

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci

nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Obor 23 - 21 - 8

stroje a zařízení

pro chemický, potravinářský a spotřební průmysl

zaměření

balicí a polygrafické stroje

Katedra částí strojů a mechanismů

TESTOR OZUBENÍ

KST - 010

Pavel Salach

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Štěpán Beneš, CSc.

VŠST Liberec

Konsultant:

Ing. Ludvík Prášil, CSc.

VŠST Liberec

Rozsah práce a příloh

Počet stran	51
Počet tabulek	36
Počet obrázků	16
Počet příloh	1
Počet výkresů	30

DT:

Autorské právo se řídí směrnicemi
ČK pro státní vysoké školy č. j. 31
102-1/71 ze dne 1. února 1971
a Věstník ČK 1971, část 24 ze
dne 31. 3. 1971, sat. z. č. 115/53 Sb.

V363/1981 S
12. 6. 1981

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

Vysoká škola: **VŠST Liberec**

Katedra: **částí strojů a mech.**

Fakulta: **strojní**

Školní rok: **1980/81**

DIPLOMOVÝ ÚKOL

Pavel S a l a c h

pro

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

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

Název tématu: **Testor ozubení**

Pokyny pro vypracování:

**Ve strojírenské praxi, zejm. při sériové výrobě je nutné
běhovými zkouškami ověřit životnost ozubených kol pro dané
chemicko-tepelné zpracování.**

Proveďte:

- 1. Rozbor známých systémů zkušebních zařízení pro běhové zkoušky ozubených kol a výběr vhodné alternativy**
- 2. Konstrukční řešení zkušebního zařízení pro běhové zkoušky rozvodových kol spalovacího motoru**
- 3. Výrobní dokumentaci testoru ozubení v rozsahu pro výrobu prototypu**
- 4. Návrh ideového řešení testoru ozubení s možností změny osových vzdáleností zkoušených kol**
- 5. Návrh metodiky běhových zkoušek a metodiky vyhodnocování únavových charakteristik ozubení**

Rozsah grafických laboratorních prací: cca 5 A1

Rozsah průvodní zprávy: cca 35 stran

Seznam odborné literatury:

Vedoucí diplomové práce: Ing. Štěpán Beneš, CSc.,

Konsultanti: Ing. Ludvík Prášil, CSc.

Datum zahájení diplomové práce: 1. 9. 1980 .

Datum odevzdání diplomové práce: 12. 6. 1981



Krejčíř
Doc. Ing. Oldř. Krejčíř, CSc.

Vedoucí katedry

Stříž
Doc. RNDr. Bohuslav Stříž, CSc.

Děkan

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

V Liberci 12. 6. 1981

Pavel Šolach

Obsah

1.	Úvod	6
2.	Principy zkušebních zařízení	8
2.1.	Zkušební zařízení s otevřeným oběhem	8
2.2.	Zkušební zařízení s uzavřeným oběhem	8
3.	Popis konstrukce a funkce navrženého testoru .	10
3.1.	Měření přenášeného výkonu	13
3.2.	Geometrie ozubení	15
3.3.	Požadovaná životnost kol	15
3.4.	Pravděpodobné zatížení kol	16
3.5.	Rychlostní, silové a energetické poměry . . .	18
3.6.	Výpočet ohybového napětí	18
3.7.	Výpočet dotykového napětí	19
3.8.	Výpočet hodnot pro sestavení Wöhlerova diagr.	20
4.	Pevnostní kontrola součástí	22
4.1.	Kontrola drážkování na otláčení	22
4.2.	Výpočet ložisek	23
4.2.1.	Výpočet reakcí ložisek	23
4.2.2.	Výpočet životností ložisek	30
4.3.	Pevnostní kontrola hřídelů	37
4.3.1.	Pevnostní kontrola hřídele II	37
4.3.2.	Pevnostní kontrola hřídele III	40
5.	Návrh ideového řešení testoru s možností změny osové vzdálenosti zkoušených kol	44
6.	Návrh metodiky zkoušek	45
7.	Závěr	47
8.	Seznam literatury	49
9.	Seznam příloh a výkresů	50

Seznam použitých zkratk a symbolů

N	/cykly/	celkový počet kmitů
F _a	/N/	axiální síla
F _t	/N/	tečná síla
F _r	/N/	radiální síla
P	/kW/	výkon
p	/MPa/	tlak
σ _F	/MPa/	ohybové napětí
σ _H	/MPa/	dotykové napětí
w _{Ht}	/Nmm ⁻¹ /	měrné šířkové zatížení
σ _c	/MPa/	mezne napětí
σ _τ	/MPa/	napětí krutu
M _o	/Nm/	ohybový moment
M _k	/Nm/	moment v krutu
W _k	/mm ³ /	průřezový modul v krutu
W _o	/mm ³ /	průřezový modul v ohybu
k		bezpečnost
R	/N/	reakce
C	/N/	základní dynamická únosnost
L	/cykly/	základní trvanlivost ložisek
i		převodový poměr
α _n	/°/	úhel záběru základního profilu
D	/mm/	roztečný průměr
b	/mm/	šířka zubů
β	/°/	úhel sklonu zubů na roztečném válci

1. Úvod

Strojírenství představuje jeden ze základních pilířů československé ekonomiky, proto mu přísluší podstatná úloha při budování vyspělé socialistické společnosti v období bouřlivého rozvoje vědeckotechnické revoluce.

Hlavní směry rozvoje československého strojírenství byly pro celé období sedmé pětiletky vytyčeny na XVI. sjezdu Komunistické strany Československa. Podstata současného rozvoje našeho strojírenství spočívá v širokém využití možností modernisace a specialisace výroby při souběžném zavádění progresivních a racionalizačních metod. Pro splnění těchto požadavků však musí být kladen velký důraz i na vysokou kvalitu a efektivnost výroby spojenou s minimální pracností. Musí se ve zvýšené míře dbát na lepší využití materiálu, na jeho úsporu a důsledně snižovat podíl zmetků ve výrobě.

Nejčastěji zastoupeným mechanismem v běžně se vyskytujících strojích a zařízeních jsou ozubená soukolí. Proto patří ozubená kola mezi nejdůležitější prvky konstrukční praxe.

Liberecké automobilové závody n.p. Jablonec nad Nisou v rámci modernisace, zvýšení spolehlivosti a snížení nákladovosti přistoupily k inovaci automobilů.

Jedním z opatření je i náhrada současného materiálu rozvodových kol tvárnou litinou, povrchově tepelně upravenou. Jelikož namáhání ozubených kol je záležitost dosti složitá a závisí na mnoha faktorech, jako jsou například: záběrové poměry, tvar zubů, kvalita a způsob mazání a chlazení povrchu zubů, kvalita a přesnost opracování boků

zubů a zejména dynamické účinky v ozubení, a všechny tyto vlivy nelze do výpočtu zahrnout, ověřuje se únosnost a životnost ozubení experimentálně t. zv. běhovými zkouškami na zkušebním zařízení. Jinou alternativou je zkoušení ozubení přímo v motoru, ale to je nevýhodné z několika důvodů:

1. Provoz celého motoru i s příslušenstvím na brzdě, nebo přímo provoz automobilu.
2. Nelze přesně určit zatížení rozvodových kol.
3. Zkouší-li se rozvodová kola přímo v automobilu, nedá se z důvodu chodu motoru naprázdno určit bez přídavného zařízení počet cyklů, které rozvodová kola vykonala.
4. Nelze vyvozovat dostatečně velká zatížení a to vede k neúměrnému prodlužování zkoušek.

Navržené zkušební zařízení pracuje s minimální spotřebou energie, která pouze kryje ztráty způsobené třením. Zatížení je vyvozováno axiálním přitlakem na pastorek se šikmým ozubením posuvným po drážkovém hřídeli. Navržené zařízení dovoluje nastavit libovolně velké zatížení, které je možno plynule měnit i za chodu zařízení.

2. Principy zkušebních zařízení

Jednou ze základních veličin ve výpočtu ozubených kol je mezizubová síla. Podle způsobu, jakým je tato síla na zkušebním zařízení vyvozována, rozdějují se tato zařízení do dvou skupin.

2.1. Zkušební zařízení s otevřeným oběhem

u zkušebních zařízení tohoto typu je přiváděná energie na výstupním hřídeli mařena. Kroutící momenty motoru (M_{KM}) a brzdy (M_{KB}) působí v opačném smyslu a vytvářejí v záběrových místech kol potřebnou mezizubovou sílu. Uspořádání je zřejmé z obrázku 1. Hlavní a velkou nevýhodou tohoto principu je nutnost dimensovat poháněcí ústrojí na plný výkon a mařit přiváděnou energii na teplo. Na druhé straně má tento princip nezanedbatelnou výhodu ve velké universálnosti.



M ... motor

PU .. převodové ústrojí

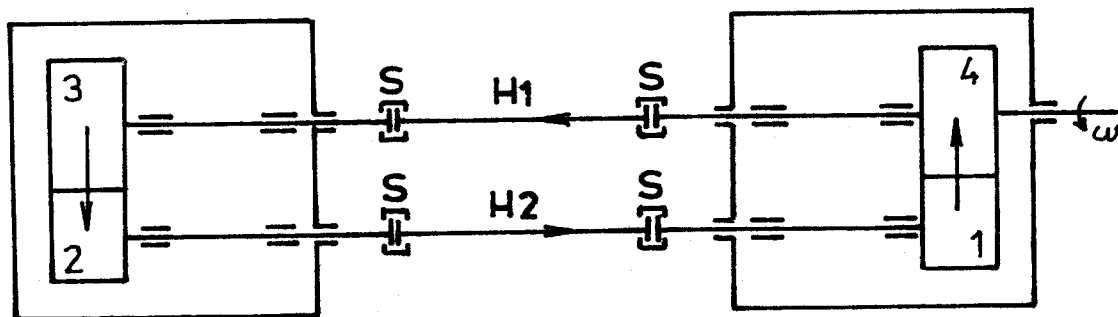
B ... brzda

Obr. 1

2.2. Zkušební zařízení s uzavřeným oběhem

u tohoto typu zkušebního zařízení, schematicky znázorněného na obrázku 2, obíhá výkon ve směru šipky v uzavřeném okruhu mezi koly 1, 2, 3, 4 a jejich hřídeli. Poháněcí motor v tomto případě je dimensován pouze pro krytí ztrát

v záběru kol a v ložiskách. To znamená, že je dimensován pouze na malou část výkonu přenášeného zkušebním zařízením.



Obr. 2

Výkon přenášený v uzavřeném okruhu je vytvořen na jednom z hřídelů jeho nakroucením. Velikost nakroucení je určena požadovanou mezizubovou silou. Hnací motor uvádí kola pouze do rotace a kroucí moment do okruhu nevnaší.

Nakroucením jednoho z hřídelů se přivádí kroucí moment do okruhu. Nakroucený hřídel zpětným rozkroučováním působí na ozubená kola 1 a 2, natáčí je vzájemně v opačném smyslu a tím jsou proti sobě natáčena i ozubená kola 3 a 4 a kroucí moment se přenáší na druhý hřídel. U tohoto principu je nutné, aby oba páry kol měly stejný převod.

Nakroucení hřídelů se dá provést dvojím způsobem :

a/ pomocí torzních hřídelů,

kde jsou dva testory spojeny torzními hřídeli H1, H2 a spojkami S. Jedna ze spojek musí umožnit vytvoření kroucího momentu nakroucením torzního hřídele. Princip zkušebního zařízení je znázorněn na obrázku 2.

U tohoto principu musí být dodržena osová vzdálenost a převodový poměr. Tato uspořádání je v praxi dosti používáno, i když je náročnější na prostor. Je ovšem nutná kontrola předpětí v průběhu běhové zkoušky z důvodů opo-

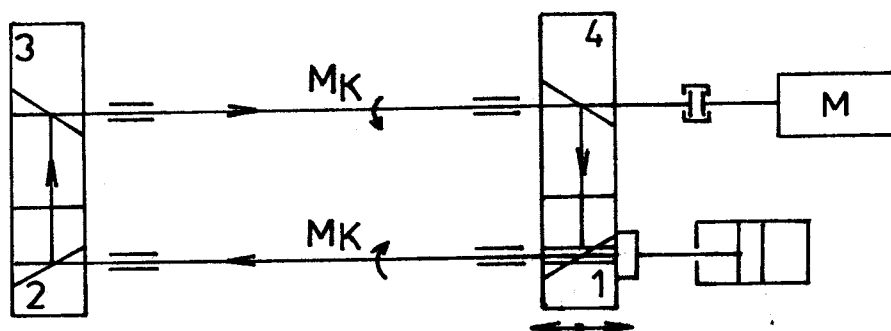
třebení boků zubů a relaxace torzních napětí.

Umístění kroužkového snímače na testoru umožňuje použít indikátor zrychlení a tím zjistit nerovnoměrnost převodu, sledovat vliv přesnosti ozubení na hlučnost a získat podklady k určení dynamického součinitele.

b/ pomocí axiálního posunu pastorku se šikmými zuby na drážkovém hřídeli,

kde je mezizubová síla vyvolávána pomocí pastorku 1 se šikmými zuby. Pastorek je vtlačován do záběru zatěžovacím ústrojím, které se skládá z hydraulického válce a přítlačného ústrojí.

U tohoto principu, schematicky znázorněného na obrázku 3, je nutno dodržet osovou vzdálenost a převodový poměr. Ozubená kola na straně axiálně posuvného pastorku musí mít šikmé ozubení. Tento princip nevyžaduje kontrolu předpětí v průběhu běhové zkoušky, jelikož zatěžovací ústrojí udržuje konstantní zatížení automaticky.



Obr. 3

3. Popis konstrukce a funkce navrženého testoru

Při výběru principu zkušebního zařízení /dále již jen testor/ jsem vycházel z požadavků kladených na navrhovaný

testor. Zařízení by mělo splňovat tyto požadavky :

- vyvinout tečnou sílu na zuby o velikosti přibližně 10 000 N,
- modelovat provozní podmínky rozvodových kol v motoru,
- snadná kontrola opotřebení zubů,
- rychlá a jednoduchá výměna zkoušených kol,
- nenáročnost na místo a materiál,
- malá spotřeba energie.

Těmto požadavkům vyhovuje testor s uzavřeným oběhem energie, s mezizubovou silou vyvozovanou axiálním posunem pastorku se šikmými zuby na drážkovém hřídeli .

Vlastní konstrukční řešení testoru vychází ze dvou testorů s uzavřeným oběhem, které byly již na VŠST v Liberci dříve používány a plně se osvědčily jako nenáročností na údržbu a obaluhu, tak vysokou spolehlivostí a životností. Schematické znázornění testoru je na obrázku 4 a konkrétní konstrukční řešení je zřejmé z výkresu č. 1.KST-010-03.00. Testor je řešen jako kompaktní celek skládající se z těchto hlavních částí:

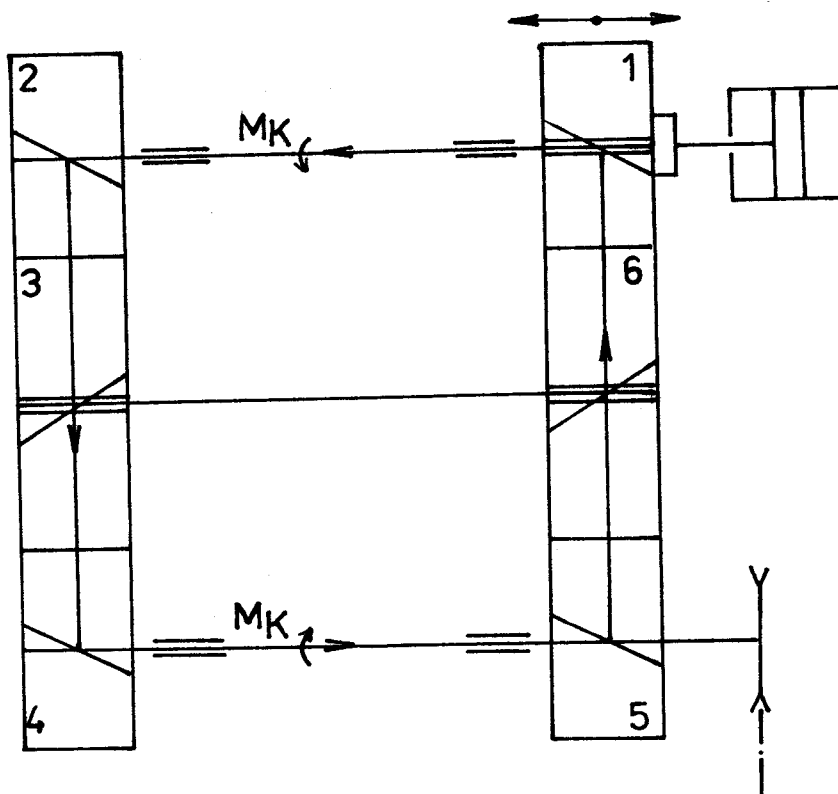
- těleso,
- levé a pravé víko,
- zatěžovací ústrojí,
- systém mazání,
- zkoušená kola s hřídeli a příslušenstvím .

V tělese testoru /poz. č. 5, č. v. 1.KST-010-03.00/ jsou ve valivých ložiskách /poz. č. 57 a 58/ uloženy hřídele /poz. č. 19 a 20/, na jejichž drážkovaných koncích jsou letmo uloženy pastorky / poz. č. 28/. Dále je v tělese pevně uložena střední hřídel /poz. č. 18/ pro vlože-

ná kola. Vložená kola jsou uložena na dvou kuželíkových ložiskách /poz. č. 59 a 60/. Tělesem je také veden systém mazání kol a ložisek.

V levém víku /poz. č. 1/ jsou do přední a horní stěny vsazena skla, která umožňují vizuální kontrolu opotřebení boků zubů bez nutnosti demontáže vík. Pravé víko /poz. č. 2/ má vsazeno sklo v horní stěně. V přední stěně je umístěno zatěžovací ústrojí.

Zatěžovací ústrojí se skládá z hydraulického válce /poz. č. 21/, pístu /poz. č. 22/, který je ve válci těsněn pryžovým kroužkem /poz. č. 78/ a přítlačného ústrojí, které přenáší sílu z pístu přes axiální ložisko /poz. č. 61/ a tlačný čep /poz. č. 23/ na axiálně posuvný pastorek. Zatěžovací ústrojí umožňuje plynulou regulaci mezizubové síly i za chodu testoru.



Obr. 4

Samostatnou částí testoru je mazání. Systém mazání umožňuje zkoušet v širokém rozmezí vliv mazání a teploty oleje na zkoušená ozubená kola. Množství oleje je možno plynule regulovat. Podle potřeby se dá použít mazání broděním s různou výškou hladiny oleje, ostřikem do záběru kol, nebo lze též volit kombinovaný systém mazání. Lze zabudovat přídavné zařízení umožňující olej podle potřeby buď ohřívát, nebo chladit. Kovové nečistoty zachycují permanentní magnety, jež jsou umístěny uvnitř testoru. K měření teploty je použito automobilního teploměru.

Volba otáček rozvodových kol je provedena s ohledem na nejpoužívanější otáčky rozvodových kol v motoru, což odpovídá obvodové rychlosti 8 m/s. Tato rychlost je také doporučena jako srovnávací hodnota pro běhové zkoušky ozubení. Z tohoto důvodu je výhodnější použít pro pohon testoru spolehlivý a laciný asynchronní motor a v případě nutnosti měnit otáčky výměnou řemenic, čímž se změní převodový poměr mezi elektromotorem a testorem, než použít regulační motor. Počet cyklů kol je měřen pomocí automobilního tachometru připojeného na hnací hřídel testoru.

3.1. Měření přenášeného výkonu

Výkon přenášený ozubenými koly lze určit nepřímo tlakem kapaliny v hydraulickém válci. Tlak je měřen manometrem. Výkon přenášený ozubenými koly je úměrný axiální síle působící na pastorek 1. Z obrázku 5 je zřejmé, že tlak kapaliny /přítlačná síla F_B / je úměrný střednímu výkonu $/F_{om}/$.

Maximální obvodová síla na zub se vypočte ze vztahu:

$$F_{omax} = \frac{F_a - F_{t1}}{\operatorname{tg} |\beta - \varphi|} \quad /N/$$

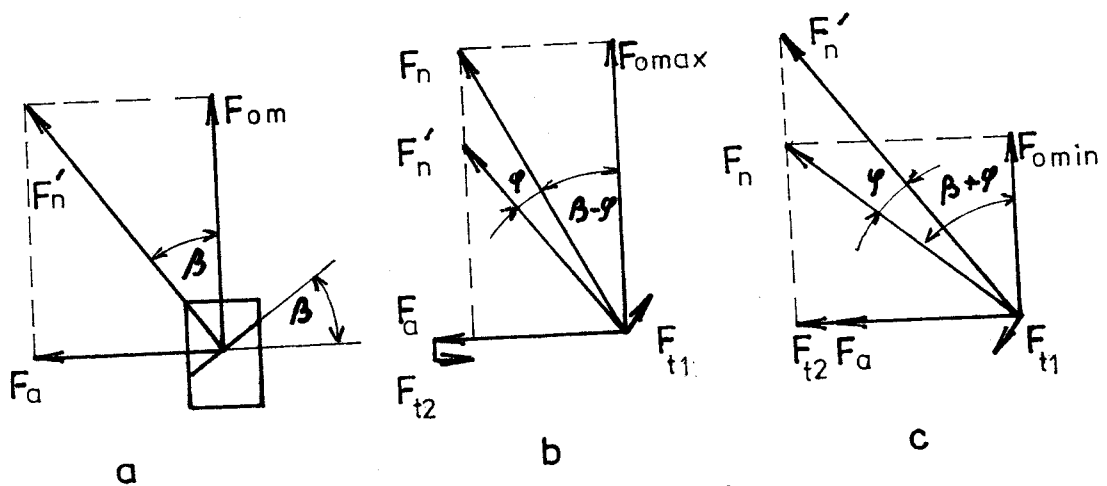
Minimální obvodová síla na zub se vypočte ze vztahu:

$$F_{omin} = \frac{F_a + F_{t1}}{\operatorname{tg} |\beta + \varphi|} \quad /N/$$

Měřený tlak ve válci je úměrný střední obvodové síle na zub a vypočte se ze vztahu:

$$F_{om} = \frac{F_a}{\operatorname{tg} \beta} \quad /N/$$

Přesnost měření mezizubové síly je dána přesností použitého manometru.



