry
 - . 8 Hodnoty termokinetických součinitelů v zóně ochlazování kondenzátu ve stojatém parním ohříváči vody Glazer Js 40 x 1340
 - . 9 Přestup tepla při konvekci tekutiny v trubce
 - . 10 Hodnoty termokinetických součinitelů v zóně kondenzace u stojatého parního ohříváče vody Glazer Js 40 x 1340
 - . 11 Přestup tepla v ohříváči vody Glazer Js 40 x 1340 při vyhřívání vodou
 - . 12 Prostup tepla v ohříváči vody Glazer Js 40 x 1340 při vyhřívání vodou
 - . 13 Předběžné výkonové charakteristiky ohříváče vody Glazer Js 40 x 1340 při vyhřívání teplou a horkou vodou
 - . 14 Předběžná odporová charakteristika ohříváče vody Glazer Js 40 x 1340 na straně primární vody
 - . 15 Schéma zkušebního zařízení pro stojatý parní ohříváč vody Glazer Js 40 x 1340
 - . 16 Schéma zkušebního zařízení pro ohříváč vody Glazer Js 40 x 1340 při vyhřívání vodou

1.0 Úvod

Soukromá firma Glazer vyrábí pro topenářské účely vysocekompaktní stojaté parní ohříváče vody. V rámci zavádění výrobků do technické praxe se výrobce obrátil na SVÚSS s požadavkem na spolupráci při experimentálním ověřování funkčních charakteristik typové řady uvedených výrobků a při vypracování podkladů pro jejich technickou a obchodní dokumentaci. V letošním roce se spolupráce omezuje na proměření a zhodnocení výsledků zkoušek stojatého ohříváče vody Js 40 x 1340 s trubičkami $\varnothing 3 \times 0,5$ mm při vyhřívání nízkotlakou a středotlakou párou i teplou a horkou vodou.

Jelikož stejný zkušební vzorek ohříváče byl již při vyhřívání nízkotlakou a středotlakou párou proměřen v SZÚ Brno [1], bylo se zadavatelem dohodnuto, že v první etapě provede SVÚSS před přípravou vlastních zkoušek rozbor výsledků měření SZÚ Brno za účelem odvození předběžných termokinetických a odporových charakteristik ohříváče při vyhřívání párou a výpočtem určí předběžné charakteristiky při vyhřívání teplou a horkou vodou.

Výsledky této práce jsou využity při vypracování metodiky zkoušek ohříváčů vody a při návrhu zkušebního zařízení.

2.0 Popis zkušebního vzorku stojatého parního ohříváče vody

Vysoce kompaktní parní ohříváče vody firmy Glazer jsou vyráběny na rozdíl od ostatních výrobků z měděných trubiček velmi malého průměru a s malou tloušťkou stěn. Rozměr trubiček u zkušební vzorku je $\varnothing 3 \times 0,5$ mm. Kromě toho uvažuje výrobce ve výhledu vyzkoušet trubičky $\varnothing 4 \times 0,5$ mm a $\varnothing 2 \times 0,5$ mm.

Zvládnutí výroby parního ohříváče z trubiček velmi malého průměru umožňuje dosáhnout velmi výrazného zmenšení objemu a hmotnosti ohříváče v porovnání se současně dodávanými výrobky. Svazek trubek, opatřený na obou koncích trubkovnicí je vsunut do jednoduché měděné trubky o rozměru $\varnothing 44 \times 2$ mm, přičemž trubkovnice jsou se stěnami trubky spojeny pájkou. Stejným způsobem jsou spojeny s trubkovnicemi i trubičky.

Pro uchycení přívodního parního potrubí na horním konci a kondenzátního potrubí na dolním konci výměníku slouží otočné ploché ocelové příruby Js 40, Jt 16. Přívod i odvod ohřívané vody zajišťují dva nátrubky s plochými otočnými přírubami Js 40, Jt 6, umístěné z boku na obou koncích výměníku. Celkové uspořádání ohříváče je zřejmé z tab. 1. Charakteristické rozměry ohříváče jsou shrnuty na tab. 2.

Nové výrobky se s výhodou uplatňují např. ve výměníkových stanicích při parním ohřevu vody pro ústřední vytápění rodinných i činžovních domů. Přispívají ke snižování investičních nákladů, protože snižují požadavky na zastavěný objem. Kromě malého půdorysného rozměru mají i malou stavební výšku, takže nevyžadují stavební jeřáby. Dále umožňují zavádění uzavřených kondenzačních okruhů, což vede k úsporám tepla i upravené vody. Parní ohříváče tohoto typu usnadňují rovněž regulaci topného výkonu (zaplavováním výměníku kondenzátem). Nevyžadují rovněž použití kondenzačních hrnců, které mohou přispívat k nižší provozní spolehlivosti soustavy (únik páry). Odstraněním otevřených kondenzátních nádrží se dále zabrání nasycování kondenzátu kyslíkem z ovzduší a tím se omezí vnitřní koroze kondenzátního potrubí. Dále se zamezí odpařování kondenzátu, ke kterému dochází v otevřené nádrži. Omezí se také počet armatur a vystačí se s jejich menšími velikostmi.

3.0 Metodika a výsledky zkoušek SZÚ Brno

Zkoušky výkonových charakteristik funkčního vzorku ohřívače vody Js 40 x 1340 a jejich vyhodnocení byly provedeny v SZÚ Brno podle metodiky SZÚ č.ú. 03-8032.

Jako primární teplotonosná látka byla použita suchá vodní pára na mezi sytosti ze středotlakého parního zdroje o max. provozním přetlaku 0,8 MPa. Před vstupem do výměníku byla pára zbavena případné vody v kapalně fázi v odlučováku vody. Za výměník nebylo nutno řadit odváděč kondenzátu ani za nejvyššího zkušebního přetlaku, neboť spodní část činné plochy trubkového svazku byla zatopena kondenzátem.

Teplotní parametry vody na sekundární straně odpovídaly základnímu provoznímu stavu pro teplovodní vytápěcí systémy t.j. $t_{w1} = 70 \pm 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ a $t_{w2} = 90 \pm 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Zkoušky byly provedeny při protiproudém zapojení výměníku. V průběhu zkoušek tepelného výkonu bylo nutno provést úpravu zkratového okruhu a použít výkonnější čerpadla, schopná překonat velké tlakové ztráty na sekundární straně výměníku. Pro posouzení této skutečnosti byla zkouška výměníku doplněna o měření hydraulického odporu na sekundární straně podle výše uvedené metodiky.

Předaný tepelný výkon na primární straně výměníku byl stanoven z průtočného množství páry (kondenzátu) a poklesu její entalpie. Výkon předaný na sekundární straně byl stanoven z průtočného množství chladicí vody a z nárůstu její entalpie. Výsledný tepelný výkon byl stanoven jako aritmetický průměr hodnot, měřených na primární i sekundární straně (ztráta sdílením tepla z výměníku do okolí byla zanedbána).

Měření tepelného výkonu bylo provedeno při přetlacích páry na vstupu do výměníku 50, 100, 200, 300, 400 a 730 kPa. Při zkoušce č. 4 (300 kPa) nebyl dodržen v přípustné toleranci teplotní spád na sekundární straně výměníku, zkoušku je nutné považovat jen za informativní.

Naměřené a odvozené údaje jsou shrnuty na tab. I

Tab. I Výsledky měření SZÚ Brno

Č. z k.	pára		kondenzát		ohřívána voda			tepelný výkon		
	ΔP_{v1}	t_{v1}	t_{k2}	\dot{V}_k	t_{w1}	t_{w2}	\dot{V}_w	\dot{Q}_i	\dot{Q}_e	\dot{Q}_c
	kPa	°C	°C	m ³ .h ⁻¹	°C	°C	m ³ .h ⁻¹	kW	kW	kW
1	50	111	75,7	0,0395	72,0	89,2	1,271	25,4	24,3	24,8
2	100	120	77,9	0,0672	71,5	92,1	1,800	43,2	41,0	42,1
3	200	133	76,0	0,1228	71,3	91,6	3,379	80,0	75,8	77,9
4	300	143	76,4	0,1562	65,8	91,8	3,430	102,2	100,9	101,6
5	400	151	80,1	0,1944	68,3	91,8	4,700	126,6	124,7	125,6
6	730	172	85,5	0,3260	70,0	91,8	8,490	211,6	209,0	210,3

Pro úplnost je výkonová charakteristika ohříváče uvedena na tab. 3 v závislosti na vstupním přetlaku páry.

Závislost tlakové ztráty na sekundární straně výměníku na objemovém průtoku vody byla stanovena v rozmezí průtoku 0,9 až 12 m³.h⁻¹ (většího průtoku nebylo možno na použitém zkušebním zařízení dosáhnout). Tlaková difference byla snímána z měřicích úseků podle ČSN 13 0040 Js 40 a měřena U trubicí s náplní rtuti. Naměřené hodnoty jsou uvedeny v tab. 4.

4.0 Rozbor výsledků měření SZÚ Brno

4.1 Rozbor tepelně technických charakteristik

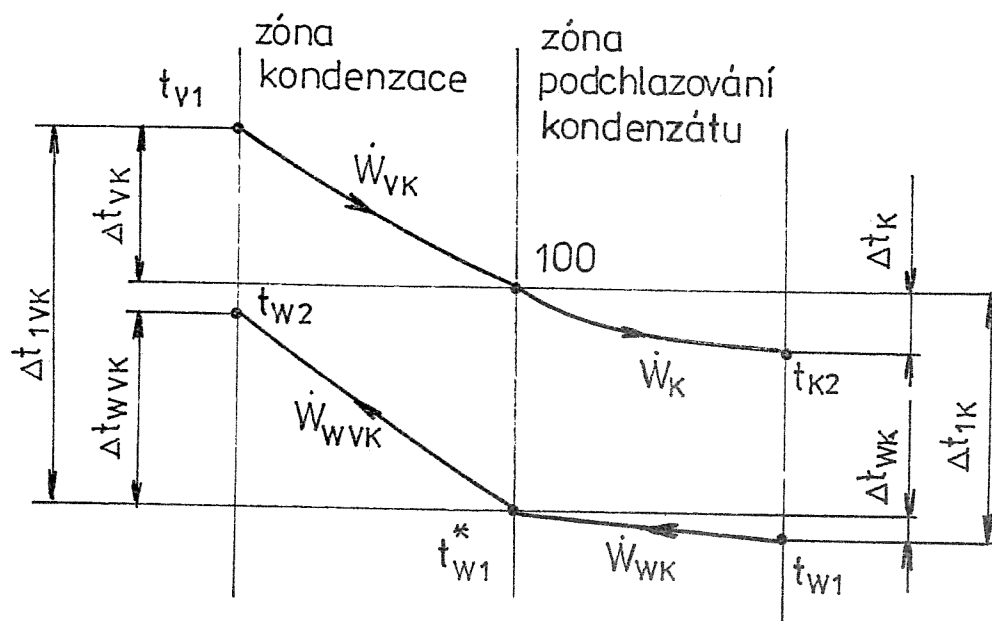
Jelikož z termokinetického hlediska dochází při ohřevu vody parou k zonálním problémům, je rozbor tepelně technických charakteristik možno provést jen na základě postupného přibližování, za řady zjednodušujících předpokladů.

