

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

obor 23 - 20 - 8

stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

zaměření

stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

Katedra strojů průmyslové dopravy

ULOŽENÍ SKLOPNÉ KABINY VOZIDLA

KSD-098

Jan Dvořák

Vedoucí diplomové práce: Ing. L. Bartoníček /VŠST Liberec/

Konzultant: Ing. V. Polívka, o.p. LIAZ
závod Mnichovo Hradiště

Rozsah práce a příloh:

počet stran.....56
počet příloh a tabulek.....8
počet obrázků.....22
počet výkresů.....14

23. května 1986

Vysoká škola: **VŠST, Liberec**

Fakulta: **strojní**

Katedra: **strojů průmysl. dopravy**

Školní rok: **1985/86**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jan Dvořák

pro

obor **23-20-8 stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu**

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: **Uložení sklopné kabiny vozidla**

Zásady pro vypracování:

Pro nákladní automobily LIAZ n.p. proveďte:

1. Konstrukční řešení zadního uložení a uzávorování sklopné kabiny LIAZ v provedení krátkém i středním. Obě řešení maximálně unifikuje.

Hmotnost kabiny krátké

550 kg

Hmotnost kabiny střední

650 kg

Posádka

1-4 osoby à 80 kg

Zdvih uložení (pérování kabiny)

max ± 30 mm

2. Pevnostní výpočet hlavních dílů.
3. Ekonomické zhodnocení.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8
PSČ. 461 17

V 84 / 865

KSD / SPD

Rozsah grafických prací: výkres sestavení a hlavních uzlů

Rozsah průvodní zprávy: 40 stran textu včetně výpočtů

Seznam odborné literatury: Fíremní výkresy a prospekty
Šalamoun, Č.: Motorová vozidla. Skripta ČVUT Praha

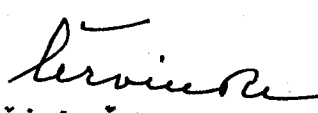
Vedoucí diplomové práce: Ing. Ladislav Bartoníček

Konzultant: Ing. Vladimír Polívka, LIAZ Mnichovo Hradiště

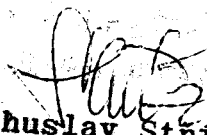
Datum zadání diplomové práce: 3.12.1984

Termín odevzdání diplomové práce: 23.5.1986

L.S.


Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.

Vedoucí katedry


Doc. RNDr. Bohuslav Stríž, CSc.

Děkan

v Liberci dne 3.12. 1984

MÍSTOPŘÍSEŽNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Liberci 14. 5. 1986

Prohlášení
.....

Děkuji vedoucímu své diplomové práce Ing. L. Bartoníčkoví,
konzultantovi Ing. V. Polívkovi z o. p. LIAZ, závod Mnichovo
Hradiště a Doc. Ing. L. Prášilovi, CSc z katedry částí strojů
a mechanismů za poskytnutí cenných připomínek a rad při zpra-
cování diplomové práce.

OBSAH

ÚVOD	1
1. SKLOPNÉ KABINY	3
1.1. Důvody použití sklopných kabin	3
1.2. Dnešní sklopné kabiny LIAZ	3
1.3. Používané způsoby uložení kabin	4
2. PŘEDPOKLADY ŘEŠENÍ ULOŽENÍ KABIN LIAZ	6
2.1. Důvody řešení uložení na vinutých pružinách	6
2.2. Výchozí předpoklady a podmínky řešení	6
3. NOVĚ NAVRŽENÉ ŘEŠENÍ	8
3.1. Výpočet sil zatěžujících zadní uložení	8
3.2. Stanovení pravděpodobnosti výskytu větších rázů	11
3.3. Návrh a kontrola pružin	15
3.3.1. Materiál pružin a předpoklady výpočtu pružin	15
3.3.2. Výpočet rozměru pružin pro krátkou kabinu a ráz 1,5g	16
3.3.3. Výpočet rozměrů pružin pro střední kabinu a ráz 1,5g	21
3.3.4. Výpočet vlastních frekvencí vybraných pružin	25
3.3.5. Kontrola meze únavy navržených pružin	26
3.3.6. Charakteristika pryžového dorazu	33
3.3.7. Alternativní návrh pružin pro krátkou kabinu a ráz 1g	36
3.3.8. Alternativní návrh pružin pro střední kabinu a ráz 1g	40
3.4. Návrh ložisek stranového vedení kabiny	42
3.5. Návrh a kontrola šroubů upevňujících konzolu pružiny na rám	43
3.6. Pevnostní výpočet hlavního držáku stranového vedení	50

4. EKONOMICKE POSOUZENÍ NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ	53
5. ZÁVĚR	55
6. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	56

Seznam použitých zkratek

c	tuhost pružiny
c_R	redukována /skutečná/ tuhost pružiny
c_s	tuhost šroubu
c_p	tuhost přírub
d	průměr drátu
d_1	velký průměr šroubu
d_2	střední průměr šroubu
d_3	malý průměr šroubu
f	frekvence
f	součinitel tření
g	tíhové zrychlení
h	výška hlavy šroubu
i	poměr vinutí
k	bezpečnost
l_p	celková tloušťka svíraných přírub
m	výška matice
m_B	hmotnost kabiny
m_1	hmotnost působící na 1 pružinu /kabina + 1 osoba/
m_2	hmotnost působící na 1 pružinu /plné obsazení kabiny/
n	bezpečnost pro horní napětí
n_a	bezpečnost pro amplitudní napětí
n_χ	počet činných závitů
n_z	počet závěrných závitů
r	parametr asymetričnosti cyklu
s_0	součinitel bezpečnosti
u	kvantil normovaného normálního rozdělení
v	min. vůle mezi činnými závity
x_T	souřadnice těžiště průřezu
y_D	stlačení pružiny při dosednutí na horní doraz
y_1	stlačení pružiny v předpruženém stavu
y_8	stlačení pružiny v plně zatíženém stavu
y_{8s}	skutečné stlačení pružiny v plně zatíženém stavu
y_9	stlačení pružiny v mezném stavu
C_0	statická únosnost ložiska
D_s	střední průměr pružiny ve stavu volném

D_2střední průměr závitu matice
 Emodul pružnosti
 F_Btíha kabiny
 F_Ptíha posádky
 F_Dsíla vyvinutá pružinou při dosednutí na horní doraz
 F_1síla vyvinutá pružinou ve stavu předpruženém
 F_8síla vyvinutá pružinou ve stavu plně zatíženém
 F_9síla vyvinutá pružinou ve stavu mezně zatíženém
 $F_{S/i/}$tahová provozní síla v i -tém šroubu
 F_Ttřecí síla
 F_Ncelková osová síla ve šroubech k zachycení třecí síly
 $\bar{F}_N$osová síla v 1 šroubu k zachycení třecí síly
 F_ccelková síla ve šroubu
 ΔF_pčást max. hodnoty provozní síly připadající na příruby
 ΔF_sčást max. hodnoty provozní síly připadající na šroub
 F_Qsíla předpětí ve šroubu
 F_hmax. síla zatěžující šroub
 F_mstřední, statická síla
 F_aamplitudní síla
 Gmodul pružnosti ve smyku
 I_ymoment setrvačnosti průřezu k ose y
 KWahlův korekční součinitel
 L_0volná délka pružiny
 L_Ddélka pružiny při dosednutí na horní doraz
 L_1délka pružiny ve stavu předpruženém
 M_{k8}krouticí moment působící při plném zat. pružiny
 M_{k9}krouticí moment působící při mezném zat. pružiny
 M_oohybový moment
 M_uutahovací moment
 Ppravděpodobnost výskytu náhodné veličiny
 P_oekvivalentní statické zatížení
 R_Areakce předního uložení kabiny
 R_Breakce zadního uložení kabiny
 $\bar{R}_B$část reakce připadající na 1 pružinu u krátké kabiny
 R_B^*část reakce připadající na 1 pružinu u střední kabiny
 R_emez kluzu v tahu
 R_mmez pevnosti v tahu