Rozklad sil na přítláčném pastorku

a/ bez tření

b/ se třením, pohyb pastorku vlevo

c/ se třením, pohyb pastorku vpravo

F_{t1} ... třecí síla mezi zuby v záběru

F_{t2} ... třecí síla v drážkování kola

φ ... třecí úhel

Obr. 5

3.2. Geometrie ozubení

Geometrie ozubení zkoušených kol je uvedena v tab. 1.

Tab. 1 Geometrie ozubení

Název		Pastorek	Kolo
Počet zubů	z	27	61
Převodový poměr	i	2,259	
Úhel záběru základního profilu	$\alpha_n / ^\circ$	20	
Valivý úhel záběru v čelní rovině	$\alpha_{vt} / ^\circ$	22,971	
Modul normální	m_n / mm	2,5	
Modul čelný	m_t / mm	2,886	
Roztečný průměr	D / mm	77,942	176,092
Šířka zubů	b / mm	34,0	31,0
Úhel sklonu zubů na rozt. válci	$\beta / ^\circ$	30	
Úhel sklonu zubů na zákl. válci	$\beta_b / ^\circ$	28,024	
Virtuální počet zubů	z_v	41,569	93,915
Součinitel trvání záběru profilu	ϵ_w	1,452	
Průměr hlavové kružnice	D_a / mm	85,20	180h10
Průměr patní kružnice	D_f / mm	72,70	167,538
Smysl stoupání		levý	pravý
Osová vzdálenost	a / mm	127,017	
Valivá osová vzdálenost	a_v / mm	127,18	
Posunutí základního profilu	$m \cdot x / \text{mm}$	+0,915	-0,752

3.3. Požadovaná životnost kol

Výpočet počtu cyklů hnacího rozvodového kola byl proveden na základě stanovení průměrných podmínek provozu motoru a je uveden v tabulce 2.

Tab. 2 Výpočet počtu cyklů hnacího rozvodového kola

Název		Hodnota
Požadovaná životnost kol	T_0 /km/	300 000
Průměrná rychlost vozidla	v /km.h ⁻¹ /	50
Průměrné otáčky pastorku	n_p /min ⁻¹ /	± 500
Doba životnosti kol	T /min/	$36 \cdot 10^4$
Celkový počet kmitů zubů pastor. N_Σ /cykly/		$540 \cdot 10^6$

Za dobu životnosti kol zub hnacího kola rozvodu vykoná 540 milionů cyklů.

3.4. Pravděpodobné zatížení kol

Pro nové motory se požaduje zvýšení přenášeného výkonu na rozvodových kolech pro pohon ventilátoru. Je zřejmé, že maximální výkon nebudou kola přenášet trvale. Z tohoto důvodu byl proveden odhad pravděpodobného zatížení rozvodových kol, který je uveden v tabulce 3.

Výpočet průměrného výkonu přenášeného ozubením rozvodových kol pro požadovanou životnost. Podle teorie trvalé pevnosti platí rovnice:

$$N_\Sigma \sigma_p^m = N_1 \sigma_1^m + N_2 \sigma_2^m + N_3 \sigma_3^m$$

N_Σ ... celkový počet kmitů

σ_p ... průměrné kontaktní namáhání zubů

N_1, N_2, N_3 ... počet kmitů odpovídající kontaktnímu namáhání $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$

m ... exponent

Tab.3 Pravděpodobné zatížení kol

	doba zatížení /%/	přenášený výkon /kW/	počet cyklů 10^8
ventilátor neběží /zimní období/	25	$P_1 = 17,5$	$N_1 = 1,35$
plný výkon ventilátoru /letní období/	25	$P_2 = 30,0$	$N_2 = 1,35$
ventilátor neběží na plný výkon	50	$P_3 = 24,0$	$N_3 = 2,0$
celkový počet cyklů			$N = 5,4$

Z výpočtu kontaktního namáhání zubů lze zjistit, že toto namáhání je přímo úměrné druhé odmocnině přenášeného výkonu.

$$\sigma = k\sqrt{P}$$

k ... konstanta úměrnosti

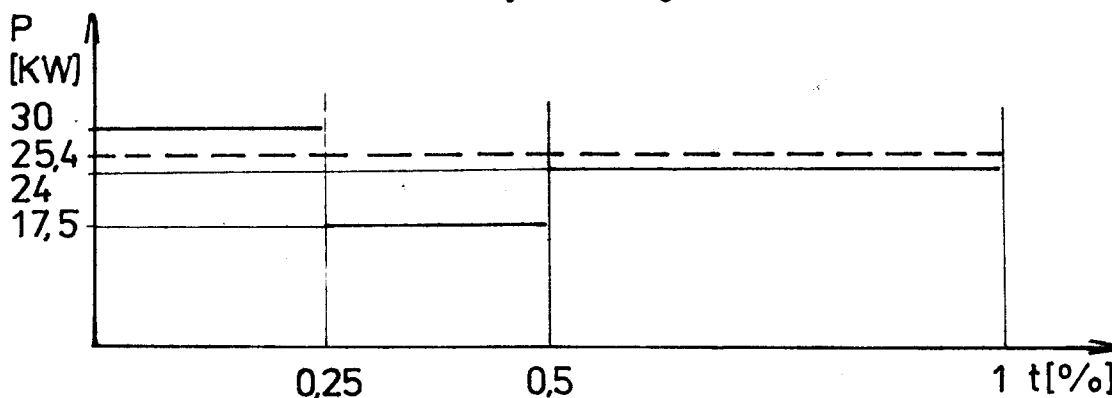
P ... přenášený výkon v kW

Po jednoduché úpravě a dosazení za N , N_1 , N_2 , N_3 ,

P_1 , P_2 , P_3 z tabulky 3 a za $m = 9,3$ dostaneme:

$$P_{\Sigma} = 25,24 \text{ kW}$$

Graf zatížení rozvodových kol je na obrázku 6.



Obr. 6

3.5. Rychlostní, silové a energetické poměry

Tab. 4

Název	Pastorek	Kolo
frekvence otáčení n /s ⁻¹ /	33,02	14,61
obvodová rychlost $v = 2\pi n_1 \frac{D_1}{2}$ /ms ⁻¹ /	8,08	
axiální síla $F_a = \frac{\pi d^2}{4} p$ /N/	1 963,5p	
tečná síla $F_t = \frac{F_a}{\operatorname{tg} \beta}$ /N/	3 401,0p	
radiální síla $F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} \operatorname{tg} \beta$ /N/	1 429,4p	
výkon přenášený osubením $P = \frac{F_t v}{1\,000}$ /kW/	27,5p	

3.6. Výpočet ohybového napětí

$$\sigma_F = Y_F Y_E Y_B \cdot \frac{W_{Ft}}{m_n}$$

Tab. 5 Základní kvalitativní ukazatele

Název	Pastorek	Kolo
$w_{Ft} = \frac{F_t}{b} k_I k_V k_{Fa} k_{F\beta}$ /N mm ⁻¹ /	159,3p	
Vnější přídavné dynamické síly K_I	1,0	
Vnitřní přídavné dynamické síly K_V	1,0	
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů K_{Fa}	1,452	

Pokračování tab. 5

Součinitel zatížení zubů podél stykových čar	$K_{F\beta}$	1,0	
Tvarový součinitel ohybové pevnosti	Y_F	2,18	2,13
Tvarový součinitel záběru	Y_ϵ	0,689	
Tvarový součinitel sklonu	Y_β	0,75	
Ohybové napětí	σ_F /MPa/	71,78p	70,14p

3.7. Výpočet dotykového napětí

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{W_{Ht}}{D_1} \frac{i+1}{i}} \cdot Z_H Z_M Z_\epsilon$$

Tab. 6 Základní kvalitativní ukazatele

Název	Pastorek	Kolo
Měrné šířkové zatížení $w_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_I K_V K_H K_H$	227,76p	
Vnější přidavné dynamické síly K_I	1,0	
Vnitřní přidavné dynamické síly K_V	1,0	
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů $K_{H\alpha}$	2,076	
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél stykových čar $K_{H\beta}$	1,0	
Tvarový součinitel profilu na otlacení Z_H	1,565	
Součinitel materiálu Z_M /N ^{1/2} mm ⁻¹ /	243,93	
Součinitel součtové délky stykových čar boků zubů Z_ϵ	0,693	

Pokračování tab, 6

Dotykové napětí σ_H /MPa/	543,5 \sqrt{p}
----------------------------------	------------------

3.8. Výpočet hodnot pro sestavení Wöhlerova diagramu

Výpočet pro vynesení diagramu na otláčení je proveden podle vztahu

$$N = N_c \cdot \left(\frac{\sigma_{cH}}{\sigma_H} \right)^m$$

Tab. 7

Měrný počet cyklů N_c	5.10 ⁷
Měrné dotykové napětí σ_{cH} /MPa/	1 100
Skutečné dotykové napětí σ_H /MPa/	543,5 \sqrt{p}
Exponent levé větve diagramu m_1	9,3
Exponent pravé větve diagramu m_2	14,8

Tab. 8 Vypočtené hodnoty pro sestavení diagramu.

p /MPa/	σ_H /MPa/	m_1	m_2
3,0	941,4	2,10.10 ⁸	5,01.10 ⁸
4,0	1 087,0	5,58.10 ⁷	5,95.10 ⁷

Výpočet pro vynesení Wöhlerova diagramu na ohyb je proveden podle vzorce:

$$N = N_c \cdot \left(\frac{\sigma_{cF}}{\sigma_F} \right)^m$$

Tab. 9 Hodnoty pro výpočet napětí na ohyb

Název	Pastorek	Kolo
Mezný počet cyklů N_c /cykly/	$5 \cdot 10^7$	
Mezné ohybové napětí σ_{cF} /MPa/	230	
Pro vložené kolo se σ_{cF} snižuje o 30 % /MPa/	161	
Skutečné ohybové napětí σ_F /MPa/	71,78p	70,14p
Exponent levé větve diagramu m_1	12	
Exponent pravé větve diagramu m_2	23,7	

Tab. 10 Vypočtené hodnoty pro sestrojení diagramu

p /MPa/	σ_F /MPa/		m_1		m_2	
	Past.	Kolo	Past.	Kolo	Past.	Kolo
3	215,34	210,42	$1,10 \cdot 10^8$	$2,01 \cdot 10^6$	$2,38 \cdot 10^8$	$8,78 \cdot 10^4$
4	287,12	280,56	$3,49 \cdot 10^6$	$6,38 \cdot 10^4$	$2,61 \cdot 10^5$	$9,61 \cdot 10^1$

Wöhlerovy křivky jsou vyneseny do grafu v příloze 1. Z takto vnesených křivek jsem volil čtyři zkušební hladiny pro běhové zkoušky rozvodových kol. Na těchto hladinách bude ověřován teoretický výpočet Wöhlerova diagramu.

Tab. 11 Silové poměry na zkušebních hladinách

Hladina	σ_p /MPa/	N/cykly/	p/MPa/	F_a /N/	F_t /N/	F_r /N/	M_k /Nm/
1	220	$1,3 \cdot 10^6$	3,14	6 166	10686	4 888	415,7
2	190	$6,0 \cdot 10^6$	2,71	5 321	9217	3 823	359,1
3	160	$5,0 \cdot 10^7$	2,28	4 477	7454	3 259	302,4
4	150	$2,0 \cdot 10^8$	2,14	4 202	7278	3 059	283,5

4. Pevnostní kontrola součástí

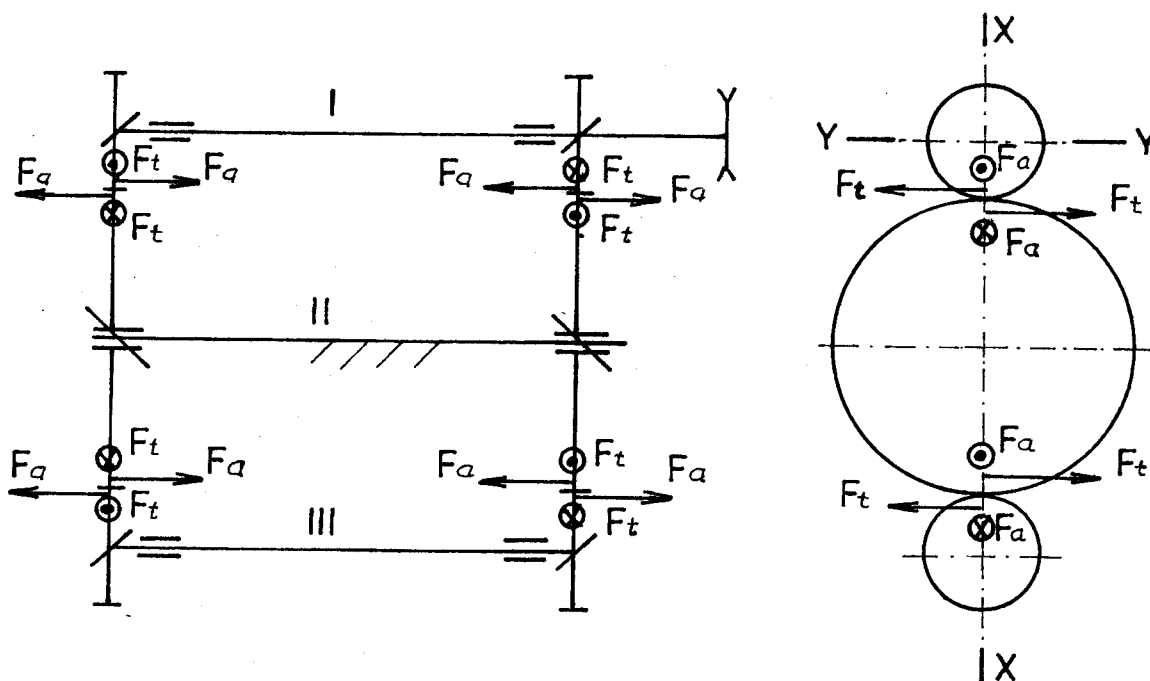
4.1. Kontrola drážkování na otlačení

Tab. 12 Kontrola drážkování na otlačení

Vnitřní průměr drážkového profilu	d /mm/	52
Vnější průměr drážkového profilu	D /mm/	60
Střední průměr drážkového profilu	$D_s = \frac{D+d}{2}$ /mm/	56
Délka náboje	l /mm/	32
Jmenovitá plocha drážek připadající na jeden mm délky náboje	f' /mm ² /	18
Dovolený měrný tlak v opěrné ploše drážky	p_o /Nmm ⁻² /	60
Obvodová síla na boky drážek	P /Nmm/	34 560
Mezný přenášený kroutící moment	$M_{klim} = P \frac{D}{2}$ /Nm/	967,68
Maximální přenášený kroutící moment	M_k /Nm/	415,7

Bezpečnost drážek na otláčení	$k = \frac{M_k \text{ lim}}{M_k}$	2,33
----------------------------------	-----------------------------------	------

4.2. Výpočet ložisek



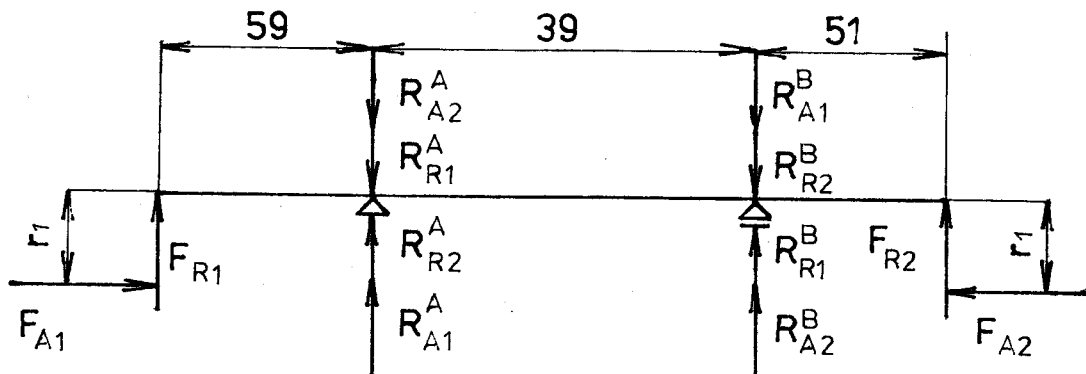
Obr. 7

4.2.1. Výpočet reakcí ložisek

Zatížení ložisek od řemene je ve srovnání se zatížením ložisek od ozubených kol zanedbatelné.

Hřídel I

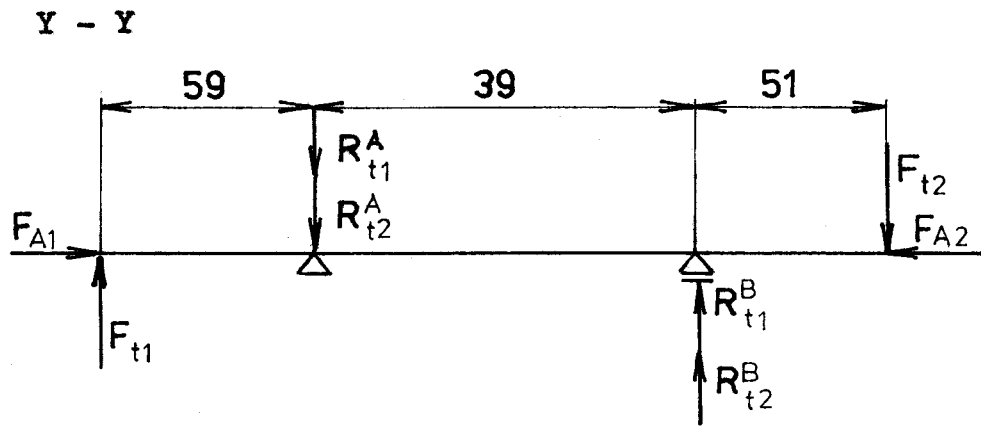
X - X



Obr.8

Tab.12 Výpočet reakce ložisek na hřídeli I v řezu X - X.

Vztah	Hladiny			
	1	2	3	4
$R_{R1}^B = \frac{F_{R1} \cdot 59}{39}$	6 790	5 860	4 930	4 628
$R_{R2}^B = \frac{F_{R2} \cdot 90}{39}$	10 358	8 939	7 521	7 059
$R_{R1}^A = \frac{F_{R1} \cdot 98}{39}$	11 278	9 733	8 189	7 687
$R_{R2}^A = \frac{F_{R2} \cdot 51}{39}$	5 869	5 065	4 262	4 000
$R_{A1}^A = R_{A2}^A = R_{A1}^B = R_{A2}^B = \frac{F_A \cdot D_1}{2 \cdot 39}$ síly se vyroší				
$R_X^A = R_{R1}^A - R_{R2}^A$	5 409	4 668	3 927	3 423
$R_X^B = R_{R2}^B - R_{R1}^B$	3 568	3 079	2 591	2 431



Obr.9

Tab.13 Výpočet reakce ložisek na hřídeli I v řezu Y-Y.

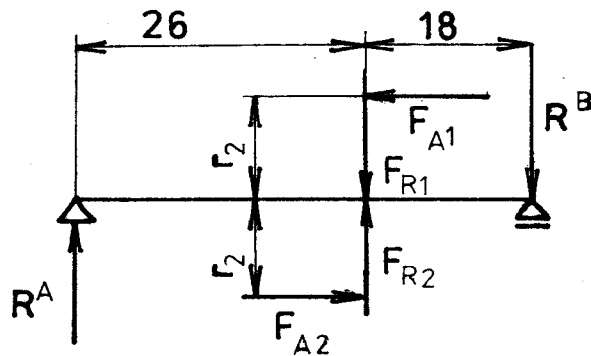
Vztah	Hladičky			
	1	2	3	4
$R_{t1}^A = \frac{F_{t1} \cdot 98}{39}$	26 837	23 161	19 484	18 288
$R_{t2}^A = \frac{F_{t2} \cdot 51}{39}$	13 966	12 053	10 140	9 517
$R_{t1}^B = \frac{F_{t1} \cdot 59}{39}$	16 157	13 944	11 730	11 010
$R_{t2}^B = \frac{F_{t2} \cdot 90}{39}$	24 646	21 270	17 894	16 795
$R_y^A = R_{t1}^A + R_{t2}^A$	40 803	35 214	29 624	27 805
$R_y^B = R_{t1}^B + R_{t2}^B$	40 803	35 214	29 624	27 805

Tab.14 Výpočet výsledných reakcí ložisek hřídele I.

Vztah	Hladiny			
	1	2	3	4
$R^A = \sqrt{(R_X^A)^2 + (R_Y^A)^2}$	41 160	35 522	29 883	28 015
$R^B = \sqrt{(R_X^B)^2 + (R_Y^B)^2}$	40 959	35 348	29 737	27 911

Hřídel II

I - I

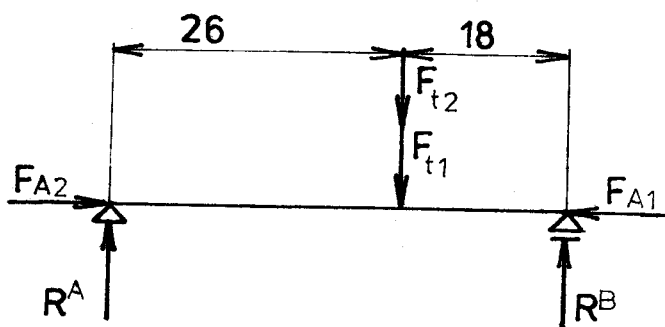


Obr.10

Tab.15 Výpočet reakce ložisek na hřídeli II v řezu I-I.

