

Vysoká škola: Strojní a textilní Liberec Katedra: Technické mechaniky
Fakulta: strojní Školní rok: 1964/65
Ústav termomechaniky

DIPLOMNÍ ÚKOL

pro s. Jiřího Nejedlo
obor Obráběcí stroje - zaměření konstrukce mechanismů
a pracovní stroje

Protože jste splnil požadavky učebního plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnic ministerstva školství a kultury o státních závěrečných zkouškách tento diplomní úkol:

Název tematu: Technicko-ekonomický rozbor návrhu chlazení
cirkulační vody pro dochlazovač turbodmychadla
ČKD, 3500 m³/h ; 1,53 ata

Pokyny pro vypracování:

Uvážit různé alternativy chlazení vody, posoudit jejich technické a ekonomické oprávnění a konstrukčně navrhnout celé uspořádání chlazení vody s využitím strojního chladicího zařízení se vzduchovým kondenzátorem.

Provést výkres sestavy výparníku freon-voda.

Případná zpřesnění budou provedena během diplomové práce.

Autorské právo se řídí směrnicemi MŠK pro státní závěrečné zkoušky č. j. 31 727/62-III/2 ze dne 13. července 1952-Věstník MŠK XVIII, sešit 24 ze dne 21.8.1962 § 19 autorského zákona č. 115/53 Sb.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC JAROSOVA 3

V 117/65⁵

Rozsah grafických laboratorních prací:

Rozsah průvodní zprávy: 20 - 25 stran

Seznam odborné literatury:

- 1) Bäckström : Technika chlazení
- 2) Dvořák-Červenka: Průmyslová chladicí zařízení
- 3) Macháček: Chladicí voda v průmyslu

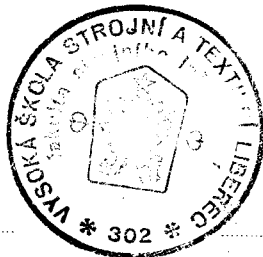
Vedoucí diplomní práce: Prof. Ing. Dr. Karel Sýkora

Konsultanti: Ing. Jiří Kratochvíl CSc

Datum zahájení diplomní práce: 30.8.1965

Datum odevzdání diplomní práce: 9.10.1965

L. S.



[Signature]
Vedoucí katedry

[Signature]
Děkan

VŠST LIBEREC	Technicko-ekonomický rozbor návrhu chlazení cirkulační vody pro dochlazovač turbo- dmychadla ČKD	DP — STR.
		9. ŘÍJNA 1965
		Nejedlo Jiří
DIPLOMOVÁ PRÁCE		

O b s a h

Název:

Str.

Část I. Rozbor práce turbodmychadla	3
1/ Zadání	
2/ Přepočet charakteristiky	
3/ Oteplení stlačeného vzduchu	
4/ Tepelný výpočet dochlazovače	
Část II. Vyhodnocení hlubokochladicího pultu . 11	
1/ Rozbor činnosti	
2/ Měření výkonu	
3/ Zhodnocení	
Část III. Technicko-ekonomický rozbor možnos- ti chlazení vody	18
1/ Způsoby chlazení vody	
2/ Ekonomický přepočet	
Část IV. Návrh strojního oběhu	24
1/ Výpočtová část	
2/ Konstrakční provedení-výkresy příloha	
Závěr	30
Seznam použité literatury	31

Ú v o d

Pro nově zřizovanou těžkou laboratoř katedry technické mechaniky, ústav termomechaniky na VŠST v Liberci bylo zakoupeno turbodmyhadlo ČKD. Jelikož během stavby budovy laboratoři došlo ke změně oproti původnímu předpokladu zdroje vody pro chlazení turbodmyhadla, vznikl tu problém, jak vodu uspořít. Turbodmyhadlo potřebuje pro provoz $7,7 \text{ m}^3$ chladicí vody za hodinu. Z toho chladič oleje potřebuje $1,2 \text{ m}^3$ chladicí vody za hodinu a dochlazovač vzduchu $6,5 \text{ m}^3$ za hodinu. Provoz turbodmyhadla musí být po stránce mechanické vždy zabezpečen a chladič oleje bude proto chlazen vodou z vodo-
vodní sítě. Zůstává zde tedy úkol, jak chladit dochlazovač vzduchu. Tento problém byl podkladen pro moji diplomovou práci. Jako přednostní alternativa chlazení mi bylo uloženo využít stávajícího zařízení, to jest hlubochladicího pultu výrobku n.p. Frigera Kolín. Výkon pultu byl shledán v průběhu diplomové práce příliš malým, což bylo dotvrzeno i měřením. Proto byl původní způsob chlazení vody rozšířen i na další chladicí oběhy a byla uvažována jejich oprávněnost a zhodnocení. Přednost však mají taková řešení, která by nevyžadovala větších stavebních prací a nepřesahovala svým rozsahem možnosti katedry. Proto je podrobněji navržen uzavřený chladicí okruh využívající strojního chlazení.

Rád bych poděkoval za pomoc při řešení úkolu prof. ing. Dr. Karlu Sýkorovi a všem členům katedry technické mechaniky, zvláště pak Ing. Jiřímu Kratochvílovi C.Sc. Nelze také opomenout poděkovat za ochotné poskytnutí informací pracovníkům konstrukce n.p. Frigera Kolín a Ing. Vampolovi ze SVÚPT Praha.

Část I.Rozbor práce turbodmyhadla:

- 1/ Zadání: Turbodmyhadlo pro zaručené pa-
rametry: $3\,500\text{ m}^3/\text{hod.}$ - $1,5\text{ ata}$
typ TD 4L 39, pro pohon dynamo-
metrem.

Technické údaje:

nasávané prostředí vzduch
nasávané množství $3\,500\text{ m}^3/\text{hod.}$
tlak na sacím hrdle 1 ata
teplota na sacím hrdle 15°C
tlak na výtlačném hrdle $1,5\text{ ata}$
teplota na výtlačném hrdle...asi 80°C
teplota vzduchu za dochlazovačem 40°C
spotřeba energie na spojce
turbodmyhadla 79 kW
otáčky turbodmyhadla $14\,890\text{ ot/min.}$
otáčky dynamometru $3\,000\text{ ot/min.}$
teplota chladicí vody 27°C
množství chladicí vody pro:
chladič oleje $1,2\text{ m}^3/\text{hod}$
dochlazovač $6,5\text{ m}^3/\text{hod}$
celkem $7,7\text{ m}^3/\text{hod}$
s jistěním $10,-\text{ m}^3/\text{hod}$

Záruky:

Podtržené hodnoty jsou zaručeny,
ostatní jsou pouze informativní. Nasáva-
né množství je s tolerancí $\pm 5\%$, spotřeba
energie $\pm 5\%$. Tolerance na měření dle
ČSN 105045 se k těmto tolerancím připo-
čítávají.

2/ Přepočet charakteristiky:

Turbodmychadlo je jednostupňové, radiální, nechlazené. Regulace stlačení a nasávaného množství bude prováděna skrcením sání i změnou otáček, při níž se mění nasávané množství, stlačení i příkon. Výpočet proveden podle / 8 / pro 3/4 a 1/2 nasávaného množství.

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \Rightarrow n'$$

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{n'}{n} \right)^3 \Rightarrow N'$$

$$\frac{\varepsilon'^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \Rightarrow \varepsilon'$$

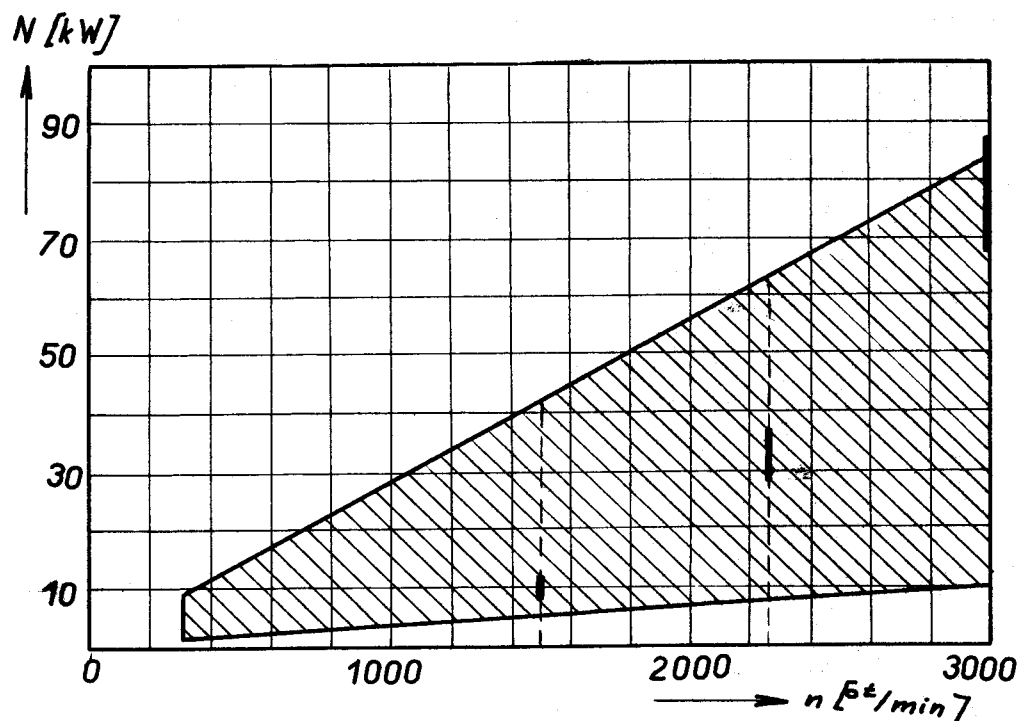
Vypočtené hodnoty sestavené do tabulky I.

Uvedený propočet platí pouze za předpokladu stálé adiabatické účinnosti.

Tabulka I

Provoz	Otáčky	Měření :	1.	2.	3.	4.	5.	6.
1	3 000	$P_{red} [ata]$	1,253	1,468	1,589	1,683	1,745	1,742
		$Q_{red} [m^3/hod]$	5 210	4 790	4 300	3 790	3 415	2 765
		$N_{red} [kW]$	86	87,2	86,2	84,4	80,2	68,4
3/4	2 250	$P_{red} [ata]$	1,173	1,248	1,33	1,35	1,38	1,38
		$Q_{red} [m^3/hod]$	3 905	3 590	3 223	2 840	2 560	2 072
		$N_{red} [kW]$	35,8	36,75	36,3	35,5	33,76	28,8
1/2	1500	$p_{red} [ata]$	1,058	1,105	1,132	1,147	1,17	1,17
		$Q_{red} [m^3/hod]$	2 605	2 395	2 150	1 895	1 707	1 382
		$N_{red} [kW]$	10,73	10,88	10,75	10,53	10,02	8,55

Kontrola příkonu dynamometru pro změněné otáčky a výkon provedená srovnáním s charakteristikou dynamometru je na obr. 1

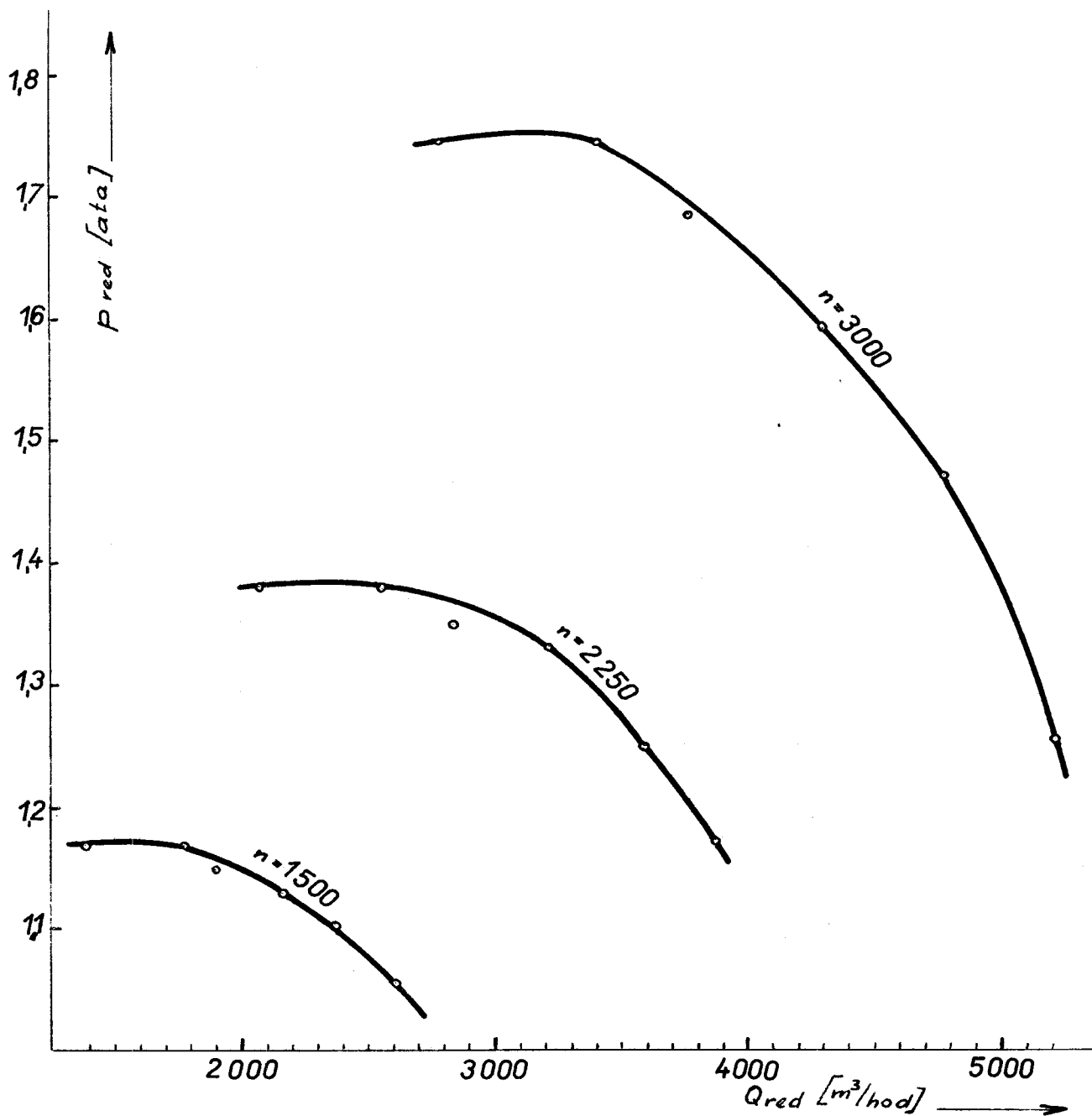


obr. 1

Příkon dynamometru stačí na oblast otáček $1\,500 \div 3\,000$ a požadovaný příkon dmychadla až na maximální hodnoty nasávaného množství. Podle udání výrobce je možno dynamometr přetížit o 5 % a krátkodobě až o 20 %. Provoz turbodmychadla bude vždy dostatečně vzdálen od pompážního stavu a požadovaná množství nebudou dosahovat maximálních množství turbodmychadla. Vzhledem k tomu, výkon dynamometru vyhovuje.