R_sstřední poloměr pružiny ve stavu volném
 Splocha průřezu
 S_sstřední průřez šroubu
 S_3průřez jádra šroubu
 T_Btěžiště kabiny
 T_Ptěžiště posádky
 W_kmodul průřezu v krutu
 W_omodul průřezu v ohybu
 $\bar{\sigma}$směrodatná odchylka
 σ_{Pt}mez pevnosti v tahu
 σ_Kmez kluzu v tahu
 σ_aamplitudní napětí
 σ_hhorní napětí
 σ_mstřední napětí
 σ_ndolní napětí
 σ_c^*mez únavy při střídavém tahu - tlaku
 σ_onapětí v ohybu
 σ_{co}mez únavy v ohybu
 σ_{AS}mezní amplitudní napětí
 σ_{HS}mezní horní napětí
 σ_{Ko}ohybové napětí na mezi kluzu
 σ_Ddovolené napětí
 τ_Ddovolené napětí v krutu
 τ_Kmez kluzu v krutu
 τ_{M8}napětí vyvolané kroutícím momentem M_{k8}
 τ_{F8}napětí vyvolané smykovou silou F_8
 τ_{8max}celkové napětí v plně zatíženém stavu
 τ_{9max}mezní napětí
 τ_{M9}napětí vyvolané kroutícím momentem M_{k9}
 τ_{F9}napětí vyvolané smykovou silou F_9
 τ_hhorní napětí
 τ_mstřední napětí
 τ_ndolní napětí
 τ_{hc}mez únavy při míjivém zatěžování
 τ_cmez únavy v krutu
 τ_Hmezní horní napětí
 ω_{kr}kritická úhlová rychlost
 Φdistribuční funkce normálního normovaného rozdělení

ÚVOD

Oborový podnik LIAZ s podnikovým ředitelstvím v Jablonci n. Nisou je jedním z největších a nejdůležitějších výrobců nákladních vozidel střední a těžké kategorie v ČSSR. Své výrobky uplatňuje nejen na tuzemském trhu, ale i v zemích RVHP a v mnoha nesocialistických státech. S jeho automobily se v rámci RVHP počítá pro dálkovou a mezinárodní kamionovou dopravu. Po náležitých konstrukčních úpravách a doplnění výbavy by v blízké budoucnosti měly v socialistických zemích nahradit vozidla, která jsou pro účely dálkové přepravy nákladů dovážena za devizové prostředky od západních firem /VOLVO, SCANIA a jiné/. Automobilka LIAZ rozhodně není neznámou mezi světovými výrobci nákladních automobilů, byť objemem výroby je nepřilíživě velká. Z tohoto postavení pak vyplývají i některé požadavky na konstrukční a provozní vlastnosti automobilů LIAZ. Je důležité, aby naše automobily neztrácely kontakt se známými výrobci nákladních vozů ve světě a to tedy znamená potřebu neustále inovovat a vylepšovat konstrukční a užitné parametry těchto výrobků a tím si získávat a udržovat dobré jméno. Jedině tak lze totiž udržet postavení na již získaných trzích ve světě, případně získat i další velmi zajímavé.

Proto také oborový podnik LIAZ musí uvádět do praxe konkrétní opatření zajišťující růst technickoekonomické úrovně produkce a zkrácení inovačního cyklu v souladu s Hlavními směry hospodářského a sociálního rozvoje ČSSR na léta 1986-1990, ve kterých se všeobecnému strojírenství ukládá rozvíjet vybrané obory, mezi něž patří také nákladní automobily.

V současném vývoji a výrobě nákladních automobilů se již neklade důraz jen na výkon, spotřebu, spolehlivost vozu a podobné parametry, ale také na jízdní pohodlí posádky, které je velmi důležité hlavně v dálkové kamionové dopravě. Jízdní pohodlí je jedním z významných kritérií posuzovaných zákazníkem při koupi vozu. Moderní nákladní automobil pro dálkovou dopravu musí být dnes stejně pohodlný jako dobrý osobní automobil. I oborový podnik LIAZ se snaží tuto problematiku řešit.

V první části této diplomové práce se věnuji důvodům použití sklopných kabin na nákladních automobilech, současnému řešení sklopných kabin LIAZ a způsobům uložení zadní části kabiny používaným některými známými zahraničními výrobci.

Předmětem druhé části práce je rozbor požadavků a výchozích předpokladů řešení konkretizovaných na automobily LIAZ i příčin, které vyvolaly potřebu nového řešení.

V další části předkládám nově navržené řešení zadního uložení kabin LIAZ na vinutých pružinách.

1. SKLOPNÉ KABINY

1.1. Důvody použití sklopných kabin

V současné výrobě nákladních automobilů těžší kategorie se u všech známějších výrobců projevuje trend ukládat kabiny vozidel na rám sklopně. Toto řešení oproti kabině nesklopné přináší nesporně celou řadu provozních výhod, z nichž jako příklad lze uvést lepší přístup k motoru při opravách a seřizování, možnost dosáhnout lepšího odhlučnění kabiny /což je velmi důležité z hlediska splnění hygienických předpisů/ a možnost dosažení nižší hmotnosti kabiny při zachování tuhosti, protože je odstraněn nepříznivý důsledek odnímatelných krytů motoru na tuhost střední části kabiny. Z uvedeného plyne, že i automobilka LIAZ, chce-li se udržet ve standardu výrobců nákladních automobilů, se musí nutně zabývat takovýmto uložením kabiny. Je ovšem potřeba říci, že některé automobily LIAZ jsou dnes již vybaveny sklopnou kabinou - zejména tahače. Valníky však stále ještě mají kabinu nesklopně připevněnou na rám. V blízké budoucnosti budou kabiny všech vozidel LIAZ uloženy sklopně.

1.2. Dnešní sklopné kabiny LIAZ

V současné době se všechny automobily vyrábí pouze s kabinou středně dlouhou, tedy s určitým prostorem za řidičem, např. pro lůžko. V plánech automobilky na nejbližší období je však i výroba kabin krátkých - bez prostoru za řidičem - pro různé komunální vozy a středně dlouhé přepravy nákladů. Ne- ní rovněž vyloučeno, že i část tahačů se bude montovat s krátkou kabinou. Je tedy potřebné s ohledem na tyto nové skutečnosti stávající uložení kabin přepracovat.

Střední kabina tahačů LIAZ v dnešním provedení má vzadu uprostřed jeden zámek, který ji upevňuje na pomocný odpružený rám a na dvou stranách je o tento rám opřena přes pryžové silentbloky. Jde tedy v podstatě o jednobodové uchycení, ale s opřením na dvou stranách. Existují také ověřovací prototypy

nákladních automobilů LIAZ s krátkou kabinou. Vzhledem k tomu, že motor zadní partií zasahuje dále než kabina, nebylo možné převzít stávající uchycení z tahačů, ale bylo nutno vypracovat nové. Pro uchycení v jednom bodě by u krátkých kabin vyvstal navíc další problém. U tahačů se sklopnými kabinami jsou používány šikmé motory, které poskytují dostatek místa pro řešení jednobodového uchycení. V krátkých kabinách ale budou používány motory stojaté a tím je značně zmenšen prostor pro uchycení zadní části kabiny v jednom bodě. Proto na zkušebních automobilech s krátkou kabinou je instalováno uchycení zadní části ve dvou místech po obou stranách vybrání pro motor. Odpružení je opět realizováno silentbloky s tlumiči. Jednobodové uchycení kabiny v zadní části by bylo ovšem v zásadě možné, nikoliv ale v podobě jak je realizováno u tahačů. Bylo by potřebné najít jiné konstrukční řešení.

Nyní je tedy otázkou, zda je výhodnější uchycení v jednom či dvou bodech a lze hned říci, že obojí má své klady a zápory. Je pouze na uvážení konstruktéra, pro kterou variantu se rozhodne. Uložení ve dvou bodech má tu výhodu, že odpadá středová příčka pod kabinou a motor může lehce procházet. Z hlediska kroucení kabiny v provozu vozidla je ale výhodnější zřejmě jednobodové uchycení umožňující natočení kabiny vůči rámu okolo úchytného bodu a tím menší namáhání kabiny.

1.3. Používané způsoby uložení kabin

U výrobců nákladních automobilů nelze zatím vysledovat ve způsobu zadního uchycení kabiny ani zdaleka jednotný trend. To svědčí jednak o tom, že není ani jedno z řešení výrazně lepší, ale také o tom, že vývoj v této oblasti je teprve prakticky v počátcích.