Vztah	Hladiny			
	1	2	3	4
$F_{R1} = F_{R2}$		síly se vyruší		
$R_X^A = R_X^B = \frac{F_A \cdot D_2}{44}$	24 664	21 284	17 908	16 808

Y - Y



Obr.11

Tab.16 Výpočet reakcí ložisek na hřídeli II v řezu Y-Y.

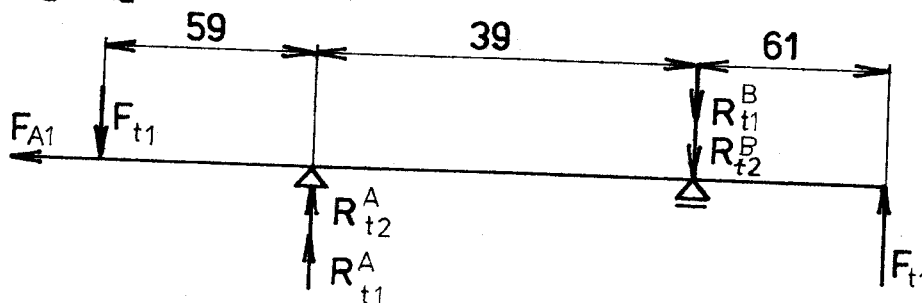
Vztah	Hladiny			
	1	2	3	4
$R_y^A = \frac{(F_{t1} + F_{t2})18}{44}$	8 738	7 542	6 344	5 955
$R_y^B = \frac{(F_{t1} + F_{t2})26}{44}$	12 622	10 893	9 164	8 601

Tab.17 Výpočet výsledných reakcí ložisek hřídele II

Vztah	Hladiny			
	1	2	3	4
$R^A = \sqrt{(R_x^A)^2 + (R_y^A)^2}$	26 166	22 581	18 999	17 832
$R^B = \sqrt{(R_x^B)^2 + (R_y^B)^2}$	27 706	23 910	20 117	18 881

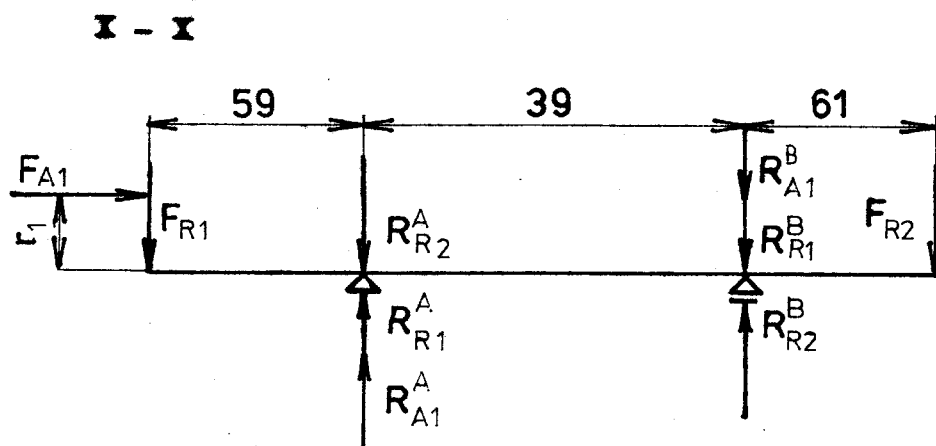
Hřídel III

Y - Y



Tab.18 Výpočet reakcí ložisek na hřídeli III v řezu X-X.

Vztah	Hladiny			
	1	2	3	4
$R_{A1}^A = R_{A1}^B = \frac{D_1 \cdot F_A}{2 \cdot 39}$	6 161	5 317	4 474	4 199
$R_{R1}^A = \frac{F_{R1} \cdot 98}{39}$	11 278	9 734	8 189	7 687
$R_{R2}^A = \frac{F_{R2} \cdot 61}{39}$	7 020	6 059	5 097	4 785
$R_{R1}^B = \frac{F_{R1} \cdot 59}{39}$	6 790	5 860	4 930	4 628
$R_{R2}^B = \frac{F_{R2} \cdot 100}{39}$	11 509	9 933	8 356	7 844
$R_X^A = R_{R1}^A - R_{R2}^A + R_{A1}^A$	10 419	8 992	7 566	7 201
$R_X^B = R_{R1}^B + R_{A1}^B - R_{R2}^B$	1 442	1 245	1 048	985



Obr.12

Tab.19 Výpočet reakcí ložisek na hřídeli III v řezu Y-Y.

Vztah	Hladiny			
	1	2	3	4
F_{A1}	6 166	5 321	4 477	4 202
$R_{t1}^A = \frac{F_{t1} \cdot 98}{39}$	26 837	23 161	19 484	18 288
$R_{t2}^A = \frac{F_{t2} \cdot 61}{39}$	16 705	14 416	12 128	11 384
$R_{t1}^B = \frac{F_{t1} \cdot 59}{39}$	16 157	13 944	11 730	11 010
$R_{t2}^B = \frac{F_{t2} \cdot 100}{39}$	27 385	23 633	19 882	18 662
$R_y^A = R_{t1}^A + R_{t2}^A$	43 542	37 577	31 612	29 672
$R_y^B = R_{t1}^B + R_{t2}^B$	43 542	37 577	31 612	29 672

Tab.20 Výpočet výsledných reakcí ložisek hřídele III.

Vztah	Hladiny			
	1	2	3	4
$R^A = \sqrt{(R_x^A)^2 + (R_y^A)^2}$	44 771	38 638	32 505	30 605
$R^B = \sqrt{(R_x^B)^2 + (R_y^B)^2}$	43 566	37 598	31 629	29 688

Tab.21 Hodnoty sil působících na axiální ložisko.

Vztah	Hladiny			
	1	2	3	4
F_A	6 166	5 321	4 477	4 202

4.2.2. Výpočet životnosti ložisek

Hřídel I

Tab.22 Výpočet životnosti dvouřadého soudečkového ložiska.

Exponent	p	$\frac{10}{3}$
Podíl působení dílčích zatížení na celkové trvanliv.	q_i	N tab.11
Ekvivalentní radiální zatížení	$F_{sr} = P \sqrt{\sum_{i=1}^4 F_i^p \frac{q_i}{100}}$	28 737
Dílčí zatížení	F_i /N/	R^A tab.14
Axiální síla	F_a /N/	0
Součinitel dynamického radiálního zatížení	X	1
Rotační součinitel	V	1
Dynamické ekvivalentní zatížení	$F = X \cdot V \cdot F_{sr} + Y \cdot F_a$ /N/	28 737
Základní dynamická únosnost	C /N/	180 000
Základní trvanlivost ložiska	$L = \left(\frac{C}{F}\right)^p$ /cykly/	$5,05 \cdot 10^8$

Tab.23 Výpočet životnosti válečkového ložiska.

Exponent	p	$\frac{10}{3}$
Podíl působení dílčích zatížení na celkové trvanliv.	q_i	N tab.11
Dílčí zatížení	$F_i / N/$	R^B tab.14
Ekvivalentní radiální zatížení	$F_{sr} = \sqrt[p]{\sum_{i=1}^4 F_i^p \frac{q_i}{100}}$	28 621
Axiální síla	$F_a / N/$	0
Součinitel dynamického radiálního zatížení	X	1
Rotační součinitel	V	1
Dynamický ekvivalentní zatížení	$F = X \cdot V \cdot F_{sr} + Y \cdot F_a / N/$	28 621
Základní dynamická únosnost	C /N/	104 000
Základní trvanlivost ložiska	$L = \left(\frac{C}{F}\right)^p / \text{cykly}/$	$7,37 \cdot 10^7$

Hřídel II

Tab.24 Výpočet životnosti kuželíkového ložiska 30 205.

Exponent	p	$\frac{10}{3}$
Podíl působení dílčích zatížení na celkové trvanliv.	q_i	N tab.11

Pokračování tab,24

Dílčí zatížení	F_i /N/	R^A tab.17
Ekvivalentní radiální zatížení	$F_{sr} = \sqrt[p]{\sum_{i=1}^4 F_i^p \frac{q_i}{100}}$	18 286
Axiální síla	F_a /N/	0
Součinitel dynamického radiálního zatížení	X	1
Rotační součinitel	V	1,2
Dynamické ekvivalentní zatížení	$F = X \cdot V \cdot F_{sr} + Y \cdot F_a$ /N/	21 943
Základní dynamická únosnost	C /N/	19 300
Základní trvanlivost ložiska	$L = \left(\frac{C}{F}\right)^p$ /cykly/	$6,5 \cdot 10^5$

Tab.25 Výpočet životnosti kuželíkového ložiska 30 206.

Exponent	p	$\frac{10}{3}$
----------	---	----------------

Pokračování tabulky 25

Podíl působení dílčích zatížení na celkové trvanliv.	q_i	N tab.11
Dílčí zatížení	F_i /N/	R^B tab.17
Ekvivalentní radiální zatížení	$F_{sr} = \sqrt[4]{\sum_{i=1}^4 F_i^4 \frac{q_i}{100}}$	19 362
Axiální síla	F_a /N/	0
Součinitel dynamického radiálního zatížení	X	1
Rotační součinitel	V	1,2
Dynamické ekvivalentní zatížení	$F = X \cdot V \cdot F_{sr} + Y \cdot F_a$ /N/	23 234
Základní dynamická únosnost	C /N/	36 000
Základní trvanlivost ložiska	$L = \left(\frac{C}{F}\right)^p$ /cykly/	$4,3 \cdot 10^6$

Hřídel III

Tab.26 Výpočet životnosti dvouřadého soudečkového ložiska.

Exponent	P	$\frac{10}{3}$
Podíl působení dílčích zatížení na celkové trvanliv.	q_i	N tab.11
Dílčí zatížení	$F_i / N/$	R^A tab.20 F_a tab.19
Ekvivalentní radiální zatížení	$F_{sr} = \sqrt[p]{\sum_{i=1}^4 F_i^p \frac{q_i}{100}}$	31 355
Ekvivalentní axiální zatížení	$F_{sa} = \sqrt[p]{\sum_{i=1}^4 F_i^p \frac{q_i}{100}}$	4 309
Součinitel dynamického radiálního zatížení	X	1
Součinitel dynamického axiálního zatížení	Y	1,6
Rotační součinitel	V	1

Pokračování tab.26

Dynamické ekvivalentní zatížení	$F = X \cdot V \cdot F_{sr} + Y \cdot F_{sa} / N /$	38 249
Základní dynamická únosnost	$C / N /$	186 000
Základní trvanlivost ložiska	$L = \left(\frac{C}{F} \right)^p / \text{cykly} /$	$1,94 \cdot 10^8$

Tab.27 Výpočet životnosti válečkového ložiska.

Exponent	p	$\frac{10}{3}$
Podíl působení dílčích zatížení na celkové trvanliv.	q_i	N tab.11
Dílčí zatížení	$F_i / N /$	R^B tab.20
Ekvivalentní radiální zatížení	$F_{sr} = \sqrt[p]{\sum_{i=1}^4 F_i^p \frac{q_i}{100}}$	30 384
Axiální síla	$F_a / N /$	0

Pokračování tab.27

Součinitel dynamického radiálního zatížení	X	1
Rotační součinitel	V	1
Dynamické ekvivalentní zatížení	$F = X \cdot V \cdot F_{sr} + Y \cdot F_a$ /N/	30 384
Základní dynamická únosnost	C /N/	104 000
Základní trvanlivost ložiska	$L = \left(\frac{C}{F} \right)^p$ /cykly/	$6,04 \cdot 10^7$

Tab.28 Výpočet životnosti axiálního ložiska.

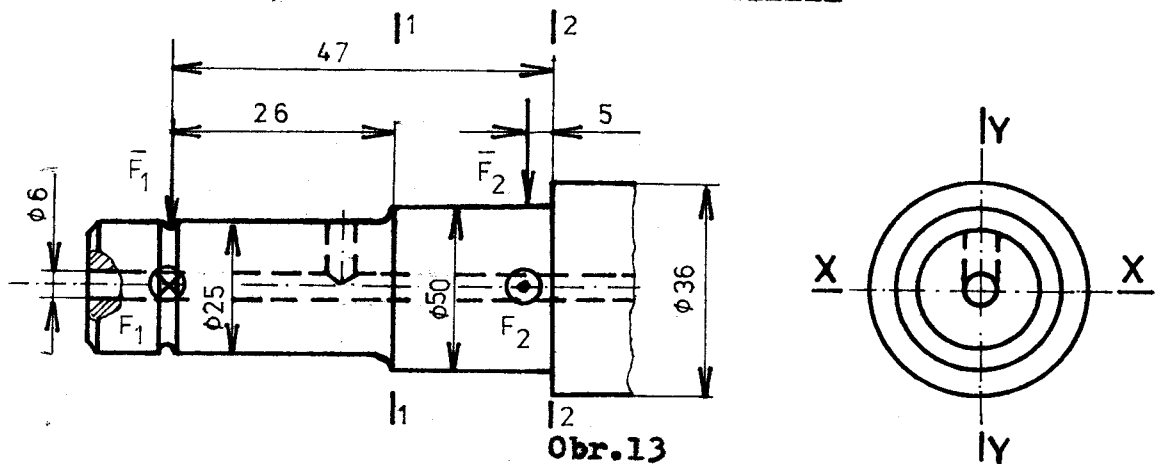
Exponent	p	3
Podíl působení dílčích zatížení na celkové trvanliv.	q_1	N tab.11
Dílčí zatížení	F_i /N/	F_a tab.21

Součinitel dynamického axiálního zatížení	Y	1
Dynamické ekvivalentní zatížení	$F = Y \cdot F_a$ /N/	4 309
Základní dynamická únosnost	C /N/	17 600
Základní trvanlivost ložiska	$L = \left(\frac{C}{F}\right)^p$ /cykly/	$6,81 \cdot 10^7$

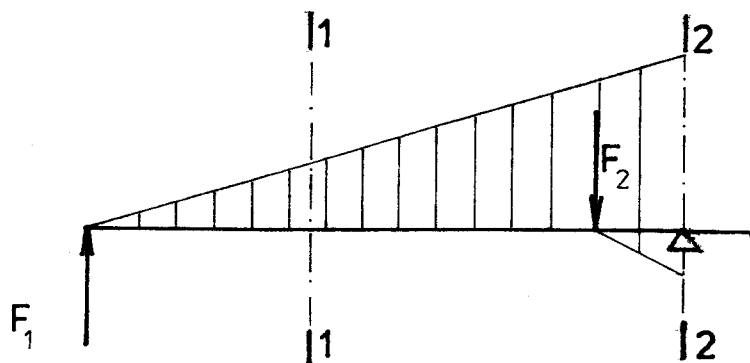
4.3. Pevnostní kontrola hřídelů

Pevnostní kontrola je provedena pouze na hřídeli II a III. Pro hřídel I není nutná, jelikož vyhoví-li hřídel III, tak vyhoví i hřídel I.

4.3.1. Pevnostní kontrola hřídele II



X - X

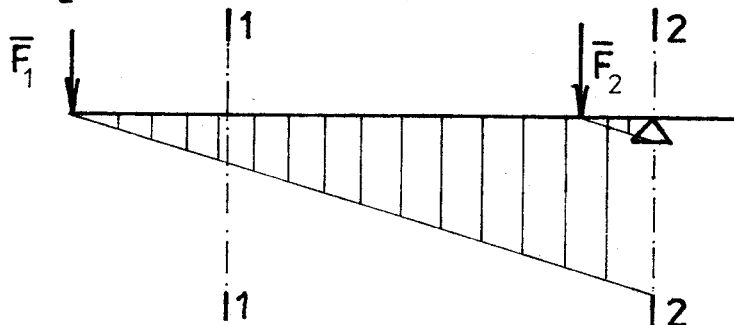


Obr.14

Tab.29 Výpočet ohybových momentů v řezu X-X.

Síla	F_1 /N/	24 664
Síla	F_2 /N/	24 664
Ohybový moment v řezu 1-1	$M_{ox}^1 = 26 \cdot F_1$ /Nm/	641 260,0
Ohybový moment od síly F_1 v řezu 2-2	$M_{o1}^2 = 47 \cdot F_1$ /Nm/	1 159 208,0
Ohybový moment od síly F_2 v řezu 2-2	$M_{o2}^2 = 5 \cdot F_2$ /Nm/	123 320,0
Výsledný ohybový moment v řezu 2-2	$M_{ox}^2 = M_{o1}^2 - M_{o2}^2$ /Nm/	1 035 888,0

Y - Y



Obr.15

Tab.30 Výpočet ohybových momentů v řezu Y-Y.

Síla	\bar{F}_1 /N/	8 738
Síla	\bar{F}_2 /N/	12 622
Ohybový moment v řezu 1-1	$M_{oy}^1 = 26 \cdot F_1$ /Nmm/	227 188,0
Ohybový moment od síly F_1 v řezu 2-2	$M_{o1}^2 = 47 \cdot F_1$ /Nmm/	410 686,0
Ohybový moment od síly F_2 v řezu 2-2	$M_{o2}^2 = 5 \cdot F_2$ /Nmm/	63 110,0
Výsledný ohybový moment v řezu 2-2	$M_{oy}^2 = M_{o2}^2 + M_{o1}^2$ /Nmm/	473 796,0

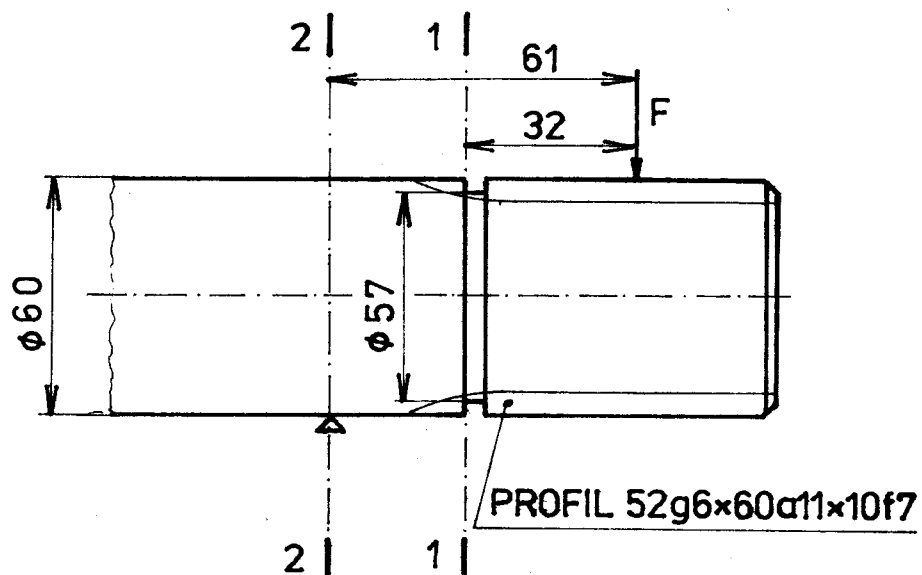
Tab.31 Výpočet bezpečnosti hřídele II na ohyb.

Napětí v tahu	σ_{pt} /MPa/	1 100
Dovolené ohybové napětí	$\sigma_{oD} = \sigma_{pt} \cdot 0,85$ /MPa/	935
Průřezový modul v řezu 1-1	$W_o^1 = \frac{D^3}{32} \left(1 - \frac{d^4}{D^4} \right)$ /mm ³ /	1 528,89
Průřezový modul v řezu 2-2	$W_o^2 = \frac{D^3}{32} \left(1 - \frac{d^4}{D^4} \right)$ /mm ³ /	2 646,48
Výsledný ohybový moment v řezu 1-1	$M_o^1 = \sqrt{(M_{ox}^1)^2 + (M_{oy}^1)^2}$ /Nmm/	680 312,2
Výsledný ohybový moment v řezu 2-2	$M_o^2 = \sqrt{(M_{ox}^2)^2 + (M_{oy}^2)^2}$ /Nmm/	1 139 099,0
Napětí v řezu 1-1	$\sigma_o^1 = \frac{M_o^1}{W_o^1}$ /MPa/	444,97

Pokračování tab.31

Napětí v řezu 2-2 $\sigma_o^2 = \frac{M^2}{W_o^2}$ /MPa/	430,42
Bezpečnost v ohybu v řezu 1-1 $k_1 = \frac{\sigma_{oD}}{\sigma_o^1}$	2,10
Bezpečnost v ohybu v řezu 2-2 $k_2 = \frac{\sigma_{oD}}{\sigma_o^2}$	2,17

4.3.2. Pevnostní kontrola hřídele III



Obr.16

Tab.32 Výpočet meze únavy součástí s vrubem namáhané střídavým ohybem.

Součinitel velikosti	v_σ	0,92
Součinitel citlivosti materiálu	η	0,7

Pokračování tab.32

Součinitel tvaru	α	3,0
Vrubová citlivost	q	0,6
Součinitel vrubu	$\beta = 1 + q(\alpha - 1)$	2,2
Pevnost v tahu	σ_{pt} /MPa/	1 100
Cyklická pevnost v ohybu	$\sigma_{co} = \sigma_{pt} \cdot 0,45$ /MPa/	495
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{co}^* = \sigma_{co} \frac{\eta}{\beta} \sigma$ /MPa/	122,6

Tab.33 Výpočet bezpečnosti hřídele III na ohyb.

Síla	F /N/	11 585
Ohybový moment v řezu 1-1	$M_o^1 = 32 \cdot F$ /N/	370 720
Ohybový moment v řezu 2-2	$M_o^2 = 61 \cdot F$ /N/	706 685
Průřezový modul v řezu 1-1	$W_o^1 = \frac{\pi D^3}{32}$ /mm ³ /	13 804,2
Průřezový modul v řezu 2-2	$W_o^2 = \frac{\pi D^3}{32}$ /mm ³ /	18 181,3
Ohybové napětí v řezu 1-1	$\sigma_o^1 = \frac{M_o^1}{W_o^1}$ /MPa/	26,9

Pokračování tab.33

Ohybové napětí v řezu 2-2	$\sigma_o^2 = \frac{M_o^2}{W_o^2}$	/MPa/	38,9
Bezpečnost v ohybu v řezu 1-1	$k_o^1 = \frac{\sigma_{co}}{\sigma_o^1}$		4,56
Bezpečnost v ohybu v řezu 2-2	$k_o^2 = \frac{\sigma_{co}}{\sigma_o^2}$		3,15

Tab.34 Výpočet meze únavy hřídele III namáhaného na krut.

