

Vysoká škola: strojní a textilní
v Liberci

Katedra: obrábění a montáže

Fakulta: strojní

Školní rok: 1980/81

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro Vladimíra M i l i t k é h o

obor 23 - 20 - 8 Stroje a zařízení pro strojírenskou technologii

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

Název tématu: Konstrukce měřicího přípravku pro zjišťování
objemového modulu pružnosti kapalin užitých
v hydraulických mechanismech

Pokyny pro vypracování:

- 1/ Studium základních vlastností kapalin užitých v oboru hydraulických mechanismů (viskozita, měrná hmotnost, stlačitelnost)
- 2/ Seznámení se stávajícími přístroji pro měření viskozity a stlačitelnosti kapalin
- 3/ Konstrukce měřicího přípravku na měření objemového modulu pružnosti kapaliny
- 4/ Zpracování metodiky měření s navrženým přípravkem

Autorské právo se řídí směrnicemi
MŠK pro státní záv. zkoušky, č. 21
712/1980/2 ze dne 10. 12. 1980
1282 Věstník MŠK, č. 24 ze
dne 21. 8. 1981, 19. č. 115/53 Sb.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5
PSC 461 17

Rozsah grafických laboratorních prací: cca 8 výkresů

Rozsah průvodní zprávy: 35 - 40 stran textu

Seznam odborné literatury: Chochlov, A.V., Prokofjev, V.N.: Elektrogidravli-
české sledjaščie systémy. Mašinostro-
jenie, Moskva 1971

Horák, Z.: Technická fyzika. SNTL, Praha 1961

Vedoucí diplomové práce: Ing. Josef Cerha

Konsultanti: ~~Ing. Josef Cerha~~
Ing. Jitka Kvapilová - VŠST Liberec

Datum zahájení diplomové práce: 15.9.1980

Datum odevzdání diplomové práce: 12.6.1981




Doc. Ing. Vojtěch Dráb, CSc.
Vedoucí katedry


Doc. RNDr. Bohuslav Stříž, CSc.
Děkan

v Liberci

dne 11.9.

19 80

**Vysoká škola strojná a textilní v Liberci
masitelka řádu práce**

Fakulta strojná

Obr. 23 - 20 - 08

Stroje a zařízení pro strojírenskou technologii

souřezání

Jednoduché obrábění a montážní stroje

Katedra obrábění a montáže

**Konstrukce nářadí pro výrobu pro zkušební
organizace pro výrobu kapalin a plynů
v hydraulice a pneumatice**

Vladimír Hřítký

MMI - 03 - 000

Vedoucí diplomové práce: Ing. Josef Čech

VŠST Liberec

Konsultant: Ing. Jiřina Houpilová

VŠST Liberec

Seznam práce a příloh:

Počet stran: 52

Počet příloh: -

Počet obrázků: 17

Počet výkresů: 20

Korýs

BE: 531.732 /532.12/

Datum: 11.6.1981

Prohlašuji nistopřecežně, že jsem diplomovou práci vypracoval
samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci dne 11.6.1981

Vladimír Milický
Vladimír Milický

OBSAH

Seznam použitých značek a symbolů.....	5
Předmluva	7
1. ÚVOD	9
2. VLASTNOSTI HYDRAULICKÝCH KAPALIN	18
2.1 Viskozita	18
2.2 Stlačitelnost	20
2.2.1 Stavová rovnice kapaliny	20
2.2.2 Objemový modul pružnosti	21
2.2.3 Dynamický proces deformace	27
3. KONSTRUKCE PŘÍPRAVKU	29
3.1 Požadavky na přípravek	29
3.2 Popis přípravku	30
3.3 Pevnostní kontrola	33
4. METODA MĚŘENÍ.....	42
4.1 Příprava k měření	42
4.2 Drůzy měření	45
4.2.1 Závislost K na teplotě	45
4.2.2 Závislost K na objemu nerozpuštěného vzduchu	46
4.2.3 Závislost K kapaliny v pracovním obvodu na čase od spuštění stroje	47
4.3 Možné formy zpracování výsledků měření	49
5. ZÁVĚR	50
Seznam použité literatury	52

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATK A SYMBOLŮ

Pokud není v následujícím seznamu uvedeno jinak, veličiny označené indexem e se týkají počátečního /výchozího/ stavu a veličiny označené indexem s se týkají isentropických/sdila-
tických/ pochůzů.

symbol	význam	rozměr
A, B	empirické koeficienty	- , $M m^{-2}$
a, b	poloměry tlakové nádoby	m
c_v	měrná tepelná kapacita při $V = \text{konst.}$	$J kg^{-1} K^{-1}$
c_p	měrná tepelná kapacita při $p = \text{konst.}$	$J kg^{-1} K^{-1}$
C	hydraulická kapacita	$m^5 m^{-1}$
D	odpor proti deformaci	$M m^{-5}$
G	modul pružnosti ve smyku	$M m^{-2}$
k	poměr poloměrů tlakové nádoby	-
K	tangentový modul objemové pružnosti	$M m^{-2}$
$\bar{K}$	sekantový modul objemové pružnosti	$M m^{-2}$
M_0	ohybový moment	$M m$
n	objemová koncentrace cizích příměsí	-
P	výkon	$M m s^{-1}$
Q	objemový průtok	$m^3 s^{-1}$
S	plocha průřezu	m^2
S_s	plocha styku	m^2
T	působící síla	N
T	termodynamická teplota	K
t	čas	s
t	teplota	$^{\circ}C$
V	objem	m^3
V_s	objem směsi kapalina + vzduch	m^3
V_p	objem plynné fáze	m^3
$\bar{V}_p$	počáteční objem plynné fáze	-

W	tlačená energie	J
W_0	průřezový modul v ohybu	m^3
α	koefficient teplotní roztažnosti	K^{-1}
α	vrubový koeficient	-
β_k	koeficient stlačitelnosti	$m^2 m^{-1}$
γ	podíl tepelných kapacit	-
μ	dynamická viskozita	$m^{-1} kg s^{-1}$
ν	kinematická viskozita	$m^2 s^{-1}$
ξ	ponorná deformace	-
ρ	hmotota	$kg m^{-3}$
σ_a	axiální napětí	$N m^{-2}$
σ_r	radialní napětí	$N m^{-2}$
σ_t	obvodové napětí	$N m^{-2}$
σ_{a0}	ohybové napětí osové	$N m^{-2}$
σ_{t0}	ohybové napětí obvodové	$N m^{-2}$
σ_{tm}	membránové napětí obvodové	$N m^{-2}$
τ	tečné napětí	$N m^{-2}$
φ	hrotělní součinitel	-
ω_n	vlnitá frekvence	s^{-1}

PŘEDMLUVA

V letošním roce došlo k významné události v životě celé naší společnosti. V dubnu proběhl XVI. sjezd KSČ, který zhodnotil výsledky uplynulého období a vytýčil úkoly a cíle do budoucnosti. Mezi těmito úkoly zaujímají důležitá místo požadavky na další zvyšování strojírenské výroby, protože právě strojírenská produkce je svojí povahou progresivním prvkem rozvoje společenských výrobních sil a technického pokroku ve všech odvětvích.

Předurčenost postavení strojírenského průmyslu vyplývá především z toho, že vývoz jeho výrobků musí uhradit největší část potřeb naší ekonomiky, zejména surovin a energie, vybavit techniku ostatní odvětví našeho národního hospodářství a významně přispět k obohacení vnitřního trhu.

Ke zvyšování výroby vede v současné době jediná cesta zvyšování produktivity práce, protože extenzivní metody jsou již vyčerpány a vzhledem k nedostatku pracovních sil a celosvětové energetické a surovinové krizi je nemožné dále používat.

Produktivitu práce je možno zvýšit dvěma způsoby. Prvním z nich je použití nových, převratných metod a technologií ve výrobě. Protože je však v nejbližší době velmi nepravděpodobné objevení takovýchto nových metod, je nutno se zaměřit na používání výrobních strojů s vyšší pracovní frekvencí a zavádění automatizace jako na jedinou reálnou cestu.

Zvyšování pracovní frekvence u výrobních strojů je však obvykle spojeno se zvýšením rychlosti a s tím souvisí zvýšení nároků na jejich dynamické vlastnosti. Dobrá úroveň finálních strojírenských výrobků úzce souvisí s úrovní hydrauliky. Můžeme si představit zvyšování technických parametrů strojů při snižování jejich hmotnosti bez hydraulických nebo hydrodynamických přenosů energií a stejně tak zabezpečení mnohých automatických

funkcí strojů a linek bez řídicích hydraulických obvodů.

V souvislosti s růstem požadavků na dynamické vlastnosti výrobních strojů se používá stále vyšší tlak pracovní kapaliny. v jejich hydraulických obvodech. Abychom mohli dobře poznat vlastnosti hydraulických mechanismů, musíme znát vlastnosti kapalin, které podstatnou měrou vlastnosti těchto mechanismů ovlivňují. Pro konstrukci nových strojů je tedy třeba dobře znát komplexní vlastnosti kapalin. Chování pracovních kapalin v oblasti vysokých tlaků ale ještě není plně prozkoumáno. To se týká zejména změny viskozity a modulu objemové pružnosti. A právě proto je návrh způsobu měření modulu objemové pružnosti tématem této práce.

1. ÚVOD

Z obecného hlediska je mechanismus systém, který umožňuje řízení parametrů energie a prostorové orientace nositele. Pod pojmem přenosový systém se rozumí soustava generátoru /vysílače/ a motoru /přijímače/ provedení tak, aby si oba uvedené členy mohly předávat energii nebo informaci.

Dělení mechanismů podle konkrétního provedení je možné provést několika způsoby. Při dělení mechanismů podle druhu nositele energie /nositel energie je soubor hmotných částic, libovolného tvaru, velikosti a skupenství, které jsou schopny přenášet přesně definované množství energie/ se uvažuje nositel, využitý v přenosovém kanálu spojujícím generátor a motor, a podle něho rozlišujeme tyto druhy mechanismů:

- elektrický mech.
- tekutinové mech.
- tuhé /pevné/ mech.

Přitom do skupiny elektrických mechanismů patří také mechanismy elektronické a mechanismy využívající elektromagnetické vlny/včetně mech. optických/.

Tekutinové mechanismy se dělí na plynové /pneumatické/ a kapalinové /hydraulické/. V současné době se pro tekutinové mechanismy začíná používat názvu fluidika, zejména u systémů pro přenos informace.

Do skupiny tuhých mechanismů patří všechny přenosové systémy, využívající látky v pevné fázi.

Přenos energie a jeho řízení je základní operací, která umožňuje nejen realizaci technologických procesů, ale vůbec veškerý vývoj a rozvoj dynamických soustav. V podstatě jde o dopravu energie v potřebném množství a po zadání dráze prostorem na vytyčené místo. Pro hodnocení přenosu se používá veličin: přenos energie

/účinnost/, hustota energie/plošná a objemová/, proud energie, přenos výkonu atd./viz [3]/.

Spejovací kanál je ta část přenosového systému, ve které se pohybuje nositel mezi vysílačem a přijímačem. Spejovací kanál může být tvořen:

- prostorově neomezeným polem
- prostorově částečně omezeným polem
- prostorově zcela omezeným polem

K nevýhodám prvních dvou způsobů patří změna plošná a objemová hustoty přenášené energie, využití malého množství přenášené energie a obtížnější řízení parametrů přenášené energie. Velkou výhodou je však to, že není třeba zvláštního spojení generátoru a přijímače/a tím také odpadá opotřebení a údržba mechanického spojení/, energii lze zachytit v libovolném místě pole a energii může zachycovat velký počet přijímačů současně.

Třetí způsob, to je zcela omezené pole, se používá při přenosu energie o značné plošné hustotě a na velké vzdálenosti. První, tvořící omezení příslušné části pole, se nazývá vodič. Nevýhodou tohoto způsobu je to, že přímé spojení vysílače a přijímače je dražší a vyžaduje údržbu.

Při návrhu dynamických soustav je často nutné řešit problém, jak porovnat z energetického hlediska jednotlivé druhy nositele. Jedině takové srovnání může poskytnout objektivní pohled na možnosti zvoleného druhu nositele. Z obecné teorie přenosu energie lze dojít k závěrům:

1. čím je menší množství nositele potřebné k přenosu jednotlivého, proudem menší, tím je možné dosáhnout kratších časových konstant a menších rozměrů generátorů a motorů
2. malé množství nositele je výhodné, jestliže se požaduje při přenosu přímé dávkování nositele

Odtud vyplývá, že využití nositele elektrické energie je vhodné tam, kde jde o splnění podmínek spadajících pod bod 1. Tam, kde jde o přenos důležitosti nositele, je stejně velmi výhodné použití plynu jako nositele. Kapaliny a tuhé látky jsou na přechodu mezi oběma uvedenými nositeli. Jejich přenosové systémy však nabízejí řadu dalších vlastností, které jim zajišťují široké uplatnění.

Hydraulické mechanismy jsou velmi vhodné pro přenos energie. I když hydraulické pohony mají některé provozní parametry méně výhodné, než pohony mechanické/např. stupeň provozní hlučnosti, nákladovost, jednoduchost obalby apod./, přece jenom se stále více používají v různých průmyslových oborech. Základní předností hydraulického pohonu je možnost snadného uvádění do chodu, nastavení, reverzace, zabezpečení proti výbuchu/což umožňuje jeho široké použití v takových průmyslových odvětvích, jako je hornictví, textilní průmysl, chemie apod./, kompaktnost, vysoké technické parametry při stálých pracovních režimech, normální chod v podmínkách značně znečištěného prostředí. Poslední výsledky v oblasti návrhování a konstrukce hydraulického pohonu umožňují podstatně snížit průmyslový hluk, unik pracovní kapaliny těsnějším snížit na minimum a zabezpečit vhodný teplotní režim práce.

Tyto okolnosti podporují vysoké tempo rozvoje hydraulického pohonu a rozšiřují oblasti jeho použití. V současné době se hydraulická zařízení v největší míře používají v těchto oborech:

- stroje stavební a pro země práce
- zdvihač a transportní stroje
- automobily
- traktory a zemědělské stroje
- hornické stroje a zařízení
- metalurgická zařízení
- obráběcí stroje

- stroje na plastické hmoty a pryže

- tvářecí stroje.

Podle výhledů vývoje hydraulických zařízení na období do r.1990 je patrná všeobecná tendence ke zvyšování užívaných pracovních tlaků. Obory stavebních zdvihacích strojů jsou velmi příbuzné, a to jak z hlediska používaných tlaků a objemů pracovní kapalin, tak i z hlediska klimatických podmínek, ve kterých se tyto stroje používají. Pracovní tlaky u nich dosahují hodnot až 32 MPa/přitom špičkové firmy používají tento tlak běžně/. Obor stavebních strojů je spolu s automobilovým průmyslem jedním z vedoucích spotřebitelů hydraulického zařízení.

U automobilů se se současného stavu 10-16 MPa předpokládá vstoup tlaku na 25-32 MPa/u hydrostatických převodovek až na 40 MPa/.

Dodáv užívané tlaky 10-20 MPa v hornictví se zvýší do r.1990 na hodnoty 20-35 MPa. Podmínky práce těchto strojů, které pracují pod zemí, vyžadují zmenšení obrysu celého zařízení při světelné výkonnosti, pro což bude nutno užit hydr. systémů s tlakem 40 MPa.

U metalurgických zařízení se očekává používání tlaků do 32 MPa a kromě toho s ohledem na bezpečnost práce světelné užívání nehořlavých pracovních kapalin.

U většiny obráběcích strojů se pracovní tlaky zvýší s 2,5-10 MPa na 6,3-16 MPa, u protahovaček a frézek z 6,3-16 MPa na 16-25 MPa.

U strojů na plast. hmoty a pryže současný stav pracovních tlaků v rozsahu 6,3-32 MPa a u tvářecích strojů v rozsahu 20-80 MPa zůstane zachován, očekává se však prudké zvýšení podílu výrobní těchto oborů a vyššími pracovními tlaky.

V poslední době se používá hydraulických systémů i u strojů, kde dříve převládala pouze elektromechanický pohon/např. u diskových nůžek, rotačních protahovacích strojů/ a rozšiřuje se užití

nehořlavých pracovních kapalin.

Snaha o zvyšování tlaku v hydraulických mechanismech je vyvolána tím, že přenos energie nebo výkonu se v nich uskutečňuje vzájemnou součinností geometrického objemu V , stlačeného nositele energie - kapaliny - a proudem Q nositele energie a tlakem p . Přenášená tlaková energie je dána vztahem

$$W = V \cdot p$$

nebo vyjádřeno pomocí hydraulického výkonu

$$P = \frac{W}{t} = \frac{V}{t} p = Q \cdot p$$

Velikost přenášené energie je tedy dána hodnotami Q a p , přičemž potřebný výkon může být zajištěn buď vysokým průtokem a nízkým tlakem, nebo vysokým tlakem a nízkým průtokem.