Pro orientaci popíši různé způsoby uchycení zadní části kabiny, jak je uplatňují někteří známí výrobci. Například VOLVO, výrobce automobilů velmi vysoké úrovně a kvality, používá uchycení kabiny jedním zámkem v ose vozu a opření ve dvou místech na malém pomocném rámu odpruženém dvěma vinutými válcovými pru-

žínami s kapalinovými tlumiči umístěnými vně pružin. RENAULT uplatňuje uložení a uzamčení ve dvou místech opět na pomocném rámu odpruženém vinutými pružinami ale se souosými tlumiči. DAF aplikuje jednobodové uchycení také na odpruženém pomocném rámu. FORD využívá výhody uchycení kabiny ve dvou bodech. Společnost IVECO používá dvoubodové uložení na vinutých pružinách bez pomocného rámu s úchytnými místy zhruba na úrovni nápravy /při pohledu shora/ a s příčným vedením kabiny v zadní části s použitím tlumičů.

I přes tuto rozmanitost v uložení převážná většina výrobců nákladních automobilů používá pro uložení kabiny vinuté pružiny.

2. PŘEDPOKLADY ŘEŠENÍ ULOŽENÍ KABIN LIAZ

2.1. Důvody řešení uložení na vinutých pružinách

Potřeba nového uložení kabin vozidel LIAZ a to na pružinách je vyvolána dvěma základními problémy:

1. Vozidlo v současné době vyráběné nevyhovuje jako celek svým pohodlím jízdy hygienickým předpisům, což je zvláště závažná skutečnost zejména při používání v dálkové dopravě. Vliv na tento stav má celá řada činitelů, např. druh, konstrukce a hustění pneumatik, odpérování náprav, odpérování sedačky a také odpružení kabiny. Proto uložení kabiny na vinutých pružinách má být jednou z možných cest zlepšení pohodlí jízdy. Beze změn jízdního pohodlí by se mohly stát automobily LIAZ buď těžko prodejnými nebo na některých trzích možná neprodejnými.
2. Současné uložení střední a krátké kabiny je naprosto nejednotné a to se promítá značně nepříznivě do zvýšených výrobních nákladů /potřeba většího počtu přípravků, strojů a lidí, menší sériovost atd./. Navíc u krátké kabiny se vzájemně liší levá a pravá strana uložení, protože osa vybrání v kabině pro motor a nosníků podlahy není totožná s osou rámu. Tím je nejednotnost dále zvýšena. Proto je nutné nové konstrukční řešení provést se zřetelem na maximální unifikaci kotevních míst a příslušných držáků zadního uložení pro obě provedení kabiny i pro pravou a levou stranu a to i přes zmíněné vyosení.

2.2. Výchozí předpoklady a podmínky řešení

Při návrhu odpružení kabiny a zdvihu pérování je nutné uvážit, že u dnešních automobilů je odpružena náprava vozidla a navíc i sedadlo řidiče. Při použití většího zdvihu pérování kabiny a jejího měkčího odpružení se dostaneme do velmi složitého a vzhledem k nahodilému buzení /dynamické síly od přejíždění nerovností/ teoreticky velmi obtížně řešitelného problému tlumeného kmitání tří pružných soustav. Je navíc nebezpečí, že se frekvence jednotlivých soustav mohou v určité oblasti sčítat

a jízdní pohodlí na sedadle řidiče je vlastně horší. Proto je nutné zabývat se raději tužším odpružením s vyšším tlumením a malým zdvihem, které zachytí zejména větší rázy a vyšší frekvence.

Vzhledem k problematickému použití jinak výhodného jednobodového uchycení pro krátkou kabinu /motor vyčnívá/ a po dohodě s konzultantem řeším dvoubodové uchycení.

Konstrukčním oddělením LIAZ Mnichovo Hradiště je určeno:

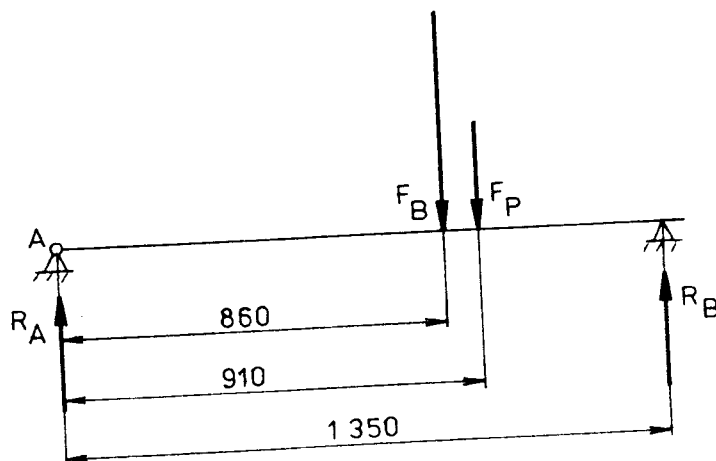
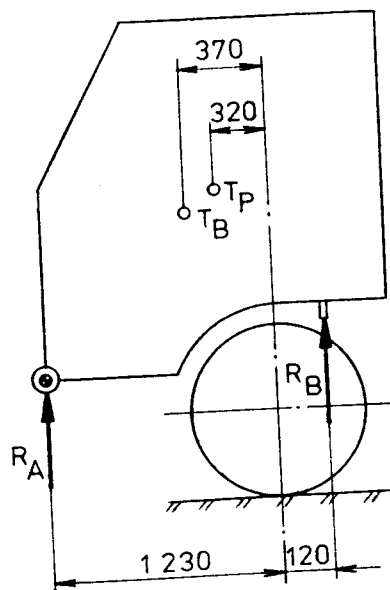
- Součásti, na které působí svislé zatížení směrem dolů /šrouby, doraz/ je nutné dimenzovat na působení síly dynamického rázu, který odpovídá dvojnásobku tíhového zrychlení /2g/.
- Největší příčné zrychlení dosahuje hodnot 0,8g a dochází ke krátkým pulzům až 1g.
- Odpružení krátké kabiny je nutné dimenzovat na posádku dvě osoby a odpružení střední kabiny na posádku čtyři osoby.

Prostudoval jsem zkušební protokoly [8] z nichž vyplývá několik důležitých poznatků:

- při rázech nad 1,5g ztrácí posádka styk se sedákem - nutno řešit odpružení vozu
- je potřebné natolik tuhé uložení, aby nedocházelo k častému dorážení kabiny při přejíždění nerovnosti
- při pružném uložení zadní části kabiny je nutné použít tlumiče
- je potřebné stranové /příčné/ vedení zadní části kabiny, přičemž toto vedení musí být dostatečně tuhé
- doraz zachycující propružení kabiny při největších rázech musí být progresivní

3. NOVĚ NAVRŽENÉ ŘEŠENÍ

3.1. Výpočet sil zatěžujících zadní uložení



1) Krátká kabina

$$m_B = 550 \text{ kg} + 2 \text{ osoby po } 80 \text{ kg}$$

a) výpočet reakce R_B při statickém zatížení pouze hmotností kabiny:

$$F_B = 5\,396 \text{ N}$$

$$F_P = 0$$

$$\left(A: R_B = \frac{F_B \cdot 860 + F_P \cdot 910}{1350} = 3\,438 \text{ N} = \text{zatížení} \right.$$

na 1 pružinu je poloviční: $\bar{R}_B = 1\,719 \text{ N}$

b) reakce R_B při působení hmotnosti kabiny + 1 osoba:

$$F_B = 5\,396 \text{ N}$$

$$F_P = 785 \text{ N}$$

$$\left(A: R_B = \frac{F_B \cdot 860 + F_P \cdot 910}{1350} = 3\,966 \text{ N} = \underline{\underline{\bar{R}_B = 1\,983 \text{ N}}} \right.$$

c) reakce R_B při působení hmotnosti kabiny + 2 osoby:

$$F_B = 5\,396 \text{ N}$$

$$F_P = 1\,570 \text{ N}$$

$$\left(A: R_B = \frac{F_B \cdot 860 + F_P \cdot 910}{1350} = 4\,496 \text{ N} = \underline{\underline{\bar{R}_B = 2\,248 \text{ N}}} \right.$$

d) reakce R_B při zatížení ad c) a rázu +lg:

$$F_B = 10\,792 \text{ N}$$

$$F_P = 3\,140 \text{ N}$$

$$\left(A: R_B = \frac{F_B \cdot 860 + F_P \cdot 910}{1350} = 8\,992 \text{ N} = \underline{\underline{\bar{R}_B = 4\,496 \text{ N}}} \right.$$

e) max. reakce R_B při zatížení ad c) a rázu +1,5g:

$$F_B = 13\,490 \text{ N}$$

$$F_P = 3\,925 \text{ N}$$

$$\left(A: R_B = \frac{F_B \cdot 860 + F_P \cdot 910}{1350} = 11\,240 \text{ N} = \underline{\underline{\bar{R}_B = 5\,620 \text{ N}}} \right)$$