Při svislé orientaci ohříváče je zřejmé, že horní oblast trubkového svazku od vstupní trubkovnice po nátrubek pro odvod

ohřáté vody je málo aktivní, neboť v této oblasti nejsou stěny trubek na vnější straně intenzivně omývány vodou. Dokonce lze předpokládat, že prostor bude vyplněn pouze směsí páry se vzduchem. Ochlazování páry v této zóně bude tudíž prakticky zanedbatelné. Ověření uvedeného předpokladu bude v SVÚSS věnována zvýšená pozornost.

Další oblast od nátrubku pro odvod ohřáté sekundární vody směrem dolů až k rozhraní, ve kterém dochází k úplnému zaplnění průřezu trubek kondenzátem označíme jako zónu intenzivní kondenzace. Pod touto hranicí se nachází zóna podchlazování kondenzátu. Jednotlivé zóny a teplotní poměry ve výměníku jsou schematicky vyznačeny na obr. 1. Jelikož metodika měření SZÚ Brno nezahrnovala určení jednotlivých oblastí je nutné je stanovit na základě výpočtu.

V oblasti intenzivní kondenzace páry je teplota páry závislá na jejím tlaku, který postupně klesá od vstupní hodnoty až na hodnotu blízkou barometrickému tlaku, takže teplota na rozhraní oblasti intenzivní kondenzace a oblasti podchlazování kondenzátu odpovídá zhruba 100 °C. Tento předpoklad umožňuje dále předběžně určit toky tepla převedené v obou oblastech při jednotlivých zkouškách.



Obr. 1 Teplotní poměry ve stojatém parním ohříváku vody

Výsledné hodnoty jsou shrnuty do tab. II, ze které vyplývá, že tok tepla předaný v úseku ochlazování kondenzátu nepřesahuje 4,5% z celkového toku tepla.

Pro větší názornost jsou hodnoty z tab. II uvedeny na tab. 3 v závislosti na vstupním přetlaku páry.

Tab. II Tepelné toky převáděné v jednotlivých zónách ohříváče

Zk. č.	Celkový tepelný tok	Tepelný tok v zóně kondenzace	Tep. tok v zóně podchlazování kondenzátu	Podíl podchlazení kondenzátu
	\dot{Q}_C (kW)	\dot{Q}_{VK} (kW)	\dot{Q}_K (kW)	\dot{Q}_K / \dot{Q}_C (%)
1	24,8	23,7	1,12	4,52
2	42,1	40,4	1,67	3,97
3	77,9	74,5	3,37	4,33
4	101,6	97,2	4,39	4,32
5	125,6	121,2	4,43	3,52
6	210,3	204,8	5,47	2,60

V dalším kroku přistoupíme k určení součinitelů prostupu tepla k ($W.m^{-2}.K^{-1}$) v jednotlivých zónách výměníku a k určení součinitelů přestupu tepla na vnitřní a vnější straně svazku trubek. Vycházíme přitom ze základního definičního vztahu

$$\dot{Q} = \dot{W}_i \cdot \eta_i \cdot \Delta t_i = \dot{W}_e \cdot \eta_e \cdot \Delta t_i, \quad (1)$$

kde je \dot{W}_i , \dot{W}_e tepelná kapacita toku pracovní látky na vnitřní resp. vnější straně trubek,

η_i , η_e termická účinnost výměníku,

Δt_i rozdíl vstupních teplot pracovních látek.

Tepelnou kapacitu toku pracovní látky lze stanovit ze základního definičního vztahu

$$\dot{W} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p, \quad (2)$$

kde je \dot{V} objemový průtok,

ρ hustota látky při střední teplotě,

c_p měrná tepelná kapacita při střední teplotě.

Termickou účinnost výměníku tepla charakterizuje poměr skutečně převedeného toku tepla ve výměníku k maximálnímu toku tepla, který by bylo možno převést při plném využití rozdílu vstupních teplot pracovních látek

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (3)$$

Při rozboru tepelně technických charakteristik výměníku můžeme tudíž vycházet ze dvou termických účinností, které se vztahují k jednotlivým pracovním látkám. Obě hodnoty jsou však ve vzájemném vztahu

$$\eta_i = \eta_e \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i} \quad (4)$$

Při výběru vztažné pracovní látky volíme většinou tu, která má menší tepelnou kapacitu.

U každého konkrétního výměníku jsou termické účinnosti závislé na uspořádání průtoku pracovních látek, na velikosti tepelných kapacit obou toků a na součiniteli tepelné prostupnosti kS . Pro jednotlivá uspořádání průtoku pracovních látek lze termickou účinnost vyjádřit jako funkci bezrozměrných parametrů

$$\eta_i = f \left(\frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_e}, \frac{kS}{\dot{W}_i} \right) \quad (5a)$$

resp.

$$\eta_e = f \left(\frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i}, \frac{kS}{\dot{W}_e} \right) \quad (5b)$$

kde součinitel $\frac{kS}{\dot{W}}$ je nazýván přenosovou funkcí.

Závislosti pro základní uspořádání průtoku pracovních látek jsou uváděny v odborné literatuře tabelárně či graficky [2]. Pro protiproudé uspořádání průtoku lze termickou účinnost určit ze závislostí na tab. 5 nebo z analytického výrazu

$$\eta_i = \frac{2}{1 + \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_e} + \left(1 - \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_e}\right) \operatorname{cotgh} \left[\frac{kS}{\dot{W}_i} \left(1 - \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_e}\right) \right]}, \quad (6a)$$

resp.

$$\eta_e = \frac{2}{1 + \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i} + \left(1 - \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i}\right) \operatorname{cotgh} \left[\frac{kS}{\dot{W}_e} \left(1 - \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i}\right) \right]}, \quad (6b)$$

V souladu s označením na obr. 1 můžeme rov. (1) zapsat ve tvaru

$$\dot{Q}_{VK} = \dot{W}_{VK} \cdot \eta_{VK} \cdot \Delta t_{1VK} = \dot{W}_{WVK} \cdot \eta_{WVK} \cdot \Delta t_{1VK} \quad \text{pro zónu kondenzace,}$$

$$\dot{Q}_K = \dot{W}_K \cdot \eta_K \cdot \Delta t_{1K} = \dot{W}_{WK} \cdot \eta_{WK} \cdot \Delta t_{1K} \quad \text{pro zónu podchlazování kondenzátu}$$

a odvodit vztahy pro termické účinnosti v jednotlivých zónách.

V zóně intenzivní kondenzace

$$\eta_{VK} = \frac{t_{v1} - 100}{t_{v1} - t^*_{w1}}, \quad \text{uvnitř trubek} \quad (7)$$

$$\eta_{WVK} = \frac{t_{w2} - t^*_{w1}}{t_{v1} - t^*_{w1}} \quad \text{vně trubek} \quad (8)$$

a v zóně podchlazování kondenzátu

$$\eta_K = \frac{100 - t_{K2}}{100 - t_{w1}}, \quad \text{uvnitř trubek} \quad (9)$$

$$\eta_{WK} = \frac{t^*_{w1} - t_{w1}}{100 - t_{w1}}, \quad \text{vně trubek} \quad (10)$$

Určování tepelné kapacity toku ohřívané vody či podchlazova-

ného kondenzátu je bez jakýchkoliv problémů, neboť známe jejich objemové průtoky a látkové vlastnosti stanovíme při středních teplotách vody či kondenzátu v jednotlivých zónách ze známých podkladů (tab. 6).

Pro stanovení tepelné kapacity dvoufázového toku páry a kondenzátu v zóně kondenzace není však dosud význam měrné tepelné kapacity vyjasněn a proto se pokusíme tento problém blíže ozřejmit při rozboru předložených experimentálních výsledků.

Tepelnou kapacitu toku dvoufázové směsi můžeme odvodit z tepelného toku, převedeného v zóně kondenzace a z rozdílu vstupní a výstupní teploty

$$\dot{W}_{VK} = \frac{\dot{Q}_{VK}}{t_{v1} - 100} \quad (11)$$

Přihlédneme-li dále k rovnici (2), upravené do tvaru

$$\dot{W}_{VK} = \dot{M}_{VK} \cdot C_{VK} \quad (12)$$

a k definičnímu vztahu

$$\dot{Q}_{VK} = \dot{M}_{VK} \cdot (i''_{t_{v1}} - i'_{100}) \quad (13)$$

kde je \dot{M}_{VK} hmotnostní tok dvoufázové směsi,

$i''_{t_{v1}}$ entalpie páry na mezi sytosti při vstupní teplotě t_{v1} (tab. 7),

i'_{100} entalpie kondenzátu při teplotě 100 °C na rozhraní zóny intenzivní kondenzace a zóny podchlazování kondenzátu,

odvodíme pro jednotlivé zkoušky měrnou tepelnou kapacitu dvoufázové směsi (tab. III)

$$C_{VK} = \frac{i''_{t_{v1}} - i'_{100}}{t_{v1} - 100} \quad (14)$$

Tab. III Tepelná kapacita toku dvoufázové směsi v zóně kondenzace

Č. zk.	t_{v1} °C	\dot{M}_{VK} kg.s ⁻¹	$\dot{W}_{VK} *$ W.K ⁻¹	i''_{tv1} kJ.kg ⁻¹	i'_{100} kJ.kg ⁻¹	C_{VK} J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	$\dot{W}_{VK} \times$ W.K ⁻¹
1	111	0,01070	2155	2693,3	419,1	$2,0670 \cdot 10^5$	2212
2	120	0,01816	2020	2706,6		$1,1438 \cdot 10^5$	2077
3	133	0,03320	2258	2723,7		$0,6984 \cdot 10^5$	2319
4	143	0,04217	2260	2737,8		$0,5392 \cdot 10^5$	2274
5	151	0,05250	2376	2746,3		$0,4563 \cdot 10^5$	2396
6	172	0,08784	2844	2769,9		$0,3265 \cdot 10^5$	2868

*) podle vztahu (11)

x) podle vztahu (12).

Odchytky mezi hodnotami odvozenými podle vztahu (11) a (12) souvisí s metodikou výpočtu celkového tepelného výkonu parního ohříváče.

Z hodnot termických účinností odvozených z výsledků jednotlivých zkoušek SZÚ Brno určíme dále součinitele tepelné prostupnosti k_S (W.K⁻¹) pro jednotlivé zóny (tab. IV). Jelikož v zóně podchlazování kondenzátu můžeme s dostatečnou přesností stanovit výpočtem hodnoty součinitelů prostupu tepla k_K (W.m⁻².K⁻¹), můžeme pro tuto zónu určit i odpovídající teplosměnnou plochu S_K (m²) i její výšku H_K (m). Pak je možné odvodit i údaje S_{VK} (m²) a H_{VK} (m) pro zónu intenzivní kondenzace, a výsledný součinitel prostupu tepla k_{VK} (W.m⁻².K⁻¹) pro tuto zónu.