Součinitel velikosti		v_τ	0,9
Součinitel citlivosti materiálu		η_k	0,85
Vrubová citlivost		q_2	0,6
Součinitel vrubu v řezu 1-1		α	5,0
Součinitel vrubu v řezu 2-2		α	2,4
Součinitel vrubu v řezu 1-1	$\beta_k = 1 + q_2(\alpha - 1)$		3,4
Součinitel vrubu v řezu 2-2	$\beta_k = 1 + q_2(\alpha - 1)$		1,84
Pevnost v tahu		σ_{pt} /MPa/	1 100
Cyklická pevnost v krutu	$\sigma_\tau = \sigma_{pt} \cdot 0,25$	/MPa/	275

Pokračování tab. 34

Mez únavy v krutu v řezu 1-1	$G_{\tau}^* = \frac{2k}{\beta} G_{\tau} \cdot v_{\tau}$	61,88
Mez únavy v krutu v řezu 2-2	$G_{\tau}^* = \frac{2k}{\beta} G_{\tau} \cdot v_{\tau}$	114,33

Tab.35 Výpočet bezpečnosti hřídele III na krut.

Kroutící moment	M_k /Nm/	415,2
Průřezový modul v krutu v řezu 1-1	$W_k^1 = \frac{\pi D^3}{16}$ /mm ³ /	27 608,3
Průřezový modul v krutu v řezu 2-2	$W_k^2 = \frac{\pi D^3}{16}$ /mm ³ /	36 362,6
Napětí v krutu v řezu 1-1	$G_{\tau}^1 = \frac{M_k}{W_k^1}$ /MPa/	15,04
Napětí v krutu v řezu 2-2	$G_{\tau}^2 = \frac{M_k}{W_k^2}$ /MPa/	11,42
Bezpečnost v krutu v řezu 1-1	$k_{\tau}^1 = \frac{G_{\tau}^*}{G_{\tau}^1}$	4,11
Bezpečnost v krutu v řezu 2-2	$k_{\tau}^2 = \frac{G_{\tau}^*}{2}$	10,01

Tab.36 Výsledná bezpečnost hřídele III.

Bezpečnost v řezu 1-1	$\frac{1}{(k_1)^2} = \frac{1}{(k_{\tau}^1)^2} + \frac{1}{(k_o^1)^2}$	3,05
Bezpečnost v řezu 2-2	$\frac{1}{(k_2)^2} = \frac{1}{(k_{\tau}^2)^2} + \frac{1}{(k_o^2)^2}$	3,00

5. Návrh ideového řešení testoru s možností změny osové vzdálenosti zkoušených kol

Oba principy zkušebních zařízení mají velkou nevýhodu v konstantní osové vzdálenosti zkoušených kol. Z tohoto důvodu je nutné buď vyrábět ozubená kola pro běhové zkoušky ozubení s osovou vzdáleností kol danou zkušebním zařízením, nebo naopak vyrábět zkušební zařízení podle osové vzdálenosti zkoušených kol. Je zřejmé, že výroba zkušebního zařízení pro běhové zkoušky ozubení s danou osovou vzdáleností kol je nákladná a neekonomická. Nehledě na to, že takových zařízení by bylo potřeba mnoho. Výroba kol pro běhové zkoušky ozubení s osovou vzdáleností danou osovou vzdáleností daného zkušebního zařízení má také nevýhody. Proto je snaha o konstrukci zkušebního zařízení s proměnnou osovou vzdáleností zkoušených kol.

Na katedře částí strojů a mechanismů na VŠST v Liberci řešili problematiku zkušebního zařízení s uzavřeným oběhem a mezizubovou silou vyvozovanou axiálním posunem pastorku se šikmým ozubením po drážkovém hřídeli s proměnnou osovou vzdáleností. Toto zařízení vychází poměrně složitě a draze. U takového zařízení jsou ovšem velké problémy se zajištěním přesného nastavení osové vzdálenosti, ale zejména s dodržením rovnoběžnosti hřídelů a zabezpečením dostatečné tuhosti uložení hřídelů.

Po zvážení všech těchto okolností a po konzultaci s vedoucím diplomové práce a s konsultantem jsem dospěl k závěru, že zkušební zařízení pro běhové zkoušky ozubení s proměnnou osovou vzdáleností není vhodné.

Osová vzdálenost by se mohla také měnit jiným způ-

sobem. V případě odlití tělesa testoru navrženého v této práci z litiny a při zachování všech ostatních částí testoru by se vyměňovalo jen toto těleso, do kterého by se vždy vyvrtaly otvory pro uložení hřídelů o požadované osové vzdálenosti.

6. Návrh metodiky běhových zkoušek a metodiky vyhodnocování únavových charakteristik

Při návrhu metodiky zkoušení jsem vycházel ze sestrojeného Wöhlerova diagramu /příloha 1/. Pro jeho upřesnění jsem zvolil čtyři zkušební hladiny v okolí smluvního počtu cyklů. Výkon přenášený ozubením na těchto hladinách je podstatně vyšší než přenášený výkon ozubením při provozním zatížení motoru. V případě, že přenášený výkon ozubení při běhových zkouškách by byl ekvivalentní s přenášeným výkonem v motoru, by docházelo k neúměrnému prodlužování zkoušek. Silové poměry v ozubení pro jednotlivé zkušební hladiny jsou uvedeny v tab.11.

Při jednom osazení testoru se zkoušejí dvě vložená kola a tři pastorky. Čtvrtý, zatěžovací pastorek, je vyroben z materiálu o větší pevnosti. Pro každou zkušební hladinu uvažují pět osazení testoru. Tím získám na každé zkušební hladině deset hodnot pro vložené kolo a patnáct hodnot pro pastorek.

Z takto naměřených hodnot budou sestrojeny Wöhlerovy diagramy pro pravděpodobnost porušení $p = 0,3$, $p = 0,5$, $p = 0,8$ při uvažování normálního rozdělení četnosti poruch.

Naměřené hodnoty budou zpracovávány podle následujících vzorců:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$$

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$$

$$u \geq \frac{a - \bar{x}}{\sigma}$$

z toho po úpravě:

$$a \geq u \cdot \sigma + \bar{x}$$

σ ... směrodatná odchylka

\bar{x} ... střední hodnota

x_i ... naměřené hodnoty

n ... počet naměřených hodnot

a ... vypočtený počet cyklů pro danou pravděpodobnost porušení p

u ... tabulková hodnota distribuční funkce pro danou pravděpodobnost porušení p

7. Závěr

V souladu se závěry XVI. sjezdu Komunistické strany Československa se musí hledat cesty pro uplatňování a využívání nových materiálů a technologií, jakožto i hospodárnějšího využívání stávajících materiálů. Jednou z cest je i použití tvárné litiny tepelně zpracované na výrobu ozubených kol, což umožňuje snížit hmotnost kol při současném zvýšení přenášeného výkonu a snížení nákladovosti na výrobu. Všechny tyto nové konstrukce je nutné před zavedením do sériové výroby odzkoušet. K tomu slouží navržené zařízení.

Běhové zkoušky rozvodových ozubených kol je možno provádět přímo v automobilu, v motoru, nebo na zkušebním zařízení. Zkušební zařízení je nejvýhodnější, neboť se na něm dají modelovat provozní podmínky, zkušební doba je kratší a je také ekonomičtější.

Koncepce navrhovaného zkušebního zařízení vychází z konstrukce, jež byla v minulosti na katedře částí strojů a mechanismů řešena. Během deseti let provozu se obě zařízení vysoce osvědčila - nenáročnost na obsluhu a údržbu, vysoká spolehlivost. Oproti původnímu řešení skříně testoru, jež byla svařena z plechů, jsem ji navrhl z jednoho kusu. Tím jsem odstranil svary a dodatečné difference způsobené vnitřním pnutím skříně a zvýšil tuhost uložení hřídelů testoru. Nová konstrukce vík zvýšila jejich tuhost a tím jsem dosáhl dokonalého utěsnění testoru eproti původnímu řešení, které dokonalou těsnost nezajišťovalo. Nová konstrukce vík také umožnila po jejich demontáži mnohem lepší přístup ke zkoušeným kolům. Na testoru jsem

provedl ještě řadu dalších zlepšení, jako na př.:
použití skel do průhledů místo skla organického, zvět-
šení průhledových ploch pro sledování poškození zubů
bez montáže vík, zjednodušení rozvodu oleje k mazacím
místům a pod.

Zkušební zařízení bylo vyrobeno v dílnách VŠST v
Liberci a v současné době je již připraveno k zahájení
běhových zkoušek ozubených kol.

Zcela na závěr své práce bych chtěl poděkovat vedou-
címu diplomové práce s. doc. Ing. Štěpánu Benešovi, CSc.
a konsultantu s. Ing. Ludvíku Prášilovi, CSc. za odborné
metodické vedení a za velmi obětavou pomoc při zajišťo-
vání výroby testoru.

8. Použitá literatura

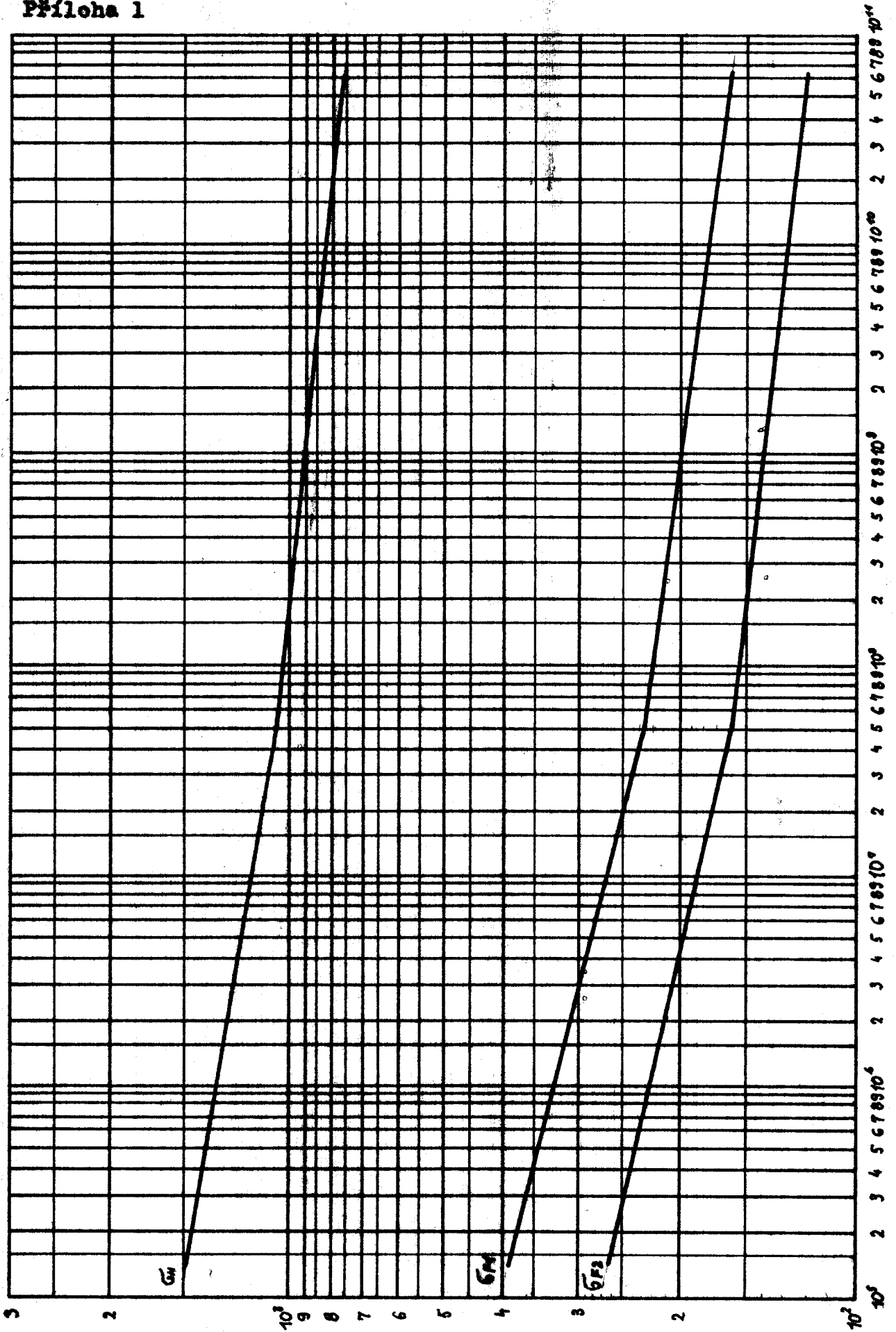
- /1/ BENEŠ, Š. : Výzkum únosnosti kol z tvárné litiny,
/výzkumná zpráva/ VŠST 1977.
- /2/ BENEŠ, Š. : Vyhodnocení běhových zkoušek karboni-
tridovaných rozvodových kol, /zpráva/
VŠST 1969.
- /3/ ŠALAMOUN, Č.: Převody, /příručka/ ČVÚT 1973.
- /4/ HOTOVÝ, J. : Testor ozubení, /diplomová práce/
VŠST 1964.

9. Seznam příloh a výkresů

Příloha 1	Wöhlerovy diagramy rozvodových kol
2.KST-010-00	Zkušební jednotka
1.KST-010-03.00	Testor ozubení
0.KST-010-03.01	Levé víko
0.KST-010-03.02	Pravé víko
4.KST-010-03.03	Lišta
4.KST-010-03.04	Lišta
1.KST-010-03.05	Těleso
4.KST-010-03.06	Kroužek
4.KST-010-03.07	Kroužek
4.KST-010-03.08	Kroužek
4.KST-010-03.09	Lišta
4.KST-010-03.10	Kroužek
4.KST-010-03.11	Kroužek
4.KST-010-03.12	Kroužek
4.KST-010-03.13	Kroužek
4.KST-010-03.14	Podložka
4.KST-010-03.15	Odstříkový kroužek
4.KST-010-03.16	Patka
3.KST-010-03.17	Držák
3.KST-010-03.18	Hřídel
3.KST-010-03.19	Hřídel
3.KST-010-03.20	Hřídel
4.KST-010-03.21	Válec
4.KST-010-03.22	Píst
4.KST-010-03.23	Tlačný čep
4.KST-010-03.24	Kroužek
4.KST-010-03.25	Koncovka

4.KST-010-03.26 Kostka
3.KST-010-05 Ovládací schéma
3.KST-010-05.01 Liniové schéma

Příloha 1



Práci kust.	Název výrobku	Připraven	Mat. kolenní	Mat. celková	Práce celková	Práce matériál	Práce výroba	Práci kust.	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
1	LEVÉ VÍKO	SVAŘENEC						0.KST-010-03.01	1
1	PRAVÉ VÍKO	SVAŘENEC						0.KST-010-03.02	2
2	LIŠTA □ 25x5-210	ČSN425522.10	11373.0					4.KST-010-03.03	3
4	LIŠTA □ 25x5-210	ČSN425522.10	11373.0					4.KST-010-03.04	4
1	TĚLESO 100x280x440	ČSN425310	11523.2	11523.1				1.KST-010-03.05	5
2	KROUŽEK TR.ø70x8-6	ČSN425715.01	11353.0					4.KST-010-03.06	6
4	KROUŽEK TR.ø76x8-13	ČSN425715.01	11353.0					4.KST-010-03.07	7
2	KROUŽEK TR.ø76x8-7	ČSN425715.01	11353.0					4.KST-010-03.08	8
4	LIŠTA □ 25x5-100	ČSN425522.10	11373.0					4.KST-010-03.09	9
1	KROUŽEK TR.ø76x8-15	ČSN425715.01	11353.0					4.KST-010-03.10	10
2	KROUŽEK TR.ø130x8-7	ČSN425715.01	11523.0					4.KST-010-03.11	11
1	KROUŽEK TR.ø55x8-20	ČSN426711.31	11373.0					4.KST-010-03.12	12
1	KROUŽEK TR.ø50x6-21	ČSN425715.01	11373.0					4.KST-010-03.13	13
1	PODLOŽKA ø50-8	ČSN426510.12	11500.0					4.KST-010-03.14	14
4	ODSTRÍKOVÝ KROU- ŽEK □ 1,00xø125	ČSN425350.1	11320.21					4.KST-010-03.15	15
2	PATKA □ 80x30-220	ČSN425522.10	11373.0					4.KST-010-03.16	16
1	DRŽÁK	SVAŘENEC						3.KST-010-03.17	17
1	HŘÍDEL ø52-240	ČSN425516	14220.9	14220.1				3.KST-010-03.18	18
1	HŘÍDEL ø65-330	ČSN425516	14220.9	14220.1				3.KST-010-03.19	19
1	HŘÍDEL ø65-220	ČSN425516	14220.9	14220.1				3.KST-010-03.20	20

Měřítko	Kreslil	Čís. sním.	PRÁČNÍ	index	x			
	Přezkoušel					Č. transp.	index	
	Norm. ref.							index
	Č. r. projednal							
Schválil	index							
Dne		index						

Typ	Skupina	Starý výkres	Nový výkres
Název	TESTOR OZUBENÍ		
		1.KST-010-03.00	
		Počet listů 5	List 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1	VÁLEC Ø95-75	ČSN425510.10	11600.0						4.KST-010-03.21	21
1	PÍST Ø55-40	ČSN425510.10	11600.0						4.KST-010-03.22	22
1	TLAČNÍ ČEP Ø80-70	ČSN425510.10	11523.0						4.KST-010-03.23	23
1	KROUŽEK Ø100-14	ČSN425510.10	11523.0						4.KST-010-03.24	24
1	KONCOVKA Ø 32-100	ČSN426530.12	11500						4.KST-010-03.25	25
1	KOSTKA □ 50x5-25	ČSN425522.10	11373.0						4.KST-010-03.26	26
1	ŠROUB M 22x70	ČSNO21174.00								27
4	KOLO Ø85,2	ČSN426510	14223.1						61-002-1221	28
2	KOLO Ø180	VÝKOVEK	14223.1						61-003-1231	29
1	ŘEMENICE 96.Z-2	ČSN421241	422415							30
2	ŠROUB M8x15	ČSNO21101.00								35
2	PODLOŽKA 8,1	ČSNO21740.00								36
4	ŠROUB M6x16	ČSNO21143.22								37
51	PODLOŽKA 6,1	ČSNO21740.00								38
30	ŠROUB M4x6	ČSNO21151.00								39
4	ŠROUB M6x12	ČSNO21143.22								40
40	ŠROUB M6x25	ČSNO21174.00								41
40	MATICE M8	ČSNO21104.00								42
4	ŠROUB M12x22	ČSNO21143.22								43
5	PODLOŽKA 12,2	ČSNO21740.00								44

Číslo kreslí		Čís. sním.	Č. transp.	Název	Datum	Podpis	Index změny		x
Přezkoušel									x
Norm. ref.									x
Vzr. projednal	Schválil Dne								x
Typ	Skupina	Starý výkres		Nový výkres					x
Název				TESTOR OZUBENÍ					
				1.KST-010-03.00					
				Počet listů 5				List 3	

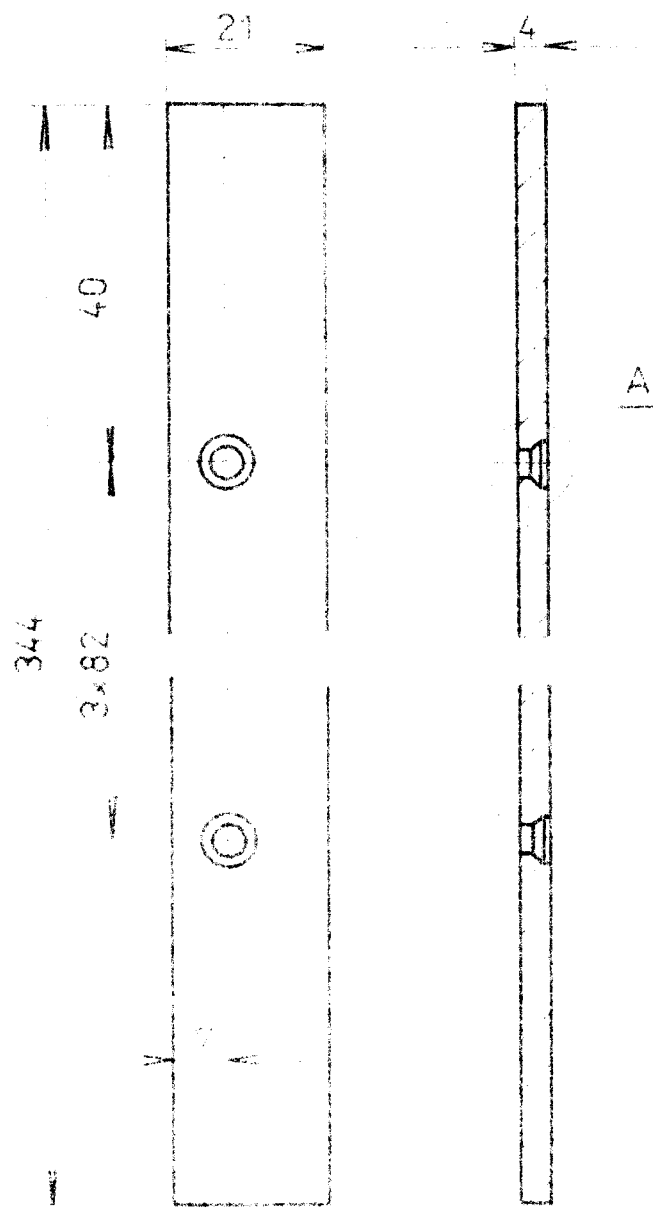
Číslo kresl.	Název součásti	Podtvar	Mat. kolory	Čís. vychoz.	Čís. st.	Čís. odst.	Čís. dílů	Čís. dílů	Čís. dílů	Čís. dílů
1	MATICE M 12x1,25	ČSN021401.00								
3	ŠROUB M 6x2,2	ČSN021143.22								45
2	MATICE KM 5	ČSN023630								46
3	MATICE KM 10	ČSN023630								47
2	POJIST.PODL. MB 5	ČSN023640								48
3	POJIST.PODL. MB 10	ČSN023640								49
1	KROUŽEK 20	ČSN022930								50
1	KROUŽEK 60	ČSN022930								51
2	KROUŽEK 52	ČSN022931								52
4	KROUŽEK 130	ČSN022931								53
1	PERO 12e7x8x40	ČSN022562								54
1	PODLOŽKA 9,5	ČSN021727.11								55
2	LOŽISKO NJ 312 E	ČSN024794								56
2	LOŽISKO 22312 JB	ČSN024705								57
2	LOŽISKO 30205	ČSN024720								58
2	LOŽISKO 30206	ČSN024720								59
1	LOŽISKO 51204	ČSN024739								60
3	PŘÍPOJKA Js 5	ČSN137739.0								61
2	TR.6x0,5-250	ČSN426710.21								66
2	TR.6x0,5-85	ČSN426710.21								67
										68