2) Střední kabina

$$m_B = 650 \text{ kg} + 4 \text{ osoby po } 80 \text{ kg}$$

a) reakce R_B při působení pouze hmotnosti kabiny:

$$F_B = 6\,377 \text{ N}$$

$$F_P = 0$$

$$\left(A: R_B = \frac{F_B \cdot 860 + F_P \cdot 910}{1350} = 4\,062 \text{ N} = \underline{\underline{R_B^* = 2\,031 \text{ N}}} \right)$$

b) reakce R_B při působení hmotnosti kabiny + 1 osoba:

$$F_B = 6\,377 \text{ N}$$

$$F_P = 785 \text{ N}$$

$$\left(A: R_B = \frac{F_B \cdot 860 + F_P \cdot 910}{1350} = 4\,592 \text{ N} = \underline{\underline{R_B^* = 2\,296 \text{ N}}} \right)$$

c) reakce R_B při působení hmotnosti kabiny + 4 osoby:

$$F_B = 6\,377\text{ N}$$

$$F_P = 3\,140\text{ N}$$

$$\left(A: R_B = \frac{F_B \cdot 860 + F_P \cdot 910}{1350} = 6\,180\text{ N} = \underline{\underline{R_B^* = 3\,090\text{ N}}} \right)$$

d) reakce R_B při zatížení ad c) a rázu +lg:

$$F_B = 12\,754\text{ N}$$

$$F_P = 6\,280\text{ N}$$

$$\left(A: R_B = \frac{F_B \cdot 860 + F_P \cdot 910}{1350} = 12\,360\text{ N} = \underline{\underline{R_B^* = 6\,180\text{ N}}} \right)$$

e) max. reakce při zatížení ad c) a rázu +1,5g:

$$F_B = 15\,943\text{ N}$$

$$F_P = 7\,850\text{ N}$$

$$\left(A: R_B = \frac{F_B \cdot 860 + F_P \cdot 910}{1350} = 15\,450\text{ N} = \underline{\underline{R_B^* = 7\,725\text{ N}}} \right)$$

3.2. Stanovení pravděpodobnosti výskytu větších rázů

Při návrhu vhodných pružin pro běžné provozní podmínky vozidel LIAZ použijí k určení pravděpodobnosti výskytu určitých hodnot zrychlení kabiny ve svislém směru /tedy ve směru zatěžování pružin/ metod statistických výpočtů.

K těmto výpočtům vybírám jako reprezentativní vzorek hodnot zkušební protokol č. 222/76 zkušebního oddělení o.p. LIAZ, závod Mnichovo Hradiště. Protokol obsahuje zprávu o měření vibrací přenášených na posádky návěsových tahačů typové řady LIAZ Š 100.45 - SÉRIE ; Š 100.45 - Bagdád a Š 100.51/1 v mezinárodní kamionové dopravě. Rozsáhlý soubor výsledků v něm obsažených je získán na řadě silničních úseků v mezinárodní kamionové přepravě na trase ČSSR - Nizozemí. Hodnocení zdůrazňuje, že ostrá kritika uživatelů na plynost jízdy sériově vyráběných tahačů Š 100.45 je oprávněná. V závěru protokolu je uvedeno, že tahač 100.45 v sériovém provedení není z hlediska plynosti jízdy vhodný pro mezinárodní přepravu. Stávající systém odpružení podvozku může vyhovovat pouze při rychlostech do 70 km/h na vozovkách s velmi dobrým povrchem a na kratší vzdálenosti. Dosahované hodnoty zrychlení a jejich četnost mají velmi nepříznivý vliv na lidský organismus. Zpráva jednoznačně prokazuje nevhodné řešení tahače Š 100.45 z hlediska přenosu vibrací na posádku a prokazuje, že tento problém je řešitelný pouze změnou odpružení náprav.

Měřená vozidla:

- tahač 100.45 - sériový - listové pružnice /promazané/
- " - 100.45 - Bagdád - pomocné vzduchové pérování
/6 pneumatických pružin Rubena/
- " - 100.51/1 - s pneumatickými pružinami
Taurus

Měření jsou provedena na vozidlech se stejnými pneumatikami NR 5 při stejném hustění a se stejným sedákem spolujezdce /na kterém je měřeno zrychlení/. V soupravě s tahači byly napojeny návěsy BSS N 32 120 sériové s listovými pružnicemi /náklad 22t/.

Ze skutečností uvedených v protokolu vyplývá důležitý poznatek: pokud dochází k tak vysokým a častým hodnotám zrychlení ve svislém směru jako v kabině tahače 100.45 - SÉRIE, je nutné tyto odstranit nebo zmírnit změnou odpružení náprav a nelze je zlepšovat pouze odpružením kabiny

na rámu. Proto ve statistickém výpočtu hodnoty naměřené v tahači 100.45 SÉRIE neuvažují. U zbylých dvou tahačů zahrnují do výpočtu hodnoty zrychlení, ke kterým docházelo na nejméně příznivých úsecích silnic:

- a) Bautzen - Freienhufen - Úsek dlouhý 100 km. Povrch úseku v kombinaci beton, dláždění se šikmými dlouhými vlnami v místech najezdů.
- b) Fichtenwalde - Börde - Úsek dlouhý 91 km. Povrch betonový, poškozený od silné frekvence transitzní přepravy na západní Berlín.
- c) Börde - Helmstedt - Úsek dlouhý 28 km. Povrch velmi poškozený, propadlé betonové díly dálnice.

V protokolu jsou rovněž uvedeny grafy vzájemné závislosti četnosti výskytu a dosahovaných hodnot zrychlení. Jsou velmi podobné Gaussovu normálnímu rozdělení náhodné veličiny..Z tohoto předpokladu vycházím při statistickém výpočtu. Dále četnosti v jednotlivých intervalech hodnot zrychlení na výše uvedených třech měřených úsecích lze sečíst. Lze také sečíst četnosti v příslušných intervalech zrychlení pro obě provedení tahačů. Výsledkem výpočtu pak je globální pravděpodobnost výskytu určitých hodnot zrychlení zkoušených automobilů na daném úseku.

tabulka sečtených četností výskytu hodnot zrychlení:

zrychlení /střed int./	y [g]	0,278	0,556	0,833	1,111	1,389	1,667	1,945	2,222
celková četnost	+↓	39771	4317	163	18	4	1	0	0
	-↑	49854	2009	252	43	9	4	0	1

Pomocí statistických výpočtů na kapesním kalkulátoru SHARP:

$$\text{aritmetický průměr: } \bar{g} = \frac{1}{n} \cdot \sum g_i \cdot n_i = \underline{-0,016 \ 96}$$

$$\text{směrodatná odchylka: } \bar{\sigma} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum n_i \cdot /g_i - \bar{g}/^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \bar{\sigma} = 0,309\ 89$$

kde i číslo intervalu zrychlení /1....16/

$\bar{g}_i$ střední hodnota zrychlení intervalu

n_i četnost výskytu v intervalu

Ke stanovení pravděpodobnosti výskytu rázů větších než $1g$ a větších než $1,5g$ potřebuji znát příslušné kvantily normovaného normálního rozdělení:

pro pravděpodobnost výskytu rázů vyšších než $1g$ je kvantil:

$$u_1 = \frac{1,0 - \bar{g}}{\bar{\sigma}} = \frac{1,0 + 0,01696}{0,30989} = 3,281$$

pro pravděpodobnost výskytu rázů vyšších než $1,5g$ je kvantil:

$$u_2 = \frac{1,5 - \bar{g}}{\bar{\sigma}} = \frac{1,5 + 0,01696}{0,30989} = 4,895$$

Hodnoty distribučních funkcí těchto kvantilů jsou uvedeny v ČSN 01 0250 - "Statistické metody v průmyslové praxi".