Vypočtené hodnoty termokinetických součinitelů pro zónu podchlazování kondenzátu jsou uvedeny na tab. 8. Při výpočtu součinitelů přestupu tepla na straně kondenzátu a ohřívané vody vycházíme ze základních kritériálních rovnic, uvedených v tab. V i s omezením jejich platnosti (tab. 9).

Tab. IV Tepelně technické charakteristiky
parního ohříváče vody Js 40 x 1340

Č. zk.	Zóna ochlaz. kondenzátu				Zóna kondenzace				
	$k_k S_k$	k_k	S_k	H_k	$k_{vk} S_{vk}$	S_{vk}	H_{vk}	k_{vk}	α_{vk}
	W/K	W/m ² /K	m ²	m	W/K	m ²	m	W/m ² /K	W/m ² /K
1	93,6	661	0,142	0,41	970,5	0,306	0,88	3167	5140
2	115,1	950	0,121	0,35	1454,7	0,327	0,94	4451	7371
3	183,6	1320	0,139	0,40	2099,7	0,309	0,89	6798	13566
4	222,2	1660	0,134	0,38	2343,5	0,314	0,90	7460	12109
5	283,6	3930	0,072	0,21	2766,8	0,376	1,08	8331	12922
6	251,8	7300	0,034	0,10	4044,4	0,414	1,19	9781	13311

Tab. V Kriteriaální závislosti pro přestup tepla na straně vody

Vztah pro Nusseltovo kritérium	Podle	Rozsah platnosti
$0,74 Re^{0,2} (GrPr)^{0,1} (Pr)^{0,2}$	[3]	$Re < 2300$
$0,116 (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} [1 + (d/L)^{2/3}] (Pr / Pr_{st})^{0,25}$	[4]	$230 < Re < 10^4$
$0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{st})^{0,25}$	[3]	$Re > 10^4$

Určujícím rozměrem pro mezitrubkový prostor je hydraulický průměr

$$d_h = \frac{4A}{O}, \quad (15)$$

kde je A průtočný průřez,
O omočený obvod.

Hodnoty odvozeného součinitele prostupu tepla k_{vk} v zóně kondenzace jsou vyneseny na tab. 10 společně s vypočtenými hodnotami součinitele přestupu tepla na straně ohříváné vody. Z definičního vztahu pro součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \frac{S_e}{S_i} \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{st}}{\lambda_{st}} \right)}, \quad (16)$$

kde je α_i , α_e součinitel přestupu tepla na vnitřní resp. vnější straně výměníku,

S_i , S_e teplosměnná plocha na vnitřní resp. vnější straně výměníku,

δ_{st} tloušťka stěny trubky,

λ_{st} tepelná vodivost stěny trubky

odvodíme nakonec hodnoty součinitelů přestupu tepla při kondenzaci páry uvnitř trubek. Hodnoty pro jednotlivé zkoušky jsou uvedeny na tab. IV a tab. 10.

4.2 Rozbor odporových charakteristik

Přímým měřením byla jak již bylo uvedeno, stanovena odporová charakteristika na straně ohřívané vody (tab. 4). Při analýze těchto výsledků vycházíme z předpokladu, že celková tlaková ztráta sestává z třecí ztráty a ze ztrát místními odpory

$$\Delta P_{wc} = \Delta P_{wtr} + \Sigma \Delta P_{wlok} \quad (17)$$

Třecí ztrátu určíme výpočtem ze známého vztahu

$$\Delta P_{wtr} = \xi_w \frac{w^2 w}{2} \frac{H}{d_h} \rho_w \quad (18)$$

kde je $\xi_w = 0,3164 Re_w^{-0,25}$ součinitel třecích ztrát,
 w rychlost proudění vody
 v mezitrubkovém prostoru,
 H průtočná dráha,
 d_h hydraulický průměr

Z rozdílů celkové a třecí ztráty stanovíme sumu tlakových ztrát způsobených místními odpory. Z těchto hodnot určíme pak celkový součinitel místních ztrát, který s dostatečnou přesností vystihuje poměry v mezitrubkovém prostoru ohříváče vody.

$$\Sigma \Delta P_{wlok} = \xi^*_{w} \frac{w_{wmin}}{2} \rho_w, \quad (19)$$

kde je ξ^*_{w} celkový součinitel místních ztrát, který respektuje součet ztrát změnou směru proudění a změnou vstupního a výstupního průtočného průřezu v mezitrubkovém prostoru,

w_{wmin} rychlost proudění vody v minimálním průtočném průřezu.

Ukazuje se, že minimální průtočný průřez při proudění vody napříč trubek se nachází v průmětu vstupního a výstupního hrdla v mezitrubkovém prostoru a činí $5,066 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$. Celkový součinitel místních ztrát pro odpovídající rychlost proudění vody w_{wmin} dosahuje hodnot 2,3 až 2,5 v celém rozsahu objemového průtoku vody při zkouškách SZÚ Brno.

Odporové charakteristiky na parní straně ohříváče jsou dány přetlakem páry na vstupu při jednotlivých zkouškách a zjištěním, že v ohříváči dochází k totální kondenzaci páry a k poklesu tlaku až na hodnotu blízkou barometrickému tlaku. Tlakovou ztrátu v zóně intenzivní kondenzace lze určit jako součet

$$\Delta P_{v1} = \Delta P_{vk} + \Delta P_k \quad (20)$$

kde je ΔP_{v1} přetlak páry na vstupu do ohříváče,

ΔP_{vk} tlaková ztráta v zóně intenzivní kondenzace,

ΔP_k tlaková ztráta v zóně ochlazování kondenzátu.

Tlaková ztráta v zóně ochlazování kondenzátu je určena výrazem

$$\Delta P_K = \xi_K \frac{H_K}{d_T} \frac{w_K^2}{2} \rho_K, \quad (21)$$

kde je $\xi_K = 0,3164 Re_K^{-0,25}$ součinitel třecích ztrát.

Pro tlakovou ztrátu v zóně intenzivní kondenzace použijeme zjednodušeného vztahu

$$\Delta P_{VK} = \xi^*_{VK} \frac{w_{VK}^2}{2} \rho_{VK}, \quad (22)$$

ze kterého určíme hodnotu součinitele ξ^*_{VK} , který respektuje vstupní ztrátu a ztrátu třením při průtoku dvoufázové směsi. Hodnoty tlakových ztrát ΔP_K a součinitele ξ^*_{VK} pro jednotlivé zkoušky SZÚ Brno jsou uvedeny na tab. VI.

Tab. VI Tlakové poměry uvnitř trubek v parním ohříváči vody

Číslo zkoušky	Vstupní přetlak	Tlaková ztráta v zóně		Celkový součinitel tlakových ztrát v zóně kondenzace
		intenzivní kondenzace	podchlaz. kondenzátu	
	ΔP_{V1} (kPa)	ΔP_{VK} (kPa)	ΔP_K (kPa)	ξ^*_{VK}
1	50	50	0,06	10,0
2	100	100	0,13	9,1
3	200	200	0,36	7,5
4	300	300	0,61	9,2
5	400	400	0,50	10,0
6	730	730	0,59	10,5

Z tab. VI je patrné, tlaková ztráta v zóně podchlazování kondenzátu je až o 3 řády nižší než tlaková ztráta v zóně intenzivní kondenzace. V této zóně se prakticky zmaří veškerý přetlak páry, který je k dispozici na vstupu do ohříváče. Celkový součinitel tlakových ztrát není závislý na vstupním přetlaku páry.

5.0 Výpočet funkčních charakteristik stojatého výměníku při ohřevu vody teplou a horkou vodou

Při ohřevu vody pro vytápění účely nebo při ohřevu užitkové vody teplou nebo horkou vodou z primární sítě je požadováno dosažení teplotních parametrů podle tab. VII, ze kterých vyplývají nároky na termické účinnosti ohříváče, i na průtokové a přenosové poměry (tab. VIII, tab IX).

Tab. VII Provozní parametry vody v sekundární síti

Použití ohříváče pro	Teplota vody (°C)		Ohřátí vody (°C)	Střední teplota vody (°C)
	na vstupu do ohříváče	na výstupu z ohříváče		
	t_{ws1}	t_{ws2}	Δt_{ws}	t_{wsm}
ohřev vody pro vytápění účely	70	90	20	80
	67,5	92,5	25	80
	65	95	30	80
	45	55	10	50
ohřev teplé užitkové vody	10	55	45	32,5

Z uvedených tabulek je především patrné, že zajištění teplotních parametrů v ohříváči vody vyžaduje uvést do souladu i průtokové poměry na obou stranách výměníku.

Další postup výpočtu závisí obecně na okolnosti, zda je zadán objemový průtok a naším úkolem je určit teplosměnnou plochu výměníku daného uspořádání a další potřebné parametry, anebo je teplosměnná plocha výměníku daného uspořádání známa a naším úkolem je určit objemové průtoky a ostatní parametry. Pro řešení obou uvedených úloh musíme znát výchozí hodnoty termokinetických součinitelů, které je nutno v prvním přiblížení stanovit výpočtem. Vycházíme přitom ze základních kritériálních rovnic, uvedených v tab. V. Výsledné hodnoty součinitelů přestupu tepla v závislosti na objemovém průtoku vody v trubkách (primární okruh)

Tab. VIII Nároky na vodní ohříváč vody pro vytápěcí účely

Teplota vody (°C)		Rozdíl vstup. teplot	Požadovaná termická účinnost	Poměr tep. kapacit	Poměr obj. průtoků	Požadavek na přen. parametr
primární	sekundár.					
t_{WP1} / t_{WP2}	t_{WS2} / t_{WS1}	Δt_1 (°C)	η_{WP}	$\dot{W}_{WP} / \dot{W}_{WS}$	$\dot{V}_{WP} / \dot{V}_{WS}$	kS / \dot{W}_{WP}
180/80	90/70	110	0,909	0,200	0,205	2,75
	92,5/67,5	112,5	0,889	0,250	0,256	2,59
	95/65	115	0,870	0,300	0,308	2,48
	55/45	135	0,741	0,100	0,104	1,41
150/80	90/70	80	0,875	0,286	0,287	2,51
	92,5/67,5	82,5	0,848	0,357	0,359	2,37
	95/65	85	0,824	0,429	0,429	2,27
	55/45	105	0,667	0,143	0,145	1,16
140/80	90/70	70	0,857	0,333	0,338	2,41
	92,5/67,5	72,5	0,828	0,417	0,423	2,29
	95/65	75	0,800	0,500	0,507	2,20
	55/45	95	0,632	0,167	0,171	1,06
130/80	90/70	60	0,833	0,400	0,405	2,31
	92,5/67,5	62,5	0,800	0,500	0,507	2,20
	95/65	65	0,769	0,600	0,608	2,12
	55/45	85	0,588	0,200	0,205	0,99
110/80	90/70	40	0,750	0,667	0,672	2,08
	92,5/67,5	42,5	0,706	0,833	0,839	2,02
	95/65	45	0,667	1,000	1,007	2,00
	55/45	65	0,462	0,333	0,340	0,68

i na objemovém průtoku v mezitrubkovém prostoru (sekundární okruh) jsou uvedeny na tab. 11. Tyto závislosti využijeme pak ke stanovení součinitele prostupu tepla daného ohříváče (tab. 12) a předběžných výkonových charakteristik (tab. 13). Požadované teplotní poměry v ohříváči nebudou však v celém rozsahu průtokových poměrů exaktně splněny. Příslušné odchylky je však účelné stanovit až po experimentálním ověření základních termokinetických charakteristik. Lze předpokládat, že budou v přípustné toleranci.