MŠP:Kre Prezkoušel Norm. ref. V pr. projednal	Kreslil	Čís. sním. Č. transp.	Změna	Datum	Podpis	Index změny	x
							x
	Schválil						x
	Dne						x
Typ	Skupina	Starý výkres	Nový výkres				
Název TESTOR OZUBENÍ			1.KST-010-03.00				
Počet listů 5			List 4				

Počet kusů	Název dílce	Popis dílce	Mat. techn. úř.	dat. vydání	Průměr	hmotnost	hmotnost	Číslo kresby	Pos.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	TR.6x0,5-135	ČSN426710.21							69
1	TR.6x0,5-185	ČSN426710.21							70
1	TR.6x0,5-120	ČSN426710.21							71
1	TR.6x0,5-70	ČSN426710.21							72
1	TR.6x0,5-110	ČSN426710.21							73
3	ODBOČKA								74
2	TĚSNĚNÍ TL.10		PRYŽ						75
1	KROUŽEK 26x32	ČSN029312.1							76
1	KROUŽEK 45x65x12	ČSN029401.0							77
1	KROUŽEK 50x40	ČSN029280.2							78
1	SKLO								79
2	SKLO								80

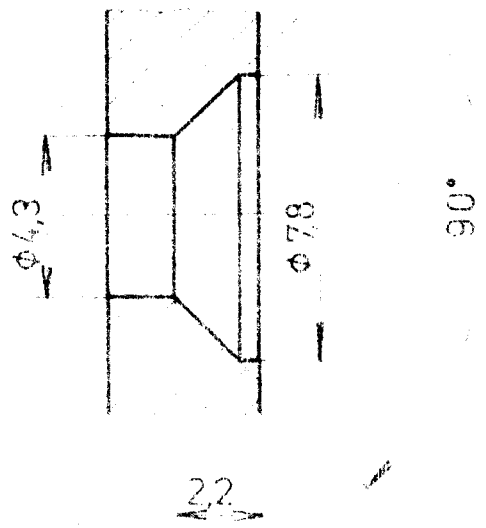
Měřítko	Kreslil	Čís. sním.	Název	Druh	Popis	Index změny	x
	Přezkoušel						x
	Norm. ref.						x
	Výř. projednal						x
	Schválil	Č. transp.				x	
	Dne					x	
Typ		Skupina	Starý výkres		Nový výkres		
Název		TESTOR OZUBENÍ					
		1.KST-010-03.00					
		Počet listů 5					List 5

6.3



DETAIL A

M54



VRTAI SE SOUČASTI

POZ. Č. 1, 2

Č.V. 0.KST-010-03.01

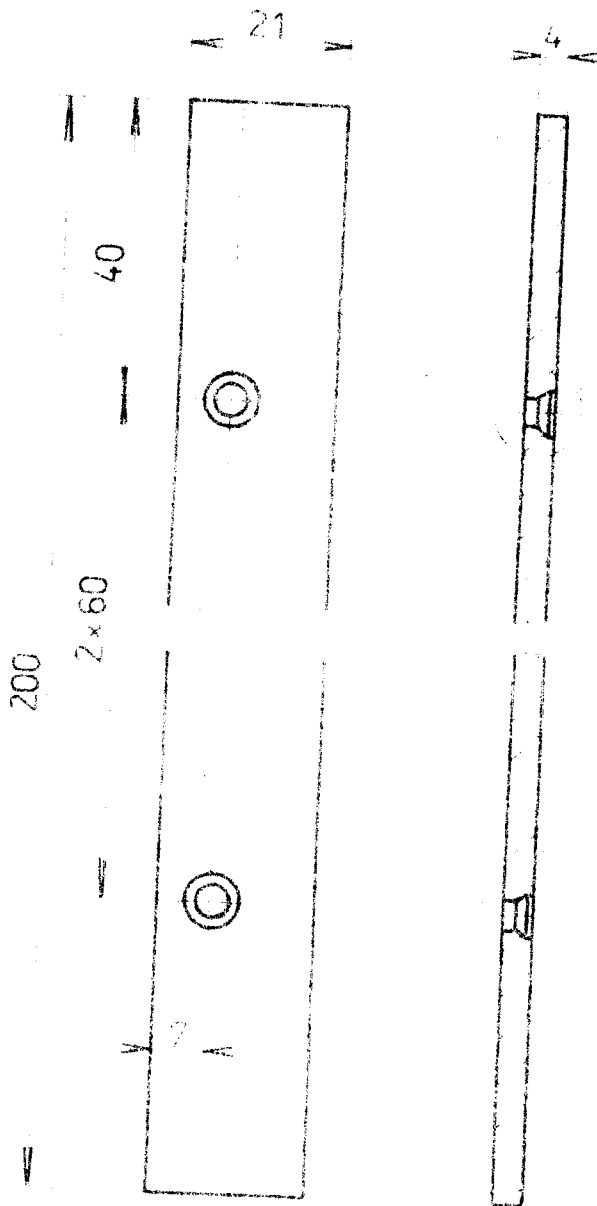
Č.V. 0.KST-010-03.02

4 25x3-050 ČSN4255/22.10 11.373.0

1.1
(5")

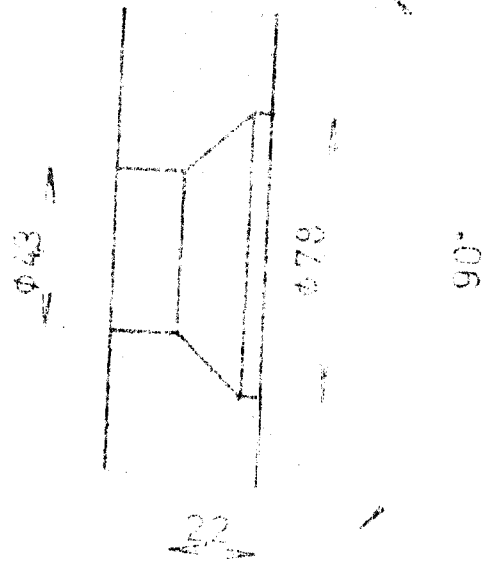
LIŠTA

4KST-010-03.04



DETAIL A

M5-1



VRTAL SE SOUČASTI
 POZ. Č. 1
 ČVOKST-010-03-1

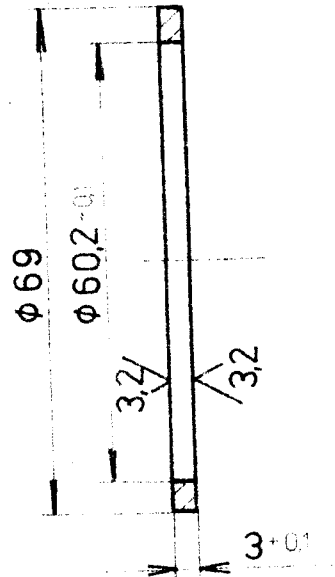
2 25x5-210 ČSN42552210 11.3730

1:1
 (5.1)

LIŠTA

4.KST-010-03.07

6,3 / (32)



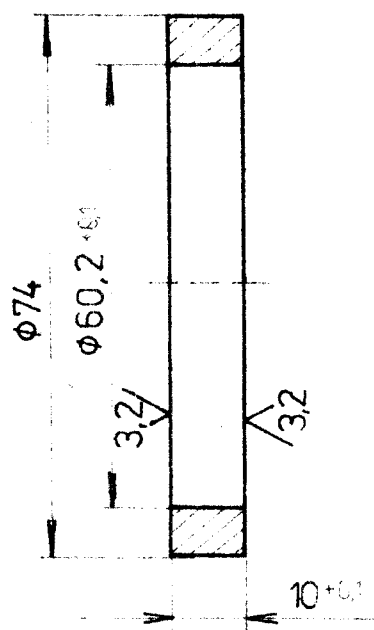
2 TR $\phi 70 \times 8-6$ ČSN 425715.01 11353.0

1:1

KROUŽEK

4.KST-010-03.06

6,3 (32)



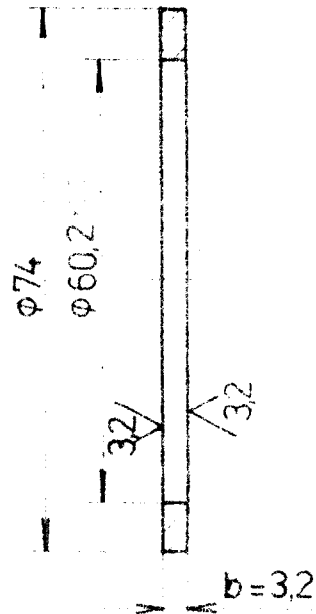
4 TR. $\phi 76 \times 8 - 13$ ČSN 425715.01 11 3530

1:1

KROUŽEK

4KST-010-03.07

6,3 / (32)



ROZMĚR b UPRAVIT PŘI MONTÁŽI

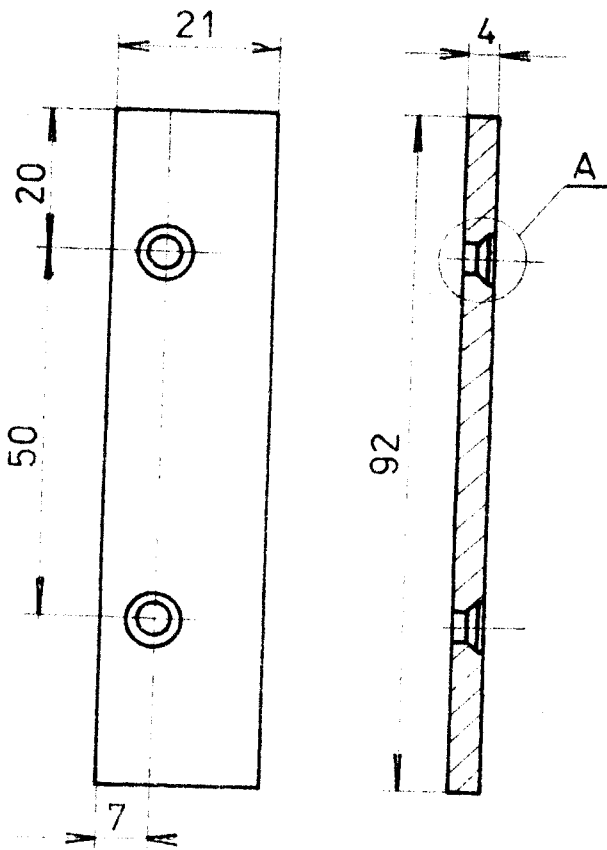
2 TR $\phi 76 \times 8 - 7$ ČSN 425/1501 11 3530

1:1

KROUŽEK

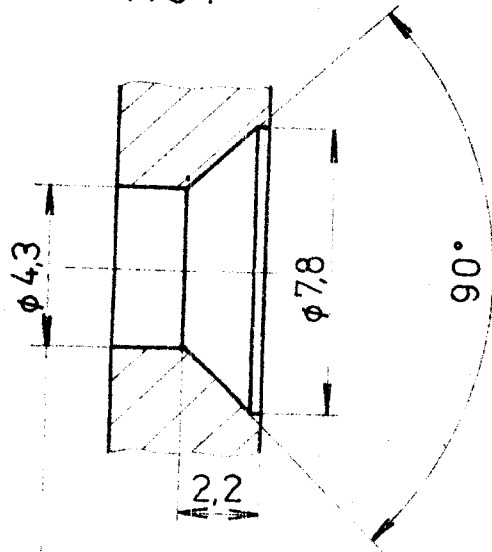
4KST-010-03.08

6,3
√



DETAIL A

M 5:1



VRTAT SE SOUČÁSTÍ

POZ. Č. 1, 2

Č. V. 0.KST-010-03.01

Č. V. 0.KST-010-03.02

4 □ 25×5-100

ČSN 425522.10 11 373.0

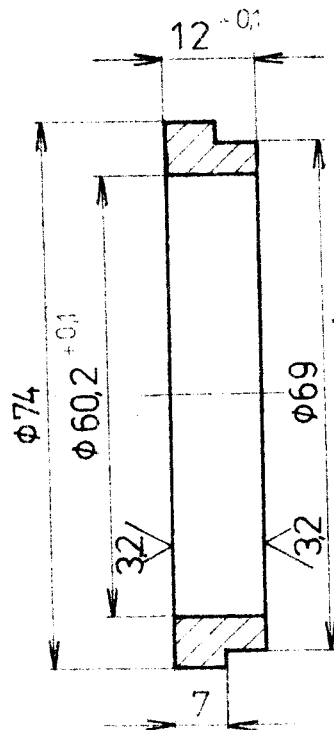
1:1
(5.1)

9

LIŠTA

4.KST-010-03.09

6,3 (3,2)



1 TR. $\phi 76 \times 8 - 15$ ČSN 42 5715.01 11 353.0

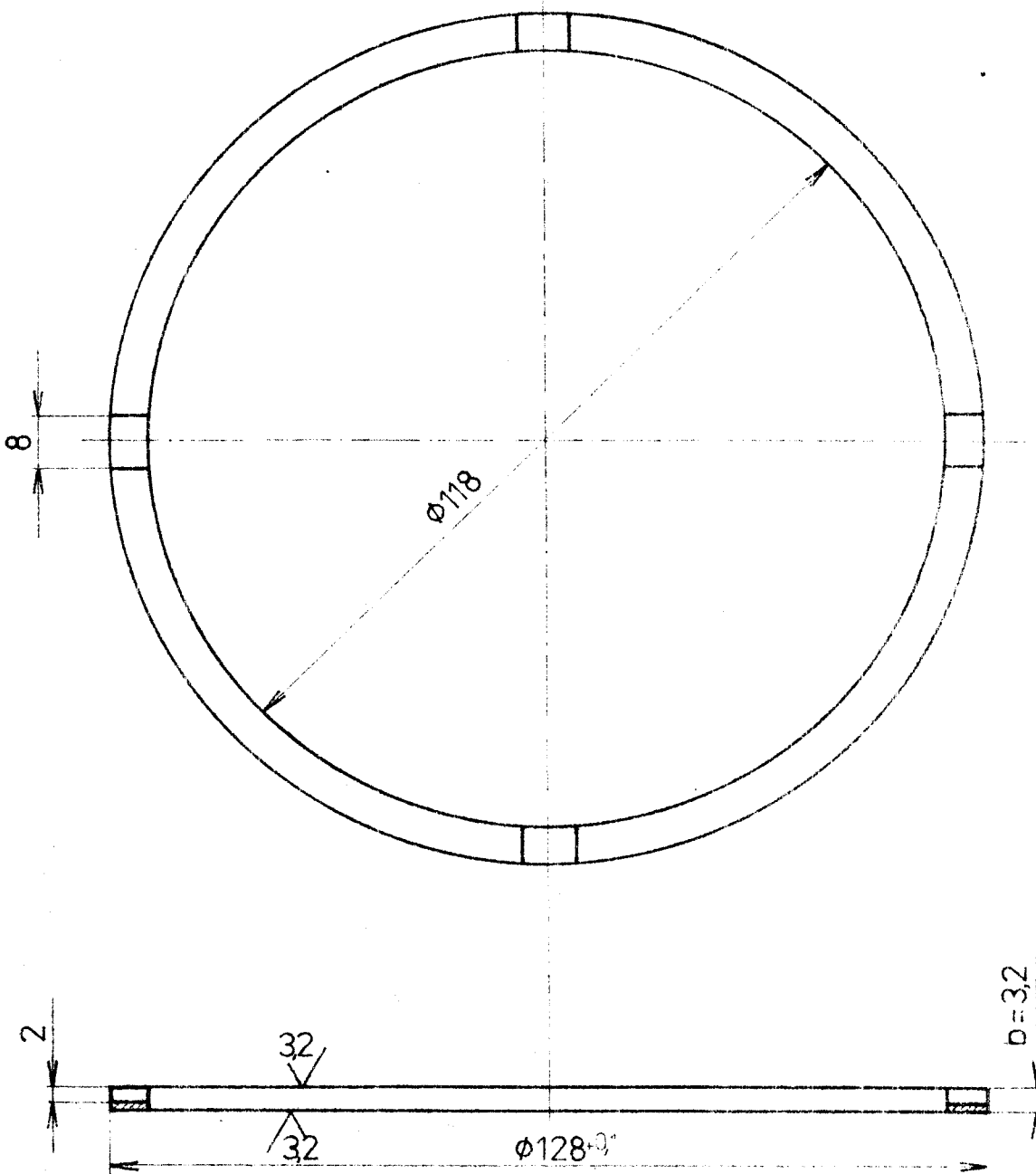
10
Res.

1:1

KROUŽEK

4.KST-010-03.10

6,3 (3,2)



ROZMĚR b UPRAVIT PŘI MONTÁŽI

2 TR. $\phi 130 \times 8 - 7$ ČSN 42 571501 11 5230

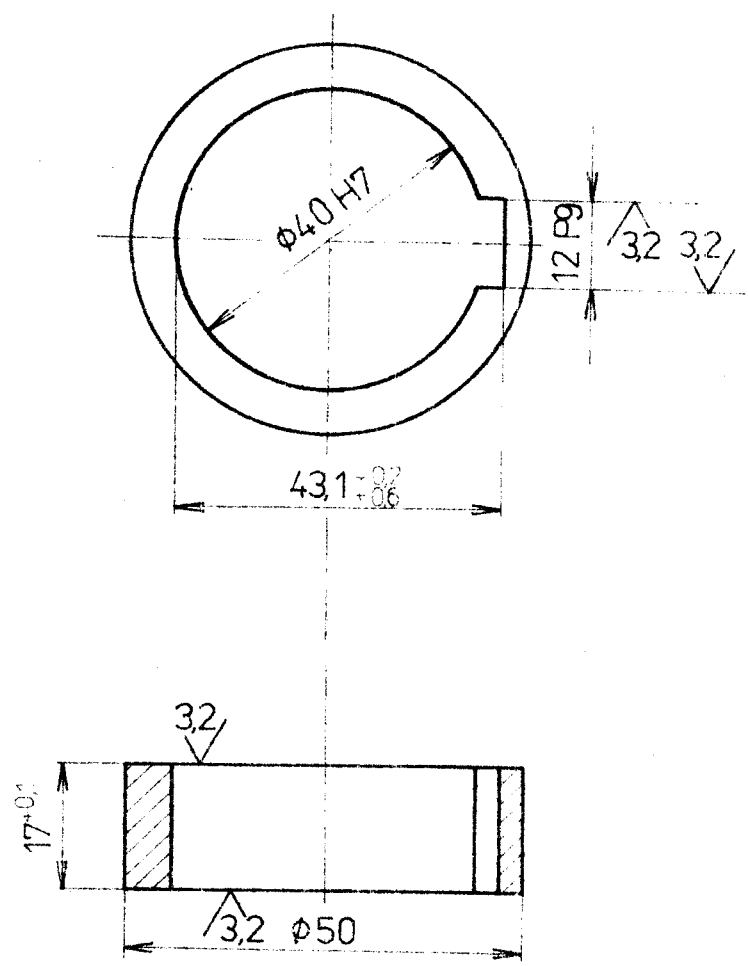
11

1:1
Kroužek
Výrobce: Pavel Polák

KROUŽEK

4.KST-010-0311

6,3 / (32)



1 TR. $\phi 55 \times 8-20$ ČSN 42 671131 11 373.0

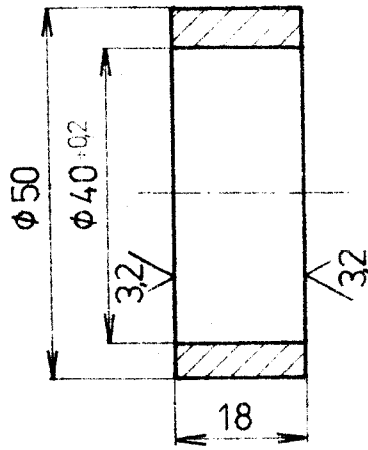
12

1:1

KROUŽEK

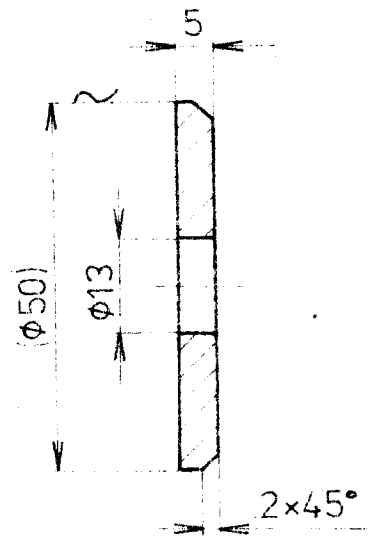
4.KST-010-03.12

6,3 (3,2)



1	TR. $\phi 50 \times 6 - 21$	ČSN 42571501 11373.0	13
Part	Netto	Standard	Pos.
Pozadíčko			
Měřítko	Kreslil	Šelach	
1:1	Přezkoušel		
	Napsal		
	Vypracoval	Schmitt	
		Šelach	
		Murina	
KROUŽEK		4.KST-010-03.13	

6,3 (H)