Pak pravděpodobnosti:

$$\underline{P/g \leq 1/} = 1 - \Phi/u_1/ = 1 - 0,999\ 482\ 8 = 5,2 \cdot 10^{-4} = \underline{\underline{0,052\ \%}}$$

$$\underline{P/g \leq 1,5/} = 1 - \Phi/u_2/ = 1 - 0,999\ 999\ 508 = \underline{\underline{0,000\ 049\ \%}}$$

Odhad parametrů normálního rozdělení je ovlivněn tím, že v pásmu necitlivosti hladinového třídiče není známo rozdělení četnosti. Velikost směrodatné odchylky $\bar{\sigma}$ bude ve skutečnosti výrazně menší. Hodnota pravděpodobnosti výskytu náhodné veličiny g nad stanovenou mezí $1g$ a $1,5g$ bude tedy menší.

Z průběhu relativní četnosti ve známých intervalech lze jistě předpokládat rozdělení normální, ale vzhledem k výše uvedenému nelze provést ověření testem dobré shody $/\chi^2/$.

3.3. Návrh a kontrola pružin

3.3.1. Materiál pružin a předpoklady výpočtu pružin

Vzhledem k zástavbovému prostoru nesmí navržené pružiny mít větší průměr než $D_s = 100 \text{ mm}$ /při větším průměru se již příliš mnoho odklání dozadu tlumič odpérování přední nápravy nebo se pružina posouvá směrem k přednímu uložení kabiny, což není vhodné, protože pak je více zatížena a navíc dochází k větším úhlům naklánění kabiny kolem předního uchycení/. Dále pružiny nemohou mít menší průměr než $D_s = 70 \text{ mm}$, aby bylo možno umístit uvnitř tlumiče pérování. Mohu tedy volit $\phi D_s \in \langle 70 \text{ mm}; 100 \text{ mm} \rangle$.

Dále, aby vyšel rozumný počet závitů a tím i délka pružin pro dané maximální zatížení /ráz +1,5g/, je třeba vybrat pro pružiny velmi kvalitní materiál. Obyčejný patentovaný drát s pevností $R_m = 1\,160 \div 1\,305 \text{ MPa}$ /pro drát $\phi 10 \text{ mm}$ / nevyhovuje. Dle ČSN 02 6003 lze totiž volit velikost pracovního napětí pro drát třídy 3: $\tau_D = 0,4 R_m \Rightarrow \tau_D = 464 \div 522 \text{ MPa}$. Pro nejvyšší možnou hodnotu τ_D a optimální případ $\phi D_s = 80 \text{ mm}$ vychází drát $\phi 16$ a počet závitů $n_g = 10,75$.

Proto podle výrobní brožury "SONP Kladno - ušlechtilé konstrukční oceli POLDI" volím pružinovou ocel 14 260 /Poldi ocel SCH/. Pro tuto ocel se uvažují podle diagramu v brožuře hodnoty v tomto rozsahu:

$$\sigma_{Pt} = R_m = 1\,770 \div 1\,815 \text{ MPa}$$

$$\sigma_K = R_e = 1\,520 \div 1\,620 \text{ MPa} \quad /volím R_e = 1\,570 \text{ MPa}/$$

Uvedené hodnoty ovšem platí pouze při dodržení těchto podmínek:

1. ocel je zušlechtěna na horní pevnost obvyklou u této oceli, tj. 14 260.8
 2. po zušlechtění se popustí při teplotě $340 \div 410^\circ\text{C}$ po dobu 30 minut a pak ochladí na vzduchu
- Je nutné toto zušlechtění a popuštění dodržet.

Pak podle hypotézy HMM počítám napětí v krutu:

$$R_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_K^2} \quad \text{kde } \sigma \neq 0$$

$$\tau_K = 0,577 \cdot R_e = 906 \text{ MPa}$$

Z posouzení četnosti výskytu rázů ve svislém směru plyne, že k rázům větším nebo rovným 1,5g dochází jen málokdy. Daleko častěji pružina pracuje s nižšími hodnotami zatížení a tedy vyšší bezpečností. Protože se pružina do maximálně zatíženého stavu dostane jen zřídka, lze při výpočtu napětí v pružině při maximální síle počítat s nižší bezpečností než 1,2. Volím bezpečnost $k = 1,15$ a pak tedy dovolené napětí:

$$\tau_D = 790 \text{ MPa} / \tau_D = \tau_K / k /$$

Dle ČSN 41 4260 je hodnota:

$$\text{modulu pružnosti } E = 2 \cdot 10^{11} \text{ MPa}$$

$$\text{modulu pružnosti ve smyku } G = 0,785 \cdot 10^{11} \text{ MPa}$$

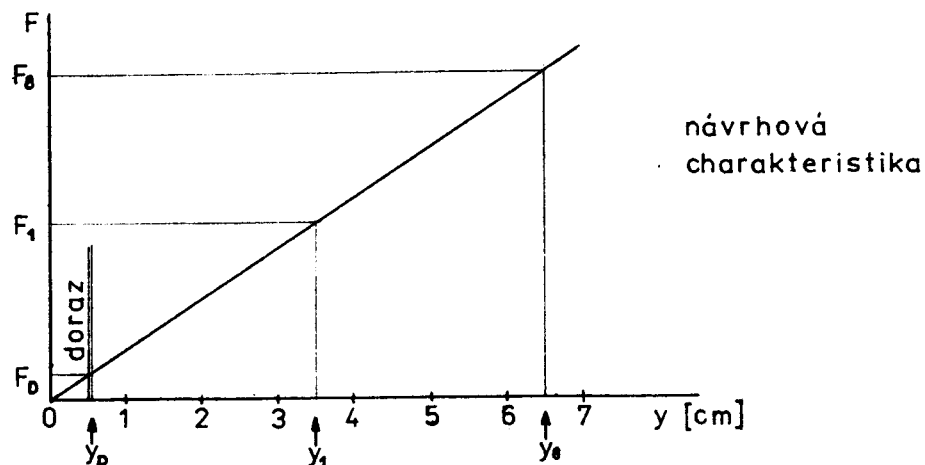
Zahrnutí účinků tlumičů pérování kabiny do výpočtu pružin je velmi obtížné. Tlumiče PT 26 x 110 obj. č. 443 621 215 001 jsou u výrobce zkoušeny při zdvihu 100 mm, frekvenci 100 ot/min a teplotě $25 \div 30^\circ\text{C}$ a pouze pro tyto podmínky platí uváděné hodnoty útlumu:

$$\text{při stlačení } 500 \pm 75 \text{ N}$$

$$\text{při vytažení } 1\,300 \pm 130 \text{ N}$$

Kmitání kabiny za provozu má zcela náhodný charakter závisící na rychlosti, vozovce, způsobu jízdy a probíhá při dosti rozdílných teplotách tlumiče. Proto ve výpočtu pružin vliv tlumičů neuvažují. Skutečné pružení s tlumičem bude proti navrženému výpočtem o něco tvrdší, což je ale plně v souladu s požadavkem spíše tvrdšího uložení.

3.3.2. Výpočet rozměru pružin pro krátkou kabinu a ráz 1,5g



Síla statického zatížení pružiny hmotností kabiny + 2 osoby:

$$F_1 = 2\,248\text{ N}$$

Síla dynamického zatížení pružiny při rázu 1,5g /kabina +
+ 2 osoby/:

$$F_8 = 5\,620\text{ N}$$

$$\underline{1. \text{ Volba } \phi D_s = 71\text{ mm} - \text{PRUŽINA č. 1}}$$

- Poměr vinutí: $i = \frac{D_s}{d} = \frac{71}{12,5} = 5,680$ Dle ČSN 02 6001
má být $5 \leq i \leq 16$

- Wahlův korekční součinitel:

$$K = \frac{i + 0,2}{i - 1} = 1,256$$

- Výpočet drátu pružiny - ϕd :

$$\tau_{M8} = \frac{M_{k8}}{W_k} = \frac{16 \cdot F_8 \cdot R_s}{\pi \cdot d^3} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \underline{d} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F_8 \cdot R_s \cdot K}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5\,620 \cdot 0,0355 \cdot 1,256}{\pi \cdot 730 \cdot 10^6}} = \underline{12,05\text{ mm}}$$

Podle ČSN 42 6403 - "Tažené ocelové dráty kruhového průřezu / základní rozměrová norma/" volím $\phi d = 12,5\text{ mm}$.