Charakteristiky turbodmychadla pro plné otáčky, tříčtvrtinové a poloviční jsou na příloze I.

Příloha I : Vzduchové charakteristiky turbodmychadla.



3/ Oteplení stlačeného vzduchu:

Pro oteplení adiabatickou kompresí platí:

$$\Delta T_{ad} = T_1 \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

Skutečná teplota se odchyluje^{od} takto vypočtené vlivem polytropické komprese a hydraulických ztrát. Abychom se co nejvíce přiblížili skutečnému stavu porovnáme vypočtené adiabatické oteplení se skutečným a dostaneme tepelnou účinnost:

$$\frac{\Delta T_{ad_m}}{\Delta T_m} = \eta_T$$

Skutečné oteplení pro zeměněné parametry je pak možno pomocí této účinnosti určit. Tato úvaha přesně platí jen pro určité stlačení. Hodnoty označené indexem m jsou skutečně naměřené, index z přísluší poměrům při parametrech zaručených technickými údaji. Vypočtené hodnoty obsahuje tabulka III.

Pro poloviční otáčky pracuje turbodmychadlo už téměř jako ventilátor a poměry na výtlaku nelze touto metodou ani přibližně určit.

- V důsledku maximálně požadovaného stlačení /1,5ata/ a s ohledem na nejvyšší výkon dynamometru zahrnu do dalšího výpočtu hodnoty příslušející tomuto stavu, neboť ty budou skutečným maximem provozu.

$$\begin{aligned} \Delta T_{ad} &= T_1 \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = 288 / 1,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 = \\ &= 35,4^\circ \text{K} \end{aligned}$$

$$\Delta T = \frac{Q_{\text{ad}}}{\eta_T} = \frac{35,4}{0,75} = 47,25^\circ\text{K}$$

$$\text{z toho } t_2 \text{ vzd} = 62,25^\circ\text{C}$$

$$G = Q \cdot \gamma_{\text{vzd}} = 4\,660 \cdot 1,19 = 5\,540 \text{ kg/hod}$$

$$\gamma_{\text{vzd}} = \gamma_{\text{vzd}_n} \cdot \frac{p_1}{p_n} \cdot \frac{T_n}{T_1} =$$

$$= 1,292 \cdot \frac{736}{760} \cdot \frac{273}{288} = 1,19 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = G \cdot c_p \cdot \Delta t = 5\,540 \cdot 0,24 \cdot 22,25 =$$

$$= 29\,700 \text{ kcal/hod}$$

Měření :	1.	2.	3.	4.	5.
ε_m	1,243	1,451	1,565	1,653	1,715
t_{1m} [°C]	19,2	18,8	18,9	19,0	19,5
t_{2m} [°C]	57,0	66,7	71,0	74,0	77,0
ΔT_m [°K]	37,8	47,9	52,1	55,0	57,5
ΔT_{ed} [°K]	18,2	32,7	39,4	45,3	48,3
η_{ed}	0,479	0,673	0,756	0,825	0,841
ε_z	1,253	1,468	1,589	1,683	1,745
ΔT_{ed} [°K]	19,3	32,85	42,6	46,6	49,6
ΔT_z [°K]	40,2	48,8	56,3	56,5	59,0
t_{vzd} [°C]	55,2	63,8	71,3	71,5	74,0
Q_1 [kcal/hod]	22620	32600	38500	34200	33100
$\Delta T_{3/4}$ [°K]	40,2	39,8	43,4	45,5	47,3
$Q_{3/4}$ [kcal/hod]	22550	20300	21700	20700	20000

4/ Tepelný výpočet dochlazovače

Dochlazovač 1 TB 6400 - 025

typ 6 × 6 WS 1/7,0 - 4

Vzduch na vstupu: $Q = 4660 \text{ m}^3/\text{hod}$ $G = 5540 \text{ kg/hod}$
 $t_{vz1} = 62,25^\circ\text{C}$ $\theta = 29 \text{ 700 kcal/hod}$ na výstupu: $t_{vz2} = 40,0^\circ\text{C}$ Teplota chladicí vody $t_{v1} = 15^\circ\text{C}$

Výpočet je proveden podle /12/.

Index ž přísluší žebřím, t trubkám,

L označuje zdánlivé hodnoty pro celou soustavu.

Platí základní rovnice:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t$$

Střední součinitel prostupu tepla pro celou
plochu :

$$k_L = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_L} + \frac{F_L}{F_V} \left(\frac{1}{\alpha_v} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \right)} =$$
$$= \frac{1}{\frac{1}{98,3} + 17,03 \left(\frac{1}{6 \ 310} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{73,5} \right)} =$$
$$= 75,5 \text{ kcal/m}^2\text{C hod}$$

$$\alpha_L = \alpha_z \cdot \frac{F_z}{F_L} \left(\eta_z + \frac{F_t}{F_z} \right) =$$

$$\alpha_L = 125,7 \cdot \frac{1,307}{1,3907} \left(0,766 + \frac{0,0898}{1,307} \right) =$$
$$= 98,3 \text{ kcal/m}^2 \text{ hod } ^\circ\text{C}$$

určovací teplota:

$$t_{stř} = \frac{62,25 + 40}{2} = 51,2^\circ\text{C}$$

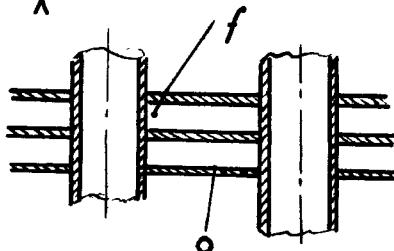
střední množství:

$$Q_{stř} = \frac{G}{\gamma_{stř}} = \frac{5540}{1,58} =$$
$$= 3 \ 502 \text{ m}^3/\text{hod} = 0,974 \text{ m}^3/\text{hod}$$

rychlost:

$$w_{vzd} = \frac{Q_{stř}}{F} = \frac{0,974}{0,29 \cdot 0,7 \cdot 0,529} =$$
$$= 9,08 \text{ m/s}$$

$$Nu = \frac{\alpha_z d_n}{\lambda} = 0,105 \cdot Re^{0,655}$$



$$Re = \frac{w_{vzd} \cdot d_n}{\nu} = \frac{9,08 \cdot 3,275 \cdot 10^{-3}}{11,9 \cdot 10^{-6}} = 2493$$

$$\alpha_z = 0,105 \cdot 2493^{0,655} \cdot \frac{2,35 \cdot 10^{-2}}{3,275 \cdot 10^{-3}} = 125,7 \text{ kcal/m}^2 \text{ hod } ^\circ\text{C}$$

Účinnost žebra z diagramu příloha II :

$$\eta_z = 0,766$$

Součinitel přestupu tepla na straně vody:

Podle předběžného výpočtu množství chladičí vody $1,8 \text{ m}^3/\text{hod}$.

$$\text{Rozdíl teplot: } t_{v1} - t_{v2} = \frac{29 \cdot 700}{1,8} = 15,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

výstupní teplota:

$$t_{v2} = 15 + 15,9 = 30,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{určovací teplota vody: } t_{str} = \frac{30,9 + 15}{2} = 22,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

rychlost vody:

$$w_{vo} = \frac{Q}{F} = \frac{0,5}{18 \cdot 0,0154} = 1,795 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{1,795 \cdot 13 \cdot 10^{-3}}{0,94 \cdot 10^{-6}} = 24 \ 800$$

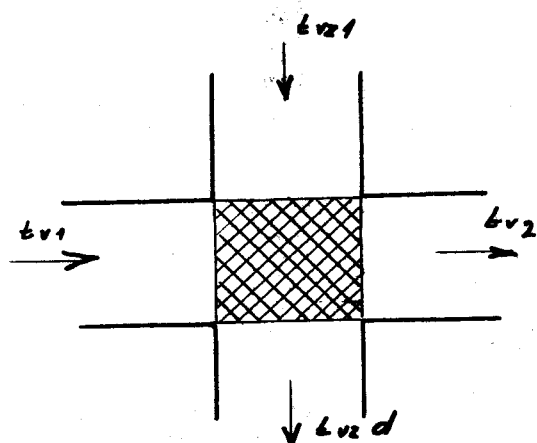
$$Re^{0,8} = 3 \ 270$$

$$Pr^{0,4} = 2,099$$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 157,5$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{1,575 \cdot 0,520}{13 \cdot 10^{-3}} = 6 \ 310 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}$$

střední logaritmický teplotový spád:



Podle /10/

$$P = \frac{30,9 - 15}{40 - 15} = 0,635$$

$$R = \frac{62,25 - 40}{30,9 - 15} = 1,4$$

$$\varepsilon = 0,55$$

$$\Delta t_s \text{ protiproud} = \frac{(t_{vzd1} - t_{vo2}) - (t_{vzd2} - t_{vo1})}{\ln \frac{t_{vzd1} - t_{vo2}}{t_{vzd2} - t_{vo1}}}$$

$$= 26,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_s = \Delta t_s \text{ protip} \cdot \varepsilon = 14,35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

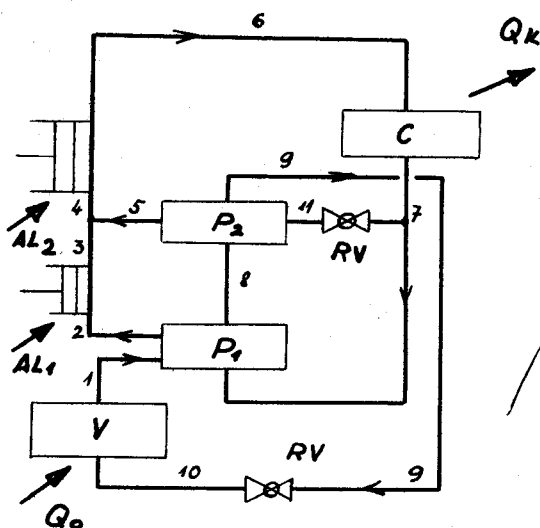
$$Q = k_L \cdot F_L \cdot \Delta t_s = 75,5 \cdot 35,1 \cdot 14,35 =$$

$$= 38\,000 \text{ kcal/hod}$$

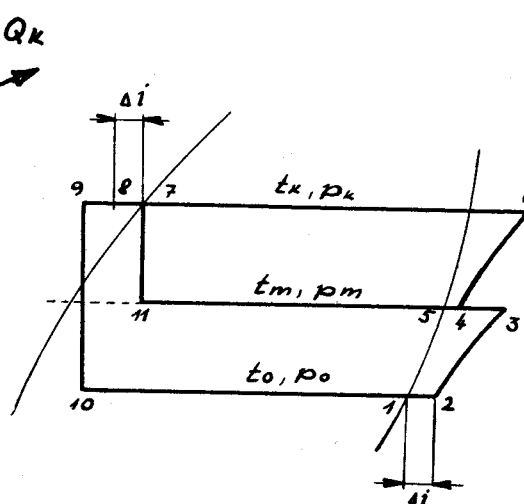
Veliký rozdíl ve spotřebě vody je proto, že dochlazovač byl propočten výrobcem na jiné podmínky a dimenzován s bezpečností 1,5. V případě užití vody 15°C teplotě klesne spotřeba vody při max. provozu turbodmyhadla na $1,8 \text{ m}^3/\text{hod}$.