Předběžná odporová charakteristika ohříváče vody na primární straně je uvedena na tab. 14.

Tab. IX Nároky na vodní ohříváč vody pro ohřev teplé užitkové vody

Teplota vody (°C)		Rozdíl vstup. tep. (°C)	Požadov. termická účinnost	Poměr tep. kapacit	Poměr obj. průtoků	Požadavek na přen. parametr
primární	sekundár.					
t_{WP1}/t_{WP2}	t_{WS2}/t_{WS1}	Δt_1	η_{WP}	$\dot{W}_{WP}/\dot{W}_{WS}$	$\dot{V}_{WP}/\dot{V}_{WS}$	kS/\dot{W}_{WP}
180/55	10/55	170	0,735	0,360	0,374	1,60
170/55		160	0,718	0,391	0,405	1,54
160/55		150	0,700	0,429	0,443	1,48
150/55		140	0,678	0,474	0,488	1,42
140/55		130	0,652	0,529	0,544	1,35
130/55		120	0,625	0,600	0,615	1,28
120/55		110	0,590	0,692	0,708	1,20
110/55		100	0,550	0,818	0,835	1,10
100/55		90	0,500	1,000	1,018	1,00
90/55		80	0,437	1,286	1,306	0,88
80/55		70	0,357	1,800	1,824	0,73
70/55		60	0,250	3,000	3,033	0,55

6.0 Metodika zkoušek

Návrh metodiky zkoušek parních a vodních stojatých ohříváčů vody vychází ze záměru maximálního omezení počtu zkoušek. Proto je zkušební zařízení navrhováno tak, že zkušební vzorek ohříváče vody je zabudován v soustavě s chladičem vody. Oběhová voda, která je ohřívána v parním či horkovodním ohříváči je vychlazována ve výměníku stejného typu, který současně představuje vodní ohříváč užitkové vody. Schéma celkového uspořádání zkušebního zařízení je zřejmé z tab. 15 a 16. Z uvedených tabulek je dále patrné umístění měřicích čidel, která slouží ke zjišťování objemových průtoků pracovních látek, k měření jejich vstupních a výstupních teplot a k měření statického tlaku na vstupech a výstupech pracovních látek u jednotlivých ohříváčů. Ke stanovení výšky kondenzátu v parním ohříváči vody bude využito jednak nepřímé termovizní metody na základě určení teplotního pole na vnějším plášti ohříváče, jednak přímé metody, založené na měření uvedené výšky kondenzátu pomocí trubicového manometru v okamžiku zatopení sběrné komory kondenzátem.

Tuto metodu bude nutné kombinovat s kontrolou ustálení teplotních parametrů, aby se předešlo možnosti ovlivnění výsledku zatopením části zóny kondenzace.

7.0 Závěr

Práce se zabývá předběžným rozбором výsledků zkoušek, provedených v SZÚ Brno se stojatým ohříváčem vody při vyhřívání parou, předběžným určením termokinetických součinitelů při vyhřívání parou na základě rozboru experimentálních údajů, předběžným určením termokinetických součinitelů a výkonových parametrů při vytápění vodou na základě výpočtu a návrhem metodiky zkoušek soustavy výměníků pro kombinovaný ohřev vody pro vytápěcí účely a pro ohřev užitkové vody.

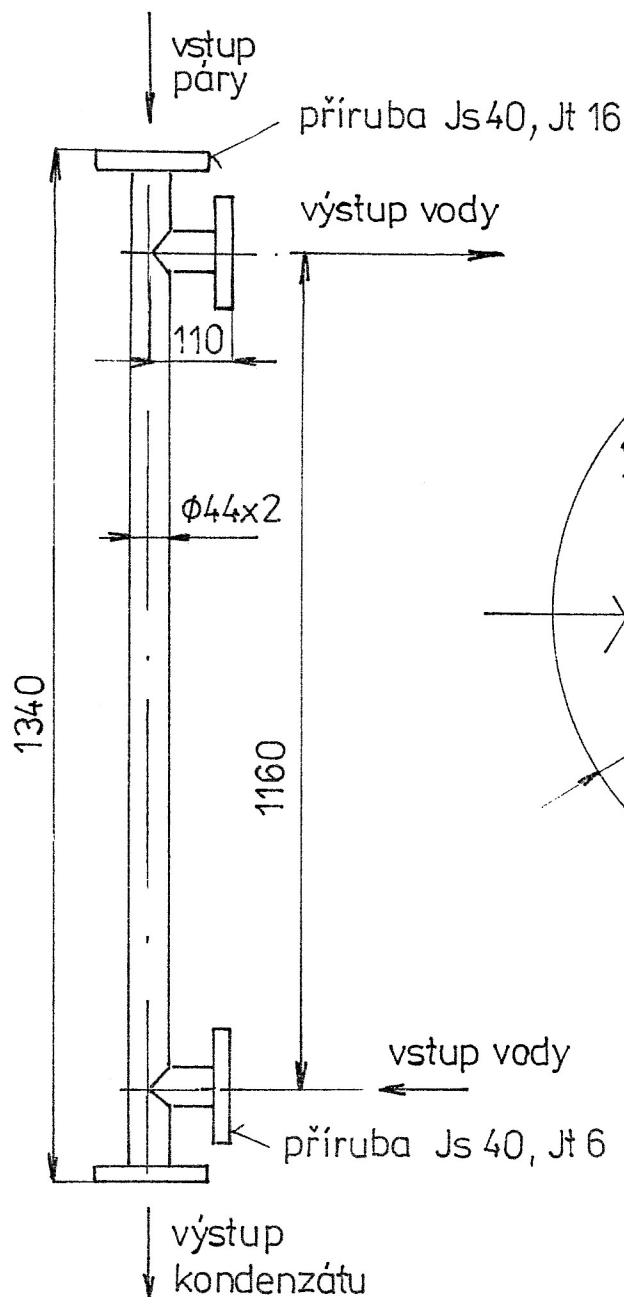
Rozbor výsledků zkoušek z SZÚ Brno ukázal, že

- nezávisle na vstupních parametrech páry dochází ve výměníku k vytvoření zóny kondenzace a zóny ochlazení kondenzátu,
- v zóně kondenzace dochází k totální kondenzaci páry, ke zmaření tlakového potenciálu a k převodu převážné části tepelného toku (až 95,5% z celkového převedeného toku),
- odvozené hodnoty termokinetických součinitelů v zóně kondenzace svědčí o vysoké intenzifikaci přenosových jevů (tab. 10),
- v zóně podchlazování kondenzátu je podíl převedeného toku velmi malý (pouze 4,5% z celkového převedeného toku) a intenzifikace přenosových jevů je výrazně nižší než v zóně kondenzace (tab. 8),
- výška zóny kondenzace je závislá na vstupních parametrech páry (tab. IV),
- tlakové ztráty v zóně podchlazení kondenzátu jsou nepatrné v porovnání se zónou kondenzace (tab. VI),
- předběžné termokinetické charakteristiky ohříváče vody při vyhřívání teplou a horkou vodou pro účely vytápění a pro ohřev teplé užitkové vody jsou shrnuty na tab. 11 a 12; výkonové charakteristiky při standardních provozních parametrech jsou na tab. 13,
- návrh zkušebního zařízení pro zkoušky stojatého parního ohříváče vody v soustavě s vodním ohříváčem užitkové vody je patrný ze schématu na tab. 15,
- návrh zkušebního zařízení pro zkoušky soustavy ohříváčů vody při vyhřívání horkou a teplou vodou je uveden na tab. 16.

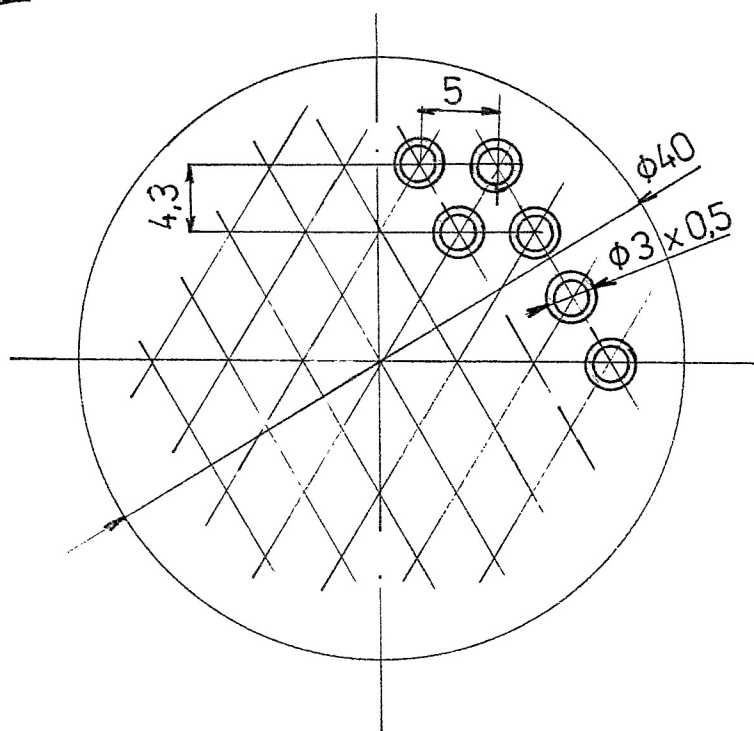
8.0 Literatura

- [1] Prokop M.: Výměník stojatý parní. Závěrečný protokol o zkoušce č. 79-2006, SZÚ Brno, 1992
- [2] Hlavačka V.: Termická účinnost výměníku tepla. Technická příručka SVÚSS č. 10, 1988
- [3] Michejev M. A.: Základy sdílení tepla, SNTL Praha, 1953
- [4] VDI - Wärmeatlas - Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. VDI - Verlag, Düsseldorf, 1963