Místo $\tau_D = 790\text{ MPa}$ je dosazeno do výpočtu τ_D nižší, neboť při tomto výpočtu drátu se uvažuje pouze napětí od kroutícího momentu a zanedbává se smykové napětí od síly F_8 .

- Tuhost pružiny:

$$c = \frac{F_8 - F_1}{y_8 - y_1} = \frac{5620 - 2248}{0,03} = 112\,400\text{ N/m} \quad \text{a pro tuto}$$

$$\text{tuhost } y_8 = \frac{F_8}{c} = 50,0\text{ mm} \quad - \text{ což s ohledem na poža-}$$

dované $y_8 = 65$ mm je málo. Tedy pro $y_8 = 65$ mm je
 $c = 86\,462$ N/m

Je vhodné, aby pružina při maximálním odlehčení kabiny /dosednutí na horní doraz/ měla určité malé montážní předpětí. Toto předpětí volím ~ 5 mm.

- Počet činných závitů:

$$\underline{n_\chi} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_s^3 \cdot c} = \frac{0,785 \cdot 10^{11} \cdot 0,0125^4}{8 \cdot 0,071^3 \cdot 86462} = 7,74 \quad - \text{volím } \underline{7 \frac{3}{4}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \underline{c_R = 86\,388 \text{ N/m}} \Rightarrow y_{8s} = \frac{F_8}{c_R} = 65,1 \text{ mm}$$

- Volná délka pružiny:

Uvažuji pružinu s jedním závěrným závitem na každém konci a s obrobenou dosedací plochou v délce 1 závitů.

$$\begin{aligned} \underline{L_0} &= /n_\chi + n_z - 1/ \cdot d + n_\chi \cdot v + y_{8s} = \\ &= /7,75 + 2 - 1/ \cdot 12,5 + 7,75 \cdot 0,15 \cdot 12,5 + 65,1 = \\ &= \underline{189,0 \text{ mm}} \end{aligned}$$

- Délka zamontované pružiny při maximálním odlehčení /dosednutí na horní doraz/:

$$\underline{L_D} = L_0 - /y_8 - 60/ = \underline{183,9 \text{ mm}}$$

- Délka pružiny při statickém zatížení hmotností kabiny se 2 osobami:

$$\underline{L_1} = L_0 - \frac{F_1 \cdot 1000}{c_R} = \underline{163,0 \text{ mm}}$$

- Výpočet skutečného provozního napětí při uvažování zatížení od M_{k8} a od síly stříhové F_8 :

$$\tau_{M8} = \frac{M_{k8}}{W_k} = \frac{16 \cdot F_8 \cdot R_s \cdot K}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 5620 \cdot 0,0355 \cdot 1,256}{\pi \cdot 0,0125^3} = 653 \text{ MPa}$$

$$\tau_{F8} = \frac{F_8}{S} = \frac{5620 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0125^2} = 46 \text{ MPa}$$

$$\text{Celkové napětí } \tau_{8max} = \tau_{M8} + \tau_{F8} = 653 + 46 = \underline{\underline{699 \text{ MPa}}}$$

$$\tau_{8max} \leq \tau_D - \underline{\underline{\text{vyhovuje}}} / \tau_D = 790 \text{ MPa/}$$

- Výpočet mezního napětí při rázu 2g:

sílu zatěžující pružinu při rázu 2g lze vypočítat, uvažují-li maximální stlačení dorazu 5 mm /viz spojené charakteristiky pružiny krátké kabiny a pryžového dorazu str. 34 /

$$F_9 = y_9 \cdot c_R = /y_8 + 5/ \cdot \frac{1}{1000} \cdot c_R = /65,1 + 5/ \cdot \frac{1}{1000} \cdot$$

$$\cdot 86388 = 6\,056 \text{ N}$$

$$\tau_{M9} = \frac{M_{k9}}{W_k} = \frac{16 \cdot F_9 \cdot R_s \cdot K}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 6056 \cdot 0,0355 \cdot 1,256}{\pi \cdot 0,0125^3} = 704 \text{ MPa}$$

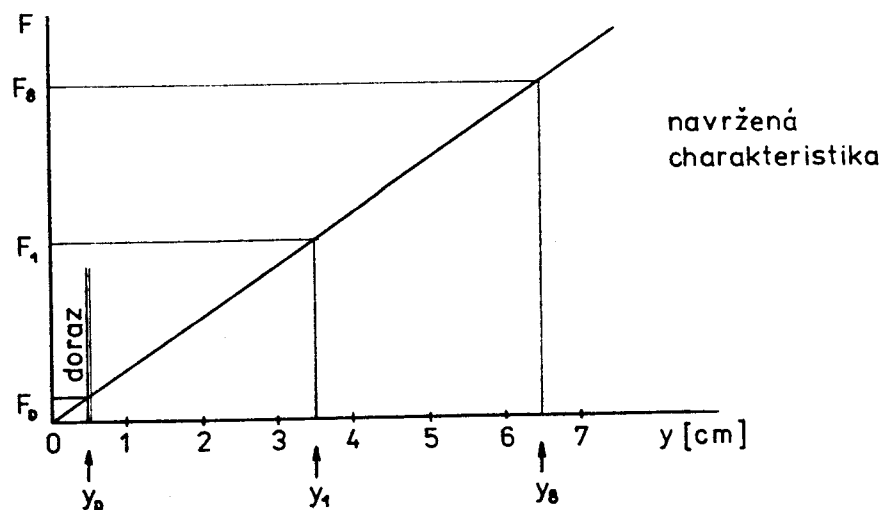
$$\tau_{F9} = \frac{F_9}{S} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 6056}{\pi \cdot 0,0125^2} = 49 \text{ MPa}$$

$$\text{Celkové napětí } \tau_{9max} = \tau_{M9} + \tau_{F9} = 704 + 49 = \underline{\underline{753 \text{ MPa}}}$$

$$\tau_{9max} < \tau_K - \underline{\underline{\text{vyhovuje}}} / \tau_K = 906 \text{ MPa/}$$

	PRUŽINA č.2	PRUŽINA č.3	PRUŽINA č.4
ϕD_s [mm]	80	90	100
poměr vinutí - i	6,400	6,409	7,143
Wahlův součinitel-K	1,222	1,221	1,195
ϕd [mm] - vypočtený	12,42	12,90	13,28
ϕd [mm] - dle ČSN	12,5	14	14
c [N/m] - požadovaná	86 462	86 462	86 462
n_{χ} - vypočtený	5,41	5,98	4,36
n_{χ} - volený	5 ¹ / ₂	6	4 ¹ / ₂
c_R [N/m] - reduk.	85 072	86 181	83 768
y_{8s} [mm] - skutečný	66,1	65,2	67,1
L_0 [mm]	157,7	175,8	153,6
L_D [mm]	151,6	170,6	146,5
L_1 [mm]	131,3	149,7	126,8
τ_{M8} [MPa]	716	573	623
τ_{F8} [MPa]	46	37	37
τ_{8max} [MPa]	762-vyhovuje	610-vyhovuje	660-vyhovuje
F_9 [N]	6 050	6 050	6 050
τ_{M9} [MPa]	771	617	671
τ_{F9} [MPa]	49	39	39
τ_{9max} [MPa]	820-vyhovuje	656-vyhovuje	710-vyhovuje

3.3.3. Výpočet rozměru pružin pro střední kabinu a ráz 1,5g



Síla statického zatížení pružiny hmotností kabiny + 4 osoby:

$$F_1 = 3\,090\text{ N}$$

Síla dynamického zatížení pružiny při rázu 1,5g /kabina + 4 osoby/:

$$F_8 = 7\,725\text{ N}$$

$$\underline{\underline{1. \text{ Volba } \phi D_s = 71\text{ mm} - \text{PRUŽINA č. 5}}}$$

- Poměr vinutí: $i = \frac{D_s}{d} = \frac{71}{14} = 5,071$ Dle ČSN 02 6001 má být $5 \leq i \leq 16$

- Wahlův korekční součinitel:

$$K = \frac{i + 0,2}{i - 1} = 1,295$$

- Výpočet drátu pružiny - ϕd :

$$\tau_{M8} = \frac{M_{k8}}{W_k} = \frac{16 \cdot F_8 \cdot R_s}{\pi \cdot d^3} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F_8 \cdot R_s \cdot K}{\pi \cdot \tau_D^*}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 7725 \cdot 0,0355 \cdot 1,295}{\pi \cdot 730 \cdot 10^6}} = 13,53\text{ mm}$$

Opět podle ČSN 42 6403 - "Tažené ocelové dráty kruhového průřezu /základní rozměrová norma/" volím $\phi d = 14 \text{ mm}$.