Část IIVyhodnocení hlubokochladicího
pultu1/ Rozbor činnosti:

Alternativa chlazení vody pomocí hlubokochladicího pultu je zpracována ve zvláštní části proto, že pult je již v laboratoři v činnosti. Jelikož výrobce nemá k tomuto pultu žádné výkonové propočty ani hodnoty změřené bylo nutné provést po konzultaci s ním přibližný propočet a změření výkonu. Chladicí okruh pultu pracuje jako dvoustupňový okruh s neprůchozí středotlakovou nádobou a vnitřní výměnou tepla. Jako neprůchozí středotlaká nádoba pracuje výměník P_2 . Chladicí povinnost okruhu je jen v prvním stupni. Základní schema zapojení je na obr. 1 a tepelný diagram na obr. 2.



obr. 1



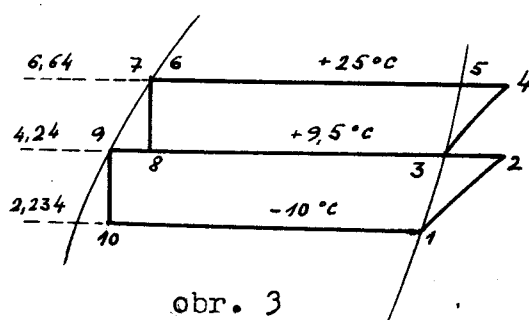
obr. 2

$$t_k = +25^{\circ}\text{C} , p_k = 6,64 \text{ ata}$$

$$t_o = -10^{\circ}\text{C} , p_o = 2,234 \text{ ata}$$

$$t_m = +9,5^{\circ}\text{C} , p_m = 4,24 \text{ ata}$$

Poměry v dochlazovačích nelze přesně vystihnout. Pro výpočet zjednodušíme okruh na dvou-
stupňový, bez dochlazování.



obr. 3

$$i_1 = 135,1 \text{ kcal/hod}$$

$$i_{10} = 102,2 \text{ kcal/hod}$$

$$i_3 = 137,1 \text{ kcal/hod}$$

$$v_1 = 0,0766 \text{ m}^3/\text{hod}$$

Dělicí kompresní tlak dle /4/:

$$p_m = p_o \cdot 1,1 \cdot \sqrt{\frac{p_k}{p_o}} = 2,234 \cdot 1,1 \cdot \sqrt{\frac{6,64}{2,234}} = 4,24 \text{ ata}$$

Dopravované množství v 1. stupni:

$$V_1 = i \cdot F \cdot l \cdot n \cdot \eta_d = 1 \cdot 2 \cdot 38,5 \cdot 8,5 \cdot 460 \cdot 0,6 = 0,1803 \text{ m}^3/\text{min} = 10,82 \text{ m}^3/\text{hod}$$

$$G_1 = \frac{V_1}{v_1} = \frac{10,82}{0,0766} = 141 \text{ kg/hod}$$

$$q_o = i_1 - i_{10} = 135,1 - 102,2 = 32,9 \text{ kcal/hod}$$

z toho chladicí výkon:

$$Q_o = G_1 \cdot q_o = 141 \cdot 32,9 = 4\,650 \text{ kcal/hod}$$

2 / měření výkonu

Měření výkonu pultu bylo provedeno podle Předpisů pro zkoušení chladicích zařízení ČSN 14 0611. Jelikož nebylo možné ani po úpravách naplnit chladicí prostor kapalinou, bylo upuštěno od měření výkonu

výparníku. Toto zjednodušení bylo přípustě-
no proto, že šlo o hrubé stanovení výkonu,
které by určilo použitelnost pultu k uva-
žovanému výkonu. Na pultu bylo měřeno:

kondenzační výkon ze vstupní $/t_{v1} [^{\circ}\text{C}]/$
a výstupní $/t_{v2} [^{\circ}\text{C}]/$ teploty chladicí
vody a její množství $/V_v [l]/$ /měřeno
rtuťovými teploměry s dělením na $0,02^{\circ}\text{C}$
a vodoměrem /

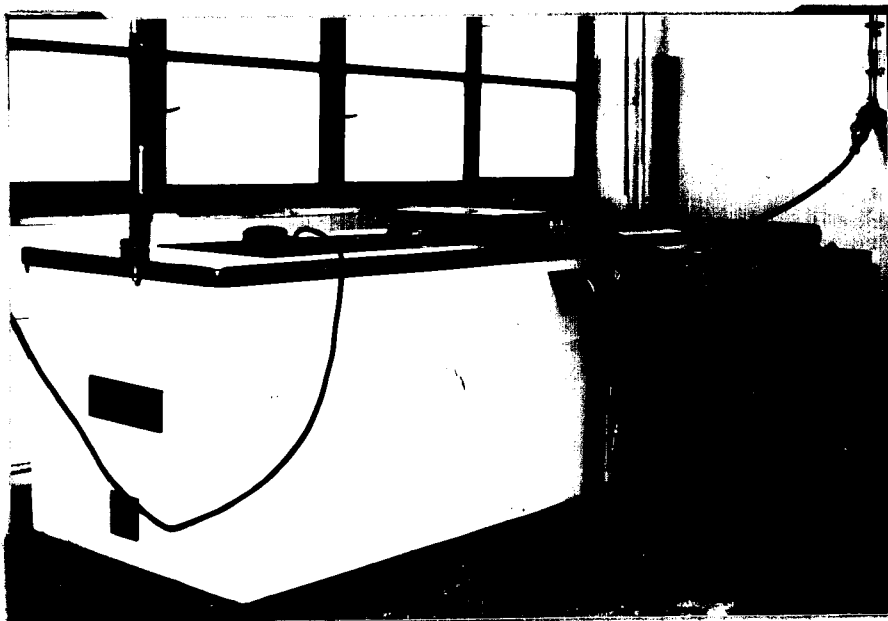
Sací tlak prvního kompresoru $/p_s [\text{kg}/\text{cm}^2]/$
a druhého kompresoru $/p_{stř} [\text{mm Hg}]/$
/měřeno chladírenskými tlakoměry
Alame Acier /

tlak kondenzační $/p_k [\text{kg}/\text{cm}^2]/$
/měřeno chladír. tlakoměrem Danfoss/
výstupní teplota z výparníku $/t_{vs} [^{\circ}\text{C}]/$
teplota před škrticími ventily $/t_{vpr} [^{\circ}\text{C}]/$
/měřeno termočlánky chromel - alumel /
příkon elektromotoru $/P [W]/$

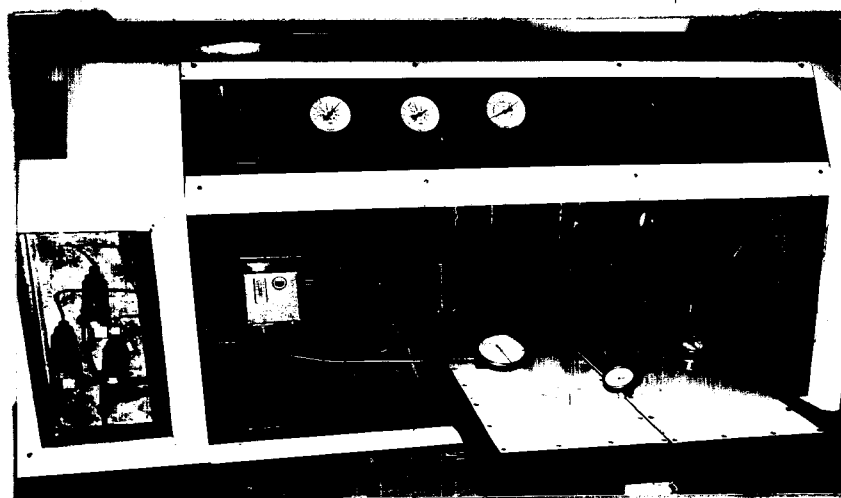
/měřeno wattmetrickým kufrem/
barometrický tlak $/B [\text{mm Hg}]/$ se zabu-
dovaným teploměrem $/t_B [^{\circ}\text{C}]/$
/měřeno rtuťovým tlakoměrem/

Provedení měřících míst ukazuje schema obr.4
a fotografie na obr. 5 ÷ 7 .

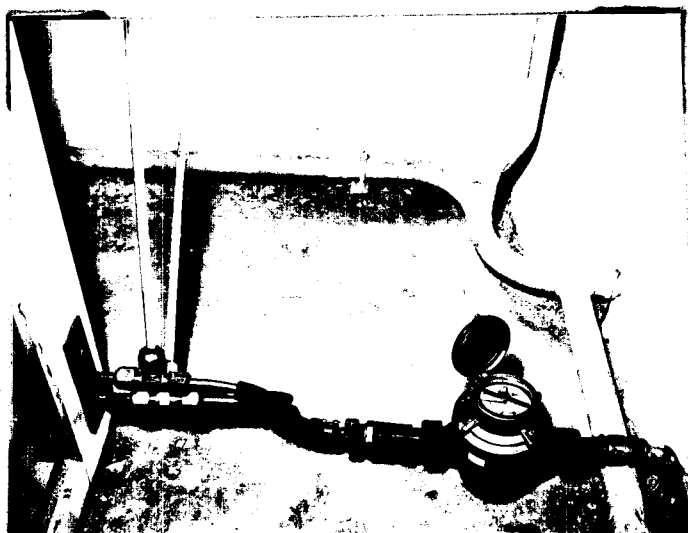
Na měřené hodnoty jsou sestaveny v tabulce IV.



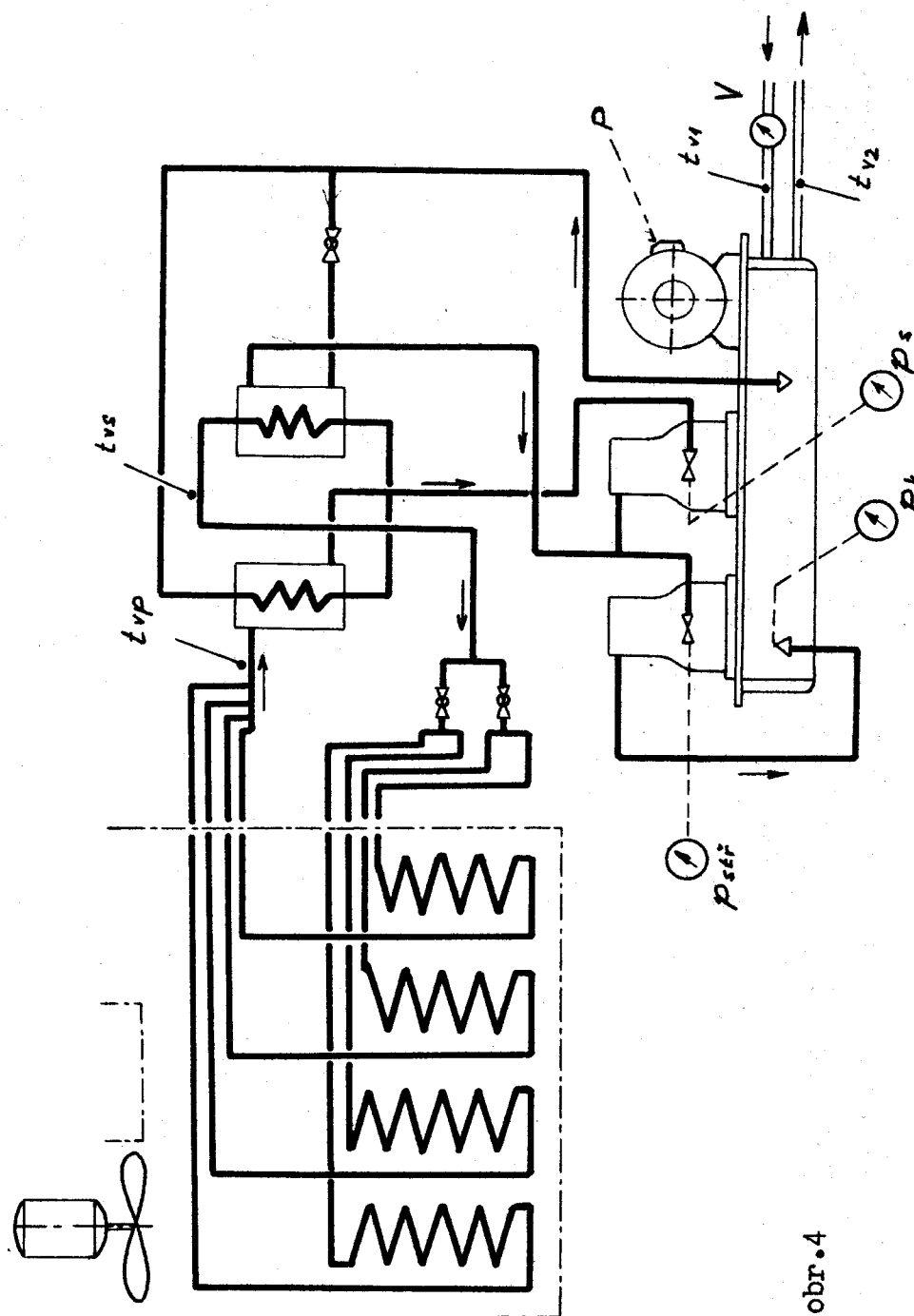
obr. 5



obr. 6



obr. 7



obr. 4

Tabulka IV

Čas [hod]	B [mm Hg]	t_B [°C]	t_{vs} [°C]	$t_{vpř}$ [°C]	p_{str} [cm Hg]	p_s [cm Hg]	p_k [kg/cm ²]	P [W]	t_{v1} [°C]	t_{v2} [°C]	V_v [l]
16 ⁰⁰	732,7	23,3	6,55	3,3	-11	-42	6,3	9,4	11,9	16,35	3 710
16 ⁰⁵			7,2	3,7	-10	-41	6,3	9,3	11,95	16,3	3 760
16 ¹⁰	732,3	23,0	8,6	3,4	-10	-41	6,3	9,3	11,95	16,3	3 811
16 ¹⁵			8,6	3,4	-10	-41,5	6,3	9,3	11,93	16,35	3 854
16 ²⁰	732,0	22,7	8,5	3,3	-10	-40	6,3	9,4	11,95	16,4	3 900
16 ²⁵			5,8	3,55	-10	-41	6,3	9,3	11,93	16,4	3 928
16 ³⁰	731,5	22,5	5,55	4,05	-10	-41,5	6,3	9,3	11,95	16,4	3 979
16 ³⁵			6,0	3,75	-10	-41	6,3	9,5	11,9	16,4	4 023
16 ⁴⁰	731,3	22,2	6,4	4,0	-10	-41	6,3	9,4	11,9	16,4	4 079
16 ⁴⁵			6,5	3,0	-10	-41	6,3	9,3	11,9	16,35	4 121
16 ⁵⁰	731,0	22,00	6,5	3,75	-10	-41	6,3	9,3	11,9	16,4	4 161
16 ⁵⁵			5,75	3,75	-10	-41	6,3	9,3	11,85	16,3	4 216
17 ⁰⁰	730,5	21,8	5,3	3,05	-10	-41	6,3	9,2	11,85	16,3	4 262
Průměr	731,2	22,6	6,05	3,44	-10,2	-41,1	6,3	9,33	11,9	16,35	544,9

Pro naměřené hodnoty bylo odečteno z diagramu:

$$q_{om} = i_2 - i_{10} = 138,3 - 100,8 = 37,5 \text{ kcal/kg}$$

$$v_1 = 0,45 \text{ m}^3/\text{hod}$$

$$G_1 = \frac{V}{v} = \frac{10,481}{0,45} = 24,2 \text{ kg/hod}$$

$$Q_o = G_1 \cdot q_{om} = 24,02 \cdot 37,5 = 903 \text{ kcal/hod}$$

Výkon kondensátoru:

$$\begin{aligned} Q_k &= G_v \cdot c_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1}) = \\ &= 545 \cdot (11,9 - 16,35) = 545 \cdot 4,45 = \\ &= 2450 \text{ kcal/hod} \end{aligned}$$

3/ Zhodnocení

Odhadem vyšel výkon pultu pro odpařovací teplotu - 10°C asi 4 650 kcal/hod. Tato hodnota dobře souhlasí s odhadem konstruktérů pultu, kteří stanovili jako nejvyšší možný výkon 5 000 kcal/hod, při němž by byl ještě zaručen bezporuchový chod pultu.