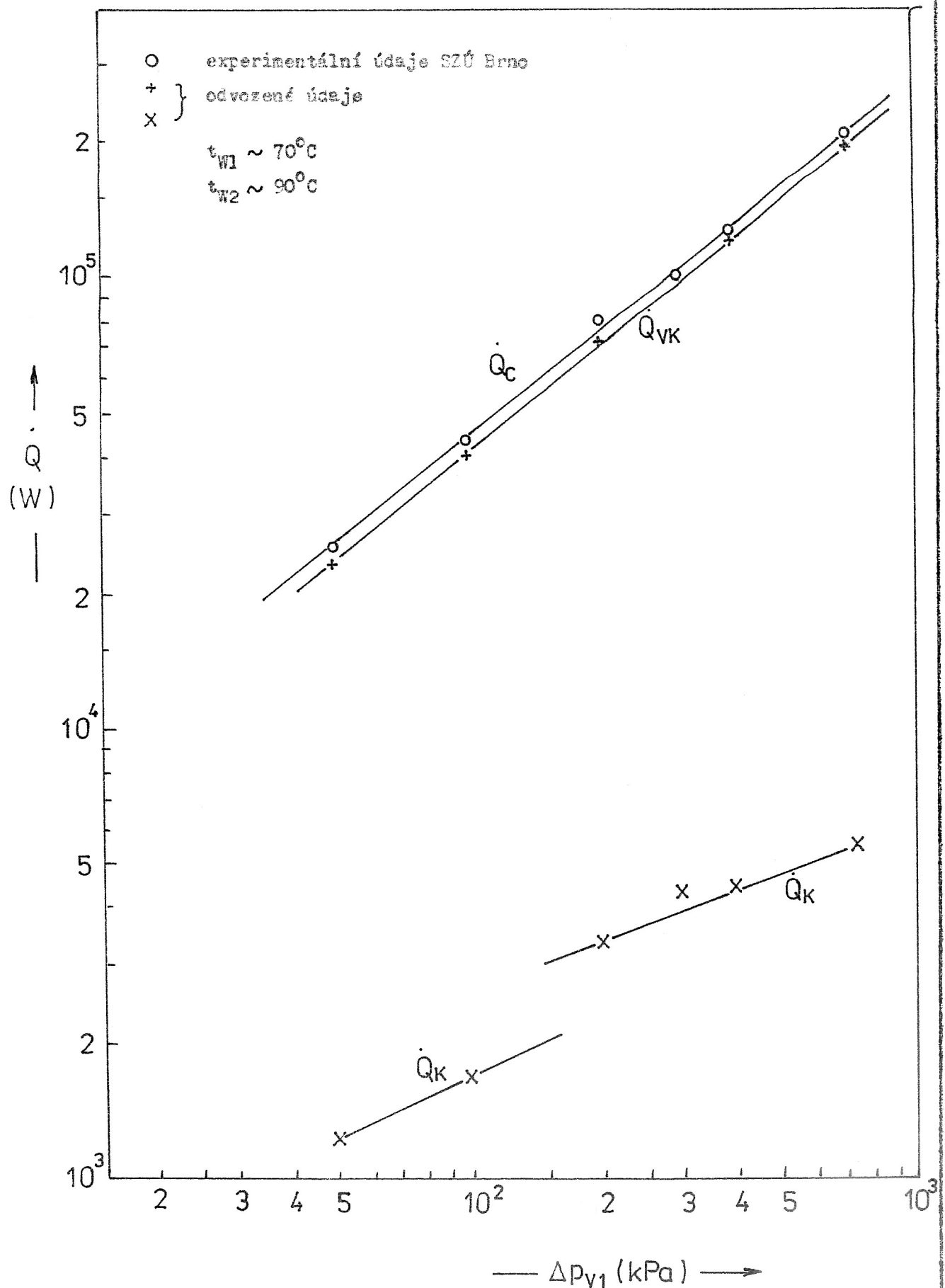
Obr. 1 Schéma výměníku



Obr. 2 Uspořádání trubek
ve svazku



Strana	Veličina	Označení	Jednotka	Hodnota
V	Teplosměnná plocha	S_i	m^2	0,299
n	Rozměr trubek	$d_T \times \delta_T$	mm	3x0,5
i	Délka trubek	L_{TC}	m	1,30
t	Činná délka trubek	L_T	m	1,285
ř	Počet trubek	N_T	—	37
n	Počet řad trubek	N_R	—	7
i	Rozteč řad trubek	s_R	—	4,3
	Rozteč trubek	s_T	—	5,0
	Průtočný průřez	A_i	m^2	$1,162 \cdot 10^{-4}$
	Hydraulický průměr	d_{hi}	m	0,002
V	Rozměr pláště	D	mm	44x2
n	Teplosměnná plocha	S_e	m^2	0,448
ě	Průtočný průřez	A_e	m^2	$9,951 \cdot 10^{-4}$
j	Poměr ploch	S_e/S_i	—	1,5
ě	Poměr průřezů	A_e/A_i	—	8,653
i	Hydraulický průměr	d_{he}	m	0,00839



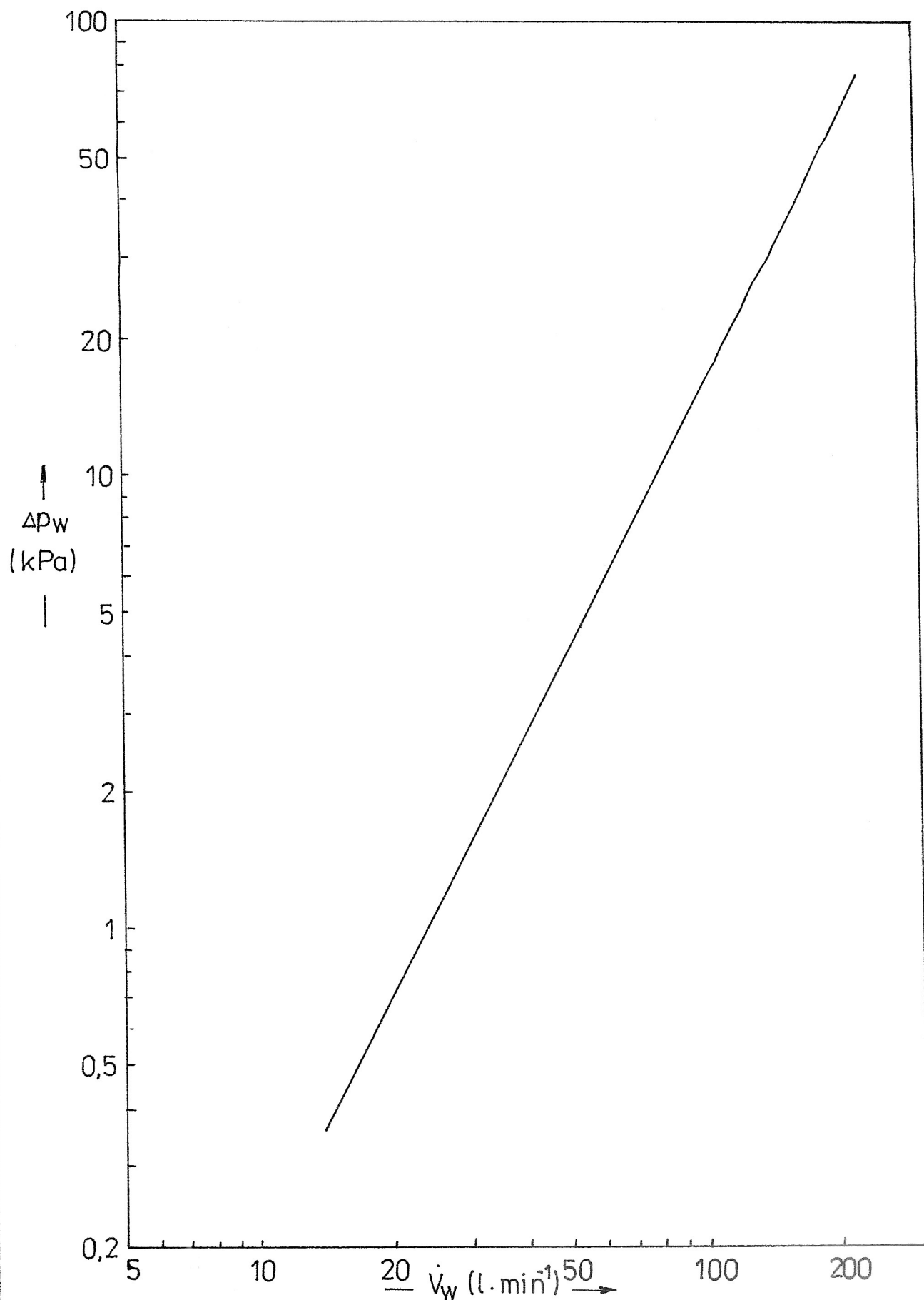
STATN
VÝZKUMNÝ ÚSTAV
PRO STAVBU STROJŮ

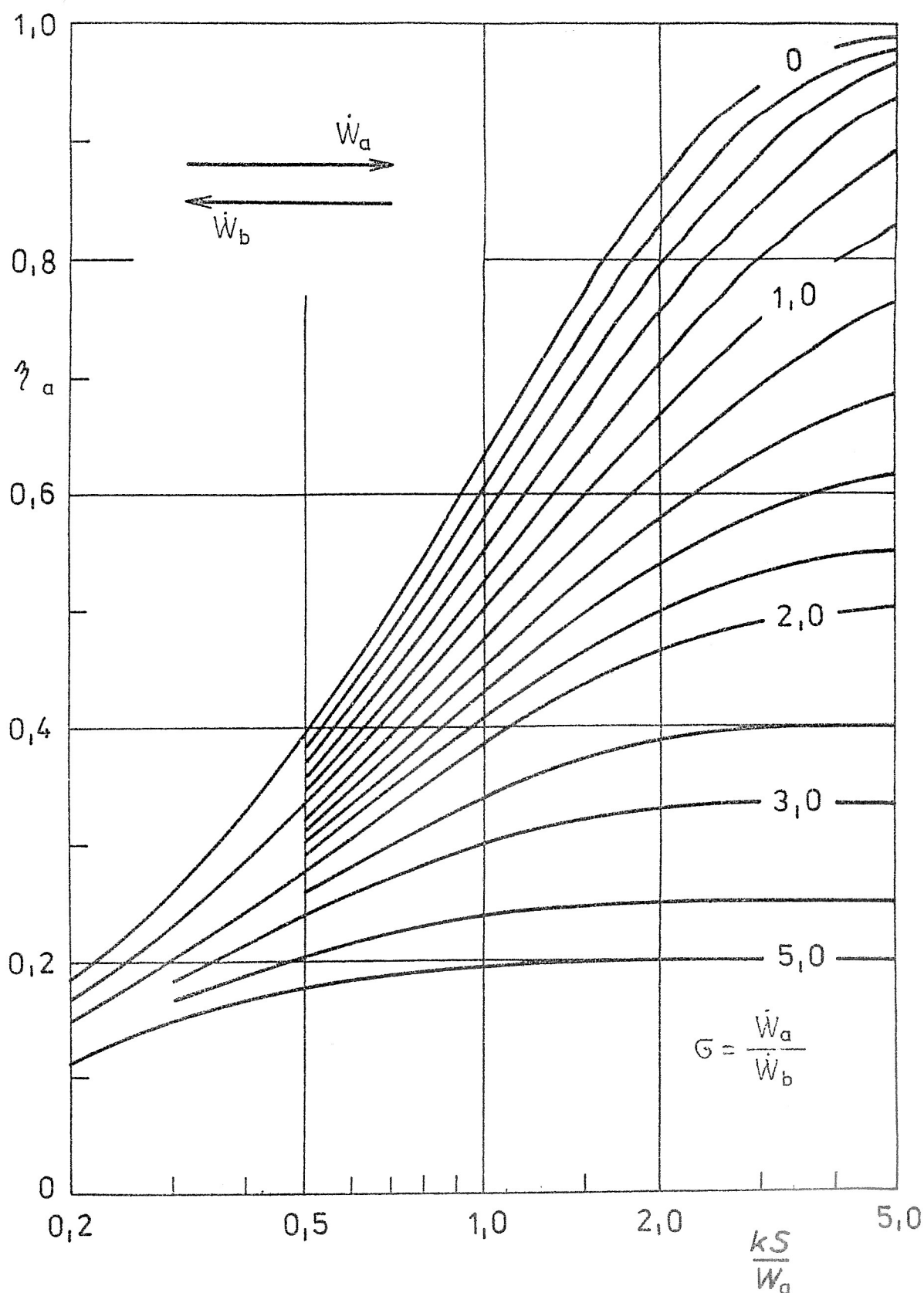
Odporová charakteristika stojatého
parního ohříváče vody Glazer Js 40 x 1340
na straně chříváné vody