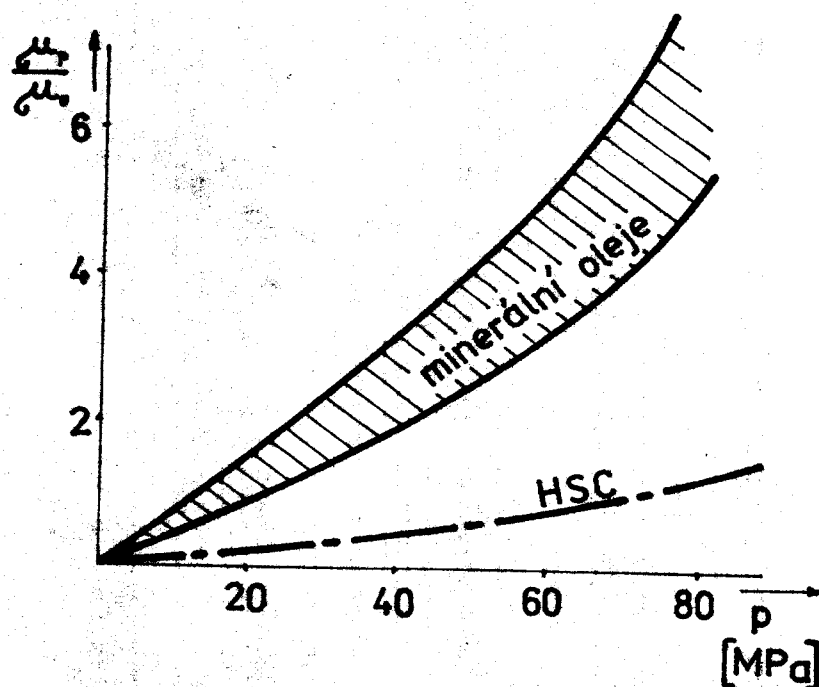
Pravidelný přírůstek tlaku v posledních letech způsobil jeho nárůst z počátečních hodnot 4 MPa na dnešních 32-40 MPa. V současnosti však lze zaznamenat určitou stagnaci v pravidelném zvyšování tlaku při inovačním procesu. Pro uživatele i výrobce hydrauliky vyvstává otázka: Jaká je absolutní mez užitečné prac. tlaku a kde je jeho reálné maximum?

Z hlediska konstrukce při stanovení kritéria absolutní meze prac. tlaku je nutno vzít v úvahu vždy prvek nejsložitější, tj. hydrogenerátor a rotační hydromotor. U těchto prvků se přechod na vyšší tlaky řeší především přechodem z valivých na kluzná uložení. Používají se také nové materiály, vyhovující jak pevnostním požadavkům, tak i nárokům na třecí vlastnosti.

Více problémů při zvyšování tlaku bude v oblasti výrobní technologie. Je nutno zde mít na mysli, že jde o velkokapacitovou a intenzivně výrobu tvarově náročných součástí s vysokými požadavky na geometrickou přesnost a na jakost opracování. Z teorie průtoku kapalin válemi v důsledku tlakového spádu vyplývá nepřímá závislost mezi tlakem a třetí mocninou vále.

Každý mikrometr však vyžaduje několikanásobnou náročnost nejen na přesnost výroby, ale také na zajištění průběžné výrobní kontroly.

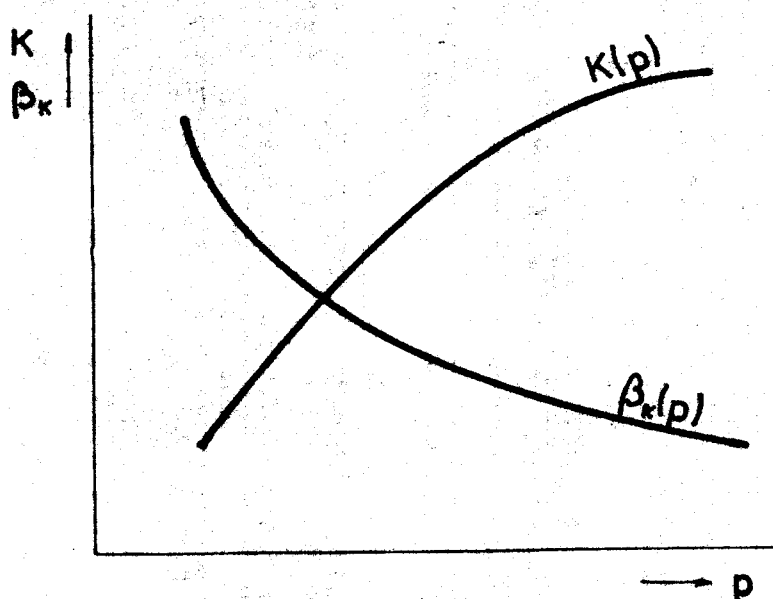
Významnou roli při přenosu energie v hydraulickém systému má pracovní kapalina, jejíž vlastnosti jsou silně závislé na tlaku. Základními vlastnostmi prac. kapalin jsou měrná hustota, viskozita a stlačitelnost. Nejmenší vliv vykazuje tlak na měrnou hustotu a proto se při běžných výpočtech zanedbává a také při vlastní činnosti hydr. mech je těžko postižitelný. Podstatně důležitější je vliv tlaku na viskozitu kapaliny viz diagram 8.1/. Poznatek o závislosti viskozity na tlaku umožňuje také korigovat nápor na potrubí snižování vůlí mezi pohybujícími se částmi hydraulického prvku při vyšších pracovních tlacích.



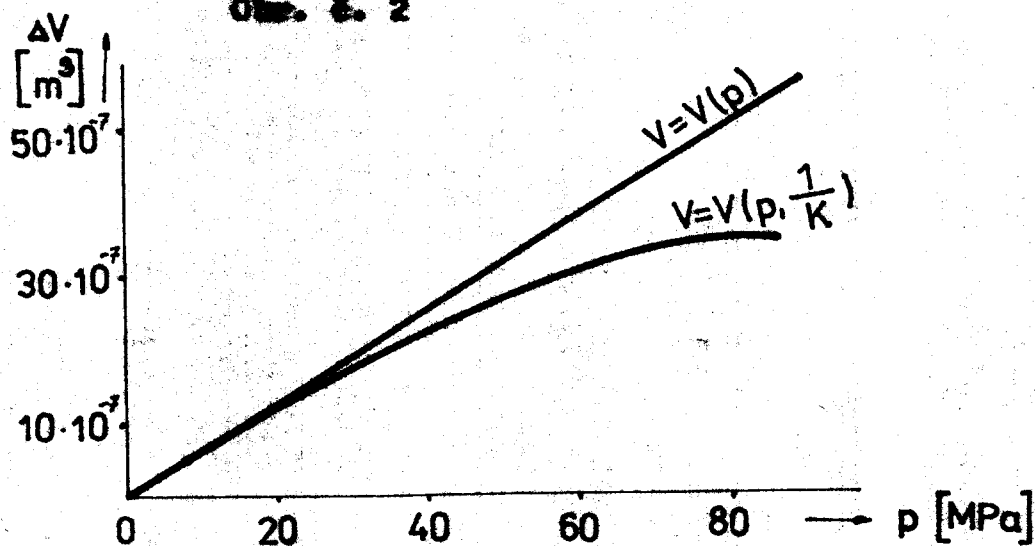
Obr. 8. 1

Najvětším problémem provozu a konstrukce hydraulických prvků a zařízení s hlediska kapaliny je její stlačitelnost, charakterizovaná buď součinitelem stlačitelnosti $\beta_k [N^{-1} m^2]$, nebo objemovým modulem pružnosti kapaliny $K [N m^{-2}]$. Hydraulická zařízení v pro-

vodu pracují vždy s určitým obsahem nerozpustného vzduchu v oleji. Podstatný vliv tohoto vzduchu je však omezen jen do oblasti nízkých a středních tlaků, řádově do 25 MPa. Závislost tlaku a stlačitelnosti oleje ukazuje obr. č. 2, závislost změny objemu kapaliny na tlaku obr. č. 3.



Obr. č. 2

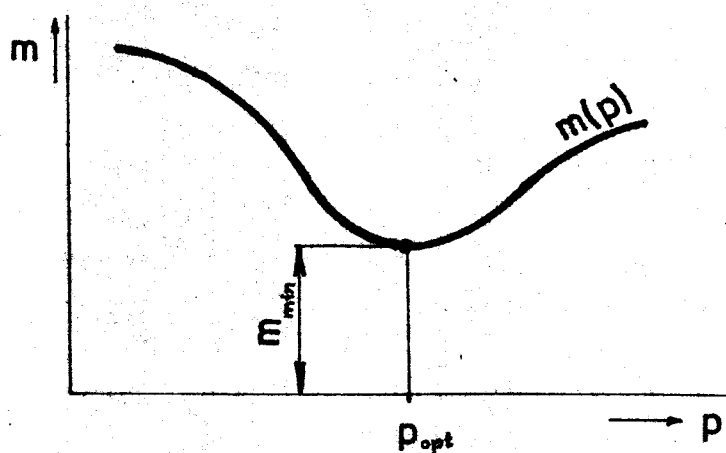


Obr. č. 3

Existence škodlivých prostorů v pracovním objemu hydrogenerátorů v důsledku stlačitelnosti značně snižuje jejich průtokovou účinnost. Při pracovních tlacích nad 50 MPa nabývá v celkové průtokové ztrátě výraznou převahu ztráta ze stlačení nad ztrátou průsakov, tj. vůleň. Proto je jednání z prostředků ke snížení

optimalnosti množství zpracování jednotlivých prostorů.

Při posuzování výhodnosti vyšších jmenovitých tlaků se často argumentuje nižší hmotností vysokotlakého systému a jeho nižší potřebou oceli. Závislost hmotnosti hydraulického zařízení v závislosti na tlaku je však dána průběhem v grafu podle obr. č. 4 s výrazným minimem hmotnosti při určitém tlaku, který můžeme podle tohoto kritéria nazvat optimálním.



Obr. č. 4

Podle rozborů vlivu různých technických i ekonomických parametrů a hledisek lze i v příštích letech očekávat zvyšování hodnot tlaku v hydraulických mechanismech, i když ne tak intenzivně jako v minulých letech. Za technicky i ekonomicky přijatelnou nos vycházejí hodnoty jmenovitého tlaku 40–45 MPa s možností max. tlaku do 63 MPa. Realizace uvedeného tlaku je předpokládána v oblasti sériově vyráběných typizovaných hydr. prvků a pro jednotlivé zvláštní případy mohou být navrženy i vyšší tlaky.

Z hlediska vlastní funkce hydraulického mechanismu jsou důležité zejména jeho dynamické vlastnosti. Při posuzování dynamického režimu hydraulického systému vycházíme především ze závislosti $K = K(p)$, $K = K(p, t)$ a ze závislosti změny objemu ΔV na tlaku. Po zavedení hydraulické kapacity C , či její převrátné hodnoty, odporu proti deformaci B , pro které platí $C = \frac{1}{D} = \frac{\Delta V}{\Delta p} = \frac{V_0}{K}$

je z grafů na obr. č.2 a č.3 patrné, že při volbě vyšších pracovních tlaků se bude kapacita C snižovat a podle vztahů

$$\omega_n = S \frac{1}{\sqrt{V_0 \cdot \rho}} \sqrt{\frac{1}{C}} \quad \alpha = 2S \sqrt{V_0 \cdot \rho} \cdot \sqrt{\frac{1}{C}}$$

napřímé ovlivňovat frekvenci a tlumení. Při vyšších pracovních tlacích bude stoupat přirozená frekvence i koeficient přirozeného tlumení a systém tedy bude vykazovat lepší dynamické vlastnosti, lepší citlivost a zvýšení přesnosti jako důsledek snížení vlivu neresonujícího vzduchu v oleji.

Všeobecně je uplatňován požadavek co nejvyšší tuhosti celého systému. A tuhost systému je podstatně závislá na modulu pružnosti kapaliny a pružnosti potrubí. Pružnost potrubí je však možné snížit/zvýšit u kovového/ a nemusíme ji uvažovat zvýšit, proto, že v poslední době začíná převládat tendence ke stavbě hydraulických strojů ve formě stavebnic z bloků. Jelikož je nutné, aby mechanismus pracoval pouze v podrezonanční oblasti, protože jinak hrozí nebezpečí vzniku vlastních rezonančních kmitů a možnost poškození mechanismu, vyvstává do popředí otázka rychlého a přesného měření modulu pružnosti kapaliny v závislosti na změně provozní teploty, obsahu neresonujícího vzduchu, stavu oleje /znečištění, době používání a s ní vyplývající ovlivnění vlastností oleje stárnutím v důsledku oxidace/. Z těchto důvodů bylo přistoupeno ke konstrukci přípravku pro měření objemového modulu pružnosti kapaliny.

12. VLASTNOSTI HYDRAULICKÝCH KAPALIN

2.1 VÍŠKOZITA

Viskozita je jednou z vlastností, kterou se liší reálná kapalina od ideální. Je to veličina, charakterizující velikost vnitřního tření kapalin.

Dynamická viskozita je definována vztahem

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (1)$$

ve kterém τ je tahové napětí a $\frac{dv}{dy}$ je rychlostní spád.

Při výpočtu hydraulických odporů se používá kinematická viskozita, která je dána poměrem dynamické viskozity a hustoty:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2)$$

Pro funkci hydraulického mechanismu je důležitá závislost viskozity pracovní kapaliny na teplotě. Tuto závislost lze vyjádřit vztahem

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{t}{50} \right)^n \quad (3)$$

ve kterém je n exponent závislý na viskozitě pracovní kapaliny při teplotě 50°C a lze jej vyhledat v literatuře [2].

Rovnice (3) je správná pro lehké min. oleje při $n < 2,77$ a v teplotním intervalu $t \in (30, 150)^\circ\text{C}$ a pro těžké oleje při $n > 2,77$ v intervalu $t \in (40, 110)^\circ\text{C}$.

To, že vliv tlaku a teploty na viskozitu jsou navzájem nezávislé, a exponenciální závislost viskozity na spádu tlaku a teplot umožňuje provádět výpočet viskozity podle upraveného aproximovaného tvaru

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{[a(p-p_0) - \lambda(t-t_0)]}$$

kde pro $t = (40-80)^\circ\text{C}$ jsou výrazy a a λ konstantní/viz [2].

Vliv tlaku na viskozitu vyjadřuje diagram na obr. č.1.

Přítomnost tuhých částic vnějšího původu v kapalině/např.

jako výsledek prachovosti prac. prostředí/ nebo plynné fáze vzduchu svěřují viskozita. Toto zvýšení viskozity můžeme vyhodnotit vyměsčením dynamické viskozity "čistá" kapaliny korekčním činitelem $(1-1,35\alpha)^{-2,5}$, kde α je objemová koncentrace cizích přírodních.

Ke zjišťování viskozity se používají konvenční přístroje, jako například viskozimetry rotační /Englerův, Ostwaldův/, viskozimetry tělesové /Stokesův, Hopplerův/, viskozimetry rotační /Horák-Goldbachův/, v. bublinkové /Steinertův, stupňový bublinkový/ a některé další typy. Nejčastěji je používán viskozimetr Englerův a Hopplerův.

Všechny uvedené přístroje využívají měření viskozity pouze za atmosférického tlaku. U hydraulických mechanismů je však třeba znát hodnoty viskozity při vyšších tlacích. Pro takovéto měření by bylo možné upravit Hopplerův viskozimetr tím způsobem, že skleněná trubice by byla nahrazena trubicí ocelovou s magneticky měkkého materiálu a kulička s magneticky tvrdého materiálu. Během pádu kuličky mezi dvěma ryskami by byly měřeny elektricky pomocí indukčních snímačů polohy. Podle doby pádu by se hodnota viskozity určila z tabulek stejně jako při obvyklém měření při atmosférickém tlaku.

Známu velikosti viskozity je nutné znát a počítat s ní jednak při konstruktivním řešení/korekce vůči mezi pohybujícími se částmi/, jednak z toho důvodu, že některé regulační systémy v hydraulice, zejména systém tryska-klapka, jsou na změnu viskozity velmi citlivé a bylo by nutné je po změně tlaku na jinou hodnotu opět seřídit.

2.2 STEADITELNOST

2.2.1 Stavová rovnice kapaliny

Stavová rovnice kapaliny je v podstatě definována jako vztah mezi hustotou, tlakem a teplotou. Stavovou rovnici kapaliny však nelze odvodit matematicky z fyzikálních principů, na rozdíl od kinetické teorie plynů, které umožňuje stavovou rovnici plynů formulovat. Přesto však, protože změna měrné hustoty s tlakem a teplotou je malá, můžeme tuto funkci aproximovat prvními třemi členy Taylorovy řady pro dvě proměnné - tlak a teplota, takže

$$\rho = \rho_0 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T (p - p_0) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p (T - T_0) + \dots \quad (4)$$

kde ρ, p a T jsou okamžité hodnoty měrné hustoty, tlaku a teploty, ρ_0, p_0, T_0 jsou hodnoty počáteční.

Velice často se vztah (4) používá ve tvaru:

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{1}{K} (p - p_0) - \alpha (T - T_0) \right] \quad (5)$$

kde

$$K = \rho_0 \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_T \quad ; \quad \alpha = - \frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

Rovnice (1) resp. (2) je lineárníovaná stavová rovnice kapaliny.

Měrná hustota tedy roste se zvětšujícím se tlakem a naopak se zmenšuje s rostoucí teplotou. Protože měrná hustota je hustota kapaliny vztahem na určitý objem, můžeme volit objem V tak, aby platilo:

$$V \cdot \rho = 1$$

$$\partial V \cdot \rho + \partial \rho \cdot V = 0$$

a pak platí, že:

$$K = -V_0 \left(\frac{\partial p}{\partial V} \right)_T \quad (6)$$

$$\alpha = \frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p \quad (7)$$

kde V je celkový objem a V_0 počáteční celkový objem kapaliny.