1 φ50-8

ČSN426510.12 11 500.0

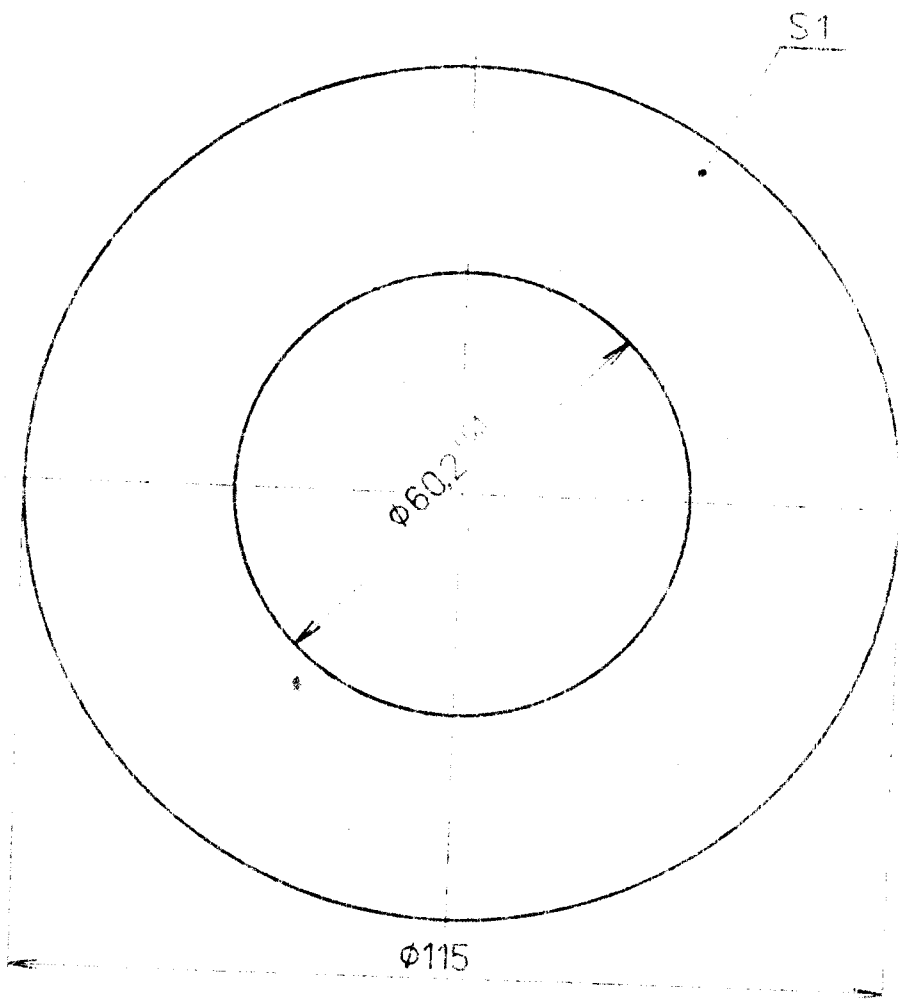
14

1:1

PODLOŽKA

4KST-010-0314

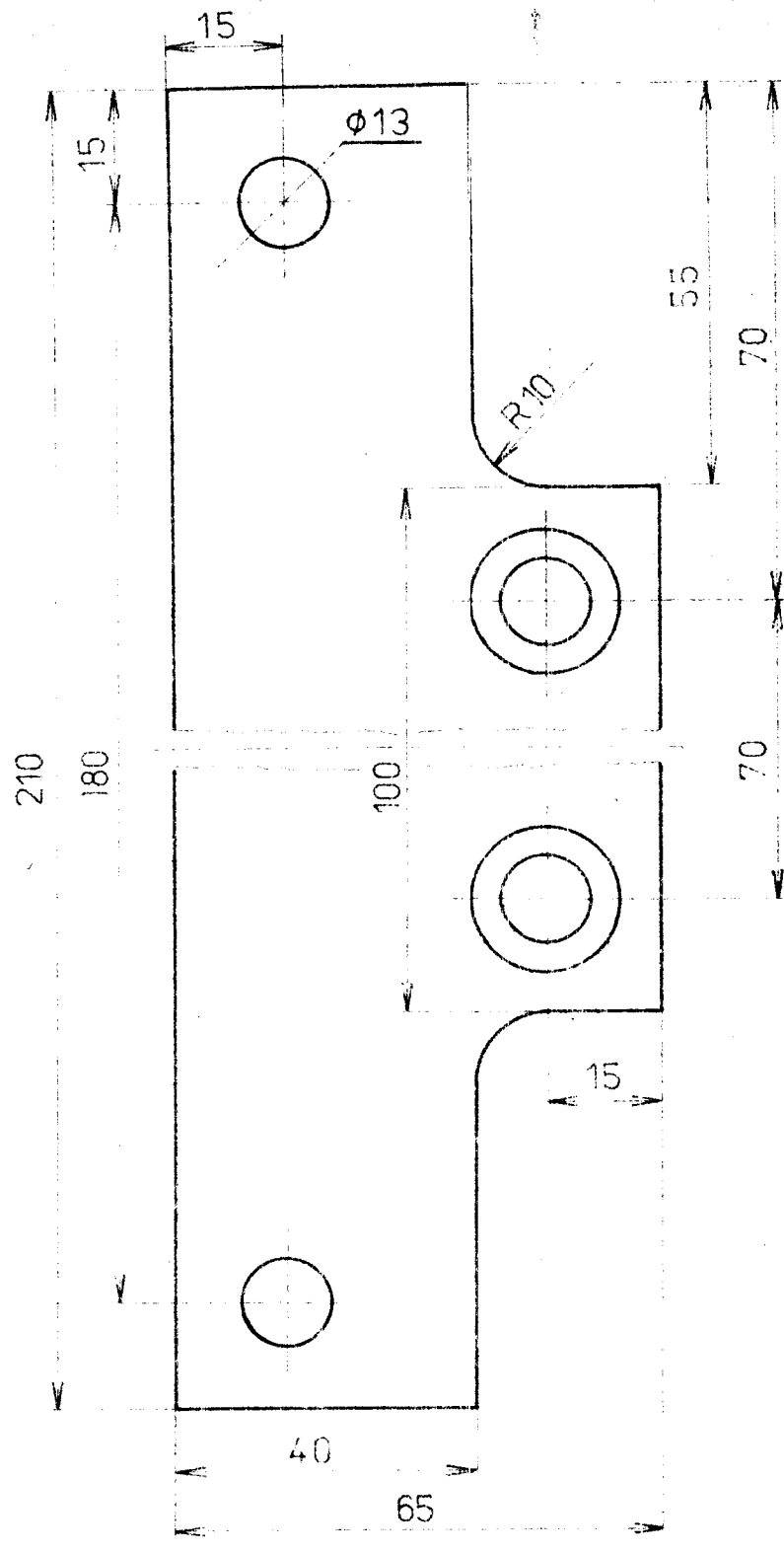
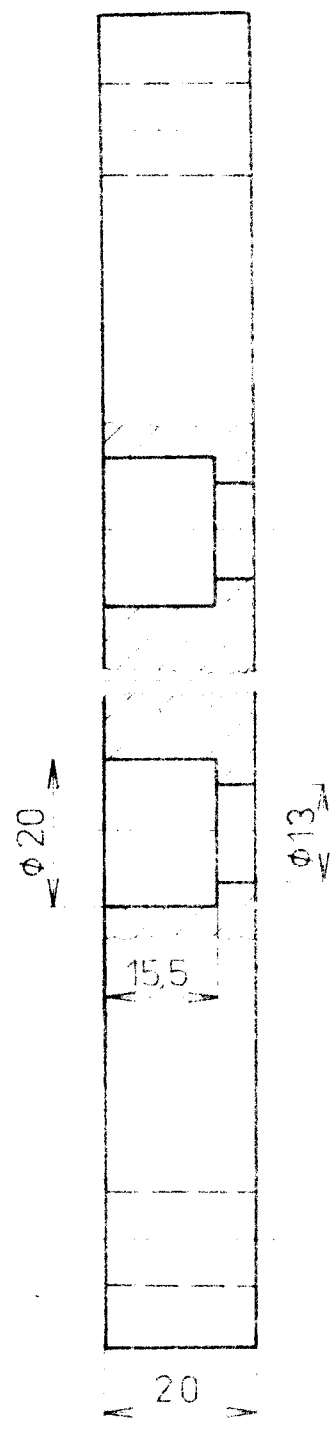
2



4 | \square 1,00 x $\phi 125$ ČSN 25350.1 11 320.21

1:1

ODSTŘÍKOVÝ KROUŽEK 4.KST-010-03.15



2 \square 80x30-220 ČSN425522.10 11373.0

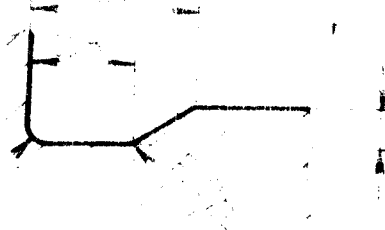
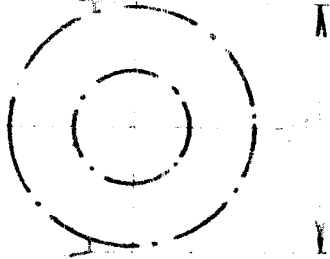
1:1

PATKA

4.KST-010-03.16

DETAIL A

1:5



2 VAŘIT ELEKRODOU E 42.11
1 OHNOUT PO SVARENÍ

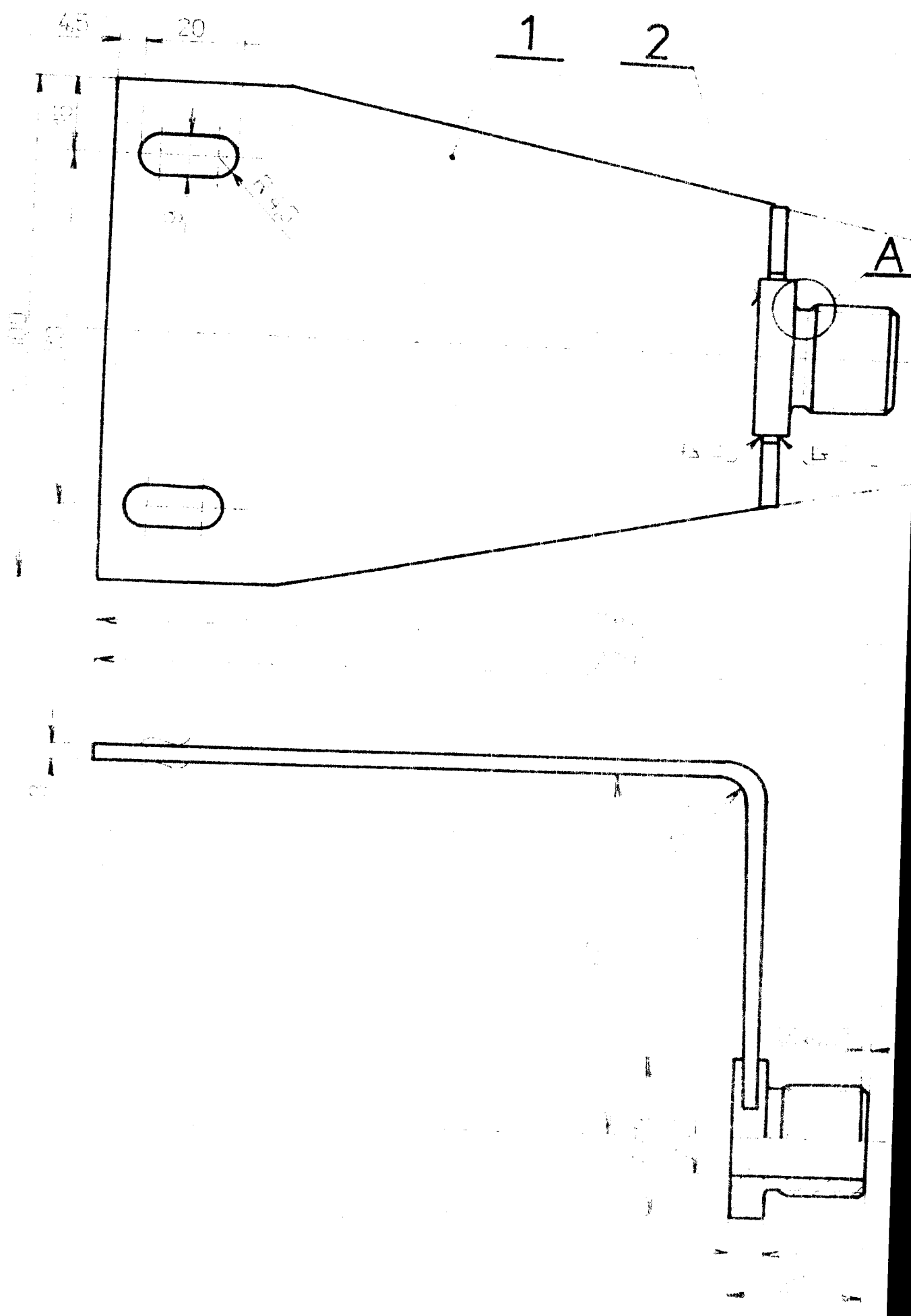
1	Ø 38-30	ČSN 42 5510.10	11 500 0	11 500 0					2
1	PL 300 100 200	ČSN 42 5350.1	11 343.21	11 343.21					1

1:1

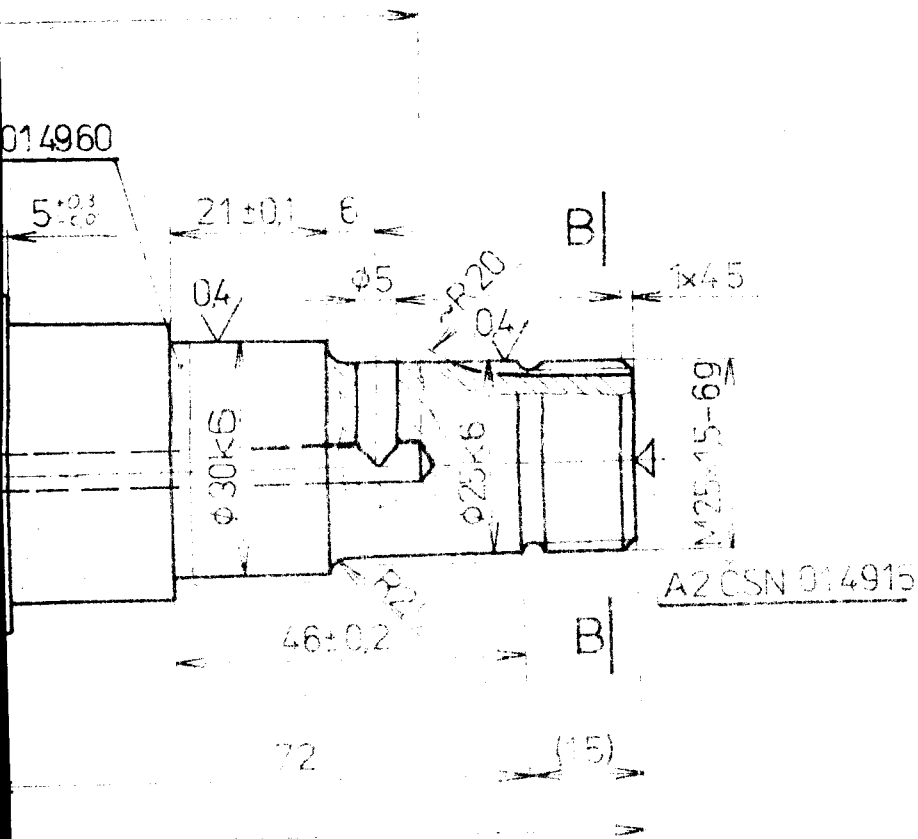
(5:1)

DRŽÁK

3KST-010-0317



6.3
▽ (0.4, 0.8)



DETAIL A
M51



CEMENTOVAT DO HL 0,2, KALIT NA HRC=55

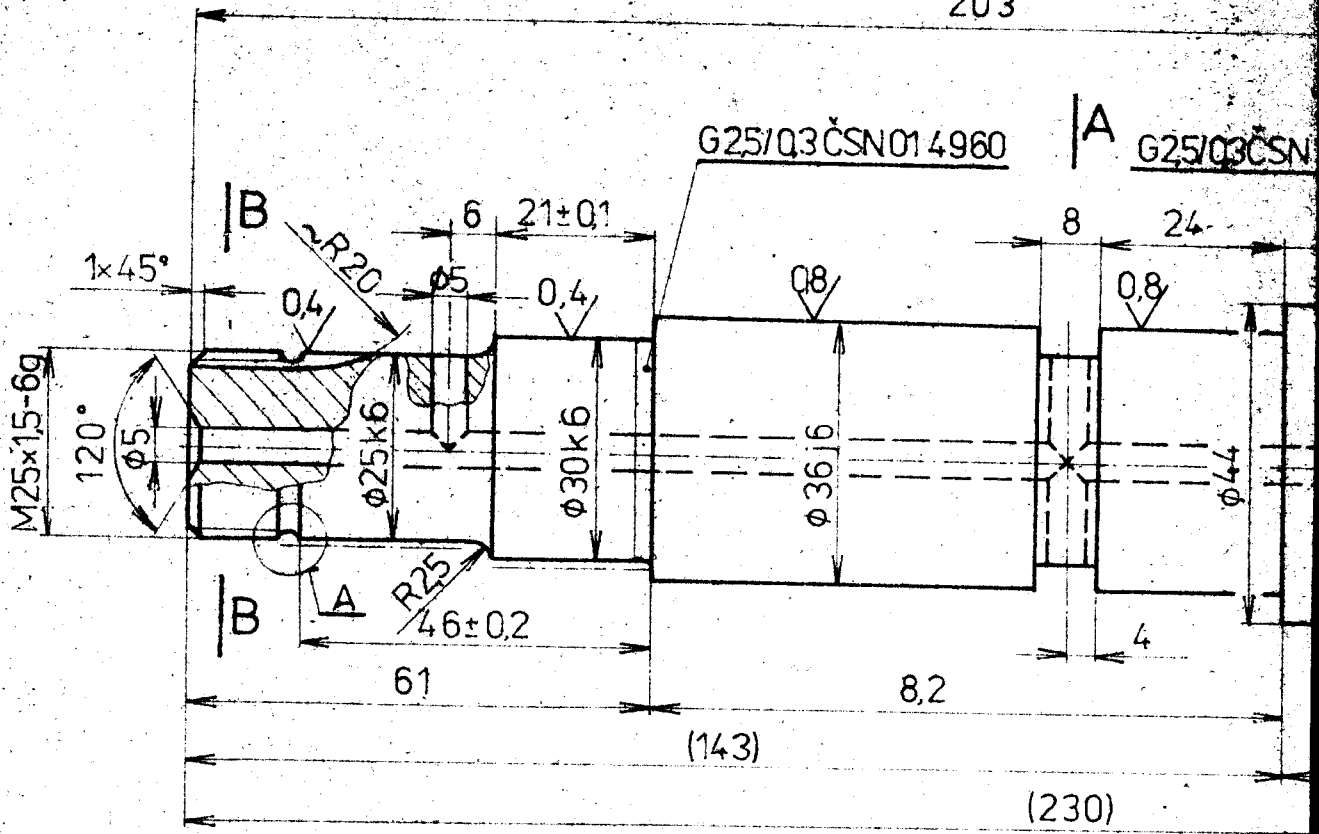
1 602-740 ČSN42 5516 14 2209 14 2201

1:1

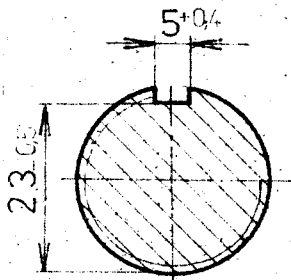
(5:1)