- Tuhost pružiny:

$$c = \frac{F_8 - F_1}{y_8 - y_1} = \frac{7725 - 3090}{0,03} = 154\,500 \text{ N/m} \quad \text{a pro tuto}$$

$$\text{tuhost } y_8 = \frac{F_8}{c} = 50,0 \text{ mm} \quad - \text{což s ohledem na poža-}$$

dované $y_8 = 65 \text{ mm}$ nevyhovuje. Tedy pro $y_8 = 65 \text{ mm}$ je $c = 118\,846 \text{ N/m}$.

Montážní předpětí pružiny/při dosednutí na horní doraz/volím opět $\sim 5 \text{ mm}$.

- Počet činných závitů:

$$\underline{n_c} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_s^3 \cdot c} = \frac{0,785 \cdot 10^{11} \cdot 0,014^4}{8 \cdot 0,071^3 \cdot 118\,846} = 8,86 \quad - \text{volím } \underline{8 \frac{3}{4}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \underline{c_R = 120\,367 \text{ N/m}} \quad \text{a} \quad y_{8s} = \frac{F_8}{c_R} = 64,2 \text{ mm}$$

- Volná délka pružiny:

Pružina má zbroušené dosedací plochy v délce 1 závitu a po 1 závěrném závitu na obou koncích.

$$\underline{L_0} = /n_c + n_z - 1/ \cdot d + n_c \cdot v + y_{8s} = \\ = /8,75 + 2 - 1/ \cdot 14 + 8,75 \cdot 0,15 \cdot 14 + 64,2 = \underline{219,1 \text{ mm}}$$

- Délka zamontované pružiny při maximálním odlehčení /dosednutí na horní doraz/:

$$\underline{L_D} = L_0 - /y_8 - 60/ = \underline{214,9 \text{ mm}}$$

- Délka pružiny při statickém zatížení hmotností kabiny se 4 osobami:

$$\underline{L_1} = L_0 - \frac{F_1 \cdot 1000}{c_R} = \underline{193,4 \text{ mm}}$$

- Výpočet skutečného provozního napětí při uvažování napětí od M_{k8} a od síly střižové F_8 :

$$\tau_{M8} = \frac{M_{k8}}{W_k} = \frac{16 \cdot F_8 \cdot R_s \cdot K}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 7725 \cdot 0,0355 \cdot 1,295}{\pi \cdot 0,014^3} = 659 \text{ MPa}$$

$$\tau_{F8} = \frac{F_8}{S} = \frac{4 \cdot F_8}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 7725}{\pi \cdot 0,014^2} = 50 \text{ MPa}$$

$$\text{Celkové napětí } \underline{\tau_{8max}} = \tau_{M8} + \tau_{F8} = 659 + 50 = \underline{709 \text{ MPa}}$$

$$\tau_{8max} \leq \tau_D \quad - \quad \underline{\text{vyhovuje}} / \tau_D = 790 \text{ MPa/}$$

- Výpočet mezního napětí při rázu 2g:

sílu zatěžující pružinu při rázu 2g lze opět vypočítat, uvažují-li maximální stlačení dorazu 5 mm /viz spojené charakteristiky pružiny střední kabiny a pryžového dorazu str. 35 /

$$F_9 = y_9 \cdot c_R = \frac{y_8 + 5}{1000} \cdot c_R = \frac{64,2 + 5}{1000} \cdot 120367 = 8\,329 \text{ N}$$

$$\tau_{M9} = \frac{M_{k9}}{W_k} = \frac{16 \cdot F_9 \cdot R_s \cdot K}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 8329 \cdot 0,0355 \cdot 1,295}{\pi \cdot 0,014^3} = 711 \text{ MPa}$$

$$\tau_{F9} = \frac{F_9}{S} = \frac{4 \cdot F}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 8329}{\pi \cdot 0,014^2} = 54 \text{ MPa}$$

$$\text{Celkové napětí } \underline{\tau_{9max}} = \tau_{M9} + \tau_{F9} = 711 + 54 = \underline{765 \text{ MPa}}$$

$$\tau_{9max} < \tau_K \quad - \quad \underline{\text{vyhovuje}} / \tau_K = 906 \text{ MPa/}$$

Pro další volby ϕD_s vychází výpočet ze stejných vzorců a předpokladů. Proto uvádím již výsledky výpočtů tabelárně.

	PRUŽINA č.6	PRUŽINA č.7	PRUŽINA č.8
ϕD_s [mm]	80	90	100
poměr vinutí - i	5,714	5,625	6,250
Wahlův součinitel-K	1,255	1,259	1,229
ϕd [mm] - vypočtený	13,93	14,51	14,91
ϕd [mm] - dle ČSN	14	16	16
c [N/m] - požadovaná	118 846	118 846	118 846
n_{χ} - vypočtený	6,20	7,42	5,41
n_{χ} - volený	6 ¹ / ₄	7 ¹ / ₂	5 ¹ / ₂
c_R [N/m] - reduk.	117 799	117 617	116 922
y_{8s} [mm] - skutečný	65,6	65,7	66,1
L_0 [mm]	180,2	219,7	183,3
L_D [mm]	174,6	214,0	177,2
L_1 [mm]	154,0	193,4	156,9
τ_{M8} [MPa]	720	544	590
τ_{F8} [MPa]	50	38	38
τ_{8max} [MPa]	770-vyhovuje	582-vyhovuje	628-vyhovuje
F_9 [N]	8 317	8 317	8 317
τ_{M9} [MPa]	774	585	635
τ_{F9} [MPa]	54	41	41
τ_{9max} [MPa]	828-vyhovuje	626-vyhovuje	676-vyhovuje

Protože je dán požadavek maximální unifikace uložení pro střední a krátkou kabinu, je nutné, aby zástavbové rozměry byly stejné. Tomuto požadavku vyhovují pružiny, které mají přibližně stejnou délku L_D /tj. při maximálním odlehčení a dosednutí na horní doraz/.

Pro krátkou kabinu vybírám pružinu č. 3 / $\phi D_s = 90$ mm/ a pro střední kabinu pružinu č. 6 / $\phi D_s = 80$ mm/.

Je ale potřebné zvětšit délku L_D pružiny č. 3 o 4 mm na rozměr L_D pružiny č. 6 a to malým zvětšením jejího stoupání. Redukované délky pružiny č. 3 pak budou:

$$\underline{L_{OR}} = /n_{\chi} + n_z - 1/ \cdot d + n_{\chi} \cdot v + y_{8s} + 4 = \underline{179,8 \text{ mm}}$$

$$\underline{L_{DR}} = L_{OR} - /y_8 - 60/ = 179,8 - /65,2 - 60/ = \underline{174,6 \text{ mm}}$$

$$\underline{L_{LR}} = L_{OR} - F_1 / c_R \cdot 1000 = 179,8 - 2248 / 86181 \cdot 1000 = \underline{153,7 \text{ mm}}$$

3.3.4. Výpočet vlastních frekvencí vybraných pružin č. 3 a č. 6

Je třeba zjistit, zda vlastní frekvence použitých pružin se neshoduje s frekvencí motoru a zda tedy nedojde k resonanci pružin vyvolané otáčkami motoru.