Protože od pultu i v případě využití k chlazení vody by byla požadována i normální činnost k hlubokému chlazení, byl pult proměřen pro základní seřízení termostatických ventilů. Byl naměřen výkon 903 kcal/hod. Termostatické ventily regulují odpařovací teplotu v rozmezí - 15°C ÷ -45°C a -45°C ÷ -60°C. Pro odpařovací teploty vyšší je nutné nastavení ruční. Takové nastavení a opětné seřízení do původního stavu je velmi pracné a vyžaduje kvalifikovaného pracovníka. Vyvolává nad to změny režimu chodu pultu, které dále vedou k přehřívání kompresorů, jejich značnému opotřebení a podstatnému zkrácení životnosti. Při nastavení nejvyšší odpařovací teploty je nebezpečí, že kapalný freon projde výparníkem až do kompresoru

VŠST LIBEREC	Technicko-ekonomický rozbor návrhu chlazení cirkulační vody pro dochlazovač turbočmychadla ČKD	DP — STR. 18
		9. ŘÍJNA 1965
		Nejedlo Jiří

což by vedlo k jeho zničení.

Také kondensátor pultu je dymensován maximálně na 4 000 kcal/hod. Při zvyšování odpařovací teploty a tím i chladicího výkonu stoupá značně spotřeba chladicí vody.

Hlubokochladicí pult má tedy výkon příliš malý proti požadovaným 30 000 kcal/hod.

Nemůže zaručit kromě své vlastní činnosti ještě přichlazování vody.

Č á s t I I I

Technicko-ekonomický rozbor jednotlivých alternativ chlazení vody.

1/ K chlazení vody se užívá těchto způsobů:

a/ Průtočné soustavy se provádějí z vodních toků a jiných povrchových zdrojů. V našem případě není taková možnost daná geografickými podmínkami a v úvahu připadá průtočná soustava z vodovodní sítě.

b/ Chladicí rybníky a příkopy jsou nejjednodušší uzavřené chladicí soustavy, Při nich dochází k ochlazování vody pouze přímým stykem vody na hladině s atmosférickým vzduchem. Ekonomicky výhodná je tato alternativa tam, kde je již vhodná nádrž, nebo kde ji lze výhodně vybudovat.

c/ Sprchové bazény jsou umělé vodní nádrže, nad nimiž se umístí dýzy, ze kterých se voda roztrikuje a padá do nádrže. Voda je hlavně ochlazována během pádu na hladinu přímým stykem se vzduchem.

d/ Gradovny nebo-li atmosférické chladicí věže jsou výškové stavby z různého materiálu, nejčastěji ze dřeva nebo plastických hmot, kde voda stéká v několika

VŠST LIBEREC	Technicko-ekonomický rozbor návrhu chlazení cirkulační vody pro dochlazovač turbodmyhadla ČKD	DP — STR. 19
		9. ŘÍJNA 1965
		Nejedlo Jiří

patrech a rozstříkuje se na speciálních růžicích. Je chlazená přirozeným prouděním vzduchu. Je proto nutné gradovny stavět na místech zvláště vystavených působením větru. Pro malé výkony vychází stavba příliš nákladná a málo účinná.

e/ Chladicí věže jsou nejúčinnější ze způsobů chlazení vody atmosferickým vzduchem. Provádějí se s přirozeným tahem a s umělým tahem. Přirozený tah je vytvářen komínem, který stvbu značně prodražuje, zvláště pro menší výkony, neboť výška komínu se s výkonem příliš nemění. U věží s umělým tahem je tah vzduchu vytvářen vyntilátory. Věže s umělým tahem lze výhodně realizovat i pro malé výkony s použitím levných materiálů.

f/ Vzduchový chladič typu automobilového není pro náš případ vhodný, neboť při vstupní teplotě 31,4°C nevznikne potřebný tepelný spád, který je nutný k překonání tepelného odporu trubek. A takový chladič by pro náš případ vyšel příliš veliký a tudíž drahý.

g/ Chlazení využívající strojního chlazení je opodstatněné tam, kde jde o chlazení kapaliny, jejíž technologické vlastnosti to vyžadují, nebo tam, kde potřebujeme ochladit kapalinu na teplotu nižší, než je teplota atmosferického vzduchu, nebo teplotu jí blízkou.

2 / Ekonomický propočet

Po uvážení možnosti provozu zahrnu do ekonomického propočtu tyto alternativy:

průtočná soustava

sprchový bazén

chladicí věž

strojní chlazení

Jako srovnávací jednici výroby uvažují provozní den. Činnost turbodmyhadla bude omezena na 10 měsíců v roce t.j. na 254 dny. Podle předpokladu bude turbodmyhadlo v činnosti průměrně 3 hodiny denně. Cenu vody uvažují 0,80 Kčs za 1 m³, elektrického proudu 0,52 Kčs za 1 kWh.

a/ průtočná soustava

celkové náklady. 5,4 m³/den... 4,3 Kčs/den

b/ sprchový bazén

měrné zatížení plochy bazénu: $q_b = \frac{1,2}{1,5} = 0,8$ m³/hod/m²

potřebná plocha:

$$F_b = \frac{Q}{q_b} = \frac{6,25}{1,2} = 5,42 \text{ m}^2$$

volím bazén o vnějších rozměrech 3 × 4 m.

Zemní práce:

$$4 \times 3 \times 1,5 = 18 \text{ m}^3 \dots\dots 70 \text{ Kčs} = 1260 \text{ Kčs}$$

Železobetonová konstrukce:

$$4 \times 3 \times 0,2 = 24 \text{ m}^3$$

$$2 \times (4+26) \times 0,8 \times 0,2 = 2,11 \text{ m}^3$$

$$4,51 \text{ m}^3 \times 425 = 1918 \text{ Kčs}$$

Štěrkopískový polštář :

$$3 \times 4 \times 0,5 = 6 \text{ m}^3 \times 165 = 990 \text{ Kčs}$$

Omítky:

$$2,6 \times 3,6 \times 2 / 2,6 + 3,6 / 0,8 = 19,26 \text{ m}^2 \times 25 = 482 \text{ Kčs}$$

$$\text{Přívod vody: } 10 \text{ m} \dots\dots 100 = 1000 \text{ Kčs}$$

Rozvod vody: 10 m..... 100 = 1000 Kčs

Životnost45 let

Odpisy: 2,22 %147,5 Kčs=0,58Kčs/den

Dopravní čerpadlo s motorem...1240 Kčs

Odpisy 20 % 248 Kčs = 0,977 Kčs/den

Ztráta vody odparem:

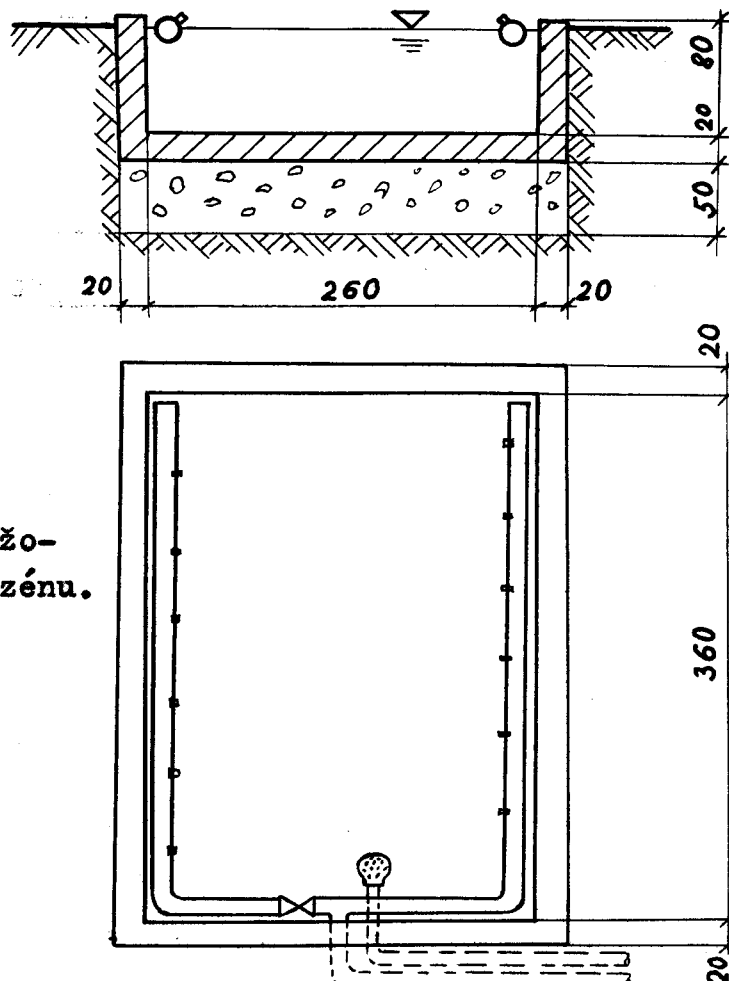
$$m_1 = a \cdot t_v = 0,16 \cdot 4,1 = 0,65 \%$$

Ztráta vody únosem a rozstříkem: ... 3%

Celková ztráta vody: 3,65 % = 0,237m³/hod
= 0,57 Kčs/den

Příkon elmotoru čerpadla: 0,4kW...0,61 Kčs/den

Celkové náklady..... 2,74 Kčs/den



obr.8

Náčrt uvažo-
vaného bazénu.

c/chladicí věž pro požadovaný výkon. Vyhovuje
chladicí mikrověž M5 - 1000, výrobek n.p.
Armabeton Praha.

Cena včetně dopravy a montáže	12500 Kčs
odpisy.... 6,7 % ..840 Kčs	= 3,305 Kčs

Přívod vody 10m...x100=1000Kčs	
odpisy... 2,22 %...22,2 Kčs	0,087 Kčs

Dopravní čerpadlo s motorem..	0,977 Kčs
-------------------------------	-----------

Ztráta vody odpařem... 3 % ... 0,196 m ³ /hod	
	0,468 Kčs

Elektrický proud...3 kW...	<u>1,740 Kčs</u>
----------------------------	------------------

Vlastní náklady celkem	6,580 Kčs
------------------------	-----------

d/Dle obdobného zařízení vyráběného n. p.
Frigeria, při zakoupení částí chladicího
oběhu, kromě výparníku.

Cena... asi 30 000 Kčs	celkové náklady Kčs na 1 den:
------------------------	----------------------------------

odpisy.... 5 %... 1500Kčs	5,900 Kčs
---------------------------	-----------

Příkon motorů ... 13 kW	20,200 Kčs
-------------------------	------------

Dopravní čerpadla	0,977 Kčs
-------------------	-----------

Příkon elektromotoru... 0,4 kW	<u>0,610 Kčs</u>
--------------------------------	------------------

Celkové vlastní náklady	25,690 Kčs
-------------------------	------------

Nejvýhodnější ekonomicky je sprchový bazén,
s vlastními náklady 2,74 Kčs/den. Zvětší-li
se jeho rozměry a užije-li se k chlazení vo-
dy i od jiných spotřebičů, pak ekonomická
výhoda bude ještě výraznější. Bez větších
nákladů lze bazén řešit i velmi esteticky.
Jeho provoz je však za našich podmínek prakti-
cky nemožný v zimním období.

Chladicí věžička se jeví provozně dražší,
6,58 Kčs/den . V případě, že by byla umístě-
na na vyvýšeném místě, třeba na střeše, je

VŠST LIBEREC	Technicko-ekonomický rezber návrhu chlazení cirkulační vody pro dochlazovač turbo- dmychadla ČKD	DP — STR. 23	
		9. ŘÍJNA 1965	
		Nejedlo Jiří	
její provoz dobře možný i v zimním období, kdy by bylo možné vypouštět z ní vodu v době, kdy je odstavena z provozu. Strojní chlazení je provozně daleko nejdražší svými vlastními náklady odhadnutými na 25,69 Kčs/den . Je naprosto nezávislé na počasí a uspoří veškerou vodu. Na podkladě tohoto ekonomického zhodnocení doporučuji k chlazení vody pro dochlazovač turbodmychadla a celoroční provoz užít chla- dicí věžičku.			

Č á s t IV.Návrh strejního chladičného oběhu.