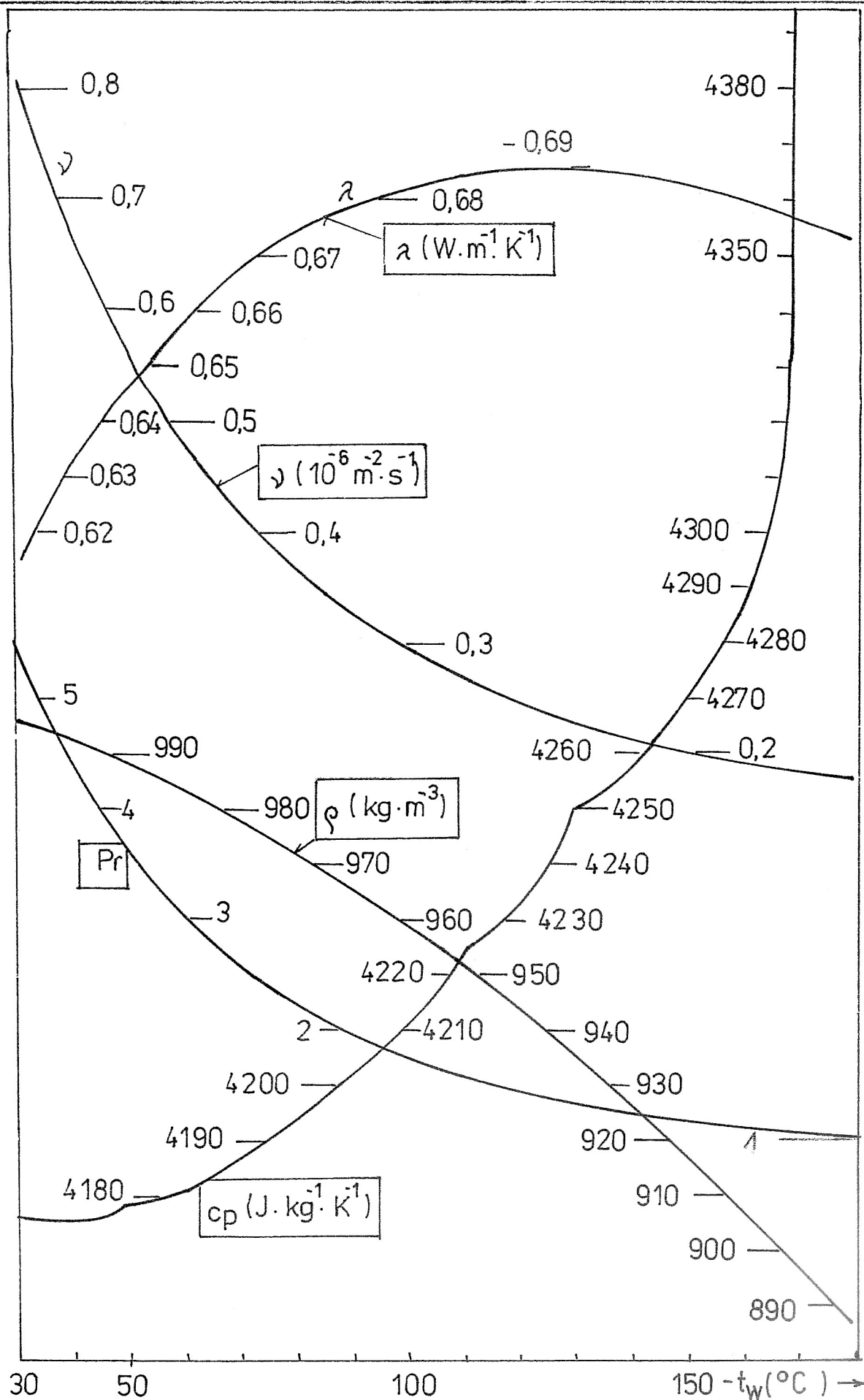
93-05101.4

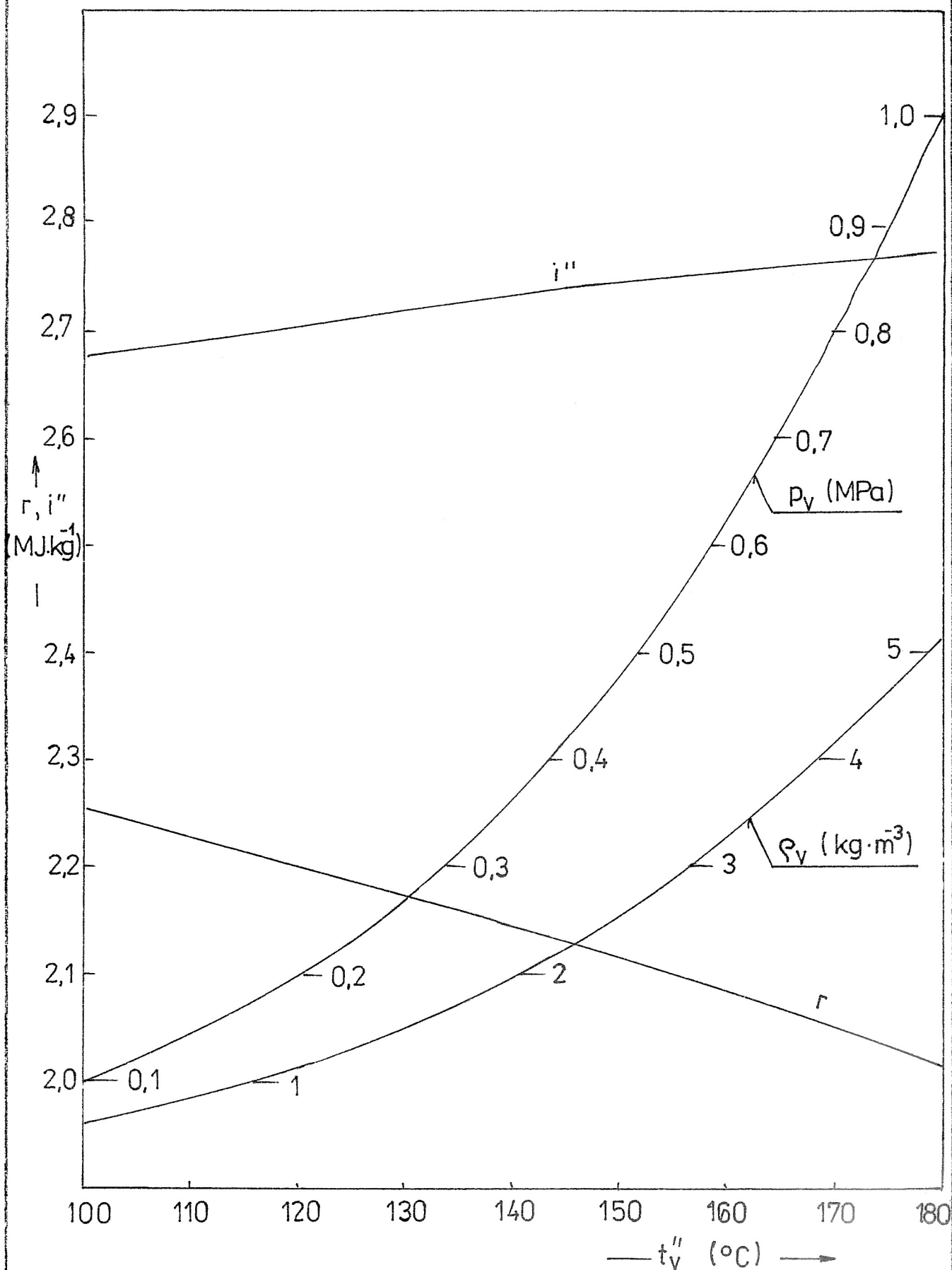
DATUM
2/93

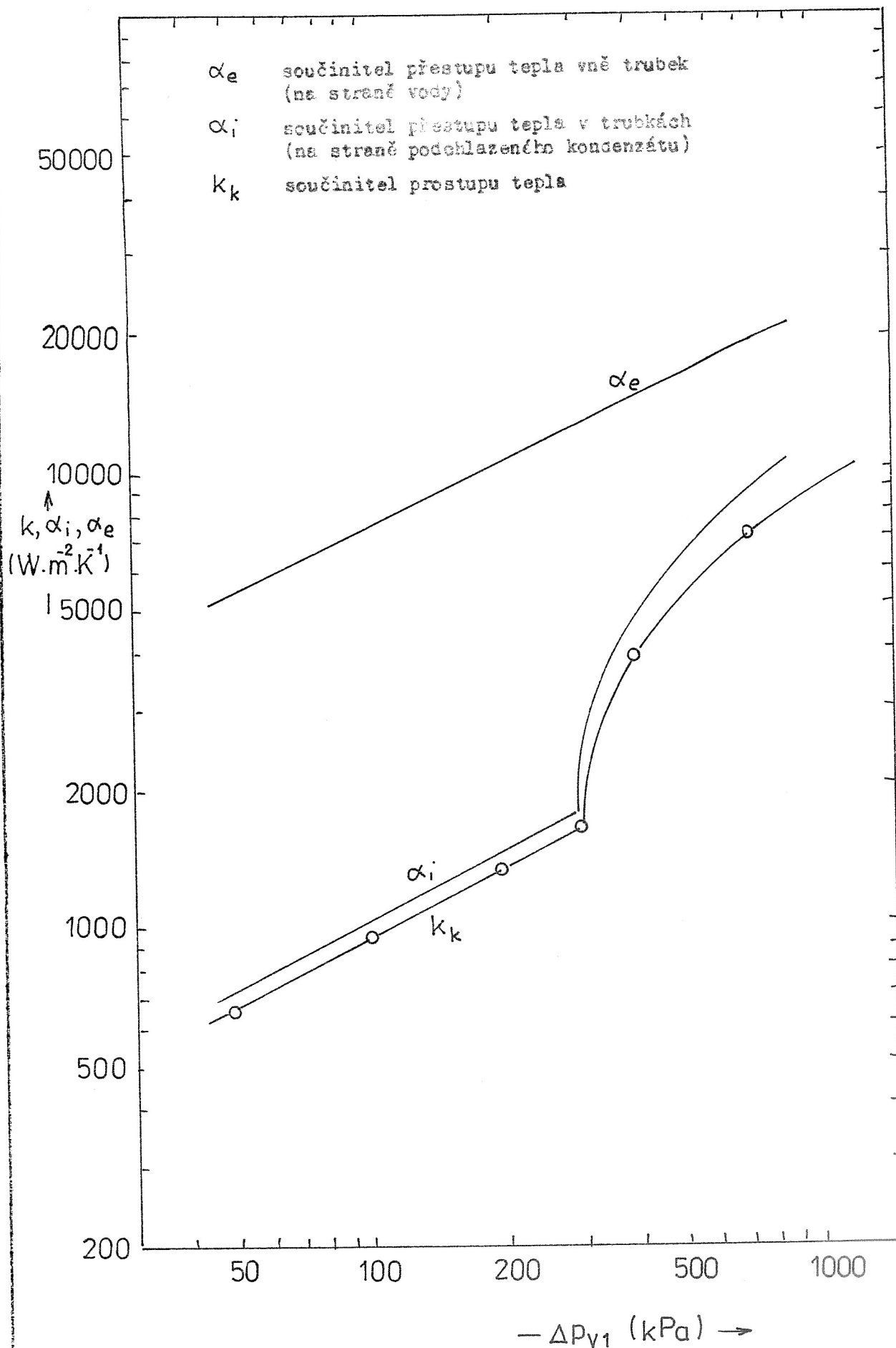
KRESLIL
Fisch.