Hodnota K se mění se změnou tlaku a objemu při konstantní teplotě a nazývá se izotermický objemový modul pružnosti /krátce modul pružnosti kapaliny/.

Součinitel α vyjadřuje změnu objemu a teplotou při konst. tlaku a nazývá se součinitel objemového roztahení.

2.2.2 Objemový modul pružnosti

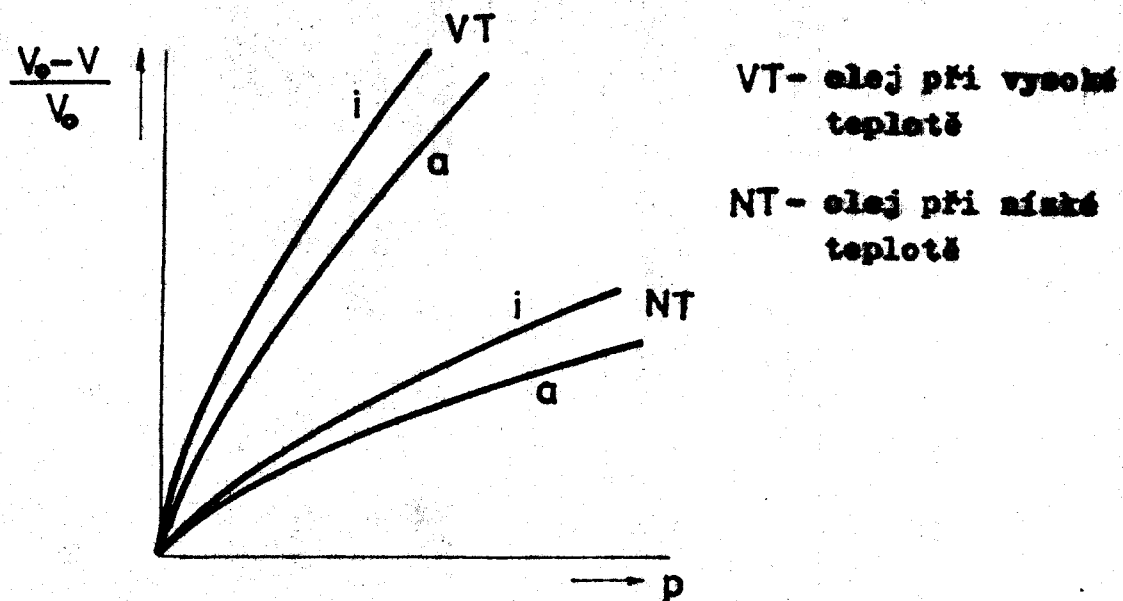
Působením změny tlaku na pracovní hydraulickou kapalinu se mění v důsledku její stlačitelnosti její objem, a to znamená i změnu její hustoty. Změna objemu V nebo hustoty ρ se může vyjádřit poměrnou deformací ξ :

$$-\frac{dV}{V} = \frac{d\rho}{\rho} = d\xi \quad (8)$$

Při stlačování kapaliny její teplota stoupá a tento vzestup teploty způsobuje, že nastává určité zvětšení objemu vlivem tepelné roztahlosti kapaliny, která částečně kompenzuje zmenšení objemu způsobené tlakem. Z uvedeného vyplývá, že stlačení kapaliny bude větší, jestliže bude stlačována izotermicky, než při stlačování izentropickým/adibatickým/. Při změnách tlaku v kapalině vždy předpokládáme, že se jedná o izotermické jevy. Přitom ale víme, že tyto jevy nepřibližují se stejným teplotám, ale teplota se mění až o desítky kelvinů. Jestliže však jevy pokládáme za izotermické, dopouštíme se stále menší chyby, než kdybychom je pokládali za adiabatické.

Typické křivky stlačení jsou pro jeden olej při dvou různých teplotách uvedeny na obr. 8.5. Z obrázku je patrné, že stlačení je vždy větší při větší teplotě. Dále je zřejmé, že křivky stlačení nejsou přímkami/neplatí pro ně Hookův zákon jako pro pevné látky/, ale jsou to vždy křivky vydaté směrem k ose tlaku,

což znamená, že s rostoucím tlakem kapaliny je stále obtížnější ji dále stlačit. Křivky izotermického stlačení jsou označeny *i*, křivky adiabatického stlačení *a*.



Obr. č. 5

Modul objemové pružnosti kapalin je mírou odporu kapaliny ke snížení svého objemu při působení vnějšího tlaku. Existuje několik způsobů pro vyjádření modulu objemové pružnosti kapalin. Často se používá tangentový modul objemové stlačitelnosti, který je vstředěn na sklon tangenty ke křivce stlačení *a* je definován jako:

$$K = -V \left(\frac{\partial p}{\partial V} \right) \quad (9)$$

Protože stlačení může být izotermické nebo isentropické, jsou uváděny také izotermické a isentropické moduly objemové pružnosti kapalin. Jejich tangenciální hodnoty jsou definovány takto:

$$K_T = -V \left(\frac{\partial p}{\partial V} \right)_T \quad (10)$$

$$K_S = -V \left(\frac{\partial p}{\partial V} \right)_S \quad (11)$$

kde symboly *T* a *S* platí pro konstantní hodnoty teploty a entropie.

Pro účely výpočtu praktických měří objemu je výhodnější výraz,

ktorej závisí na tlaku a stlačení. Tento pomer je známy v definíciách jako sekus modulu objemové pružnosti kapaliny, pretože podľa definície je ekvivalentná so sklonom úsečky, ktorá spája bod na krivke stlačení s jejím počátkom/viz obr. č. 6/. Je definovaná jako:

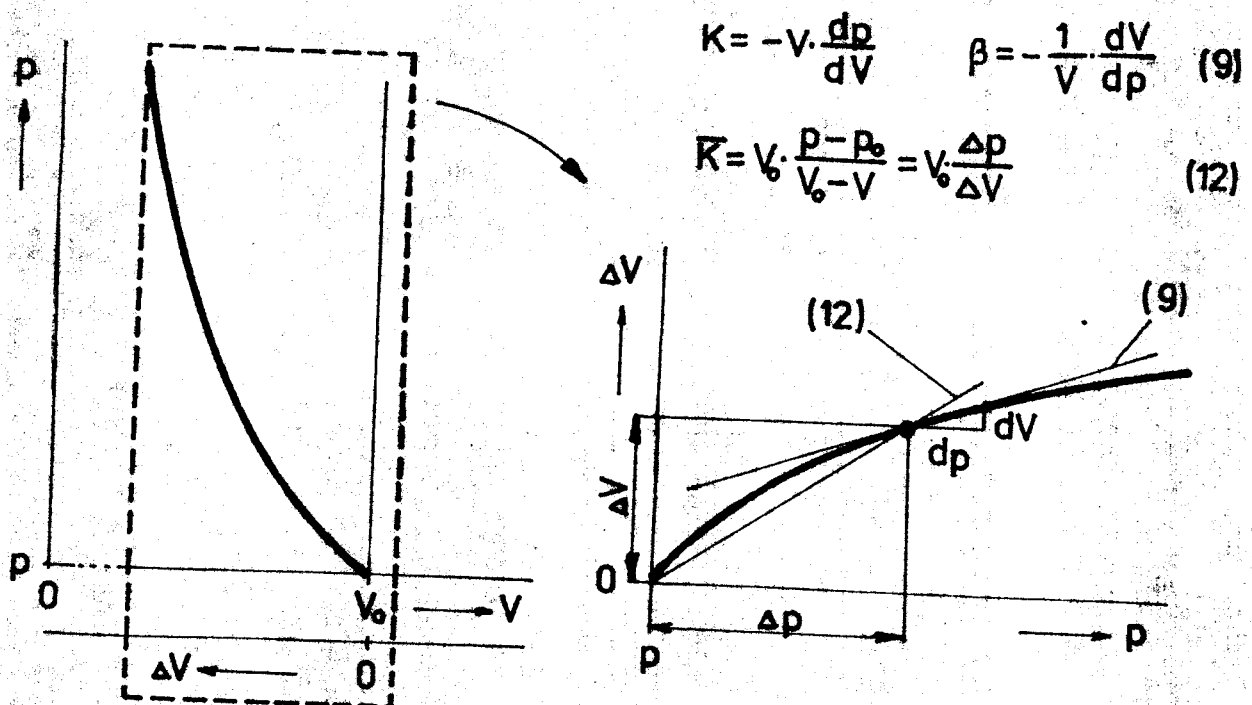
$$\bar{K} = \frac{V_0 \cdot p}{V_0 - V} \quad (12)$$

Jeho izotermické a isentropické hodnoty budú:

$$\bar{K}_T = \left(\frac{V_0 \cdot p}{V_0 - V} \right)_T \quad (13)$$

$$\bar{K}_S = \left(\frac{V_0 \cdot p}{V_0 - V} \right)_S \quad (14)$$

Obrázek č. 6 ukazuje principiální průběh kompresní křivky uzavřeného množství kapaliny a geometrickou interpretaci rovnic (9) a (12).



Obr. č. 6 - Kompresní křivka uzavřeného množství kapaliny
Z obrázku vyplývá, že tečné i secus moduly se při nulovém tlaku překrývají, ale při zvyšování tlaku se začínají lišit.

Z předcházejícího vyplývá, že pro jakoukoliv kapalinu existují při dané teplotě a tlaku vždy minimálně čtyři různé hodnoty modulu objemové pružnosti/rovnice (10), (11), (13) a (14)/, které se od sebe mohou značně lišit. Proto je vždy důležité vybrat si správnou hodnotu modulu objemové pružnosti, kterou by bylo možno použít ve výpočtech.

Linearizovaný zákon o deformaci na předpokladu, že proces je dostatečně dlouhý, aby mohlo dojít k ustálení rovnovážného stavu, vede k přímé závislosti změny deformace od změny tlaku:

$$dp = K \cdot d\xi \quad (15)$$

Koeficient úměrnosti K , který je závislý na rychlosti změny tlaku, je již dříve zmíněným instancním modulem objemové pružnosti kapaliny. Jeho hodnoty se mohou stanovit statickými nebo kvanztatickými měřeními, tzn. při poměrně nízkých frekvencích tlakových změn a při zajištění izotermické změny.

Při zmenšení frekvence tlakových změn pod určitou hranici, resp. při zmenšení rychlosti změn tlaku, je hodnota K konstantní.

Objemové státy spojené s pružnou deformací kapaliny je třeba počítat podle vztahu:

$$Q = -\frac{dV}{dt} = V \cdot \frac{d\xi}{dt} = \frac{V}{K} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (16)$$

Uvedený vztah je třeba korigovat o vlivy deformačních změn objemu kapaliny/např. deformace stěn potrubí/.

Při určování deformací způsobených konečnou změnou tlaku Δp lze použít linearizovaný Hookův zákon, a to ve formě konečných rozdílů, ale pouze v tom případě, jestliže hodnota p se příliš neliší v porovnání s hodnotami K_0 a K . Potom tedy platí:

$$\Delta p = -K_0 \frac{\Delta V}{V} \quad (17)$$

Při jakýchkoliv větších změnách tlaku je nutné provést

integraci rovnice (15). Jestliže platí, že $K_T = K_{T_0} \cdot f/p$, jejíž závislost lze určit experimentálně, pak je nutné integraci této rovnice provést graficky.

Při $K = \text{konst.}$ a malých tlakových spádech integrace rovnice (15) vede k této exponenciální závislosti:

$$V = V_0 \cdot e^{-\frac{p-p_0}{K_T}} \quad (18)$$

Protože však v praxi $K_T \neq K_{T_0}$, je nutné při výpočtech deformací K volit velmi opatrně.

Pro některé minerální oleje je závislost K na tlaku lineární:

$$K_T = A p + B \quad (19)$$

Hodnoty koeficientů A a B jsou uvedené v lit. [2].

Hodnoty koeficientů A_a a B_a platí pro adiabatické stlačení.

Po dosazení výrazu K do rovnice (15) a po provedení její integrace můžeme dostat rovnici ve tvaru:

$$\left(p + \frac{B}{A}\right) \cdot V^A = \left(p_0 + \frac{B}{A}\right) \cdot V_0^A \quad (20)$$

nebo s úpravou ve tvaru:

$$\left(p + \frac{B}{A}\right) \cdot \frac{1}{\rho^A} = \left(p_0 + \frac{B}{A}\right) \cdot \frac{1}{\rho_0^A} \quad (21)$$

Z rovnice je vidět, že v intervale tlakové změny, ve které veličina $\frac{dp}{\rho}$ zůstává konstantní, je $A = 1$. Pro řadu minerálních olejů při tlacích do 40 MPa se tato veličina prakticky nemění.

V hydraulických systémech řízení může vzniknout plyná fáze ve formě bublinak, jejíž množství je $\bar{V}_{p_0} = \frac{V}{V_{s_0}}$ a toto množství je závislé na druhu zatížení, režimu a době práce a také na objemu V_{s_0} a plyné fáze v počátečních podmínkách. Jestliže hermeticky uzavřeme nepohyblivý objem kapaliny, pak podle Henryho zákona/v nepohyblivé kapalině je při ustálené teplotě

rovnoběžná koncentrace rozpustěního plynu úměrná jeho tlaku nad roztokem/ dojde k rozpustění plynné fáze a poklesu tlaku od počáteční hodnoty p_0 do $p_1 < p_0$.

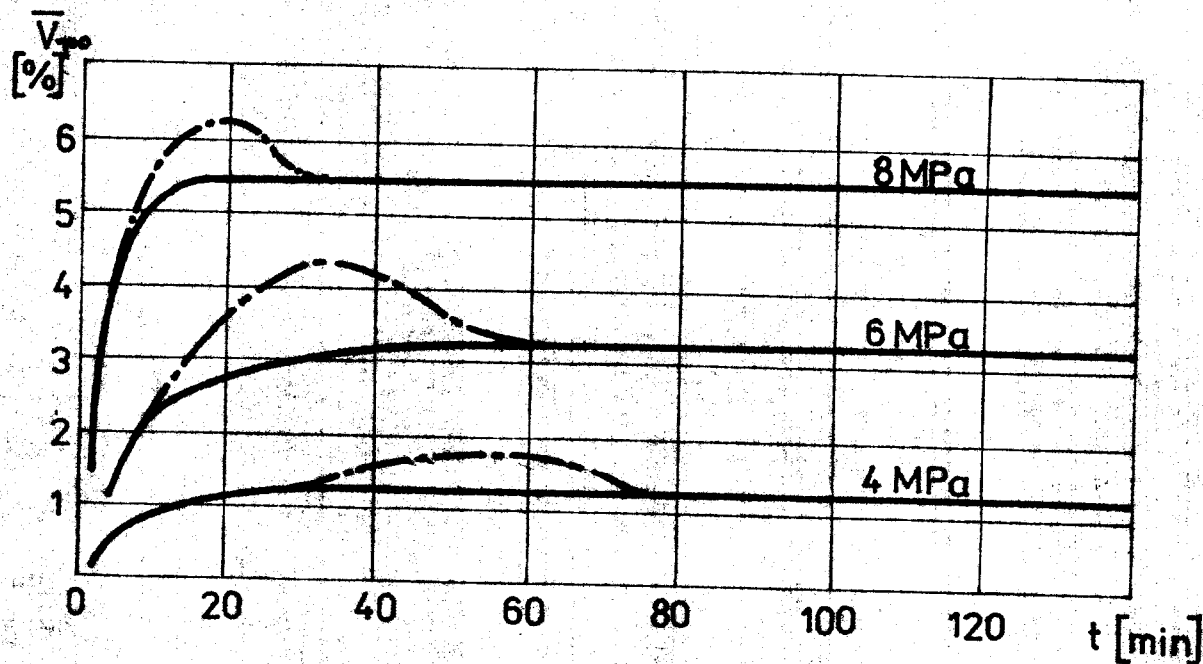
Při změně teploty z t_0° na t_1° hodnotu $\bar{V}_{p_0}$ můžeme vypočítat jako:

$$\bar{V}_{p_0} = \frac{1}{1 + \frac{(K + p_0)(t_1^\circ + 273)}{[1 + \alpha(t_1^\circ - t_0^\circ)](p_0 + 1)(p_0 - p_1)(t_0^\circ + 273)}} \quad (22)$$

kde α je koeficient teplotní roztažnosti kapaliny.

Kromě plynné fáze P je vždy přítomná rozpustěná plynná složka R. Experimentálně je dokázáno, že přítomnost fáze R v rámci přesnosti měření nemění sledované vlastnosti pracovních kapalin.

Podle provedených pokusů je zřejmé/podle lit. [2]/, že proces stabilizace režimu práce /závislost $\bar{V}_{p_0}$ na čase/ je závislý na tom, jestli bude spuštění hydraulického pohonu první po delší přestávce nebo opakování /tj. se zpracováváním olejem/, na délce vedení a na druhu zatížení. Na obr. 7 je grafické znázornění závislosti množství nerozpustěné plynné fáze $\bar{V}_{p_0}$ na čase při zatížení škrtkou orgánem/čerpaním čára plnoti pro nový olej/.



Obr. 7

Jestliže nepočítáme počáteční spuštění, pak čas na dosažení stabilizace $\bar{V}_p$ zřídka převyšuje 20 minut. Pokud rozebíráme statické a kvazistatické reologické deformace, pak při přítomnosti fáze P tlaky v plynné i v tekuté fázi můžeme uvažovat stejné.