Zadané parametry :

kalerický výkon

 $Q = 29700 \text{ kcal/hod}$

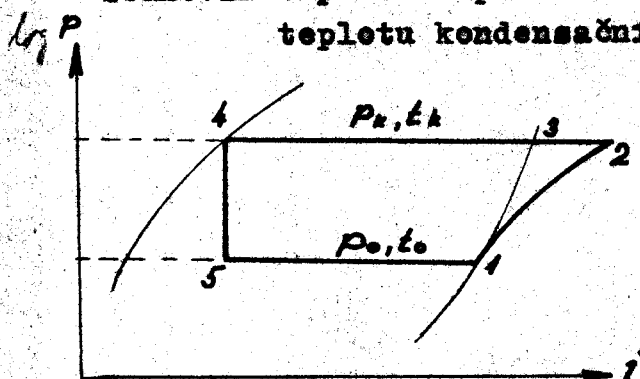
množství dodávané vody

 $G_v = 6, \text{ m}^3/\text{hod}$

Stanovím teplotu odpařovací

 $t_o = 5^\circ\text{C}$

teplotu kondenzační

 $t_k = 40^\circ\text{C}$  $p_o = 3,697 \text{ ata}$ $v_1 = 0,047485 \text{ m}^3/\text{kg}$ $i_1 = 136,680 \text{ kcal/kg}$ $p_k = 9,795 \text{ ata}$ $i_4 = 109,202 \text{ kcal/kg}$

Dopravované množství chladiva :

$$G = \frac{Q_o}{i_1 - i_5} = \frac{29700}{136,680 - 109,202} = \frac{29,700}{27,478}$$

 $G = 1080 \text{ kg/hod}$ $V = G \cdot v_1 = 1080 \cdot 0,047485 = 51,3 \text{ m}^3/\text{hod}$

Teplo kondenzační:

$$Q_k = G/i_2 - i_4 = 1080 \cdot /140,8 - 109,202 / =$$

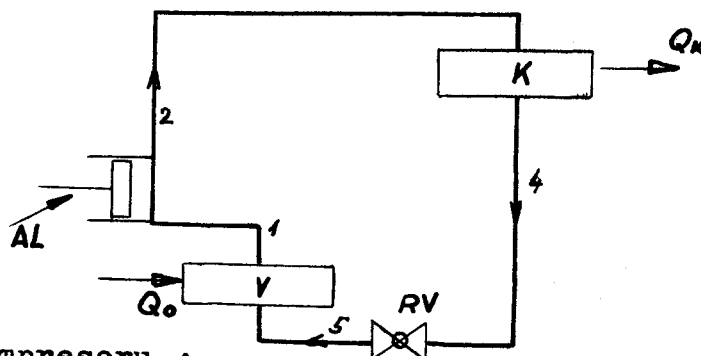
 $Q_k = 3415 \text{ kcal/hod}$

Stlačení :

$$\bar{\pi} = \frac{9,795}{3,697} = 2,65$$

Zvolím pro chlazení jednostupňový okruh bez
dochlazovače.

Základní schema zapojení :



Určení kompresoru :

Pro dopravované množství $G = 1080 \text{ kg/hod}$ a stlačení $\pi = 2,65$

vyhovuje kompresor n.p. Frigera typ S 7.

Pro tento kompresr :

$$V = 1 \cdot F \cdot 1 \cdot n \cdot \eta_d = 4 \cdot 0,0053 \cdot 0,063 \cdot$$

$$0,818 \cdot 1450 = 110,5 \text{ m}^3/\text{hod}$$

$$\cdot 960 = 97,5 \text{ m}^3/\text{hod}$$

$$\cdot 720 = 73,2 \text{ m}^3/\text{hod} = 1,219 \text{ m}^3/\text{min}$$

Vyhovují otáčky $n=720 \text{ ot/min}$ pro přímý po-
hon, spojení kompresoru a motoru mechanic-
kou rozběhovou spojkou.

Použitá účinnost:

$$\eta_d = \eta_0 \cdot \frac{T_H}{T_1} - f = 0,932 \cdot \frac{278}{313} - 0,01 =$$

$$= 81,8 \%$$

$$\text{kde } \eta_0 = 1 - \epsilon \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 = 1 - 0,05$$

$$1 - 0,05 \left(2,65^{\frac{1}{1,138}} - 1 \right) = 0,932$$

Potřebný elektromotor:

$$N_{pol} = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_1 \cdot V_1}{102 \cdot 60} \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = \frac{9 \cdot 825 \cdot 3,69 \cdot 0,86 \cdot 1,235}{6120} =$$

$$= 5,35 \text{ kW}$$

15 % na rozběh a přetížení:

$$N_e = 5,38 \cdot 0,803 = 6,183 \text{ kW}$$

Vyhovuje elektromotor AD 642/8 ,7 kW ,7200t/min

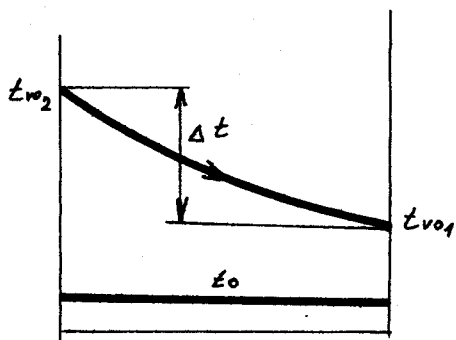
Pro pohon vody užijí dopravní odstředivé

čerpadlo VN I - K $Q = 100 \text{ l/min}$, $H_{\text{man}} = 9\text{m}$

Kontrolní výpočet výparníku:

K přenosu kalorického výkonu je třeba ochlazení:

$$\Delta t = t_{vo2} - t_{vo1} = \frac{Q}{\dot{V}_v} = \frac{29\,700}{1\,000 \cdot 6} = 4,95^\circ\text{C}$$



dimenzuji na vstupní
teplotu vody $t_{vo2} = 30^\circ\text{C}$
výstupní $t_{vo1} = 25,05^\circ\text{C}$

střední logaritmický
teplotový spád

$$\Delta t_s = \frac{30 - 25,05}{\ln \frac{30 - 5}{25,05 - 5}} = 23,35^\circ\text{C}$$

střední teplota vody

$$t_{s\,vo} = \Delta t_s + t_o = 28,35^\circ\text{C}$$

Součinitel přestupu tepla na straně vody :

rychlost vody volím $w_{vo} = 1,5 \text{ m/s}$

pro určovací teplotu vody $t_{s\,vo} = 28,35^\circ\text{C}$

$$\nu = 0,8388 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda = 0,52835 \text{ kcal/m h }^\circ\text{C}$$

$$\text{Pr} = 5,625$$

$$\text{Pr}^{0,4} = 1,995$$

$$\text{Re} = \frac{w_{vo} d}{\nu} = \frac{1,5 \cdot 9,5 \cdot 10^{-3}}{0,8388 \cdot 10^{-6}} = 16\,980$$

$$\text{Re}^{0,8} = 2485$$

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 114$$

$$\alpha_v = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{114 \cdot 0,52835}{9,5 \cdot 10^{-3}} = 6\,350 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Součinitel přestupu tepla na straně freonu:

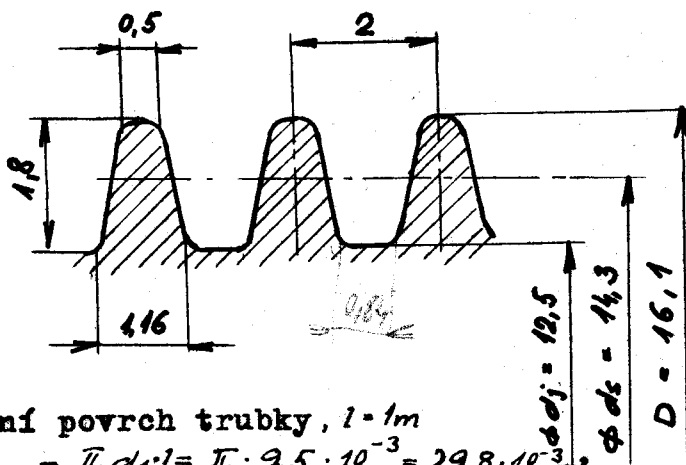
měrné zatížení plochy $q_F = 3\,500 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$

pro freon 12 dle [2] $\alpha_o = 450 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$

$$\text{pro } \frac{h}{m_z} = \frac{1,8}{2} = 0,9$$

$$\frac{\alpha_z}{\alpha_o} = 0,82 \Rightarrow \alpha_z = 450 \cdot 0,82 = 369 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

z geometrických rozměrů určím potřebné povrchy žebrované trubky:

vnitřní povrch trubky, $l = 1\text{ m}$

$$F_v = \pi d_i l = \pi \cdot 9,5 \cdot 10^{-3} = 29,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

plocha povrchu žebér, $l = 1\text{ m}$

$$F_z = 0,2 \pi d_s \cdot 500 \cdot l = 44,9 \cdot 4,1 \cdot 500 = 92 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

plocha povrchu trubky vnějšího mezi žebry, $l = 1\text{ m}$

$$F_j = 0,84 \pi d_i \cdot 500 \cdot l = 16,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

celková plocha žebrovaného povrchu, $l = 1\text{ m}$

$$F_L = 92 + 16,5 = 108,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

účinnost žebér

$$\eta_z = \frac{\lg h(\beta \cdot r \cdot \psi)}{\beta \cdot r \cdot \psi}$$

kde

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \alpha_z}{\lambda_z \cdot s_z}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 369}{300 \cdot 0,8}} = 54,4$$

$$\psi = \left(\frac{R}{r} - 1\right) \left(1 + 0,35 \ln \frac{R}{r}\right) = 0,313$$

$$\lg h(\beta \cdot r \cdot \psi) = 0,1058$$

$$\eta_z = \frac{0,1058}{0,1065} = 0,994$$

ostatní tepelné odpory:

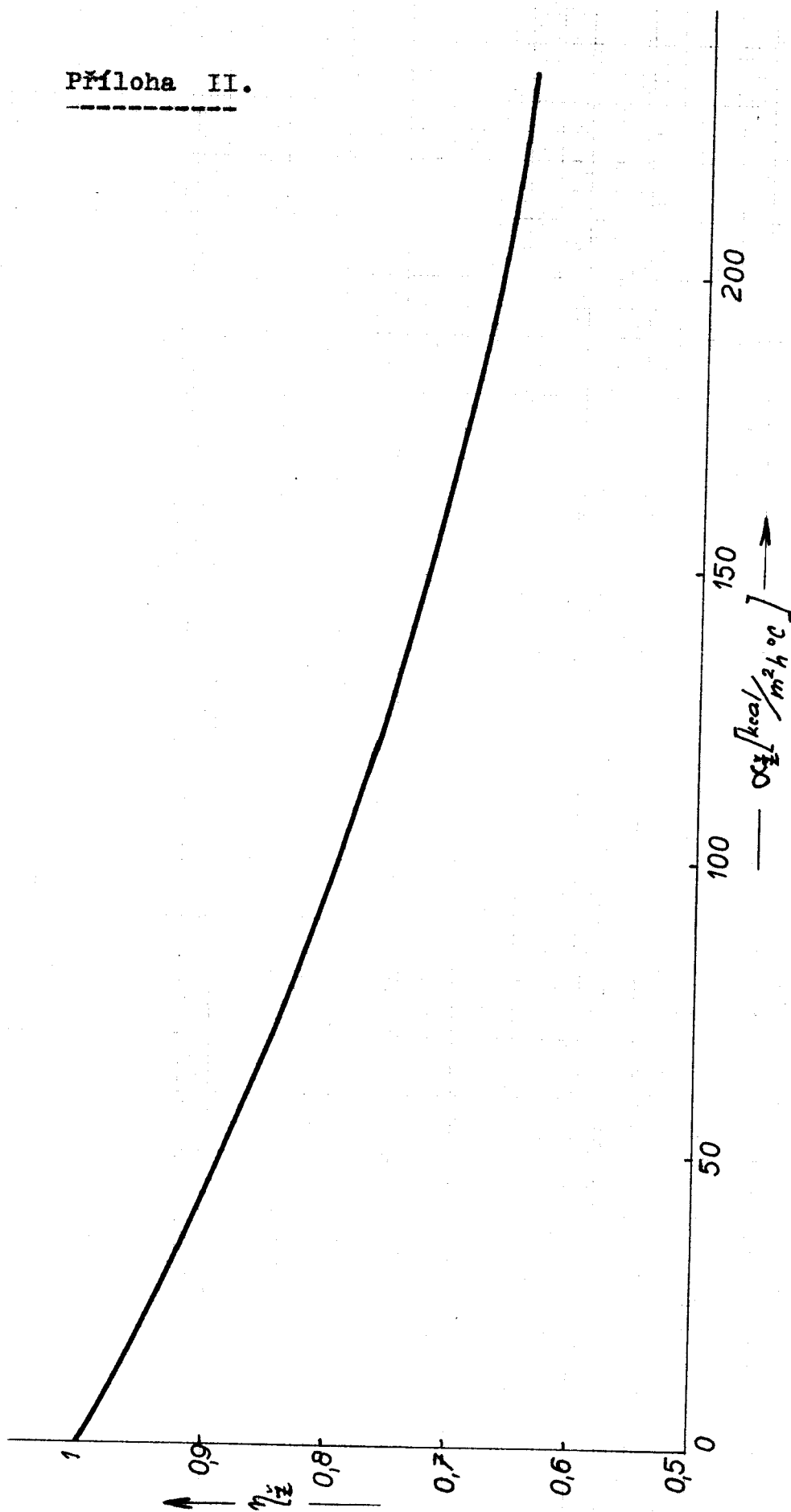
$$\text{odpor prostupu stěnou trubky } R_s = \frac{s}{\lambda} = 5 \cdot 10^{-6}$$

na vnitřním povrchu uvažují rez a usazeniny

$$R = 3 \cdot 10^{-4}$$

$$\alpha_{vL} = \alpha_z \left[\frac{F_z}{F_L} \eta_z + \frac{F_j}{F_L} \right] = 367 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$$

Příloha II.



celkový součinitel přestupu tepla:

$$k_L = \frac{1}{\frac{F_L}{F_v} \left(\frac{1}{\alpha_v} + \sum R + R_s \right) + \frac{1}{\alpha_L}} = \frac{1}{\frac{108,4}{29,8} \left(\frac{1}{635} + 3 \cdot 10^{-4} + 5 \cdot 10^{-4} \right) + \frac{1}{367}} =$$

$$= 3225,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

odvedené teplo:

$$\theta = k_L \cdot F_L \cdot \Delta t_s = 225,5 \cdot 6,35 \cdot 23,35 = 33600 \text{ kcal/}$$

teplosměnná plocha je $F_L = 6,35 \text{ m}^2$

délka trubky $L_t = 650 \text{ mm}$

délka všech trubek $L_c = 15 \cdot 6 \cdot 650 = 58,5 \text{ m}$

$$F = L_c \cdot F_L = 58,5 \cdot 0,1085 = 6,35 \text{ m}^2$$

Rychlost vody v trubkách volím $w_{v0} = 1,5 \text{ m/s}$

a průtočná plocha trubky:

$$F_{pr} = \frac{2,5^2 \cdot \pi}{4} = 70,8 \text{ mm}^2$$

$$F = \frac{Q_{v0}}{w} = \frac{6000}{15} = 0,1112 \text{ dm}^2$$

počet trubek na 1 tah

$$n_t = \frac{F}{F_L} = \frac{11,12}{0,708} = 15,7$$

Volím 6 tahů po 15 trubkách,

Dopravní potrubí pro chladicí vodu

volím rychlost $w = 2 \text{ m/s}$:

$$F = \frac{Q}{w} = \frac{1,667}{20} = 0,08335 \text{ dm}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,08335}{\pi}} = 32,45$$

užiji trubku ČSN 42 5710 $\left(1 - \frac{1}{4}\right) J_s 32$..