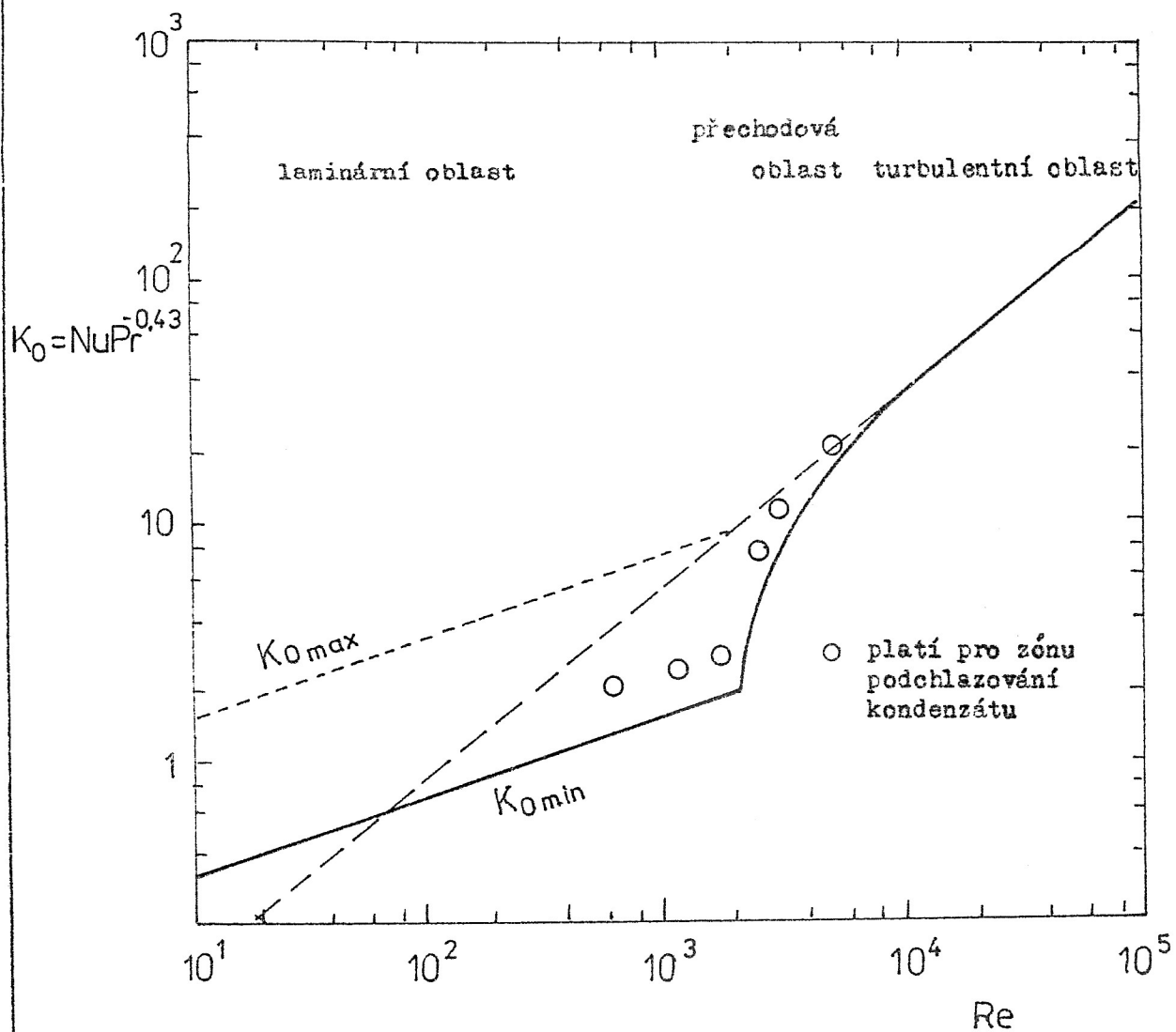


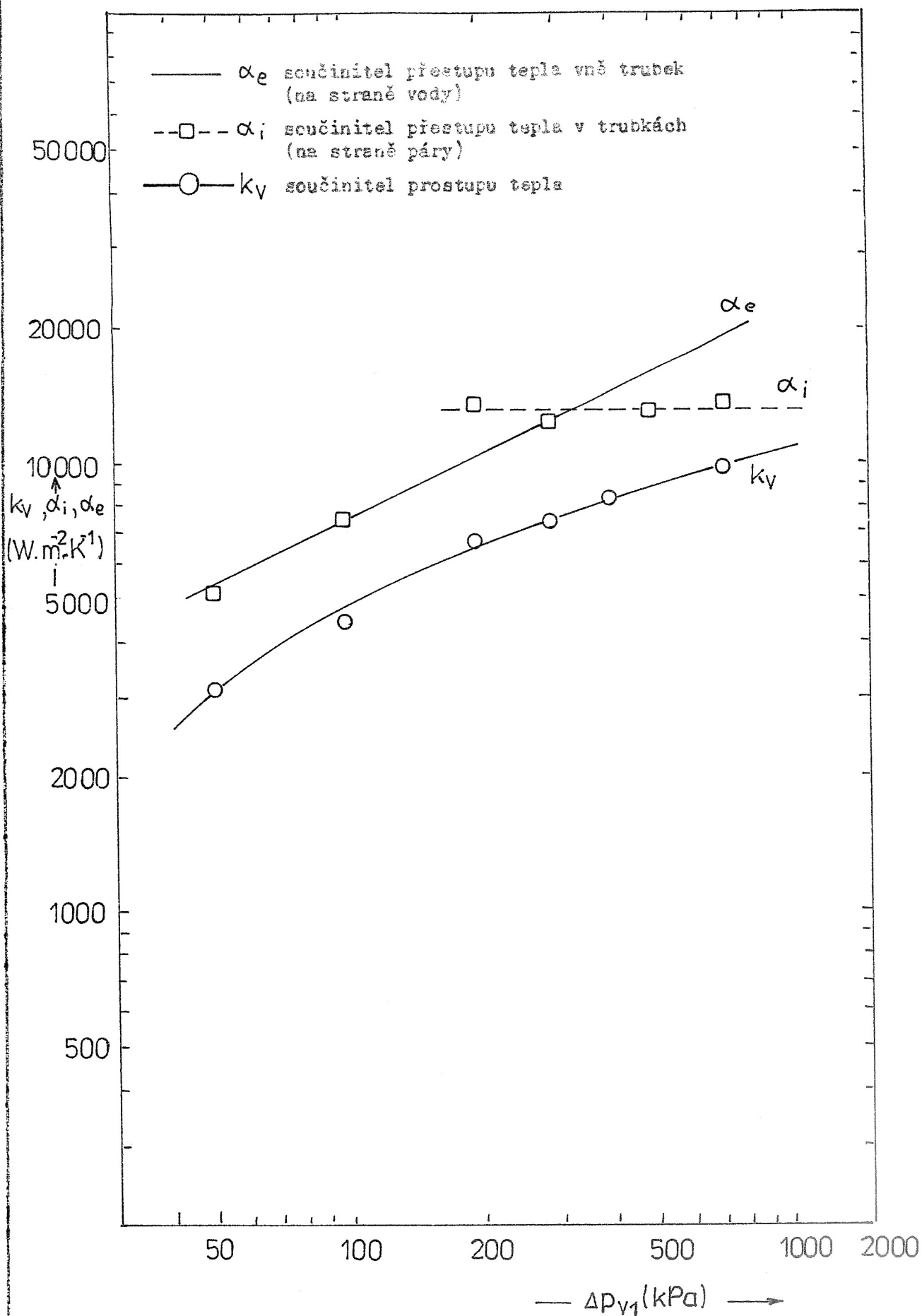


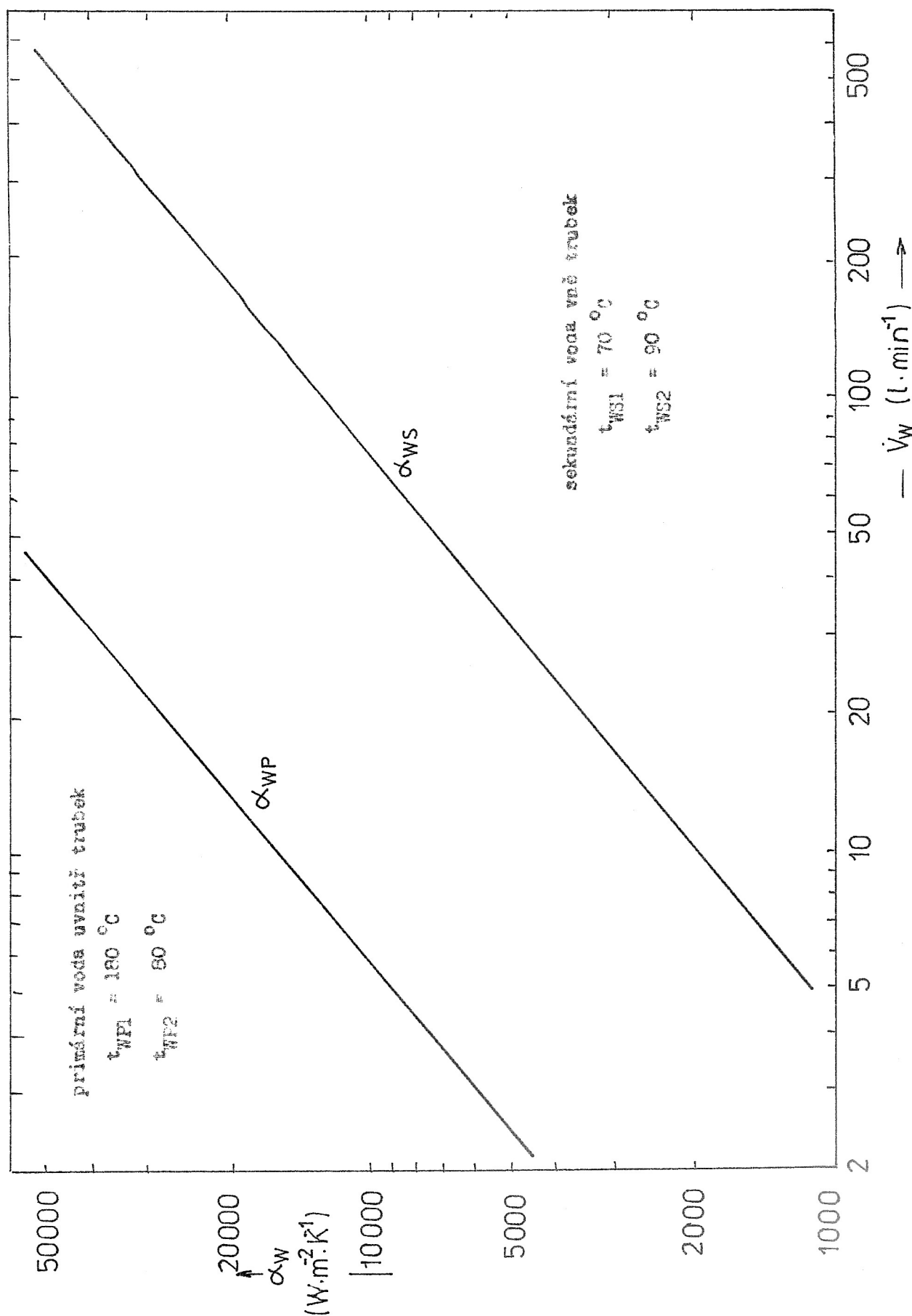