HŘÍDEL

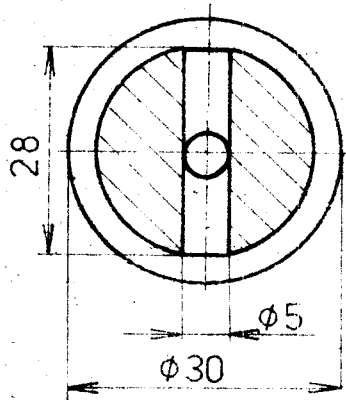
3.KST-010-03.18



B-B



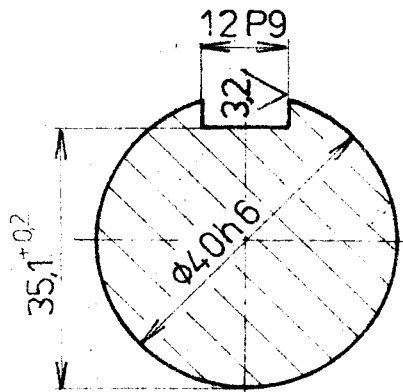
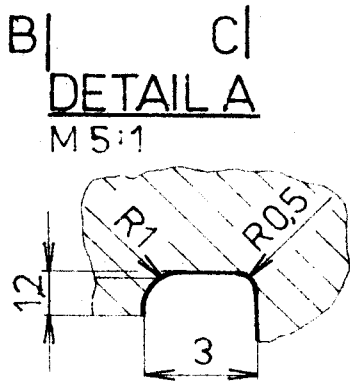
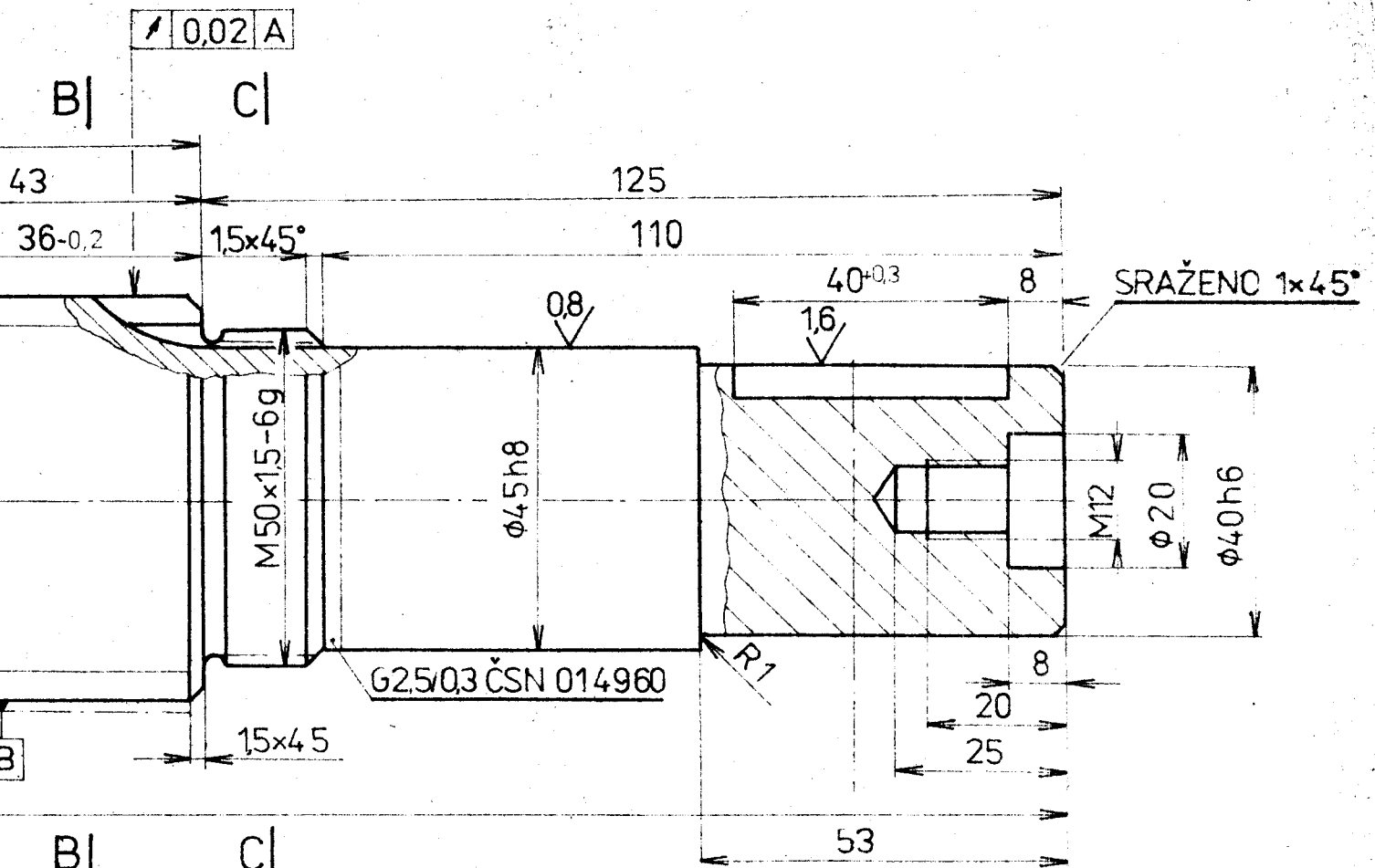
A-A



| A

1.2

6,3 (0,4, 16, 32)



CEMETOVAT DO HL. 0,2; KALIT NA HRC = 55

1 | $\phi 65-330$ | ČSN 42 5516 | 14 220.9 | 14 220.1

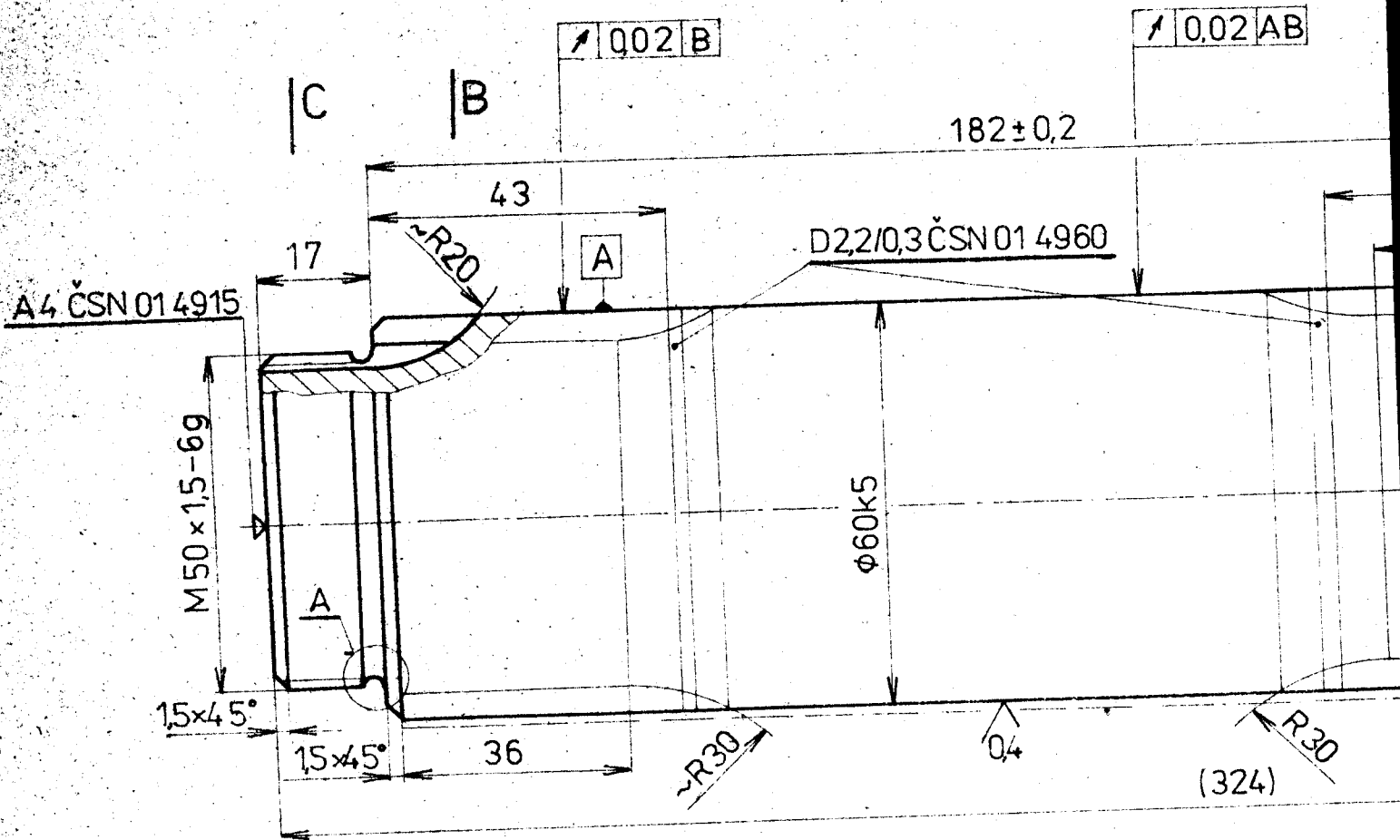
19

1:1

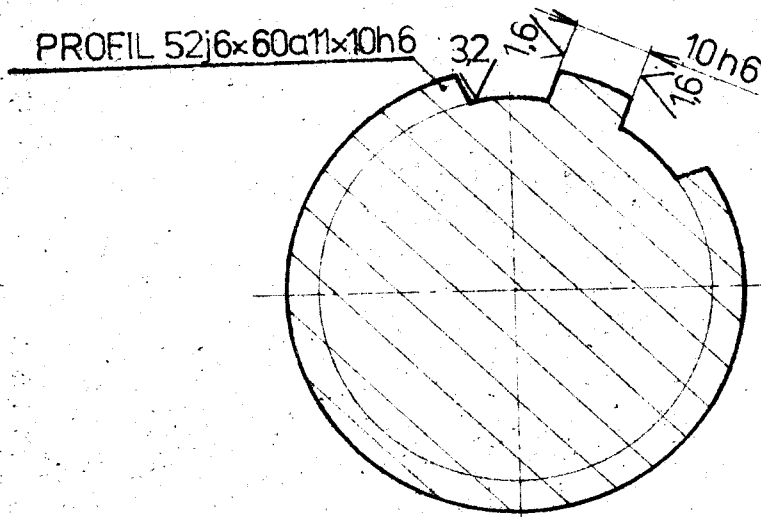
(5:1)

HŘÍDEL

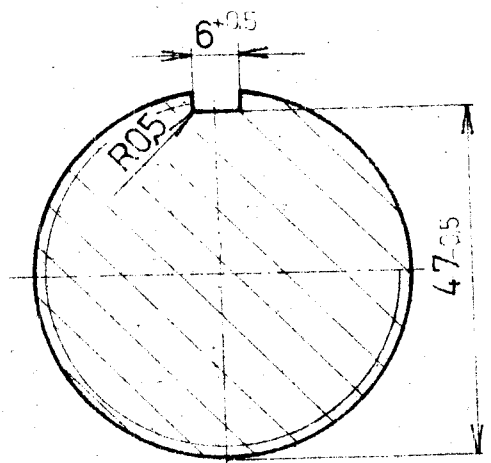
3.KST-010-03.19



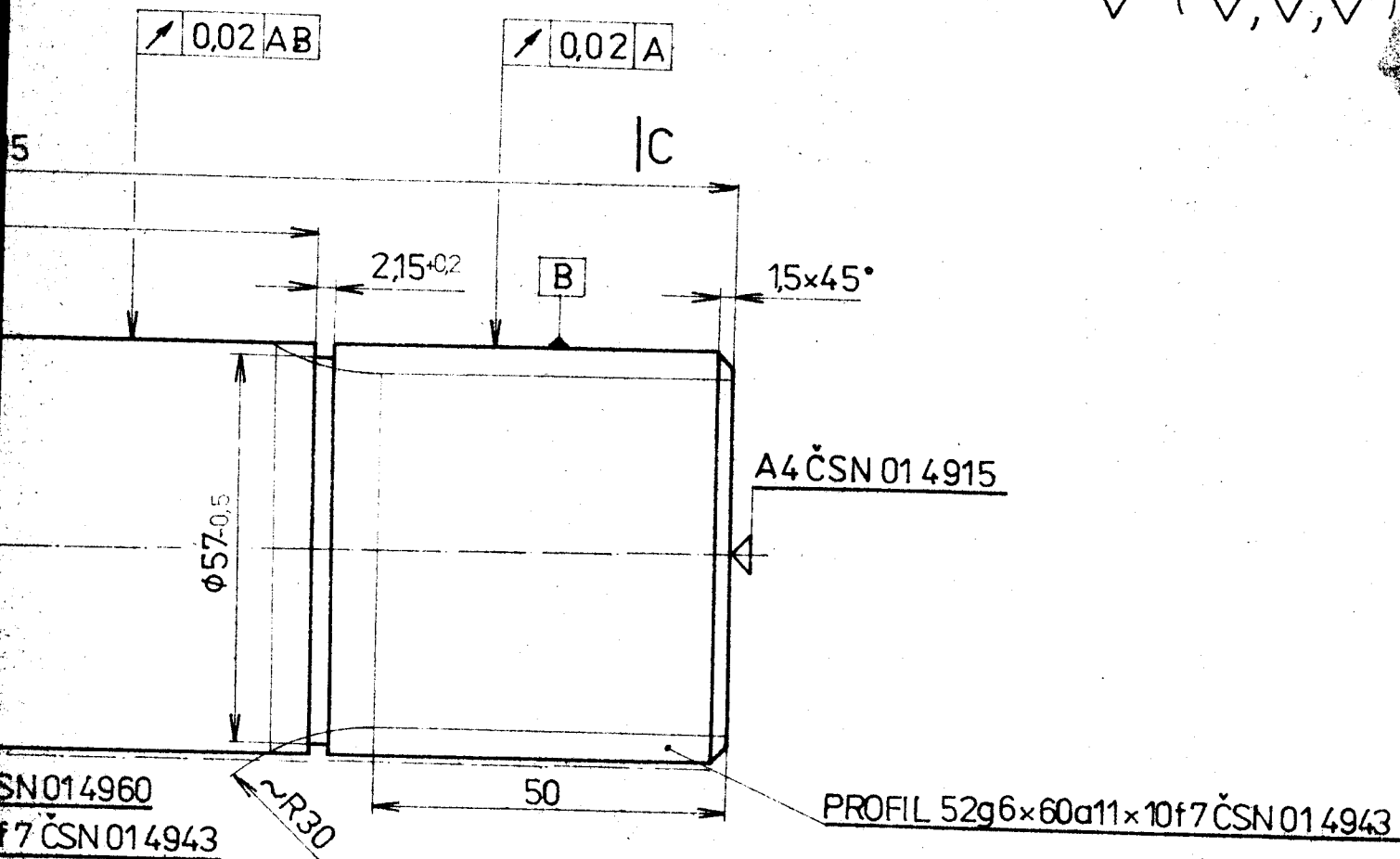
Section lines C-C and B-B are indicated above the respective cross-sections.



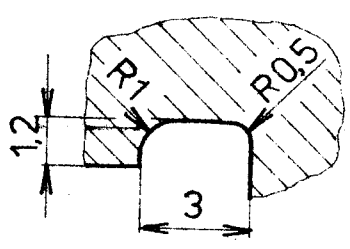
C-C



6.3
 (0.4, 1.6, 3.2)



DETAIL A
 M 5:1



2. U DRÁŽKOVANÍ NA KONCI HRÍDELE SE ZÁVITEM MÁ 1 ZUB ŠÍŘKU 10h6
 1. — CEMENTOVAT DO HL. 0,2; KALIT NA HRC=55

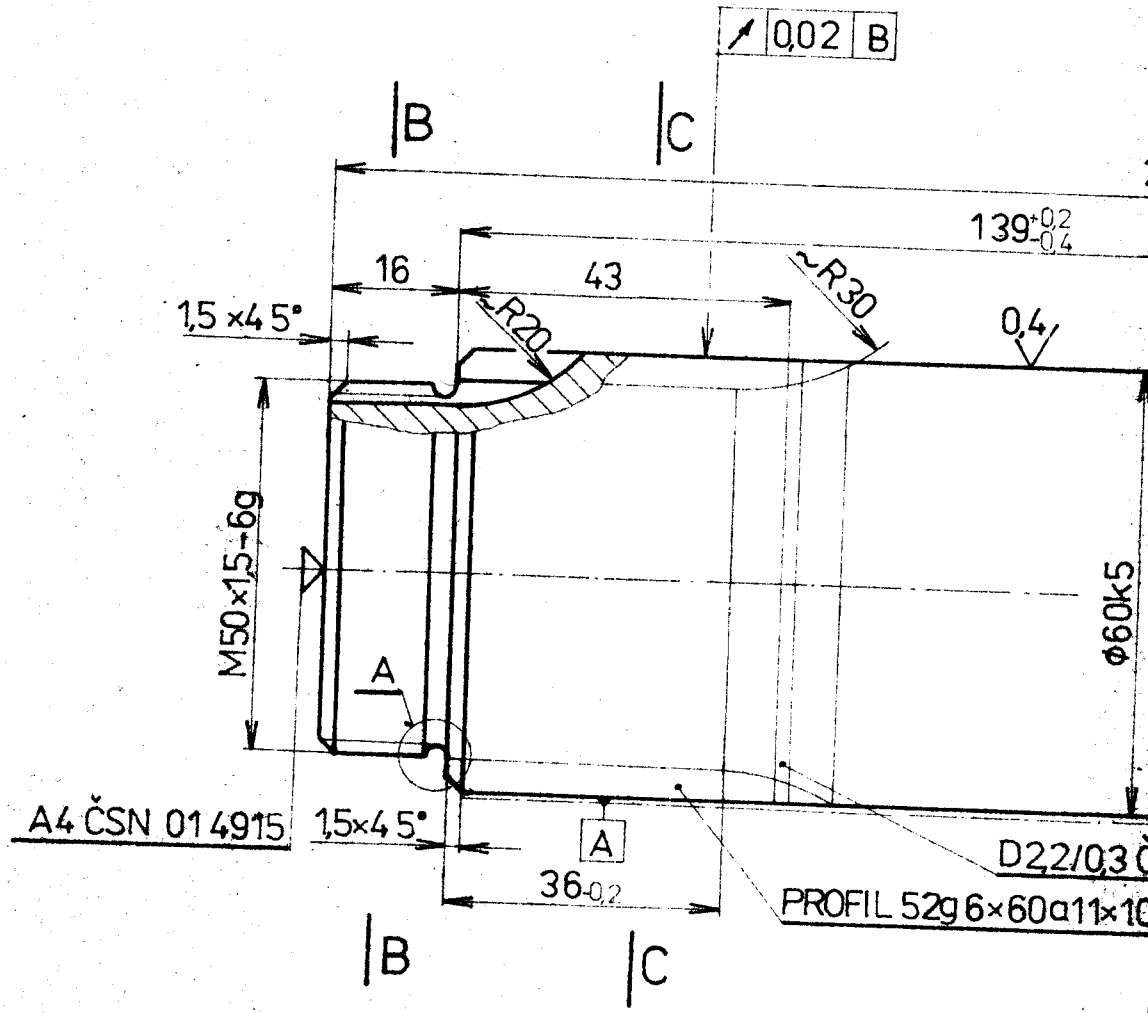
1 | $\phi 65-220$ | ČSN 42 5516 | 14 220.9 | 14 220.1

1:1
 (5:1)

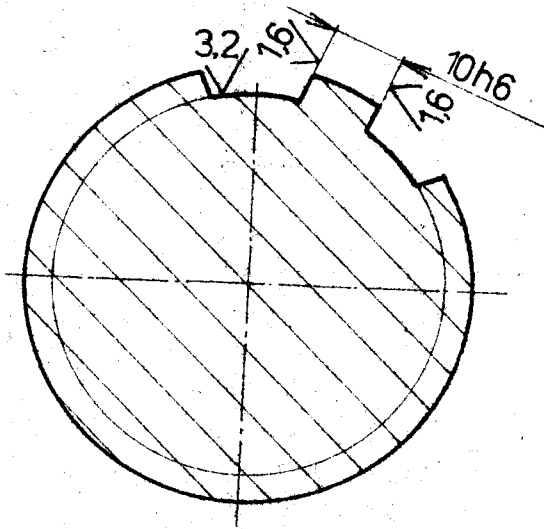
HRÍDEL

3.KST-010-03.20

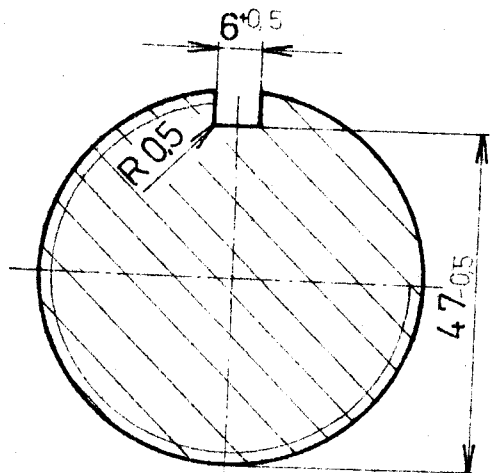
20
 Pes



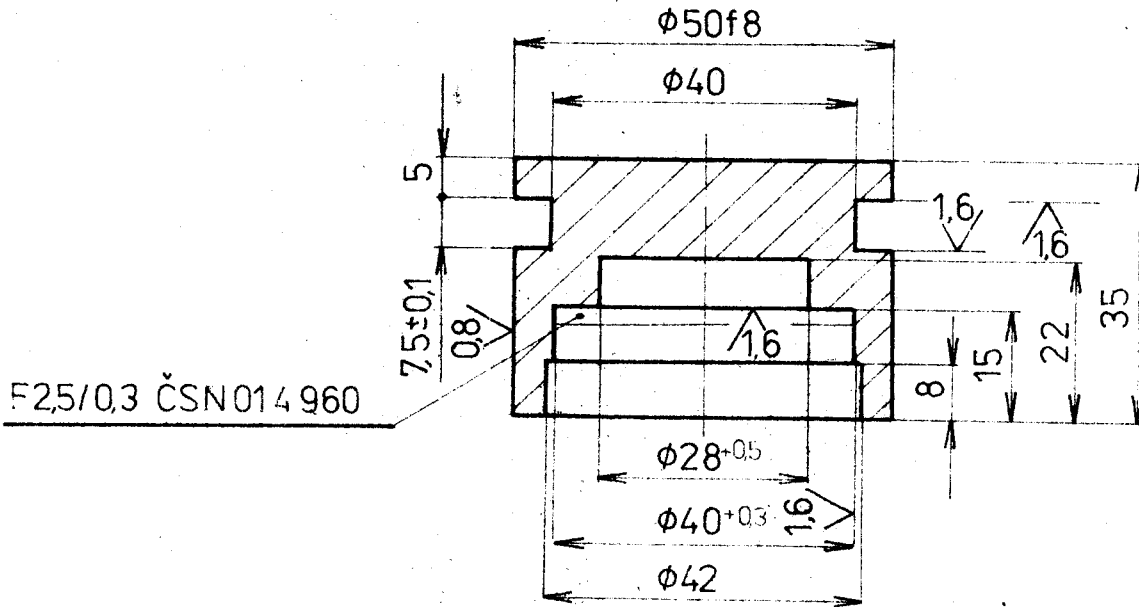
C-C



B-B



3,2 (0,8, 1,6)