VŠST LIBEREC	Technicko-ekonomický rozbor návrhu chlazení cirkulační vody pro dochlazovač turbo- dmýchadla ČKD	DP — STR. 29
		9. ŘÍJNA 1965
		Nejedlo Jiří

Potrubí pro freon:

a/ mezi škrtícím ventilem a výparníkem:

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{G \cdot v' \cdot 10^6}{3600 W}} = 18,8 \sqrt{\frac{G \cdot v'}{W}} = 18,8 \sqrt{0,829} =$$

$$= 17,6 \text{ mm} \quad , \text{ pro rychlost } w = 0,9 \text{ m/s}$$

b/ mezi výparníkem a kompresorem , pro $w = 15 \text{ m/s}$

$$d = 18,8 \sqrt{\frac{1080 \cdot 0,04748}{15}} = 34,8 \text{ mm}$$

ad a/ volím ČSN 420250 Js 20

ad b/ volím ČSN 420250 Js 32

Tloušťka pláště výparníku

ocel 11 350.2 $\sigma_{kt} = 20 \text{ kp/mm}^2$
 $\sigma_{pt} = 45 \text{ kp/mm}^2$

$$k_t = \frac{\sigma_{kt}}{\alpha} = \frac{20}{1,5} = 13,22 \text{ kp/mm}^2$$

síla stěny tedy

$$s_{th} = \frac{D_i \cdot p_v}{200 \cdot k_t} = \frac{260 \cdot 10}{200 \cdot 13,22} = 0,98 \text{ mm}$$

$$s \geq \frac{s_{th}}{r} + c = \frac{0,98}{0,62} + 1 = 2,58 \text{ mm}$$

výpočet je proveden dle /2/.

VŠST LIBEREC	Technicko-ekonomický rozbor návrhu chlazení cirkulační vody pro dochlazovač turbo- dmyhadla	DP — STR. 30
		9. ŘÍJNA 1965
		Nejedlo Jiří
<u>ZÁVĚR</u> Pro různorodost problémů, které bylo potřeba vyřešit, nebyly vypracovány některé části do hloubky, jak by bylo třeba. Bránili v tom hlavně potíže při získávání podkladů turbo-dmyhadla. Přesto doufám, že tato práce pomůže při řešení ochlazování chladicí vody pro laboratoře VŠST a stane se tak užitečnou, o což jsem se stále v průběhu práce snažil. v Liberci 9. října 1965 <i>Jiří Nejedlo</i>		

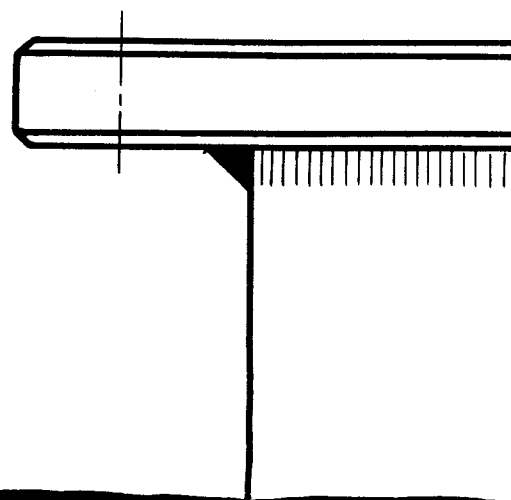
Použitá literatura:

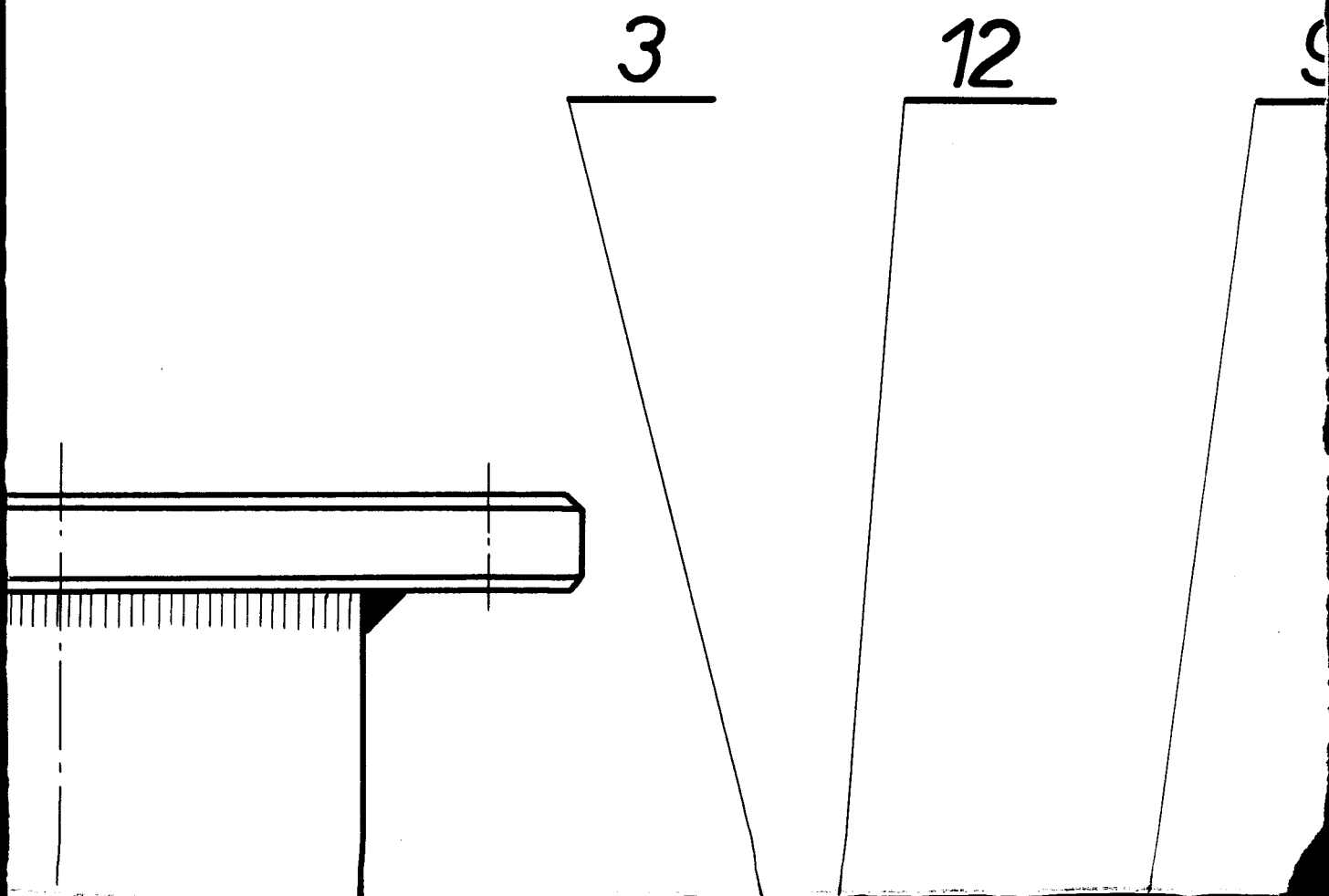
- 1/Prof. Dr. Ing. h.c. matts Bäckström
TECHNIKA CHLAZENÍ Praha 1959
- 2/Doc. Inž. Zdeněk Dvořák, Inž. Oldřich Červenka
PRŮMYSLOVÁ CHLADICÍ ZAŘÍZENÍ Praha 1962
- 3/Prof. Inž. Zdeněk Dvořák, Inž. Jaroslav Chyský
VYBRANÉ STATI ZE SDÍLENÍ TEPLA Praha 1964
- 4/Prof. Ing. Vladimír Chlumský
PÍSTOVÉ KOMPRESORY Praha 1963
- 5/S.S. Kutateladze, V. M. Gorišanskij
PŘÍRUČKA SDÍLENÍ TEPLA Praha 1959
- 6/Ing. Václav Macháček
CHLADICÍ VODA V PRŮMYSLU Praha 1959
- 7/Doc. Inž. Jiří Mayer
TEPELNÉ TURBINY, TURBOKOMPRESORY
A JEJICH REGULACE Praha 1961
- 8/Inž. Dušan Misárek
TURBOKOMPRESORY Praha 1963
- 9/Prof. Inž. Dr. Karel Sýkora
TECHNICKÁ TERMODYNAMYKA Praha 1963
- 10/Prof. Inž. Dr. Karel Sýkora
ZÁKLADY SDÍLENÍ TEPLA Praha 1962
- 11/Doc. Inž. Karel Šindelář
CHLAZENÍ V TEPELNÝCH ELEKTRÁRNÁCH
Praha 1964
- 12/Ing. Vampola: NÁVRH A VÝPOČET CHLADIČŮ⁰
VZDUCHU PRO PŘEPLŇOVANÉ NAFTOVÉ
MOTORY SVUIT 1959
- 13/Protokol o zkoušce agregátu VŠST Liberec,
čís, stroje 805.793 ČKD Praha, závod
Kompresory, /TK/, zkušebna VTK
- 14/ČSN 140 341 Podklady pro výpočet chladicích
zařízení Praha 1958