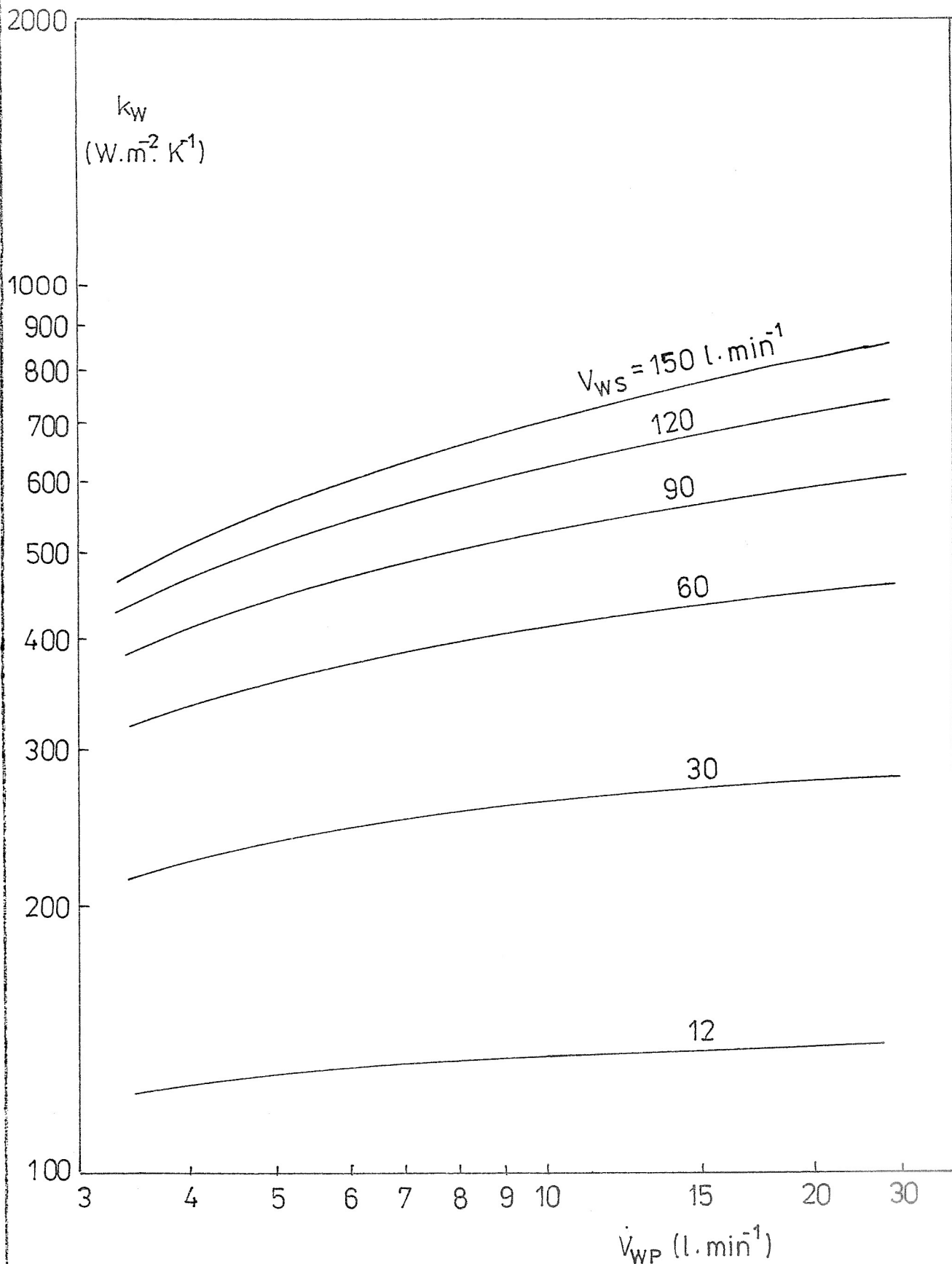




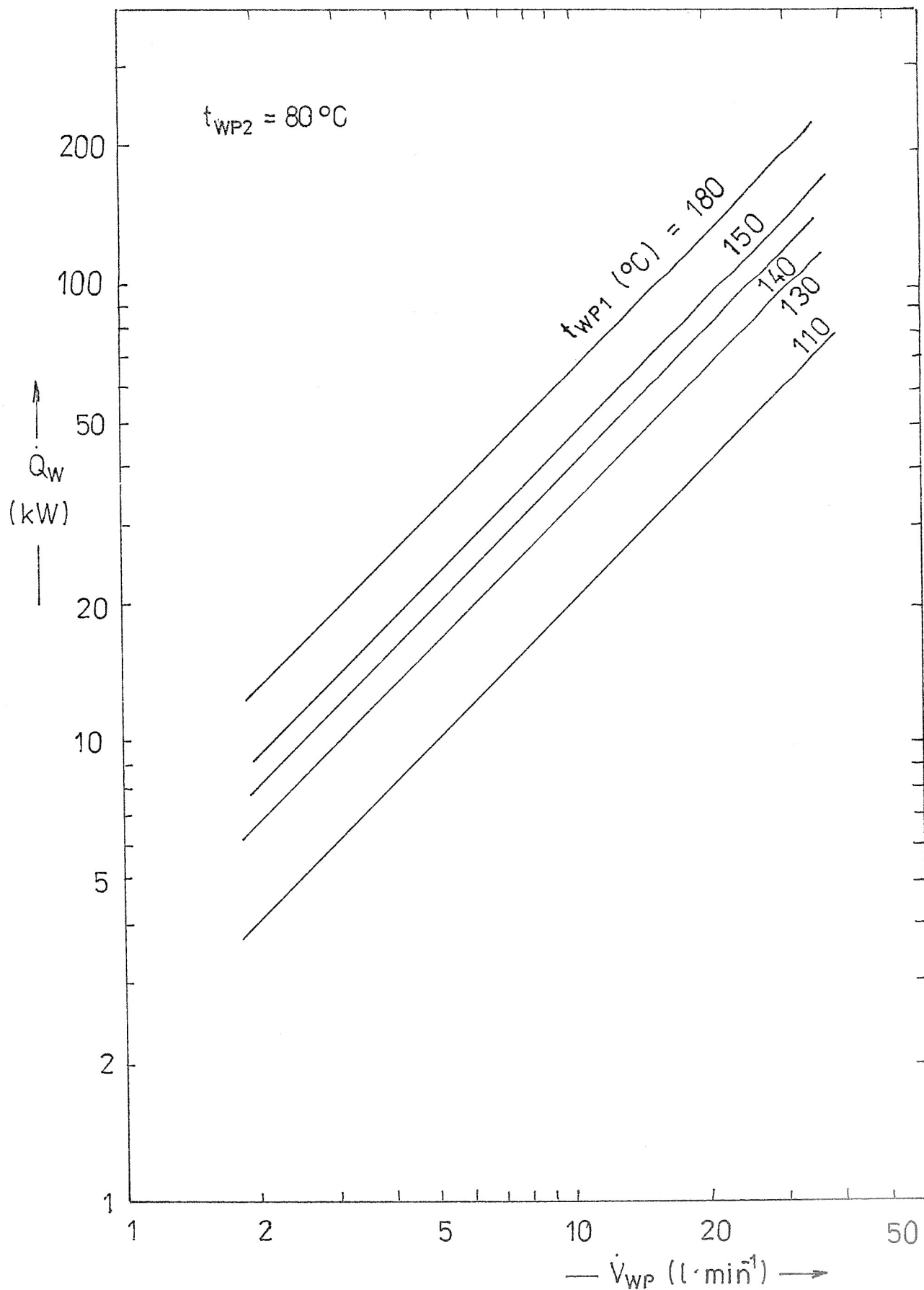








Obr. 1 Ohřev vody pro vytápěcí účely



Obr. 2 Ohřev teplé užitkové vody