V souladu s rovnicí (15) modul objemové pružnosti směsi K_s

maže:

$$K_s = - \frac{V_s}{dV_s} dp = - \frac{V + V_s}{dV + dV_s} dp = K \cdot \frac{1 + \frac{V_s}{V}}{1 + \frac{dV_s}{dV}} \quad (23)$$

kde V_s je objem směsi, V_p je objem fáze P a V je objem tekuté fáze. S použitím některých dříve uvedených rovnic a dalších vztahů lze pro výsledný modul pružnosti směsi podle lit. [2] odvodit vztah:

$$K_s = \frac{1 + \frac{\bar{V}_{p0}}{1 - \bar{V}_{p0}} \sqrt[k]{\frac{p_0 + 1}{p + 1}} \sqrt[A]{\frac{Ap + B}{Ap_0 + B}}}{1 + \frac{\bar{V}_{p0}}{1 - \bar{V}_{p0}} \cdot \frac{Ap + B}{k(p + 1)} \sqrt[k]{\frac{p_0 + 1}{p + 1}} \sqrt[A]{\frac{Ap + B}{Ap_0 + B}}} \quad (24)$$

kde k je exponent polytropy a A a B koeficienty ze vztahu (19).

2.2.3 Dynamické zvukové deformace

V kapalině, podrobené vlivu harmonických deformací s dostatečně malými amplitudami se tlak mění podle harmonického zákona se spořádaním ve fázi, závislým na frekvenci. Protože se jedná o velmi vysoké frekvence, dochází v podstatě k akustickým jevům. Vzhledem k tomu, že vlny v kapalině se šíří rychlostí větší, než je rychlost zvuku, nelze použít izotermický modul pružnosti, ale je nutné uvažovat adiabatický modul K_a . Jeho přímé měření by bylo velmi obtížné a bylo by nutné použít měřícího válce a generátoru kmitů. Tento problém lze obejít výpočtem adiabatického modulu pomocí izotermického modulu. Tento výpočet lze provést podle vztahu:

$$K_a = K \left(1 + \frac{\alpha^2 T K}{\rho C_v} \right) \quad (25)$$

Také lze použít jednoduššího vztahu, podle kterého izotermický

a isentropický modul stlačitelnosti jsou vzájemně
 ve stejném poměru, jako specifická tepla při konstantním
 objemu a konstantním tlaku. Platí tedy vztah:

$$\frac{K_a}{K_T} = \frac{C_p}{C_v} = \gamma \quad (26)$$

Velikost γ je závislá na druhu a molekulové stavbě látky.
 Obvykle se pohybuje v rozmezí $\gamma = 1,12-1,18$. Všeobecně platí,
 že γ s rostoucím tlakem a při stále teplotě se zmenšuje a
 blíží se hraniční hodnotě 1.

Pro dynamický proces deformace platí také rovnice (18) a (20)
 po záměně značení K na K_a a při použití koeficientů A_a a B_a
 /podle literatury [2]/.

3. KONSTRUKCE PŘÍPRAVKU

3.1 POŽADAVKY NA PŘÍPRAVEK

Z předchozího popisu vlastností kapalin je zřejmé, že vzhledem pro určení modulu objemové pružnosti je získání závislosti mezi změnou objemu kapaliny a změnou tlaku. Tato závislost je možné zjišťovat buď postupným měřením pro diskrétní hodnoty tlaku nebo spojitě na souřadnicovém zapisovači. Ze získané závislosti je pak možné určit tangenty i sekantový modul pružnosti kapaliny.

Protože je nutné zajistit měření modulu pružnosti kapaliny v závislosti na teplotě, na objemu nerozpuštěného vzduchu/fáze P/ a na čase/např. při zkoumání vlivu doby chodu stroje od spuštění na vlastnosti kapaliny/, musí přípravek umožňovat tyto činnosti:

- měnit tlak

- měnit teplotu

- měnit tlak a teplotu uvnitř tlakové nádoby

- umožnit odebrání vzorku a udržet tak stav oleje s okamžitou odebrání vzorku až do provedení měření

- měřit oleje s různým obsahem nerozpuštěného vzduchu

Pro získání závislosti změny objemu na změně tlaku by bylo vhodné použít přístroje na měření teploty a tlaku s elektrickým výstupem, aby bylo možné použít souřadnicového zapisovače. Z požadavku na udržení stavu oleje od okamžiku odběru vzorku do provedení měření je zřejmé, že přípravek musí umožnit rychlou a snadnou výměnu měřené vzorku, protože doba nutná k výměně vzorku v nejvyšší míře ovlivňuje dobu měření.

Vzhledem k tomu, že všechny uvedené požadavky splňuje přípravek, který byl postaven a používán na TU Hannover, byl přípravek navržen podle principálního schéma z literatury [4].

3.2 POPIS PŘÍPRAVKU

Přípravek je v podstatě složen z tlakové nádoby (1), ve které je uzavřena odměrná banka (36) se zhuštěným olejem, a z vnějšího pístku (3), jak je zřejmé z výkresu sestavy 1-NM-03-006/01.

Pro zajištění rychlé výměny odměrné banky se vstřikem oleje je tlaková nádoba uzavřena víkem (2) s bajonetovým uzávěrem, které je utěsněno o-kroužkem (32). Pro snadnější nasazení bajonetového uzávěru a pro vyvození přítlačné síly na těsnění jsou náběhové části bajonetového uzávěru skoseny pod úhlem 10° .

Z důvodů snadnější manipulace s odměrnou bankou při výměně vstřiku je tato banka umístěna v koši (4) pomocí spojitelného držáku, který má dva (5) přípojné bajonetové uzávěry. Pro nastavení osy banky do osy přípravku slouží tři stavěcí šrouby (23) ve středě koše.

Odměrná banka je uzavřena zabroušenou zátkou (7) s otvorem, ve kterém se pohybuje nalapávací píst (8). Radiální otvory v zátku zajišťují vždy stejné nastavení polohy pístu před sečtením každého měření a tím také oddělení vždy stejného objemu oleje v odměrné bankě. Převládající protlak (6) je podobně jako píst také lapávací a teprve jeho nastavením přes radiální otvory je olej v lahvi zcela uzavřen.

Jestliže vytváříme v tlakové nádobě tlak, kapalina se stlačuje a zmenšení objemu kapaliny uvnitř odměrné banky způsobuje posuv pístu. Průměr a celková délka posuvu pístu byly navrženy s ohledem na střední hodnoty modulu objemové pružnosti a rozsah tlaků, pro který má být navrženy přípravek k měření využit. Protože je rozdíl tlaků nad pístem a pod pístem velmi malý /plocha strany je malá vzhledem k ploše pístu/, můžeme předpokládat, že se banka nebude vlivem tohoto rozdílu deformovat, a nebude tak způsobena chyba do výpočtené změny objemu

s posunutí písta. Tímto způsobem bylo převedeno měření měly objemu na měření příměřového posuvu písta. Posunutí písta z počáteční polohy je měřeno pomocí indukčního snímače polohy (35). S ohledem na potřebný rozsah měření je použit snímač IWT 302 - VEB IWT MESSELEKTRONIK DRESDEN /měřicí rozsah $\pm 10 \text{ mm}$, max. lineární úchylna $\pm 1\%$, nejmenší měřitelné posunutí $0,5 \text{ } \mu\text{m}$ /. Posuvně s cívkou snímače polohy je uchycena v držáku (12) a jeho poloha lze po hrubém nastavení do nulové polohy zajistit přítlačným šroubem (33). Přesné nastavení nulové polohy se provádí elektricky. K dotykové tyčince snímače je přikroubována spojka (11), která zajišťuje spojení tyčinky se strunou (17) pomocí stavebního krouhu (24). Podobným způsobem je pomocí úchytky (10) zajištěno spojení struny s pístem.

Struna je vyrobená z tlakové nádoby ve víku vyvrtaným otvorem o průměru $d = 1 \text{ mm}$. Protože tento otvor má velmi malý průměr vzhledem k délce/tj. k tloušťce víka/, je pouze vyvrtán. Protože je možné předpokládat, že tento otvor bude olej částečně uzavřen z nádoby, je ve víku vyvrtán radiálně síťový otvor. Podobný otvor v nádobě je opatřen malíkovou trubicí, na kterou je možné nasadit hadičku a vytěhající olej tak odvádět do odměrné nádoby.

Průměr struny je navržen pouze 1 mm , aby bylo dosaženo min. rozdílů tlaků v tlakové nádobě a uvnitř odměrné baňky, způsobemého rozdílů plochami písta. Vzhledem k tomu, že struna má velmi malý průměr a sčítí namí vedena, mohla vyhoučena namí vyhození pružiny s any vlivem tlakového namáhání/od tlakové síly spojky a dotykové tyčinky snímače/ a v důsledku toho by mohlo dojít k úhyně při měření posuvu písta. Z tohoto důvodu je ve víku zabudovaná pružina (14), která předepíná strunu tak, aby byla namáhána pouze na tah. Pružina je navržena tak, aby

předepínací síla minimální měrou ovlivňovala rozdíl tlaků mezi vnitřkem tlakové nádoby a okolnou baňkou a zároveň aby byl minimální rozdíl mezi předepínací silou v dolní a horní polose pístu/je použita pružina s malou konstantou/.

Teplota uvnitř nádoby je měřena pomocí termočlánku, který je umístěn ve šroubu a šroub v tlakové nádobě tak, aby teplota byla měřena poblíž výstupního otvoru.

Tlak uvnitř nádoby je měřen elektrickým tlakovým snímačem.

Na vypouštění otvor je připojen uzavírací ventil LUN. Přívodní vedení od čerpadla je možné při použití generátoru a ručním pohonem uzavřít nátkou M 16x1,5 ČSN 02 1915. Generátor je možné připojit k tlakové nádobě pomocí obecného vedení MINIMESS /vyráběna v NSR/. Pokud se nebude generátor a ručním pohonem používat, je možné místo něho připojit k tlakové nádobě manometr. Tento manometr by sloužil pouze orientačně při nastavení tlaku. Jeho výhodem totiž je, že ukazuje tlak na stupnici přímo v MPa, zatímco elektrický snímač tlaku udává hodnotu výstupního napětí a skutečný tlak je nutno počítat s použitím konstanty přístroje.

Tlaková nádoba je umístěna uvnitř pláště. Prostorem mezi nádobou a pláštěm má být použit olej se zvláštního druhu nebo s ultratermostátem a tak je zajištěna deaerace a udržení požadované teploty. Připojení vedení od okruhu nebo od ultratermostatu lze provést trubkovými přípojkami přírůbní Je 10 ČSN 13 7050. Na spodní desce pláště jsou vyfrézovány dvě drážky, pomocí kterých lze celý přístavek připevnit na pracovní stůl.

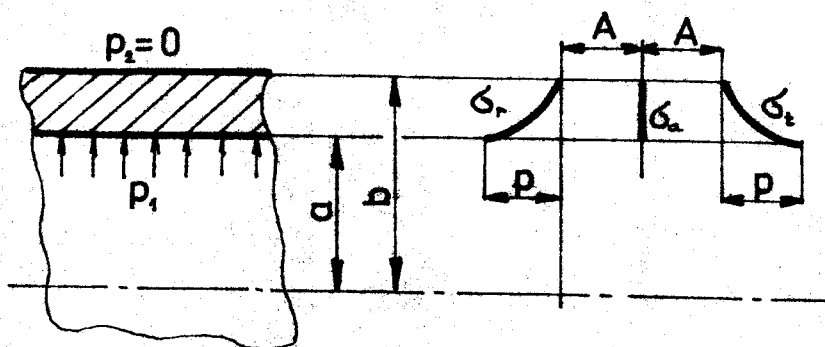
Materiály jednotlivých součástí jsou voleny s ohledem na nároky materiálu šlakových vývojových dílen, kde bude přístavek vyroben.

3.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA

Poněvadž tlaková nádoba bude namáhána značným vnitřním přetlakem, byla na kritických místech zkontrolována pevnostním výpočtem.

a/ Spední část tlakové nádoby:

Vzhledem k tomu, že tloušťka stěny nádoby je relativně velká /vzhledem k průměru nádoby/, je ve výpočtu nádoba počítána jako tlustostěnná. Průběh napjatosti je patrný z obr. č. 8.



$$\begin{aligned} a &= 45 \text{ mm} \\ b &= 70 \text{ mm} \\ p &= 40 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Obr. č. 8

Pro tlustostěnnou nádobu platí tyto vztahy:

$$\sigma_a = A = \frac{p a^2 - p b^2}{a^2 - b^2} = \frac{a^2}{b^2 - a^2} p = p \frac{1}{k^2 - 1} \quad (27)$$

$$\sigma_r \Big|_{r=a} = -p \quad (28)$$

$$\sigma_t \Big|_{r=a} = 2A + p = \frac{2p}{k^2 - 1} + p = p \frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} \quad (29)$$

$$\text{kte } k = \frac{a}{b}$$

Po dosazení byly vypočteny tyto hodnoty:

$$\sigma_r = -40 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a(a) = 28,57 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t(a) = 74,28 \text{ MPa}$$

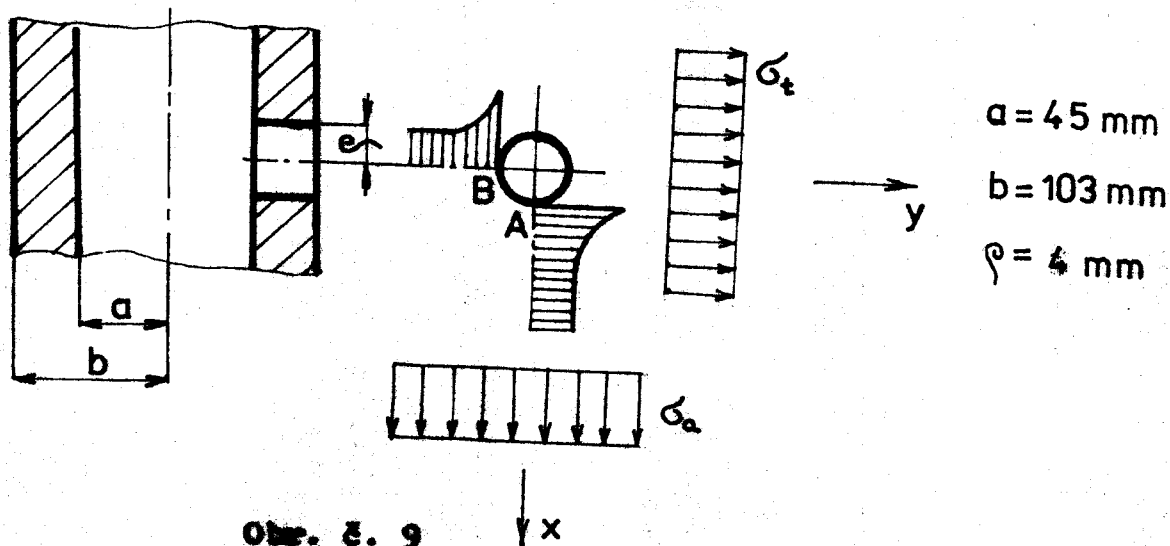
Přetake se jedná o plastický materiál /ocel 12 020/, ekvivalentní napětí se vypočítá podle teorie HMM podle vztahu (30) a po dosazení je $\sigma_{\text{ekv}} = 118,08 \text{ MPa}$. Bezpečnost je vztažena k $\sigma_k = 0,7 \sigma_p = 453 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_a)^2 + (\sigma_a + \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2} \quad (30)$$

Výsledná bezpečnost tedy je: $k = 3,84$

b/ Vnější část tlakové nádoby s otvory:

Napětí jsou opět počítána jako pro tlustostěnnou nádobu. Místní zvýšení napětí vlivem otvorů je počítáno podle Kirschovy teorie vlivu malého otvoru na napjatost.