2

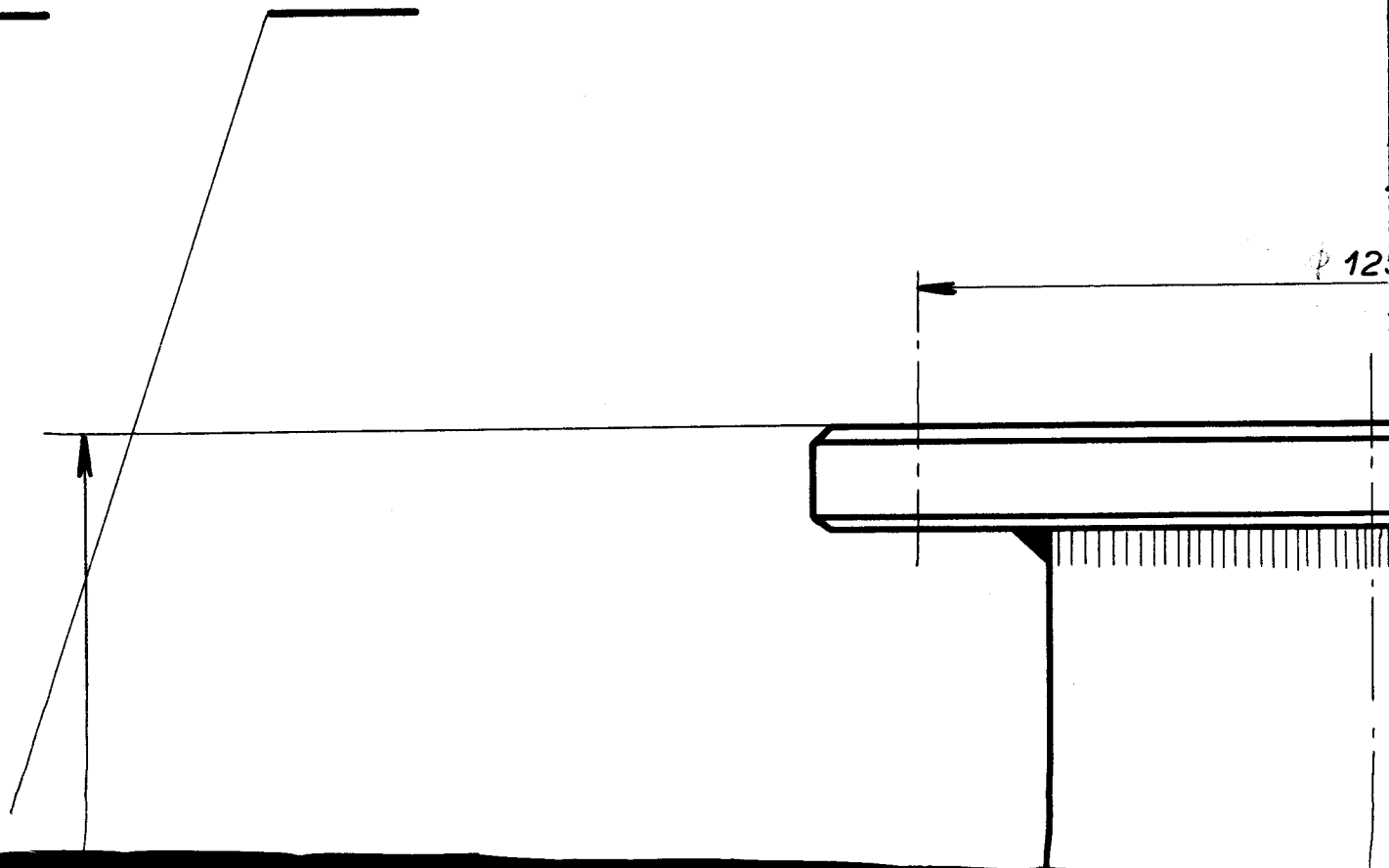
9

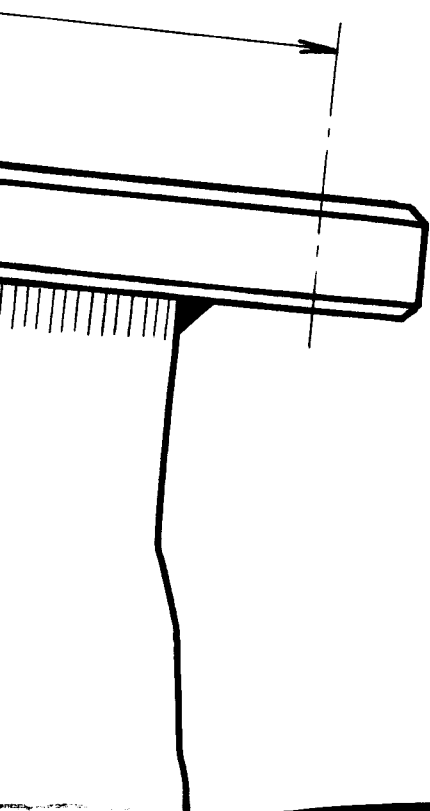
8

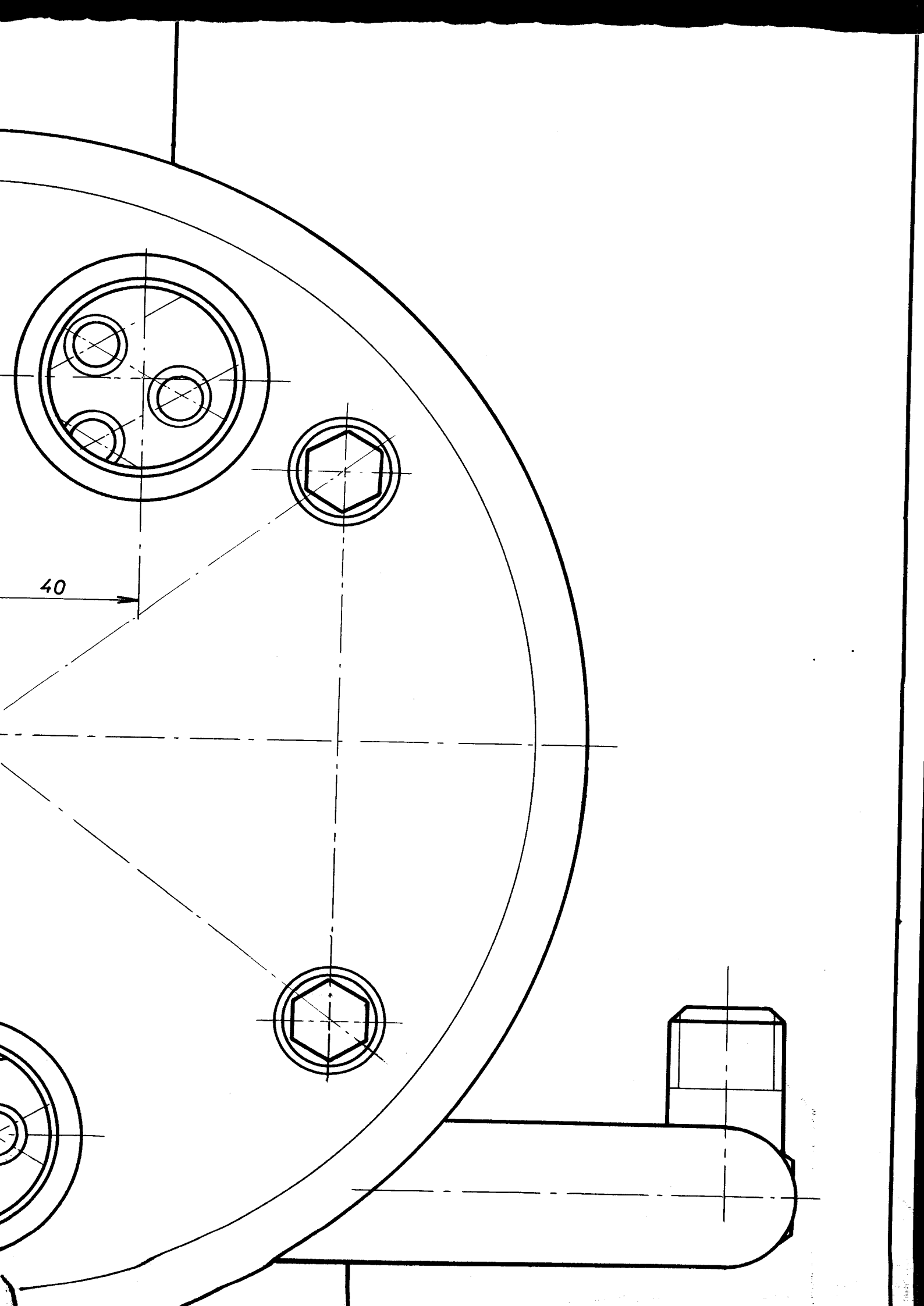




9 8

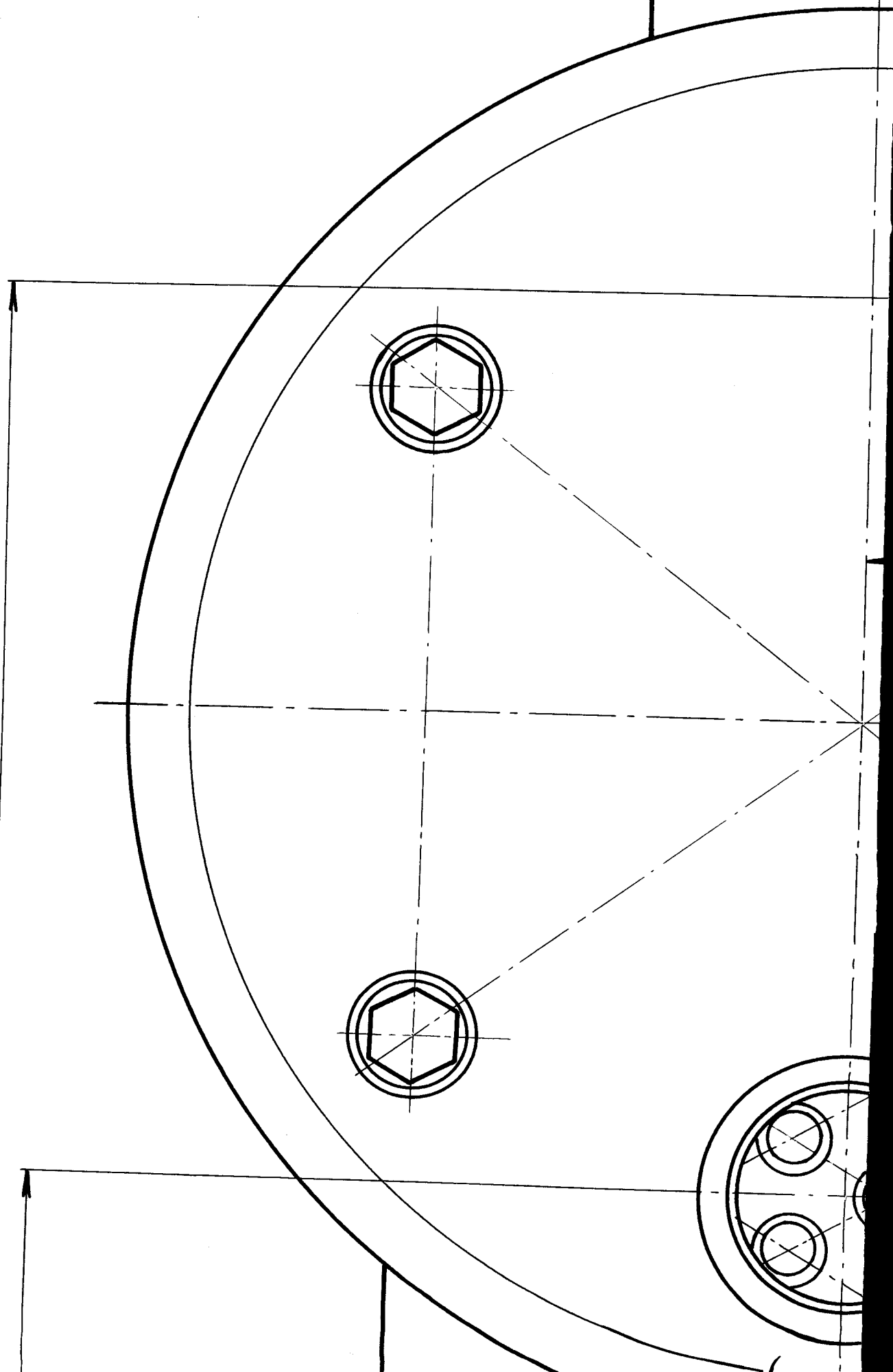


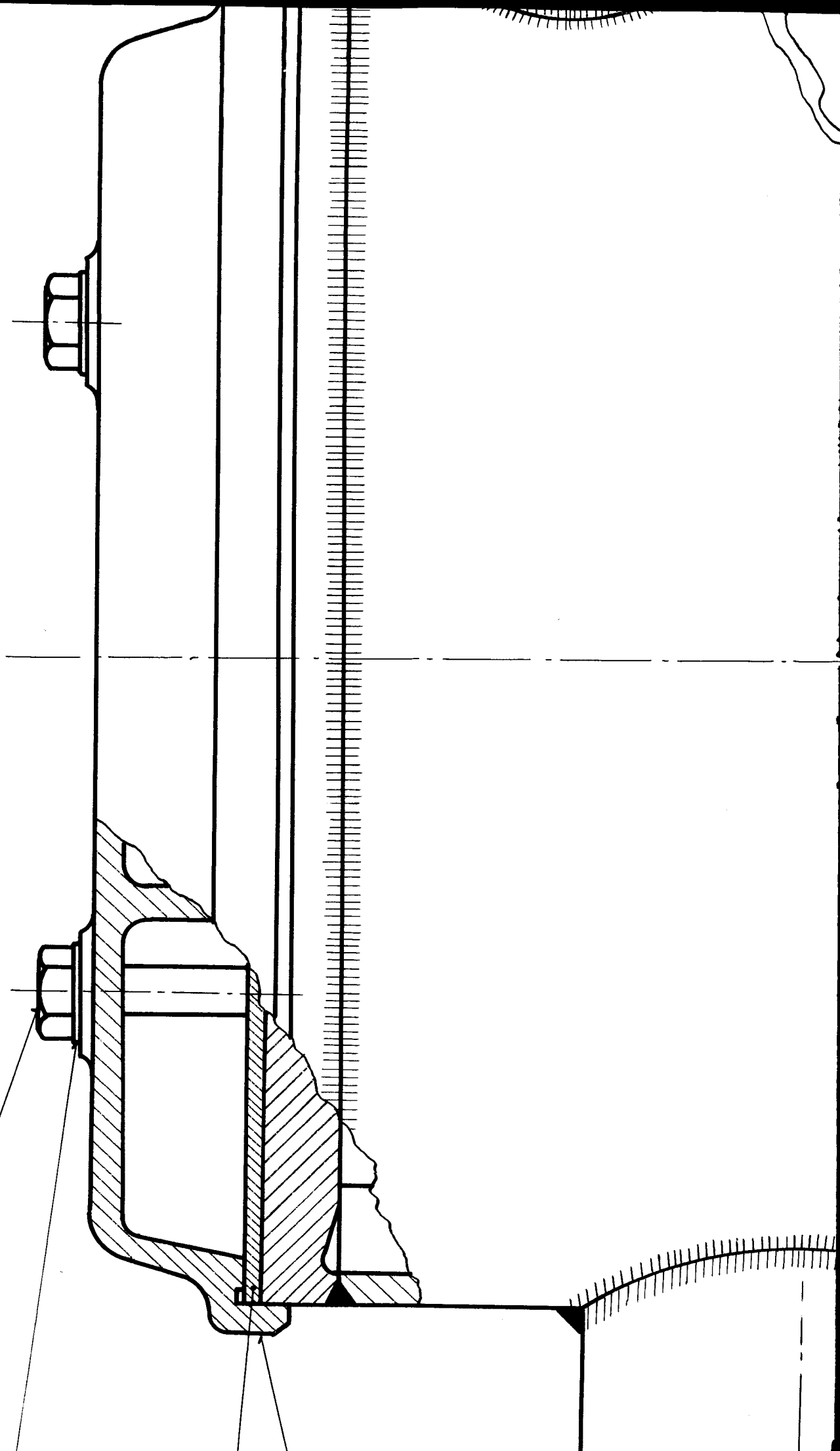


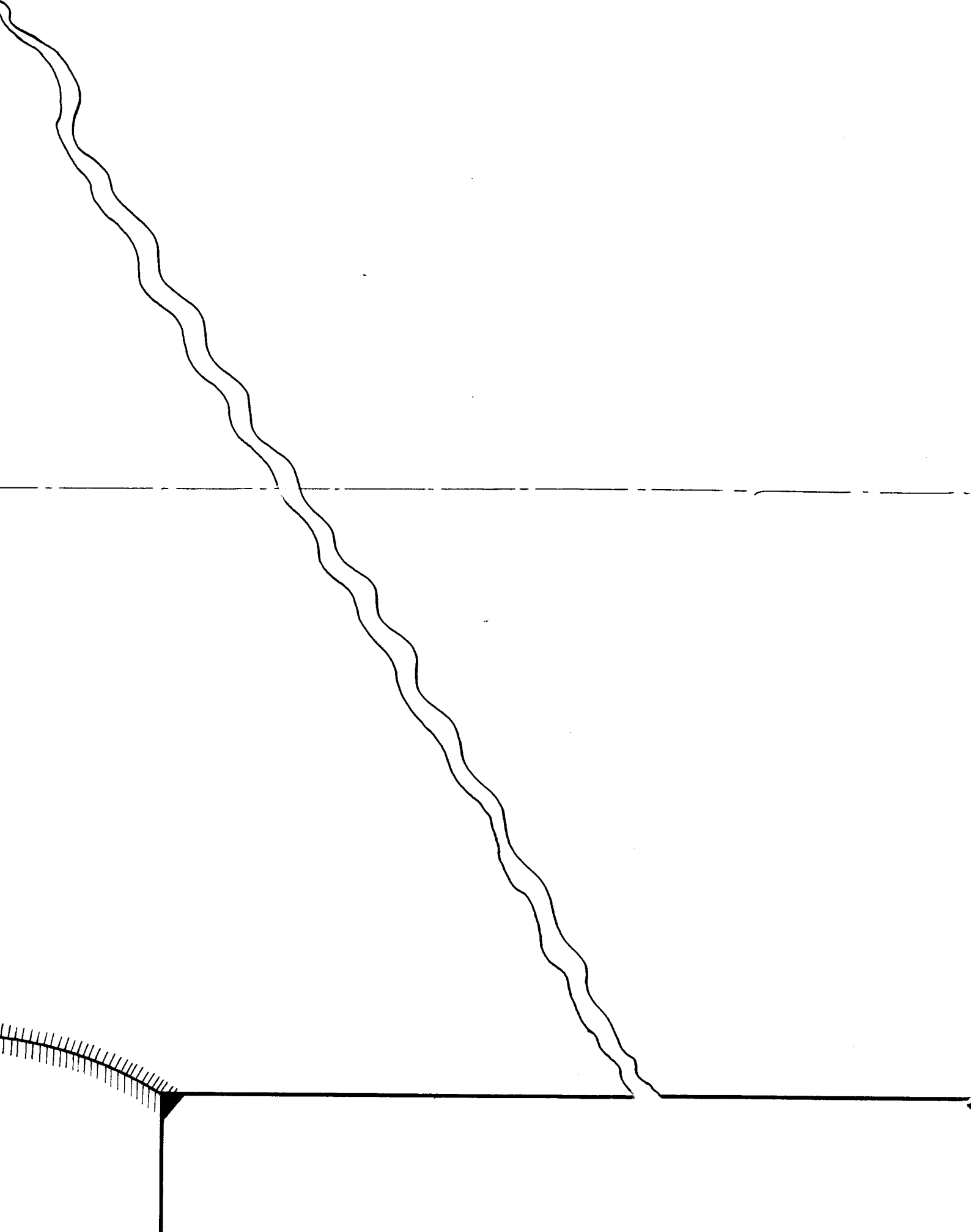
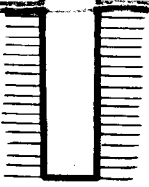