1 $\phi 55-40$ ČSN425510.10 11600.0

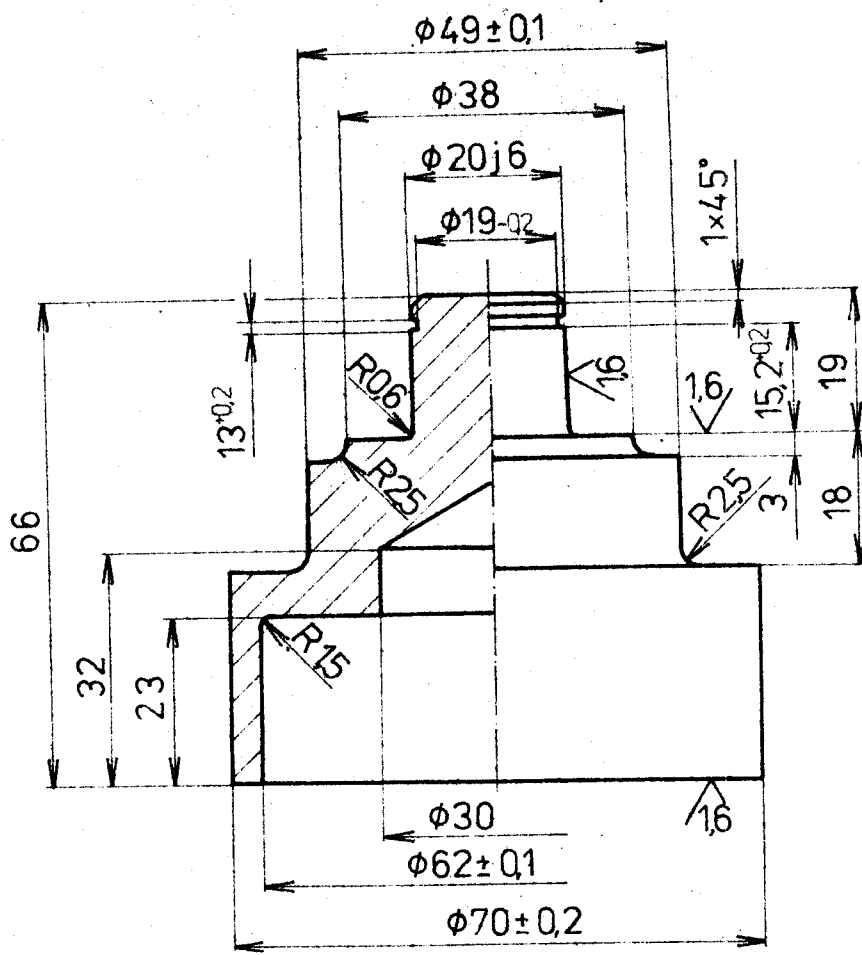
22

1:1

PÍST

4.KST-010-03.22

32/ (16)



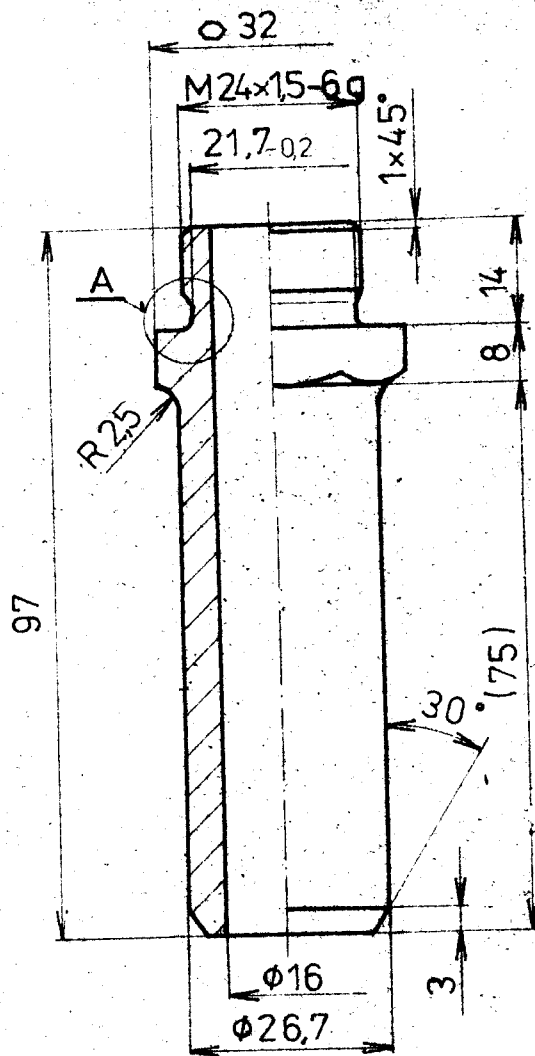
HRANY SRAZIT $0,5 \times 45^\circ$

1 $\phi 80-70$ ČSN 425510.10 11 523.0

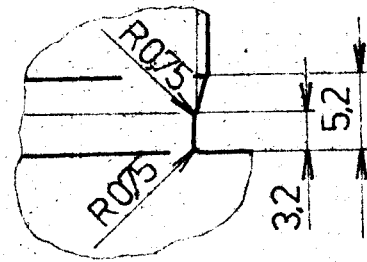
23

6,3/ (0,8)

32



DETAIL A
M2.1



1 | \varnothing 32-100

ČSN 426530.12 11 500

25

Ans.

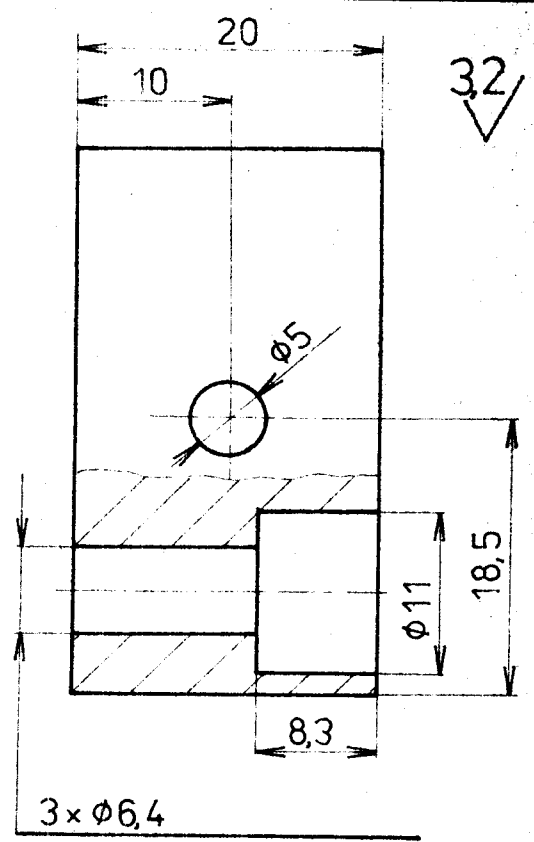
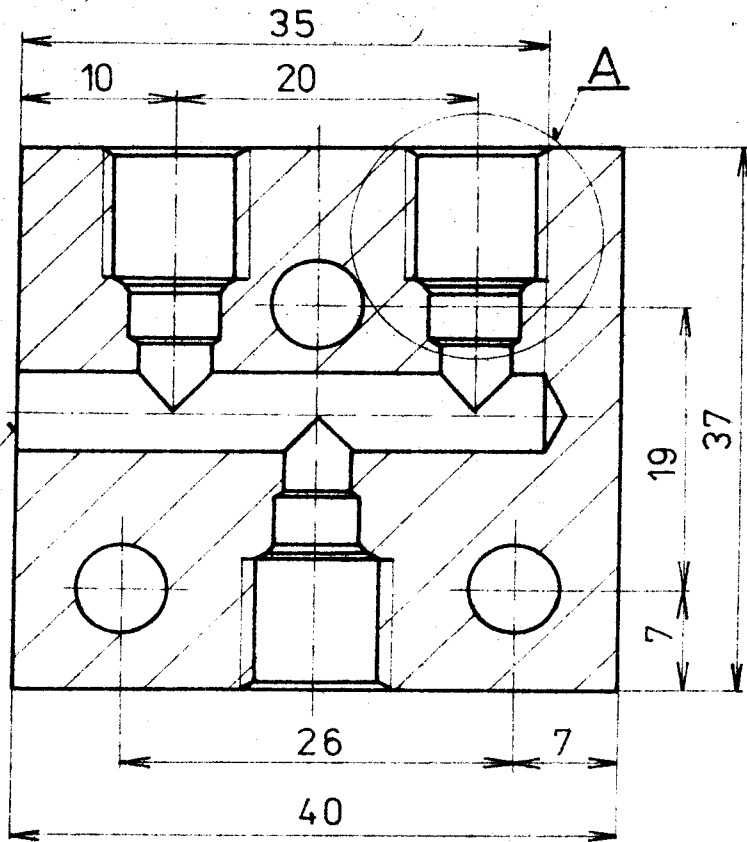
Materiál: *Černá ocel*

1:1
(2:1)

KONCOVKA

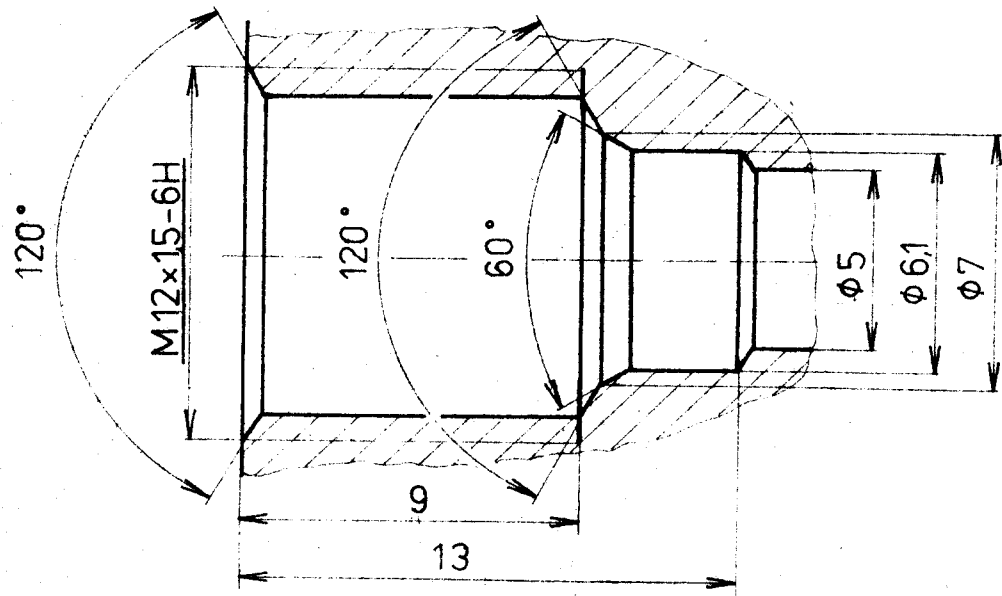
4.KST-010-0325

OTVOR ZASLEPIT KOLÍKEM



VRTAT SE SOUČÁSTÍ
POZ. Č. 5
Č.V. 1KST-010-03.05

DETAIL A
M 5:1



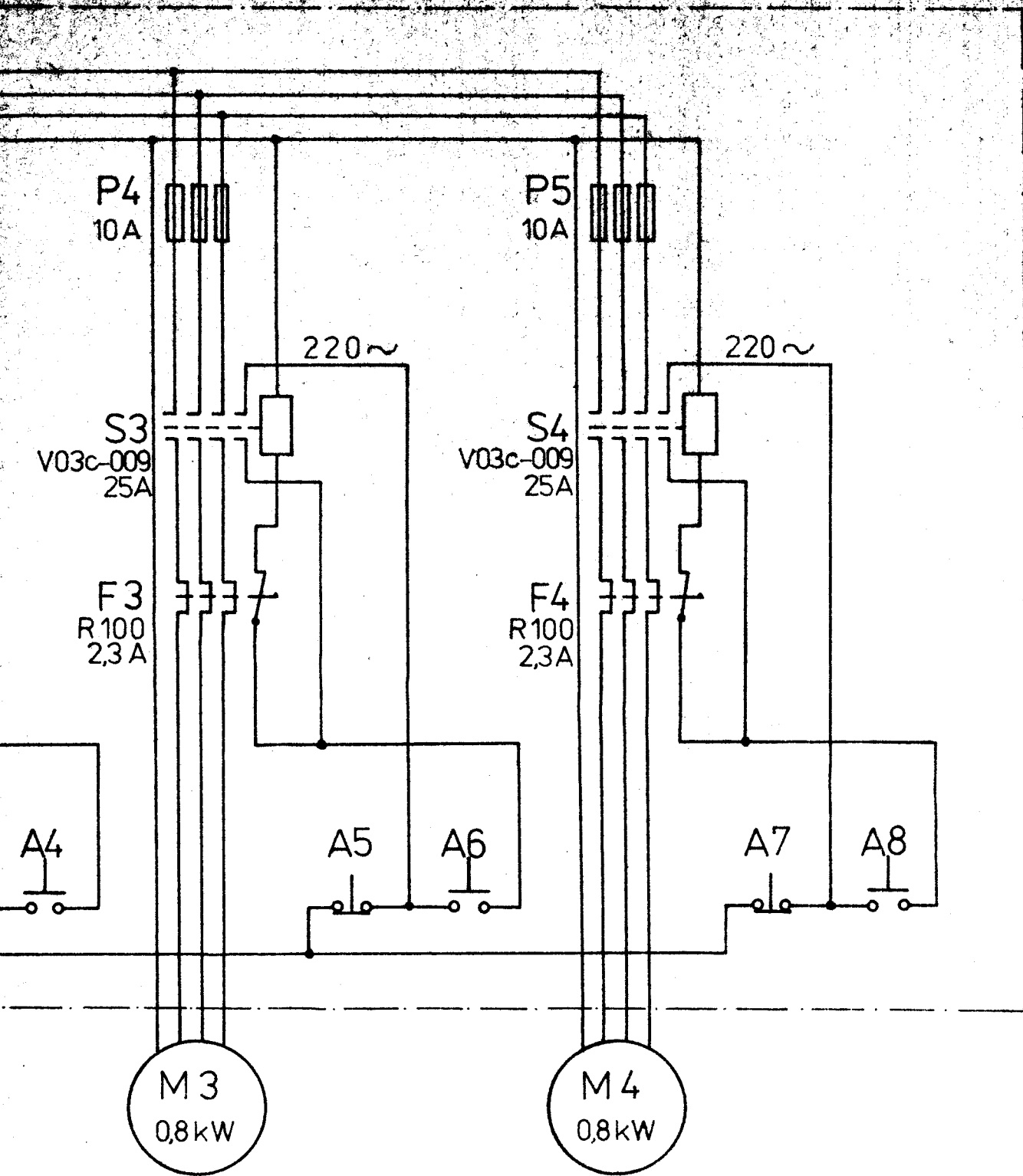
1 \square 50x5 - 25 ČSN42552210 11373.0

26

2:1
(5:1)

KOSTKA

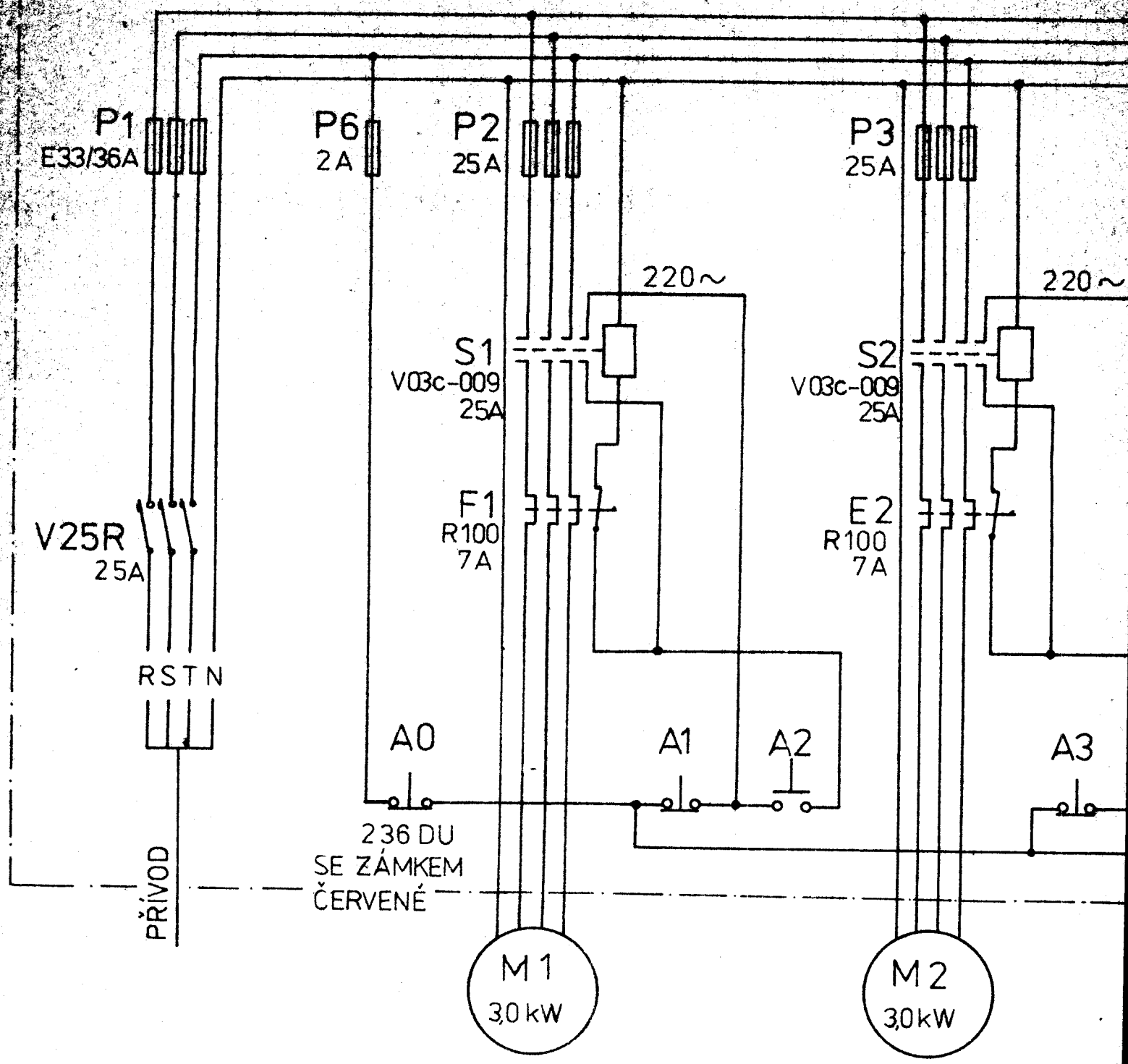
4.KST-010-03.26

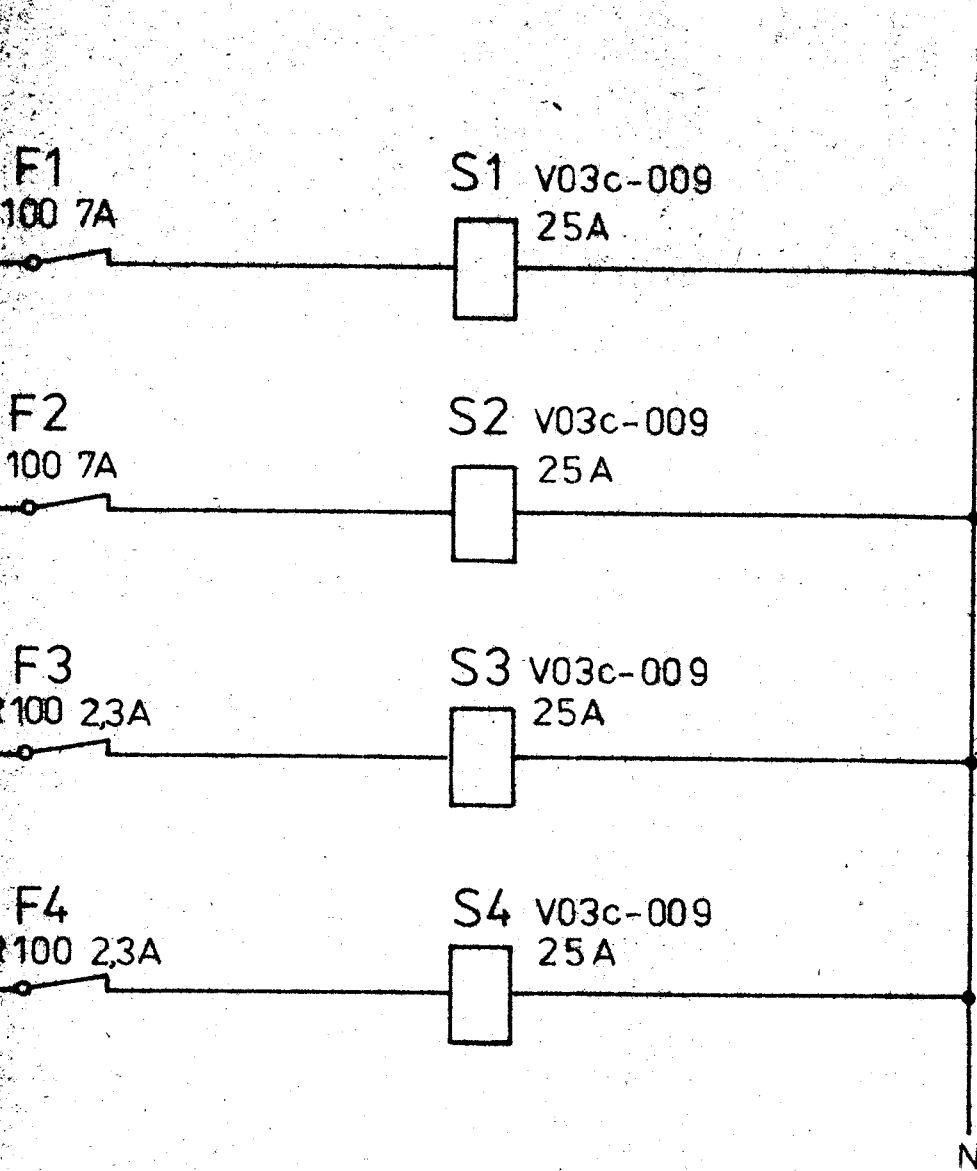


Panel 3.4.10.1

OVĽADACÍ
SCHÉMA

3.KST-010-05





Název: *Panel Relaj*
 Projekt:
 Vypracoval:
 Datum:

Číslo:
 Datum:

Typ: *1. úroveň*
 Měřítko:

**LINIOVÉ
 SCHÉMA**

3.KST-010-05.01

P2
2A

A0
236DU
SE ZÁMKEM
ČERVENÉ