Obr. č. 9

Podle Kirschovy úlohy platí:

$$\sigma'_{A_t} = 3\sigma_t - \sigma_a \quad (31)$$

$$\sigma'_{B_t} = 3\sigma_a - \sigma_t \quad (32)$$

S použitím vztahů (27), (28) a (29) dále dostaneme:

$$\sigma'_{A_t} = p \cdot \frac{3k^2 + 2}{k^2 - 1} \quad (33)$$

$$\sigma'_{B_t} = p \cdot \frac{2 - k^2}{k^2 - 1} \quad (34)$$

Napětí od přetlaku uvnitř otvoru je:

$$\sigma'_t = p \cdot \frac{R^2 + \frac{\rho^2}{2}}{R^2 - \frac{\rho^2}{2}} = p \quad (\rho \ll R) \quad (35)$$

$$\sigma_r' = -p \quad (36)$$

Nejvíce namáhané je místo A, kde vznikají tato výsledná napětí:

$$\sigma_{tA} = \sigma_{At}' + \sigma_t' = p \cdot \frac{4k^2 + 1}{k^2 - 1} \quad (37)$$

$$\sigma_{aA} = \sigma_a + \sigma_r' = -p \quad (38)$$

$$\sigma_{rA} = -p \quad (39)$$

Pe dosažení dostáváme tyto hodnoty:

$$\sigma_{tA} = 207,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aA} = -40 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{rA} = -40 \text{ MPa}$$

Ekvivalentní napětí podle vztahu (30) pak je

$$\sigma_{ekvA} = 207,8 \text{ MPa}$$

a bezpečnost v místě A tedy je

$$k = 1,07$$

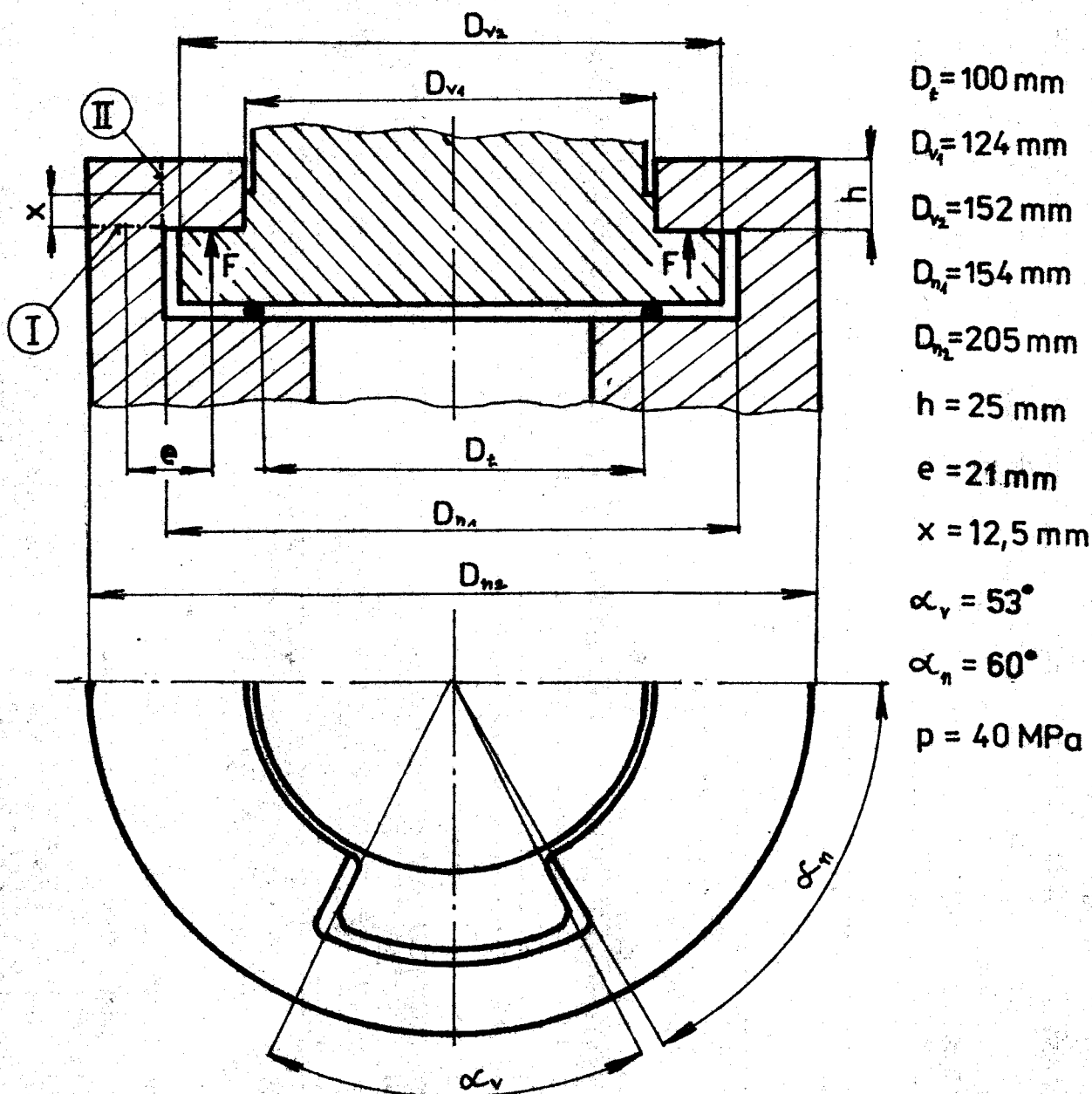
c/ Bajonetový uzavěr tlakové nádoby:

Zaškrtnutí bajonetového uzavěru s označením hlavních rozměrů a kritických průřezů je provedeno na obr. č. 10. Kromě povrchové kontroly označených průřezů I a II byla ještě provedena kontrola středního tlaku mezi osami při maximálním tlaku.

Vzhledem k tomu, že se jedná o tvarově složitou součást, byly při výpočtech provedeny některé zjednodušující předpoklady, které jsou uvedeny vždy u příslušného výpočtu.

α/ kontrola průřezu I

Zjednodušení u tohoto výpočtu spočívá v tom, že předpokládáme tenkostěnnou trubku zatíženou na konci rovnoměrně rozloženým ohybovým momentem a smíšní silou. Pro takovýto případ zatížení platí podle literatury [6] tyto vztahy:



Obr. č. 10

$$\sigma_{a0} = \frac{-12 M_a}{h^3} z \Big|_{z=-\frac{h}{2}} = \frac{6 M_a}{h^2} \quad (40)$$

$$\sigma_{t0} = \frac{-12 M_t}{h^3} z = \mu \cdot \sigma_{a0} \quad (41)$$

$$\sigma_{tm} = \frac{N_t}{h} \quad (42)$$

kde σ_{a0} je ohybové napětí osové, σ_{t0} je ohybové napětí obvodové a σ_{tm} je membránové napětí obvodové. Za M_a a M_t dosadíme hodnoty

vypočtené z následujících vztahů. Způsob zatížení je patrný z obr. č. 11. Z obr. je tedy také zřejmé, že v našem případě je příčná síla $Q = 0$.

$$M_a = e^{\xi} \left[M\sqrt{2} \sin\left(\xi + \frac{\pi}{4}\right) + Qs \sin \xi \right] \quad (43)$$

$$N_t = \frac{2r}{s} e^{\xi} \left[M\sqrt{2} \cos\left(\xi + \frac{\pi}{4}\right) + Qs \cos \xi \right] \quad (44)$$

kde $\xi = \frac{x}{s}$

$$s = 0,78 \sqrt{r h}$$

Po dosazení hodnot podle obr. č. 10 dostaneme tyto výsledky:

$$\sigma_{a_0} = 36,98 \text{ MPa}$$

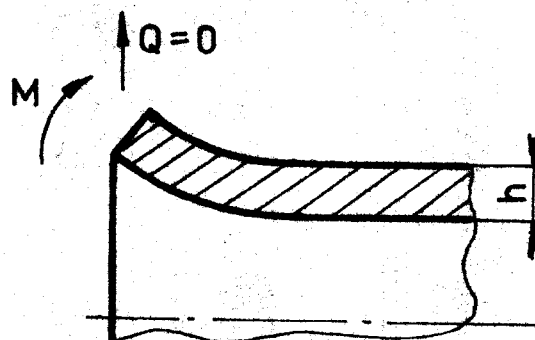
$$\sigma_{t_0} = 23,03 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t_m} = 0,023 \text{ MPa}$$

Kromě těchto napětí vlivem axiální síly vzniká ještě axiální napětí σ_a , které vypočítáme jako:

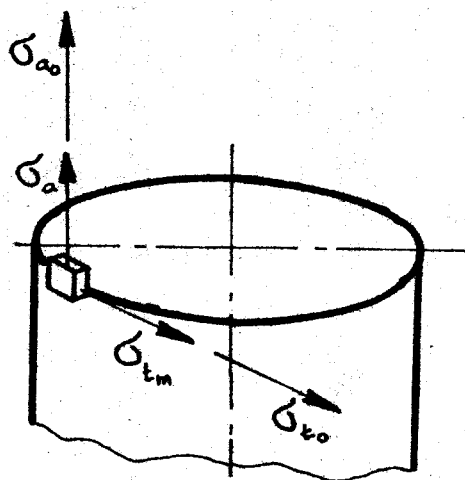
$$\sigma_a = \frac{F}{S} = \frac{2F}{\pi h (D_{n_1} + D_{n_2})} \quad (45)$$

a jehož hodnota je $\sigma_a = 22,3 \text{ MPa}$



Obr. č. 11

Všechna působící napětí jsou složena podle obr. č. 12 a po určení napětí v hlavních osách bylo určeno výsledné napětí podle teorie HMM pomocí vztahů (46).



Obr. č. 12

$$\sigma_1 = \sigma_{a0} + \sigma_a$$

$$\sigma_2 = \sigma_{t0} + \sigma_{tm}$$

$$\sigma_3 = 0$$

$$\sigma_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (46)$$

Po dosazení je výsledné ekvivalentní napětí:

$$\sigma_{ekv} = 107,88 \text{ MPa}$$

a bezpečnost

$$k = 4,8$$

β/ kontrola průřezu II

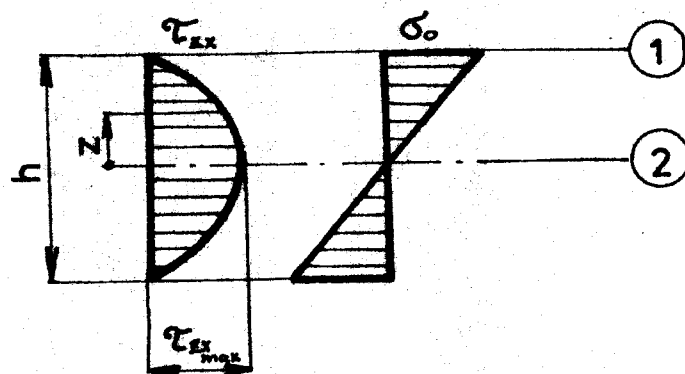
U tohoto průřezu byl proveden ten zjednodušující předpoklad, že jednotlivé osy jsou přímé vektové nosníky, a spjaté zatížení bylo nahrazeno osadilou silou /která vyvolá stejný ohybový moment/. V průřezu II tedy vzniká ohybové a ohybové napětí. Při výpočtu ohybového napětí je možné postupovat dvěma způsoby:

- 1/ ohybové napětí vzniká od posouvající síly v ohybovém nosníku

V tomto případě bude průběh napětí odpovídat obr. č. 13 a jednotlivé napětí vypočítáme podle vztahů:

$$\tau_{zx} = \frac{3}{2} \cdot \frac{T}{bh} \left(1 - \frac{4z^2}{h^2} \right) \quad (47)$$

$$\tau_{zx} = \tau_{zx} \Big|_{z=0} = \frac{3}{2} \cdot \frac{T}{bh} \quad (48)$$



Obr. č. 13

$$\tau_{zx_{\max \text{ skuteč.}}} = \tau_{zx_{\max}} \cdot \xi \quad (49)$$

kde činitel ξ odpovídá řešení pro široké nosníky, u nichž $h < b$ /tlačné napětí není po šířce rovnoměrně rozloženo/.

Podle [6] je pro poměr $h/b = 0,25$ hodnota $\xi = 2$.

Ohybové napětí je počítáno podle

$$\sigma_{\max} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{6 M_o}{b h^2} \quad (50)$$

kde: $T = F = 314\,667 \text{ N}$

$h = 25 \text{ mm}$

$b = 250 \text{ mm}$ /šířky všech tří osůb/

$M_o = F \cdot e = 3\,147 \text{ Nm}$

Výsledná napětí tedy jsou:

$$\tau_{zx_{\max \text{ skut.}}} = 150,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max} = 120,4 \text{ MPa}$$

Ekvivalentní napětí podle vztahu (51) pro vlákna 1 a 2 jsou:

$$\sigma_{\text{ekv}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (51)$$

$$\sigma_{\text{ekv}_{1a}} = \sigma_{\max} = 120,4 \text{ MPa}$$

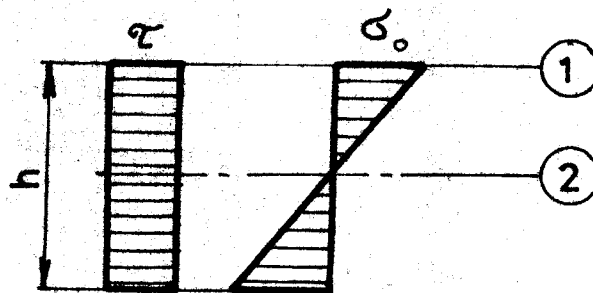
$$\sigma_{\text{ekv}_{2a}} = \sqrt{3} \tau_{\text{ekv}} = 260,5 \text{ MPa}$$

2/ smykové napětí je rovnoměrně rozloženo po celém průřezu

v tomto případě bude průběh napětí odpovídat obr. č. 14.

Ohybové napětí bude stejné jako v případě 1/ a smykové napětí

vypočítáme podle vztahu (52).



Obr. č. 14

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F}{h \cdot b} \quad (52)$$

Po dosazení konkrétních hodnot jsou podle vztahu (51) ekvivalentní napětí takto velká:

$$\sigma_{ekv 1b} = 142,85 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ekv 2b} = 85,71 \text{ MPa}$$

Z porovnání ekvivalentních napětí v postupech 1/ a 2/ je zřejmé, že největší napětí je $\sigma_{ekv 2a}$. Při tomto napětí je bezpečnost $k = 1,74$.

3/ Kontrola svislého tlaku

Při výpočtu bylo předpokládáno, že obě plochy jsou rovnoběžné a rovnoběžně nastaveny i po zatížení. Při výpočtu tedy byl použit vztah:

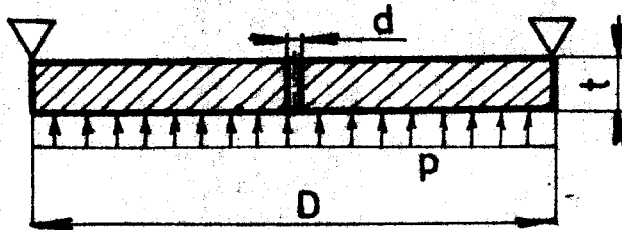
$$p = \frac{F}{S_s} \quad (53)$$

podle kterého vyšla hodnota tlaku $p = 835,35 \text{ MPa}$. Tento tlak je menší, než je přípustná hodnota dovoleného tlaku na bocích drázkovaných hřídelů/při náboji pevném na hřídeli a příznivých pracovních podmínkách/, a proto vyhovuje.

4/ Vliv tlakové nádoty:

Výpočet byl proveden zjednodušeně jako pro tenkou desku velmi podpřetenu a zatíženou po celé ploše tlakem /obr. č. 15 / podle vztahu (54) /lit. [6]/. Vliv otvora jako vrtanu je zahrnut

pomocí koeficientu α ze vztahu (55). Pro případ podle obr. 15 je podle lit. [7] velikost $\alpha = 2,68$.



Obr. 15

$$d = 1 \text{ mm}$$

$$D = 100 \text{ mm}$$

$$t = 30 \text{ mm}$$

$$p = 40 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{5}{4} p \left(\frac{r}{t} \right)^2 \quad (54)$$

$$\sigma_{\max \text{ skut}} = \sigma_{\max} \cdot \alpha \quad (55)$$

Po dosazení konkrétních hodnot vycházejí tyto výsledky:

$$\sigma_{\max} = 138,85 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max \text{ skut}} = 372,22 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v místě otvoru tedy je: $k = 1,22$

a/ Návrh pružiny:

Aby byla dosažena náležitá konstanta pružiny, byly její parametry navrženy takto:

$$B_g = 18 \text{ mm}$$

$$y_1 = 120 \text{ mm}$$

$$d = 0,71 \text{ mm}$$

$$F_1 = 3 \text{ N}$$

$$n = 18 \text{ závitů}$$

$$y_g = 147 \text{ mm}$$

Napětí a tlačná síla se vypočítají podle vztahů:

$$\tau = \frac{8 \varphi F D}{\pi d^3} \quad (56)$$

$$F = \frac{y d^4 G}{8 n D^3} \quad (57)$$

a po dosazení naší hodnoty: $\tau_{\max} = 403 \text{ MPa}$

$$F_g = F_{\max} = 3,69 \text{ N}$$

Pro drát $\varnothing 0,71$ čísl. 42 6450.40 je $\tau_D = 0,28$ $\sigma_{p_t} = 360 \text{ MPa}$.

Bezpečnost při max. zatížení tedy je $k = 1,39$.

4. METODIKA MĚŘENÍ

4.1 PŘÍPRAVA K MĚŘENÍ

Při jakémkoliv měření na navrženém přípravku je třeba odebrat do odměrné banky vzorek pracovní kapaliny. Odběr vzorku se provádí podle tohoto postupu:

POSTUP PŘI ODBĚRU VZORKU PRACOVNÍ KAPALINY

- 1/ banka se zasazenou sítíou ponáhne do nádrie a pracovní kapalinou a tímto způsobem ji naplníme
- 2/ převlečný prstenec posuneme nad radiální otvory
- 3/ do sítě zasuneme píst /po spodní okraj radiálních otvorů/, přitom přebytkné množství kapaliny těmito otvory vyteče
- 4/ prstenec převlečeme přes radiální otvory a tím dojde k uzavření vlny stejného objemu kapaliny v banku

Do odměrné banky bude následovat buď ihned nebo po přestávce /vymačání doby nutnou k proměření většího počtu vzorků/ vložení odměrné banky do přípravku. Vložení se provádí podle následujícího postupu. Pro lepší srozumitelnost je přípravek a označení hlavních částí schematicky znázorněn na obr. č. 16 .