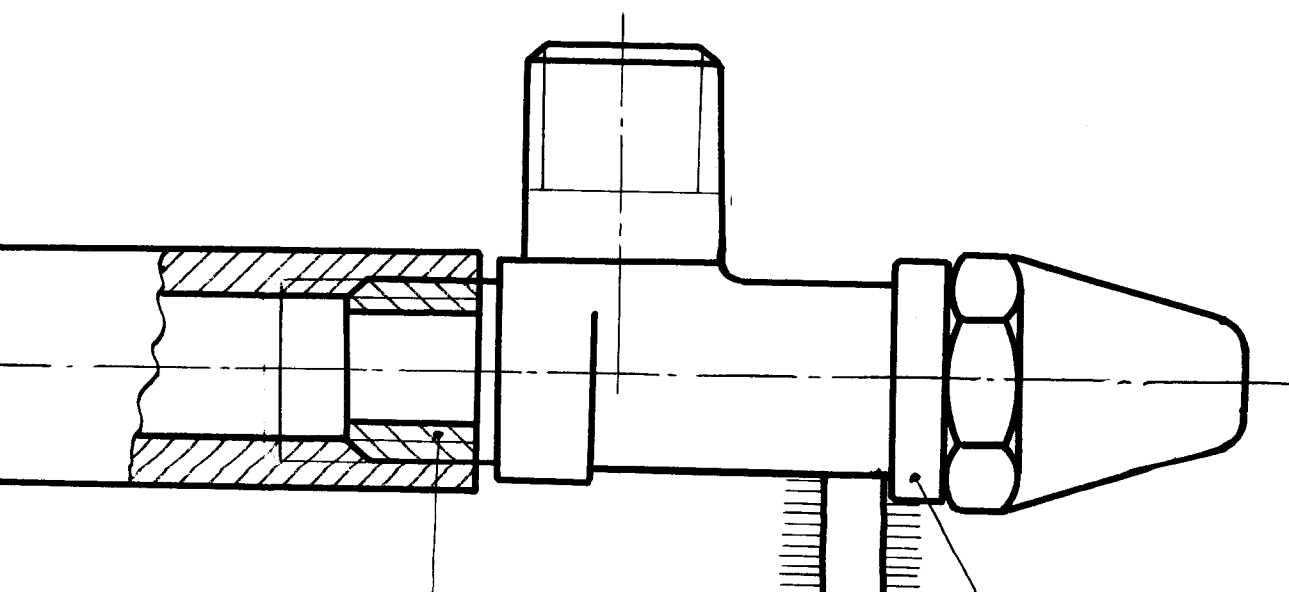
425

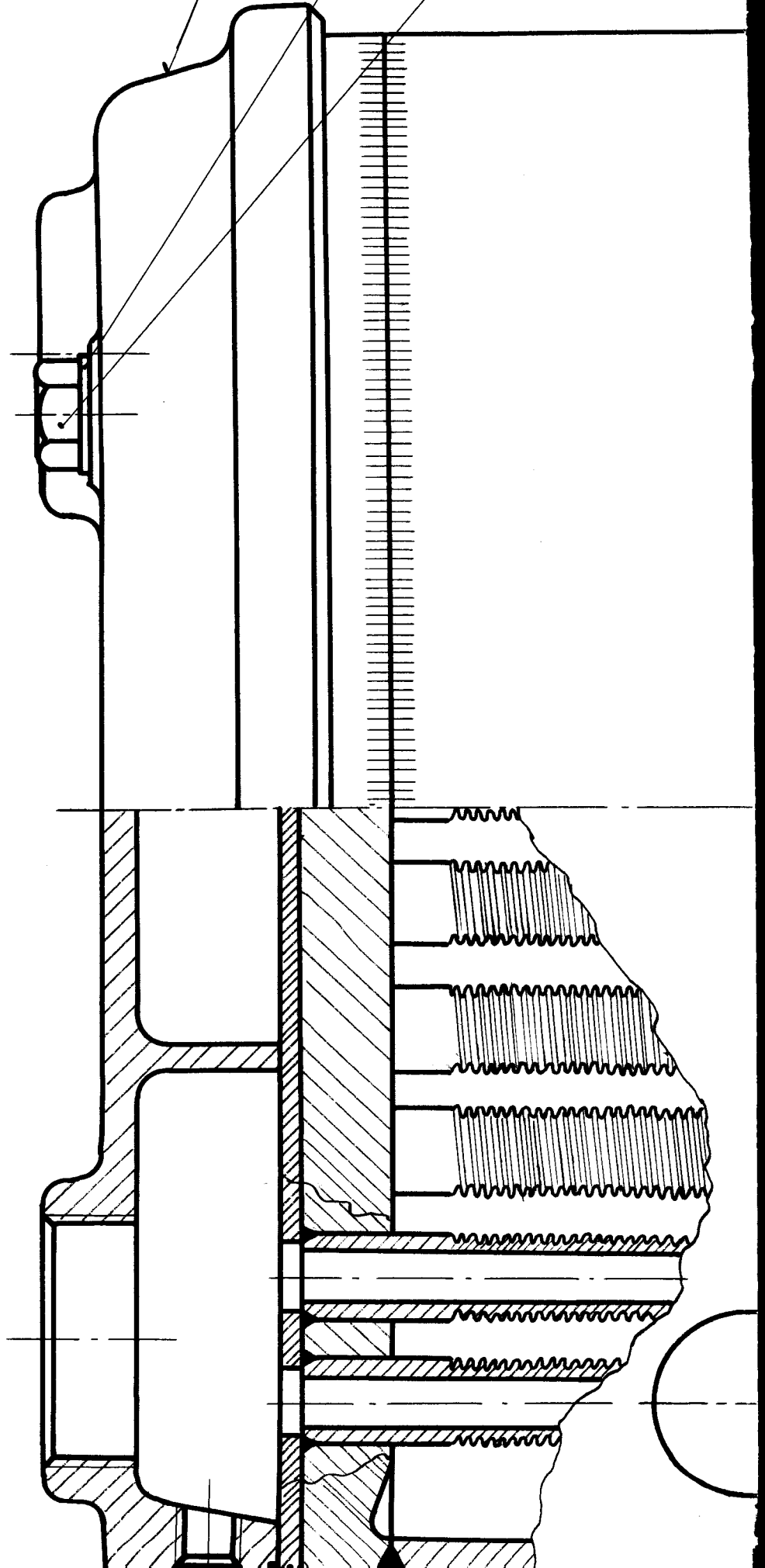
280









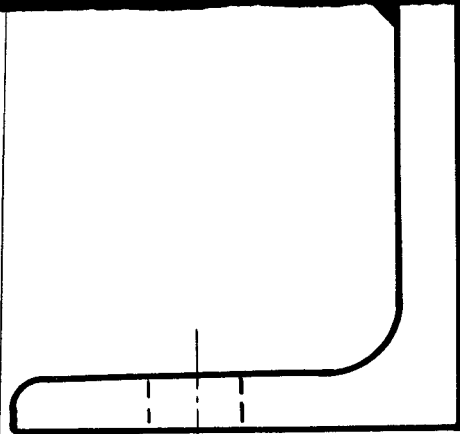




7

6

12

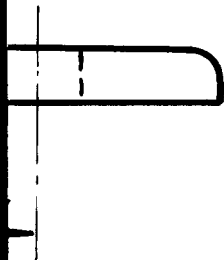
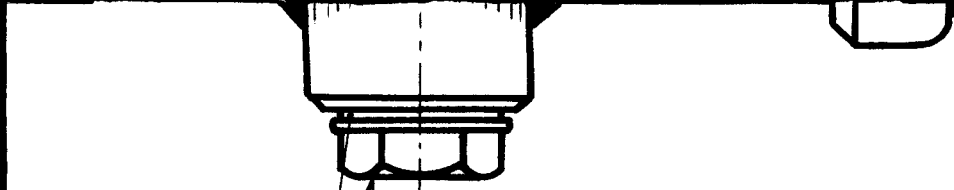


5

350

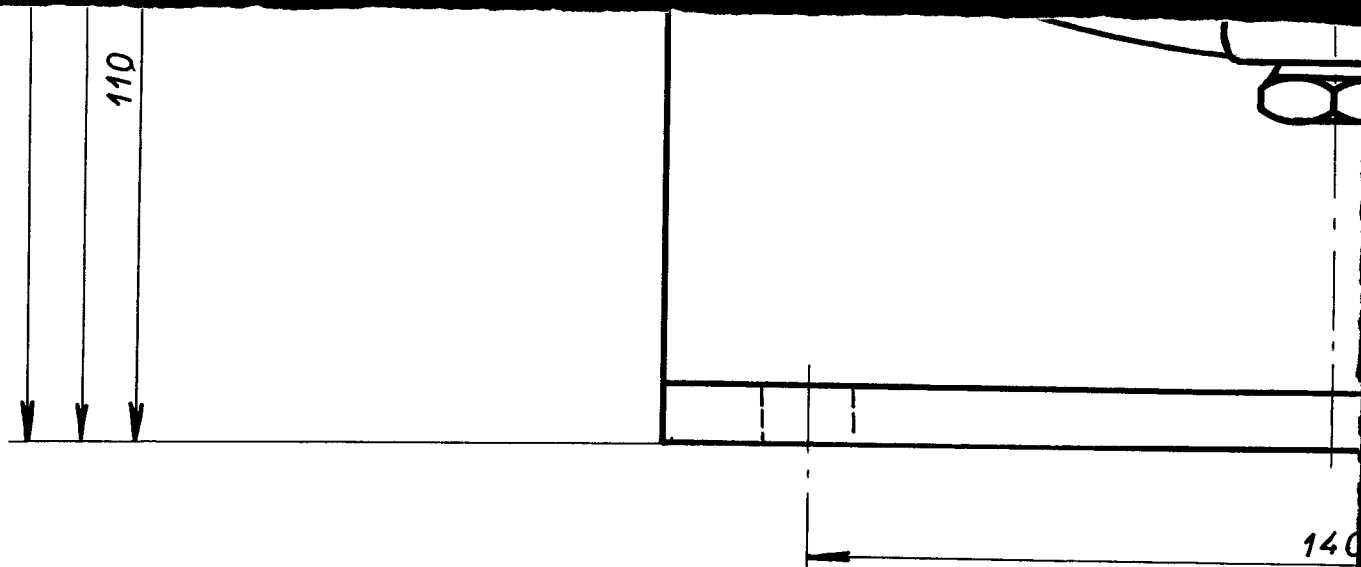
4

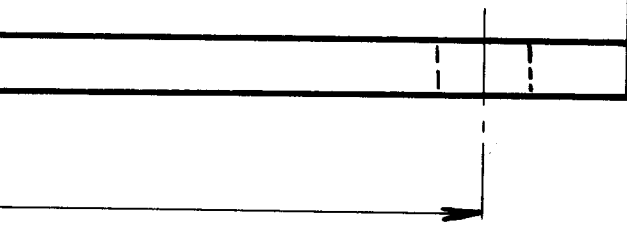
1



11

10





2	TĚSNĚNÍ VÍKA	3x272x272	PRYŽ			0,135	0,19		12
1	TĚSNĚNÍ	ČSN 02 92 50							11
1	ZÁTKA M12x12	ČSN 02 11 05							10
8	PODL OŽKA 10,5	ČSN 02 17 01							9
8	ŠROUB M10x45	ČSN 02 13 01							8
1	TĚSNĚNÍ	ČSN 02 92 50							7
1	ZÁTKA M10x10	ČSN 02 11 05							6
1	PŘÍPOJKA VENT.								5
1	VENTIL JS 20								4
1	ZADNÍ VÍKO	ODLITEK	422418	422418	4,2	4,5			3
1	PŘEDNÍ VÍKO	ODLITEK	422418	422418	4,5	5,0			2
1	NÁDRŽ								1
Pos. kusů	Název - Rozměr	Polotovary	Mater. kovů	Mater. v ých.	Průřez odpady	C. váha	Hr. váha	Čís. výkresu	Pos.

1:1

VŠST
LIBEREC

VÝPARNÍK