POSTUP PŘI VLOŽENÍ ODMĚRNÉ BANKY DO PŘÍPRAVKU

- 1/ po otočení vlny otevřeme bajonetový uzávěr, vlnu sejmeme a následně ji vložíme do držáku
- 2/ sejmeme čep z kólu /bajonetový uzávěr / a do kólu zasuneme společně odměrnou banku
- 3/ banka pokrčíme otvory v kólu a kólu uzavřeme nasazením čepu
- 4/ horní část kólu struny stlačíme proti pružině tak, aby se struna vsunula do otvoru v držáku, a z boku utáhneme stavěcí šroub v držáku - tímto způsobem se spojí jádro indukčního snímače poleky a pístec pomocí struny
- 5/ vlnu a banku v kólu umístíme do tlakové nádoby a uzavřeme bajonetový uzávěr po otočení vpravo až po zarábku



Po vložení odměrné baňky je přípravek připraven k měření.
Vytvození tlaku uvnitř přípravku je možné provést dvěma způsoby:

- a/ škrcením - generátor dodává do přípravku neustále kapalinu a tlak uvnitř tlakové nádoby je řízen škrcením ventilem LIN /na obr. 16 je označen jako V /
- při tomto způsobu řízení tlaku je možné připojit orientační manometr pomocí vedení MINIMESS /pokud není manometr připojen, není třeba koncovku vedení uzavírat, protože se po odpojení vedení uzavírá automaticky /

b/ přiložením ručního generátoru

- generátor s ručním pohonem je připojen oběma vedeními MINIMESS /a proto může již připojit manometr/
- před tlakováním je třeba uzavřít ventil LIN a zároveň uzavřít vstupní kroužení pro generátor a motorickým pohonem

Po provedení příslušných úprav podle použitého způsobu vytvození tlaku je přípravek připraven k vlastnímu měření.

4.2 MĚŘENÍ MĚŘENÍ

4.2.1 Závislost K na teplotě

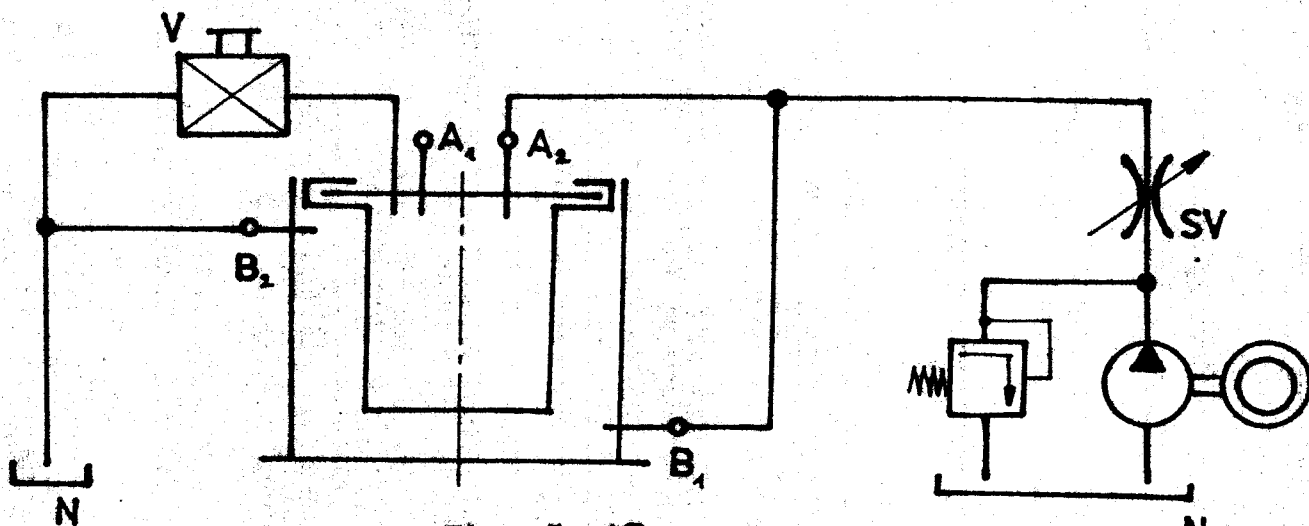
Při tomto měření se určuje závislost $V = f(p)$ při různých teplotách a z naměřených hodnot lze určit průběh $K = K(t)$. Při měření je rozhodující teplota uvnitř odměrné banky, ale tato teplotu nelze na navrženém přípravku měřit přímo /splnění tohoto požadavku by celý přípravek zkomplikovalo a snížilo by rychlost měření/. Je možné měřit teplotu uvnitř tlakové nádoby a po dosažení požadované teploty zde je třeba počkat na vyrovnaní teplot mezi kapalinou v tlakové nádobě a v odměrné bankě. Během výměry na teplotě je závislá na požadované přesnosti měření a po sestrojení přípravku ji bude možné pro různé přesnosti experimentálně snížit.

Změna teploty kapaliny je možné dosáhnout dvěma způsoby:

- 1/ použitím škrticího ventilu
- 2/ použitím ultratermostatu

a) 1/ Jeden z možných způsobů použití škrticího ventilu

k ohřevu kapaliny je uveden na obr. č. 17. Při ohřívání je ventil V zcela otevřen a kapalina protéká od generátoru škrticím ventilem SV /kde se v důsledku škrcení ohřívá/ a dále tlakovou nádobou i pláštěm zpět do sběrné nádoby.



Obr. č. 17

Po dosažení požadované teploty je nutno pomocný obvod odpojit a na vstup A_2 připojit generátor /na vstupu A_1 je připojen manometr nebo je samostatně uzavřen/ nebo vstup A_2 uzavřít /na vstupu A_1 je v tomto případě připojen generátor a ručním pohonem/.

až 2/ Při použití ultratermostatu /možno použít např. výrobek VEB MIF Präzisions-Werk Niedingen, typ U 10/ je výhodné jako teplosměnné médium použít skvrnanou kapalinu, protože pak je možné počínat jako při použití škrtícího ventilu nechat protékat ohřívanou kapalinu tlak. nádobou i pláštěm, čímž se celý oběh urychlí. Průtok kapaliny je dosažen čerpadlem vestavěným do ultratermostatu /u uvedeného typu má čerpadlo výkon 7 l/min /.

Obě metody ohřevu je možné použít i při takové verzi měření, kdy uvnitř tlakové nádoby je stále udržován určitý tlak. V tomto případě je třeba zapojení pouze upravit tak, aby ohřívání kapalina protékala pouze pláštěm /pomocný obvod nebo ultratermostat jsou připojeny pouze na přípojky B_1 a B_2 na plášti.

Při všech uvedených případech je také nutné, aby generátor sloužící k dosažení tlaku pracoval také s kapalinou o požadované teplotě, a tedy aby při své činnosti neovlivňoval teplotu uvnitř tlakové nádoby /to se týká i generátoru s ručním pohonem a měření při stálém udržování tlaku při zvyšování teploty, protože v důsledku dnění kapaliny vlnami bude nutno kapalinu neustále doplňovat/.

4.2.2 Zvýšení K na oběhu vzduchu

Při tomto měření je třeba ponechat vzorek kapaliny v otevřené odměrné nádobě /taková nádoba, jejíž obsah vlnkami kapaliny /třese B/ máli čas kapalinu opustit. Dosažení určitého podílu tlaku P v kapalině se provede vpravením známého množství vzduchu

pomocí injekční stříkačky do kapaliny těsně před uzavřením odměrné baňky.

Provedení série měření s různými obsahy fáze F je pak možno získat závislost $K = K(\bar{V}_n)$. Při sylvování obsahu fáze F je třeba postupovat opatrně, protože při růstu $\bar{V}_n$ modul pružnosti kapaliny klesá, a tedy dráha posunu pístu se bude prodlužovat. V případě, že by se píst posunul až na osazení a tlak by se dále zvyšoval, mohlo by dojít k rozdučení baňky.

4.2.3 Závislost K kapaliny v pracovním obvodu na čase od spuštění stroje

Jak již bylo uvedeno v úvodu, modul objemové pružnosti kapaliny ovlivňuje více faktorů. Při provozu se u pracovní kapaliny většinou mění všechny tyto faktory. Nejvýraznější je jejich změna v poměrně krátkých časových intervalech po spuštění stroje, po době asi 20-30 minut dochází k ustálení. Určování změny K v těchto počátečních minutách od spuštění K na teplotě, na množství nerozpuštěného vzduchu a z dalších faktorů by bylo obtížné a stejně i nepřesné. Určení změny K lze provést i přímo měření, i když tato měření bude na rozdíl od předcházejících náročnější na organizaci i na materiál. Především bude zapotřebí použít většího množství odměrných baňek. Počet odměrných baňek bude záviset na těchto okolnostech:

- a/ pořadovému intervalu mezi jednotlivými měřeními
- b/ délkou doby, kterou bude trvat měření jednoho vzorku
- c/ počtu měřících přípravků, které budou k dispozici

Přitom je také třeba zdůraznit, že každá baňka musí mít na svoje brádo zahrouženu síťku s pístem a převlečným kroužkem.

Organizačně je třeba zajistit, aby mezi odebráním vzorku a měřením uplynula co nejkratší doba /jinak se bude měnit teplota, i když ponecháme vzorek v lázni, ze které jsme ho odebrali,

protože se bude měnit teplota celého obvodu, a tedy i lázně/.

Začína K závislosti na čase je zajímavá z toho důvodu, že K ovlivňuje podstatně vlastnosti hydraulických mechanismů a tedy u výrobních strojů i jejich přesnost. Po zjištění závislosti K na čase můžeme určit dobu, po kterou musí stroj před zahájením práce být naprázdno, aby pak pracoval zcela přesně, tzn. aby se již hodnota K při stálém pracovním režimu dále neměnila.

4.3 MOŽNÉ FORMY ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ

Navržený přípravek v podstatě slouží ke zjišťování změny objemu určitého množství kapaliny v závislosti na tlaku. Modul objemové pružnosti kapaliny se určí zpracováním naměřených hodnot. Formy získaných měřených hodnot i metody jejich zpracování se mohou podstatně lišit podle účelů měření a použitých vyhodnocovacích zařízení. V úvodu přicházejí následující čtyři metody /s možnými omezeními/:

- 1/ Odpovídající si hodnoty tlaku a změny objemu zaznamenávajíme ručně /se zvoleným intervalem tlaku mezi jednotlivými měřeními/. Velikost objemového modulu pružnosti pak vypočítáme podle některého ze vztahů (10), (11), (13) nebo (14).
- 2/ S využitím elektrického snímače tlaku a posuvu pístu použijeme souřadnicový zapisovač pro získání grafického průběhu závislosti $V = f(p)$. Tento grafický záznam slouží k představení o chování kapaliny pod vlivem tlaku nebo k přibližnému grafickému určení objemového modulu pružnosti kapaliny.
- 3/ Ručně zaznamenané hodnoty /tj. hodnoty z 1. metody/ se zpracují na počítači. Ze souboru hodnot je totiž možné vypočítat regresní funkci /s její přesností je možné se přesvědčit porovnáním s grafickým záznamem se souřadnicového zapisovače/. Derivací regresní funkce pak získáme pro tangenový modul v kterémkoliv místě křivky v závislosti na tlaku.
- 4/ S použitím analogo-numerického převodníku je možné elektricky měřené hodnoty tlaku a změny objemu přímě zaznamenávat v paměti počítače a dále zpracovat jako v 3/. Výhodou tohoto způsobu je, že při něm odpadá zdlouhavé a pracné ruční zaznamenávání hodnot a jejich děrování.

5. ZÁVĚR

Úkolem práce bylo navrhnout přípravek pro měření objemového modulu pružnosti tak, aby umožňoval rychlé a přesné měření. Ohledem těchto požadavků vyhovuje použitý princip měření, při kterém je odměrná banka uzavřena uvnitř tlakové nádoby. Při tomto způsobu nemusí totiž tlaková nádoba být ani dokonale tuhá, ani zcela hermeticky uzavřena, protože ani její deformace, ani únik tlakové kapaliny z nádoby neovlivní výsledky měření. Tyto okolnosti dovoľují použít k uzavření tlakové nádoby víko s bajonetovým uzávěrem, které podstatně zjednodušuje a to znamená i urychluje uzavírání a otevírání nádoby. Další výhodou použitého principu měření je také to, že odměrná banka není namáhána přetlakem. Jako tato banka je tedy pak možné použít běžně vyráběné skleněné lahve se zabroušeným hrdlem a navíc skleněná nádoba umožňuje kontrolovat, zda se do vzorku během odběru nedostaly nežádoucí příměsi /zejména vzduchové bublinky/.

Stanovení jednotlivých veličin /tlak, teplota, posunutí pístu odpovídající změně objemu/ je provedeno elektrickými snímači, což umožňuje různé formy zpracování výsledků měření /přímé čtení a následující výpočet, grafický záznam, přímé zpracování na počítači/, jak je podrobněji uvedeno v kapitole 4.3.

Při měření závislosti K na tlaku nerozpuštěného vzduchu /táze P₂ je rozsah měření omezen malým posunutím pístu. Rozsah měření je však možné rozšířit, jestliže se místo odměrné banky o objemu $0,2 \text{ dm}^3$ použije odměrná banka o objemu $0,1 \text{ dm}^3$ /při stejném posuvu pístu mále mít kapalina v důsledku nerozpuštěného vzduchu dvojnásobný objemový modul pružnosti/. Známe odměrných bank lze převést již po malé úpravě /jiné stavěcí šrouby v boji, delší struna k přenesení posunu pístu z tlakové nádoby k indukčnímu snímači posuvu/.

Konstrukce přípravku je prováděna tak, aby případné obtíže, které se mohou vyskytnout při provozu, se daly snadno odstranit. Za tím účelem jsou některé části přestavitelné /například různou výšku odměrných lamel lze kompenzovat změnou polohy indukčního snímače posuvu v držáku/, jiné součásti jsou snadno vyměnitelné.

Objemový modul pružnosti není jediným činitelem, který je charakteristický pro vlastnosti kapalin a změny těchto vlastností při působení tlaku. Problematiku chování kapalin za vlivu tlaku je třeba sledovat komplexně z různých hledisek. Přesto však objemový modul pružnosti je jedním z nejdůležitějších parametrů kapalin, protože na jeho velikosti je závislá vlastní frekvence a součinitel tlumění celého hydraulického obvodu a v neposlední řadě také přenos práce celého stroje, který tento hydraulický obvod vykonává. A právě k snadnějšímu měření tohoto modulu pružnosti má sloužit navržený přípravek.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Čertá, J.: **Hydraulické mechanismy v oboru výrobních strojů.**
Liberec, VŠMT 1971
- [2] Čechlov, A.V., Pechov, V.B.: **Elektrohidravličeskije sledjaščije sistemy.**
Moskva, Mashinostrojenie 1971
- [3] Prokeš, J.: **Obecná teorie mechanismů, 1. díl.**
Praha, ÚPV 1971
- [4] Faldmann, R.G.: **Berechnung und Messung der Kompressibilität von Hydraulikflüssigkeiten.** "In": **Konferenze o tekutinných mechanismech, Praha 1971**
- [5] Tuma, M.: **Experimentální vyšetření odporu proti deformaci, resp. ekvivalentního objemového modulu pružnosti hydraulického vedení, zejména hadicového. /Díplomová práce./**
Liberec 1978 - VŠMT. Fakulta strojní.
- [6] Něchř, G.: **Pružnost a pevnost ve strojínictví.**
Praha, SNTL 1971
- [7] Peterson, R.: **Koefficienty koncentracie napětí.**
Moskva, Mashinostrojenie 1977
- [8] Černoch, S.: **Strojářská technická příručka, 13. vyd.**
Praha, SNTL 1977
- [9] Hudecovský, F.: **Objemová pružnost kapalin.**
Hydraulika, 3, 1976, č. 3
- [10] Kropáček, J.: **Problématica tlaku v hydraulických systémech.**
Strojírenská výroba, 27, 1979, č. 7

Číslo kusů	Název- Rozměr	Polotovary	M. kon.	M. vých.	Tržda odp.	Č. hmoty	Hr. hmoty	Č. výkresu	Pos.
1	KÁDOBA Ø210-270	ČSN 42 5510,10	12 020,1		002		73,4	1-KOM-OS- -008/01-01	1
1	VÍKO Ø160-90	ČSN 42 5510,10	12 020,1		002		14,2	2-KOM-OS- -008/01-02	2
1	PLAŠT	SVAŘENEC	11 3430		001		11,3	2-KOM-OS- -008/01-03	3
1	KOLÍK	SVAŘENEC	11 3430		001		1,9	3-KOM-OS- -008/01-04	4
1	DNO Ø90-18	ČSN 42 5510,10	11 3730		001		0,9	4-KOM-OS- -008/01-05	5
1	PRSTENEC Ø58-12	ČSN 42 5510,10	11 500,0		001		0,25	4-KOM-OS- -008/01-06	6
1	ZÁTKA Ø48-58	ČSN 42 5510,10	11 500,0		001		0,03	4-KOM-OS- -008/01-07	7
1	PÍST Ø22-25	ČSN 42 5510,10	11 500,0		001		0,17	4-KOM-OS- -008/01-08	8
1	PŘÍRUBA 280x6-270	ČSN 42 5524,10	11 500,0		001		3,54	3-KOM-OS- -008/01-09	9
1	ÚCHYTKA Ø14-28	ČSN 42 5510,10	11 500,0		001		0,03	4-KOM-OS- -008/01-10	10
1	OPLOJKA Ø20-25	ČSN 42 5510,10	11 500,0		001		0,07	4-KOM-OS- -008/01-11	11
1	DRŽÁK Ø70-100	ČSN 42 5510,10	11 3730		001		3,02	3-KOM-OS- -008/01-12	12
1	VEDENÍ Ø45-50	ČSN 42 5510,10	11 3730		001		0,63	4-KOM-OS- -008/01-13	13
1	PRŮŽINA Ø6,71-1130	ČSN 42 6710,31			002		0,003	4-KOM-OS- -008/01-14	14
2	PÍK Ø10-162	ČSN 42 6510,10	11 500,0		001		0,15	4-KOM-OS- -008/01-15	15
1	TRUBKA Ø8x1,5-40	ČSN 42 6710,31	11 3530		001		0,01	5-KOM-OS- -008/01-16	16
1	TRUBA Ø1-140	ČSN 42 6410,21	11 300,0		001		0,001	5-KOM-OS- -008/01-17	17
1	TRÁŽKA Ø2-55	ČSN 42 6410,31	11 3430		001		0,001	5-KOM-OS- -008/01-20	20
3	MÝT Ø4x6	ČSN 02 230,21				0,0007	0,001	5-KOM-OS- -008/01-21	21
3	KOLÍK Ø3x8	ČSN 02 2150,2				0,0004			22
3	ŠROUB M4x10	ČSN 02 1185,20				0,0007			23
2	ŠROUB M3x5	ČSN 02 1185,20				0,0002			24
4	ŠROUB M4x10	ČSN 02 1101,12				0,001			25
4	PODLOŽKA 4,3	ČSN 02 1702,1				0,0003			26
6	ŠROUB M4x10	ČSN 02 1151,10				0,0009			27

Hililky

1:1

VŠST
LIBEREC

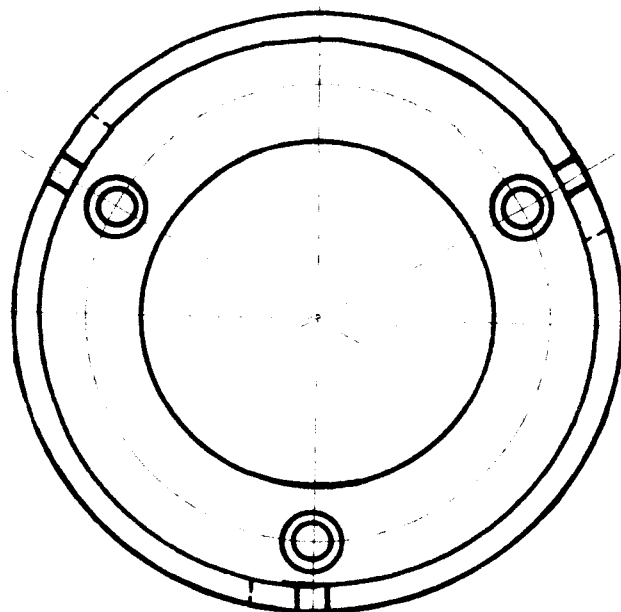
PŘÍPRAVEK

1-KOM-OS-008/01

6,3 / 1,6

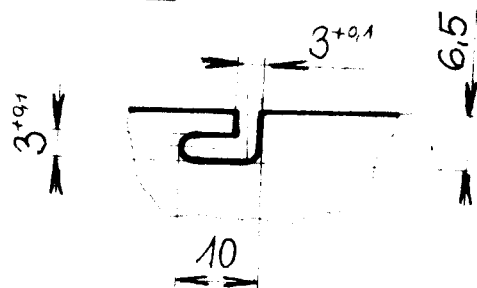
3

φ60



P

POHLED P



11 343.0

001

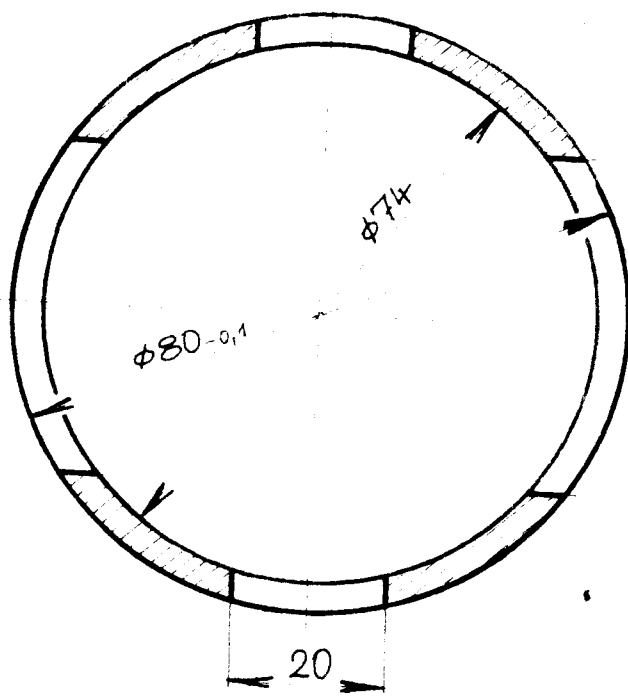
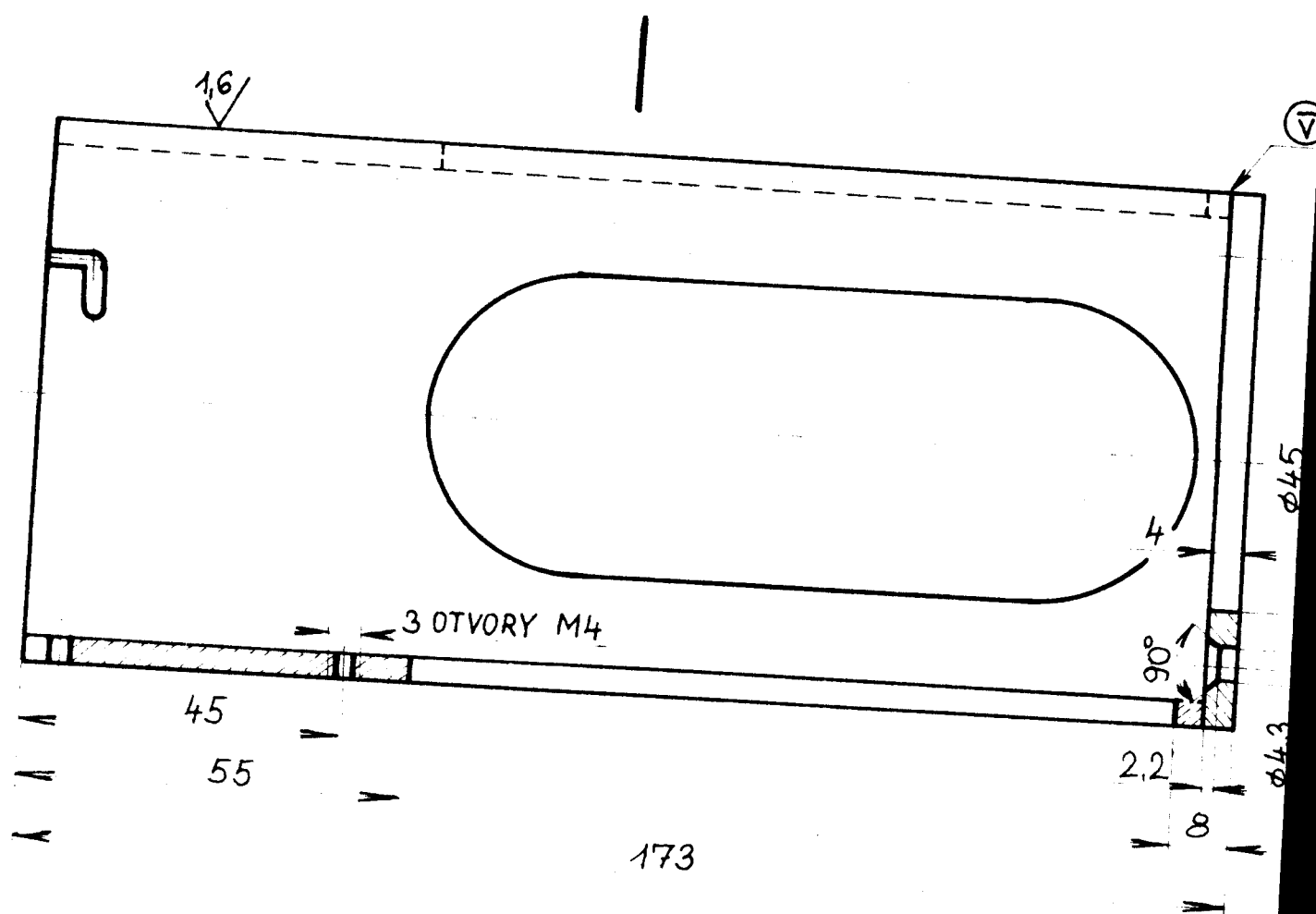
1,9 1-KOM-OS-008/01 4

Handwritten signature

1:1

KOŠ

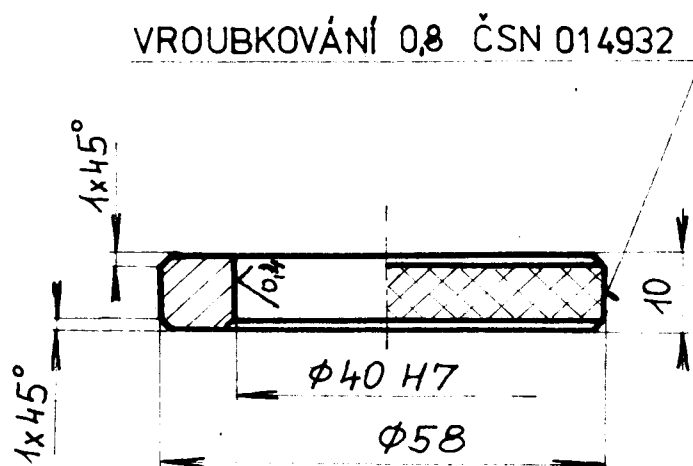
3-KOM-OS-008/01-04



4-KOM-OS-008/01-05

6,3

0,4



— Ø 58 - 12 ČSN 42 5510.1 11 500.0 — 001 0,248 4-KOM-OS-008/01 6

Milický

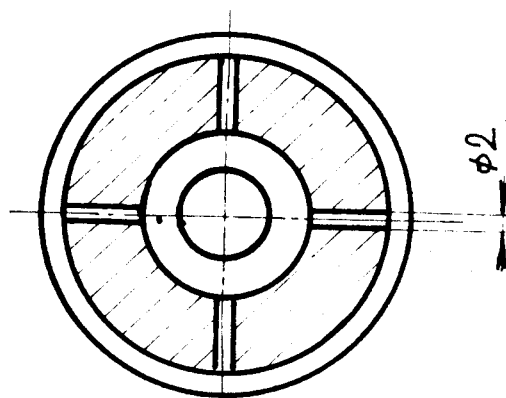
1:1

VŠST
LIBEREC

PRSTENEC

4-KOM-OS-008/01-06

6,3 / 0,8 / 0,4



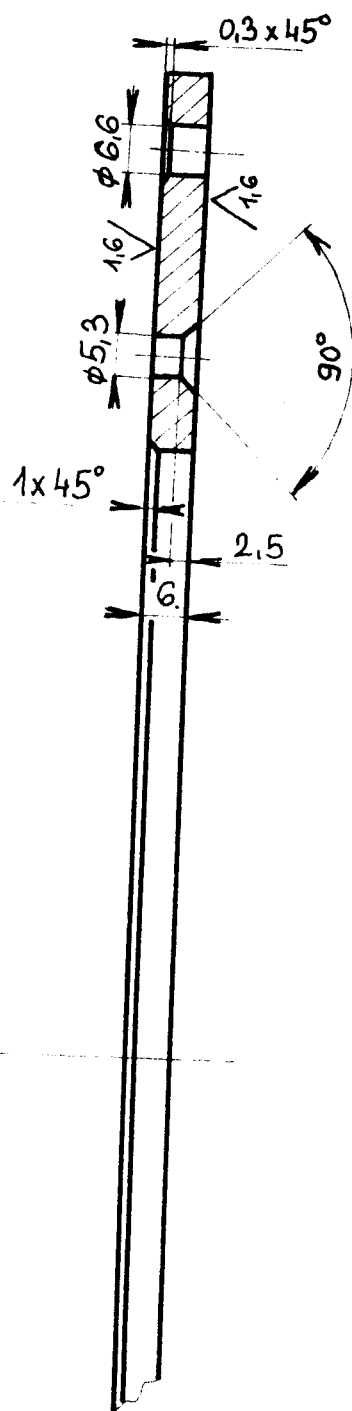
- $\phi 48-55$ ČSN 425510.1 1150Q.0 ——— 001 0,833 1-KOM-OS-008/01 7

Hilittly-

1:1

ZÁTKA

4-KOM-OS-008/01-07



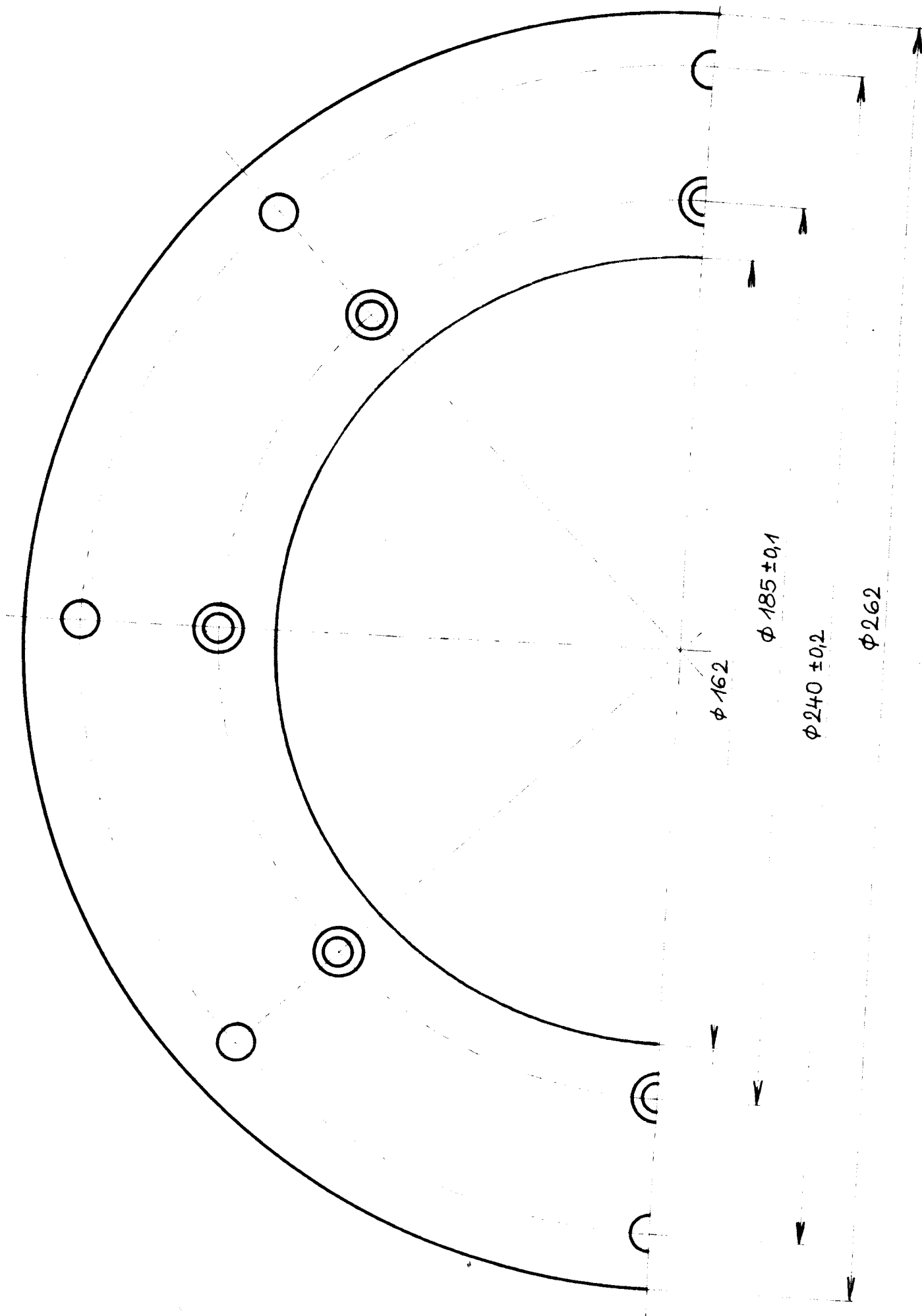
- 280x6 - 270 ČSN 42 55241 11 500.0 ——— 001 3,54 4-KOM-OS-008/01 9

milky

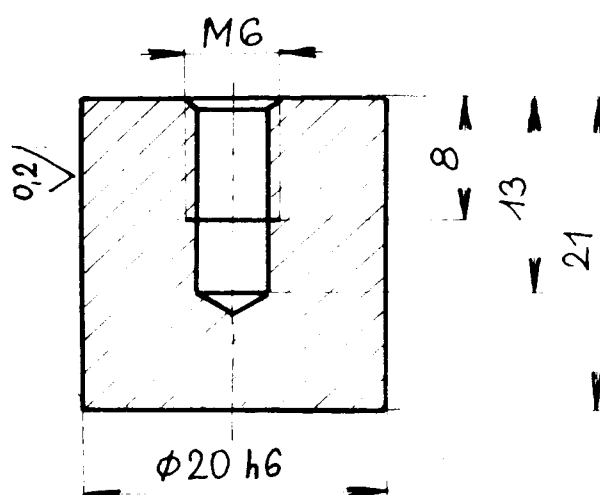
1:1

PŘÍRUBA

3-KOM-OS-008/01-09



1,6 / 0,2 /



- φ 22 - 25 ČSN 425510.10 11 500.0 001 0,07 4-KOM-OS-008/01 8

Milidly

2:1

PÍST

4-KOM-OS-008/01-08

[illegible]

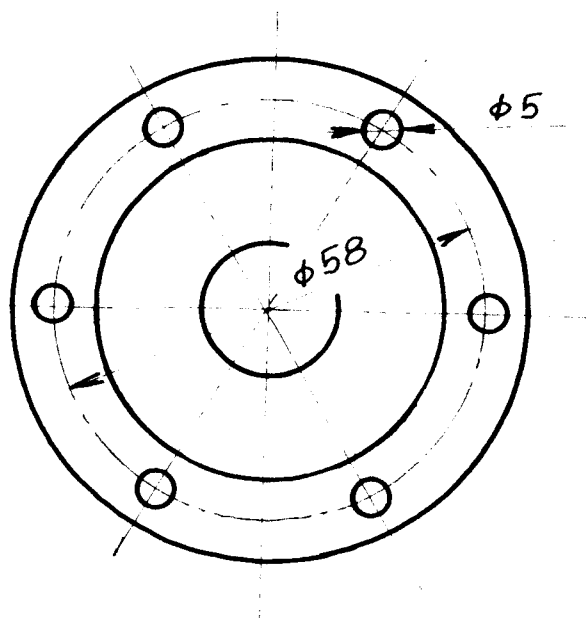
0,03 4KOM-DS-008/04 10

2:1

4-KOM-OS-008/01-10

4-KOM-OS-008/01-11

6,3 / 1,6



$\phi 70 - 112$

ČSN 42 5510 11 500.1

001

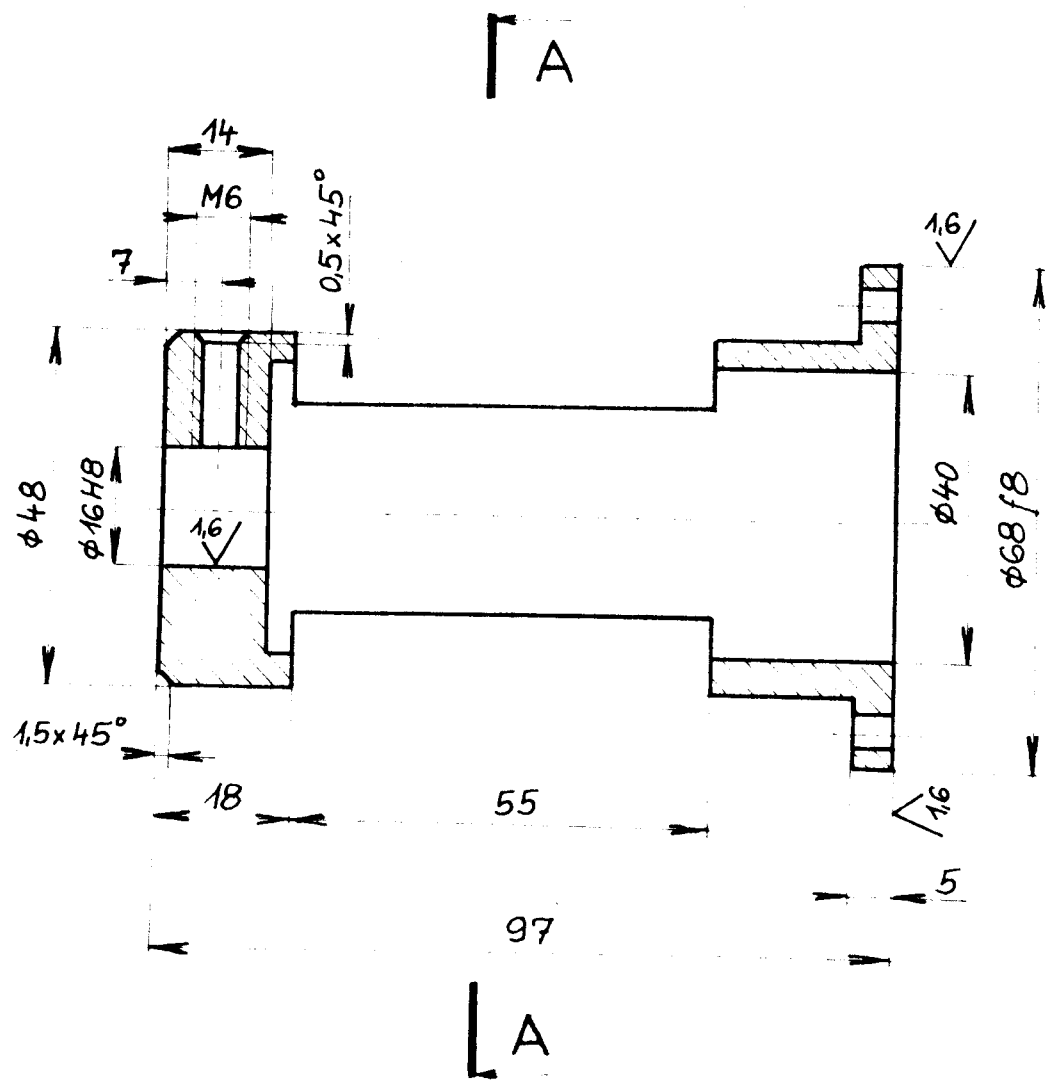
3,02 1-KOM-OS-008/01 12

Milky

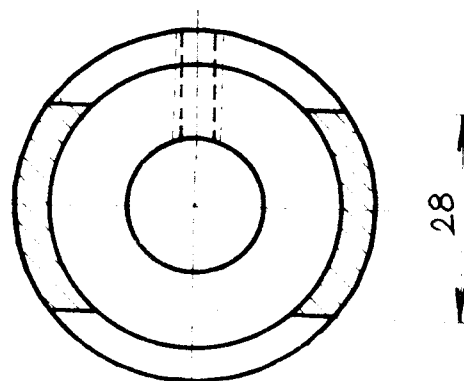
1:1

DRŽÁK

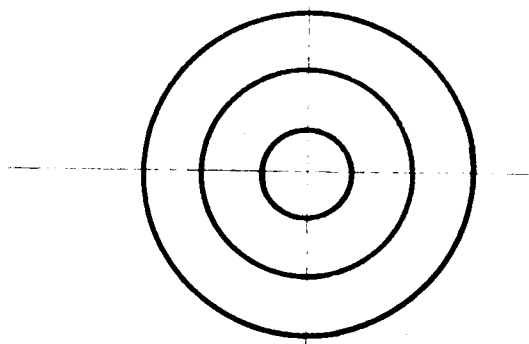
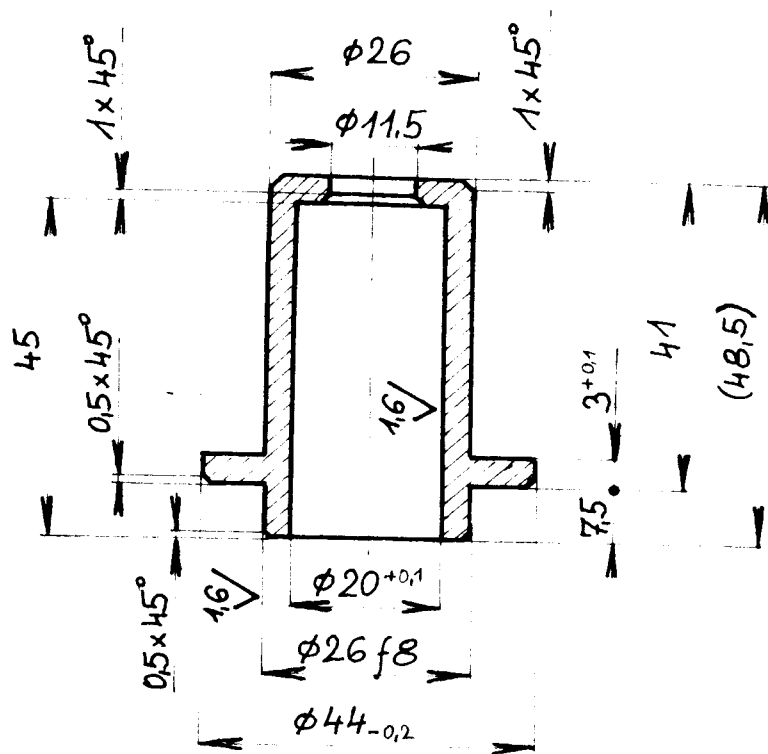
3-KOM-OS-008/01-12



ŘEZ A-A



3,2 / 1,6



φ 45 - 50

ČSN 42 5510.0 11 500.1

001

0,63 1-KOM-OS-008/01 13

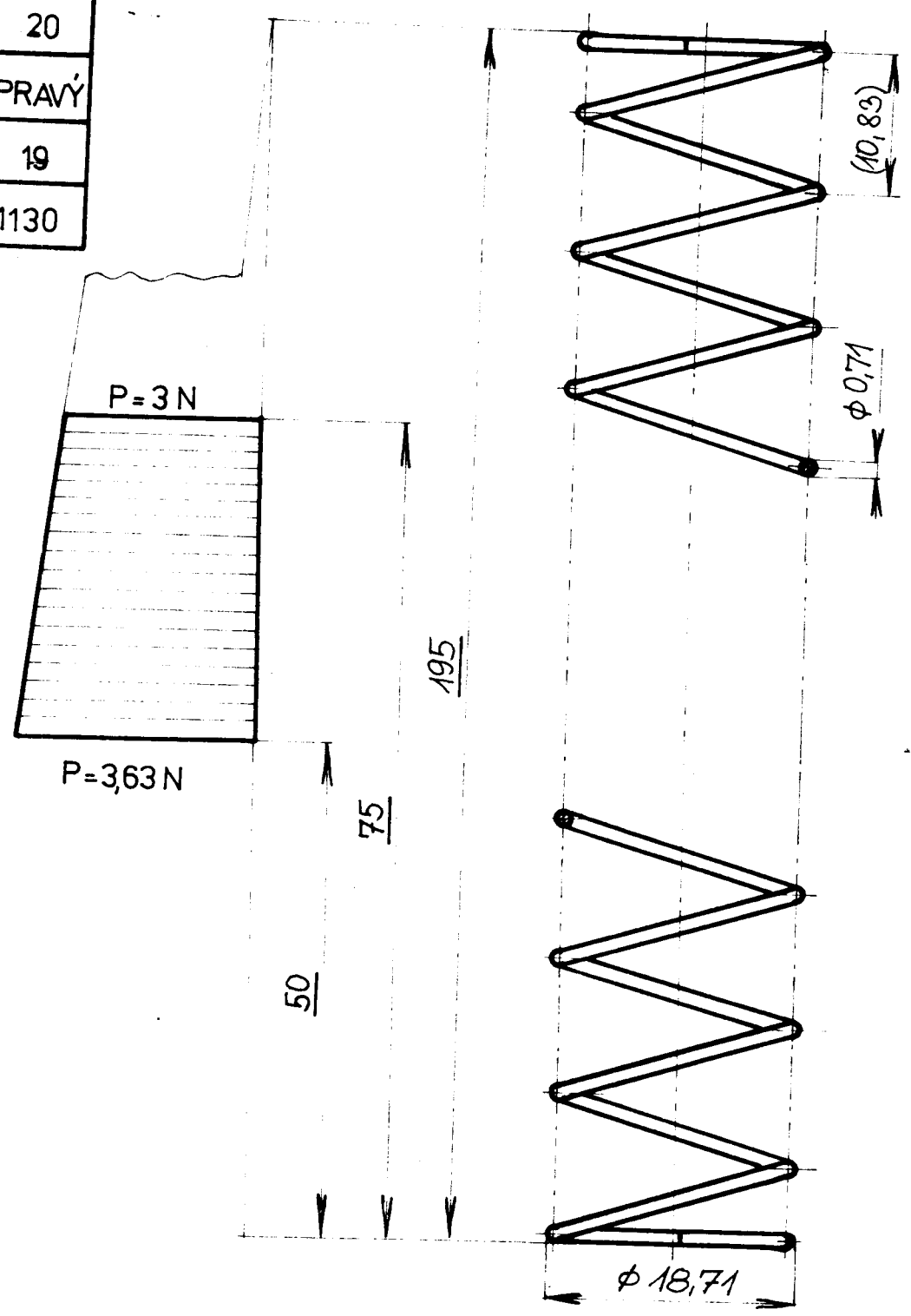
Kilický

1:1

VEDENÍ

4-KOM-OS-008/01-13

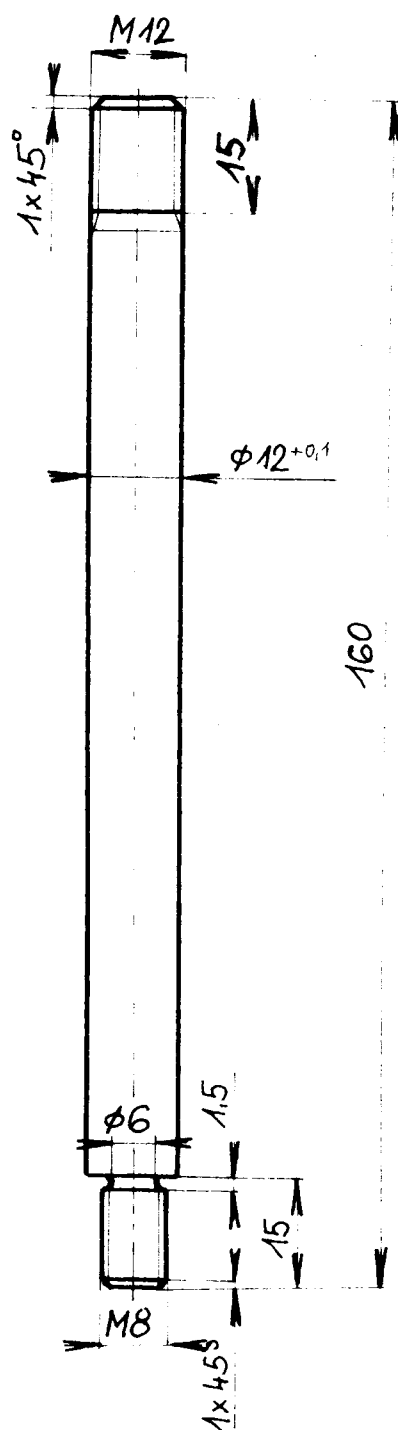
POČET ČINNÝCH ZÁVITŮ	18
CELKOVÝ POČET ZÁV.	20
SMYSL VINUTÍ	PRAVÝ
PRŮMĚR PRAC. DUTINY	19
ROZVINUTÁ DÉLKA	1130



- $\phi 71 - 1130$ ČSN 426450.30 002 0,0032 4-KOM-OS-008/01 14

Milický

2:1



— $\phi 12 - 162$ ČSN 426510.10 11 500.0 — 001 0,15 1-KOM-OS-008/01 15

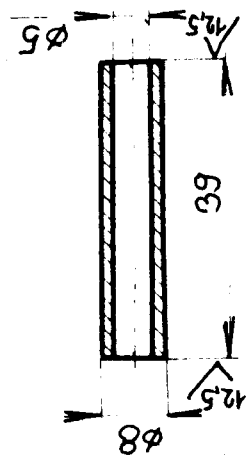
milistky

1:1

PÁKA

4-KOM-OS-008/01-15

~ 12,5 / 1



- TRUBKA $\phi 8 \times 1,5 - 40$ ČSN 4267/10.31 11 353.0 — 001 0,0096 1-KOM-OS-008/01 16

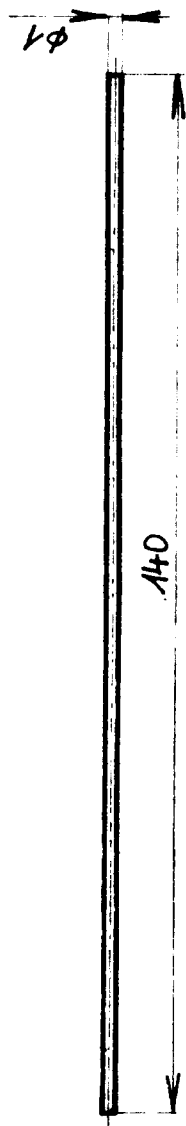
Michal

1:1

VŠST
LIBEREC

TRUBKA 5-KOM-OS-008/01-16

0,4/



- $\phi 1-140$ ČSN 4264102 11 300.0 — 001 0,001 1-KOM-OS-008/01-17

• *milky*

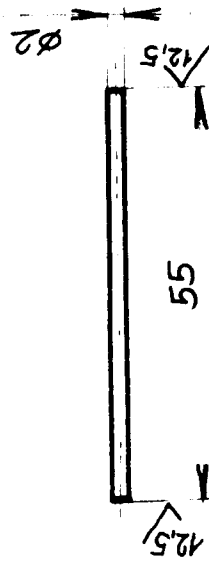
1:1

VŠST
LIBEREC

STRUNA

5-KOM-OS-008/01-17

~ 12,5 / ✓



- $\phi 2-55$ ČSN 4264103 11 343.0 — 001 0,0044 1-KOM-OS-008/01 20

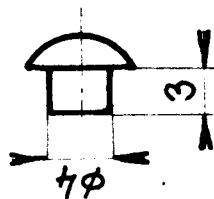
12.12.12

1:1

VŠST
LIBEREC

ZARÁŽKA

5-KOM-OS-008/01-20



0,0007 4-KOM-OS-008/01 21

001

ČSN 02 23012

- NÝT $\phi 4 \times 6$

Michal

1:1

VŠST
LIBEREC

NÝT

5-KOM-OS-008/01-21