1) provozní otáčky motoru $n = 600 \div 2200 \text{ min}^{-1} = \underline{10 \div 36,6 \text{ Hz}}$

2) vlastní frekvence pružiny č. 3:

$$m_1 = 200 \text{ kg}$$

a) zatížení hmotností kabiny s 1 osobou: $\omega_{kr.} = \sqrt{\frac{c_R}{m_1}}$

$$= \sqrt{\frac{86181}{200}} = 20,76 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{a potom frekvence:}$$

$$f = \frac{\omega_{kr.}}{2\pi} = 3,30 \text{ Hz}$$

b) zatížení hmotností kabiny s 2 osobami: $\omega_{kr.} = \sqrt{\frac{c_R}{m_2}}$

$$= \sqrt{\frac{86181}{228}} = 19,44 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{a z toho frekvence:}$$

$$f = \frac{\omega_{kr.}}{2 \cdot \pi} = 3,09 \text{ Hz} \quad , \text{ kde } m_2 = 228 \text{ kg}$$

Vlastní frekvence pružiny č. 3 se při statickém zatížení pohybuje v rozmezí 3,09 ÷ 3,30 Hz..

3) vlastní frekvence pružiny č. 6:

a) zatížení hmotností kabiny s 1 osobou: $m_1 = 232 \text{ kg}$

$$\omega_{kr.} = \sqrt{\frac{c_R}{m_1}} = \sqrt{\frac{117799}{232}} = 22,53 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$f = \frac{\omega_{kr.}}{2 \cdot \pi} = 3,59 \text{ Hz}$$

b) zatížení hmotností kabiny se 4 osobami: $m_2 = 313 \text{ kg}$

$$\omega_{kr.} = \sqrt{\frac{c_R}{m_2}} = \sqrt{\frac{117799}{313}} = 19,40 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$f = \frac{\omega_{kr.}}{2 \cdot \pi} = 3,09 \text{ Hz}$$

Vlastní frekvence pružiny č. 6 při statickém zatížení se pohybuje v rozmezí 3,09 ÷ 3,59 Hz.

Vlastní frekvence obou pružin tedy leží v podrezonanční oblasti.

3.3.5. Kontrola meze únavy navržených pružin č. 3 a č. 6

Za provozu dochází k pulzujícímu zatěžování, jehož skutečný průběh je velmi složitý, protože dochází k náhodnému buzení od přejíždění nerovností vozovky. Navíc tento průběh ovlivňuje i tlumič. Přesné hodnoty velikostí, frekvence a

posloupnosti působících sil jsou těžko zjistitelné.

Proto provedu jen zjednodušenou kontrolu pomocí SMITHOVA diagramu. Uvažuji netlumený pulzující pravidelný průběh sil /napětí/.

I) Kontrola pružiny č. 3:

Za výše uvedených podmínek působí při jednotlivých hodnotách svislého zrychlení kmitů kabiny na pružinu tyto síly:

a [g]	-1	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,4	-0,2	0
F [N]	448	448	450	674	899	1349	1798	2248

a [g]	+0,2	+0,4	+0,6	+0,8	+1,0	+1,2	+1,4	+1,5
F [N]	2698	3147	3597	4046	4496	4946	5395	5620

Hodnota 448 N u rázů větších než -0,8g je dána dosednutím pružiny na horní doraz, kdy je v pružině předpětí 448 N. Skutečně působící síly však budou vlivem činnosti tlumiče poněkud nižší a zatížení pružiny bude příznivější.

Z uvedené tabulky lze odvodit:

- 1) pokud bude docházet k rázům větším než $\pm 0,8g$, pak jde vlastně o pulzující zatěžování s konstantním dolním napětím a proměnným středním i horním napětím
- 2) při rázech menších než $\pm 0,8g$ jde o pulzující zatížení s konstantním středním napětím a proměnnou hodnotou dolního a horního napětí

U těchto dvou případů provádím pro každý zvlášť kontrolu pomocí Smithova diagramu.

ad 1)-horní napětí při rázu +1,5g: $\tau_h = \tau_{8max} = 610 \text{ MPa}$

-dolní napětí při rázu -1,5g je dáno montážním předpětím pružiny:

$$\tau_n = \frac{16 \cdot F_D \cdot R_s \cdot K}{\pi \cdot d^3} + \frac{4 \cdot F_D}{\pi \cdot d^2} = \frac{16 \cdot 448 \cdot 0,045 \cdot 1,221}{\pi \cdot 0,014^3} +$$

$$+ \frac{4 \cdot 448}{\pi \cdot 0,014^2} = 49 \text{ MPa}$$

- střední napětí: $\tau_m = \frac{\tau_h + \tau_n}{2} = \frac{610 + 49}{2} = 330 \text{ MPa}$

- mez únavy v krutu: $\tau_c = 0,25 \cdot R_m = 0,25 \cdot 1800 = 450 \text{ MPa}$ [7]

- mez únavy při míjivém zatěžování: $\tau_{hc} = 0,49 \cdot R_m =$ [7]
 $= 882 \text{ MPa}$

Pravděpodobnost výskytu rázů 1,5g je však velmi malá.
v běžném provozu se vyskytují rázy /a tedy i napětí/ daleko
nižší a bezpečnost je pak větší. Např. pro ráz 1g je:

$$\tau_h = \frac{16 \cdot 4496 \cdot 0,045 \cdot 1,221}{\pi \cdot 0,014^3} + \frac{4 \cdot 4496}{\pi \cdot 0,014^2} = 488 \text{ MPa}$$

τ_n je opět 49 MPa

$$\tau_m = \frac{\tau_h + \tau_n}{2} = \frac{488 + 49}{2} = 269 \text{ MPa}$$

ad 2) - horní napětí při rázu +0,8g: $\tau_h = \frac{16 \cdot 4046 \cdot 0,045 \cdot 1,221}{\pi \cdot 0,014^3} +$

$$+ \frac{4 \cdot 4046}{\pi \cdot 0,014^2} = 439 \text{ MPa}$$

- dolní napětí při rázu -0,8g: $\tau_n = \frac{16 \cdot 450 \cdot 0,045 \cdot 1,221}{\pi \cdot 0,014^3} +$

$$+ \frac{4 \cdot 450}{\pi \cdot 0,014^2} = 49 \text{ MPa}$$

$$\text{- střední napětí: } \tau_m = \frac{\tau_h + \tau_n}{2} = \frac{439 + 49}{2} = 244 \text{ MPa}$$

II) Kontrola pružiny č. 6:

Na pružinu č. 6 budou působit při jednotlivých zrychle-
ních za stejných předpokladů jako u pružiny č.3 tyto síly:

a [g]	-1	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,4	-0,2	0
F [N]	660	660	660	927	1236	1854	2472	3090

a [g]	+0,2	+0,4	+0,6	+0,8	+1,0	+1,2	+1,4	+1,5
F [N]	3708	4326	4944	5562	6180	6798	7416	7725

Hodnota 660 N u rázů -0,8g a větších je opět dána předpě-
tím pružiny při dosednutí na doraz. Zatížení této pružiny
lze také rozdělit na dva druhy:

1) rázy větší než $\pm 0,8g$

2) rázy menší než $\pm 0,8g$

ad 1) horní napětí při rázu 1,5g: $\tau_h = \tau_{8max} = 770 \text{ MPa}$

- dolní napětí při rázu 1,5g je dáno montážním předpětím
pružiny:

$$\tau_n = \frac{16 \cdot F_D \cdot R_s \cdot K}{\pi \cdot d^3} + \frac{4 \cdot F_D}{\pi \cdot d^2} = \frac{16 \cdot 660 \cdot 0,04 \cdot 1,255}{\pi \cdot 0,014^3} +$$

$$+ \frac{4 \cdot 660}{\pi \cdot 0,014^2} = 66 \text{ MPa}$$

$$\text{- střední napětí: } \tau_m = \frac{\tau_h + \tau_n}{2} = \frac{770 + 66}{2} = 418 \text{ MPa}$$

Pro ráz $\pm 1g$ jsou napětí:

$$\tau_h = \frac{16 \cdot 6180 \cdot 0,04 \cdot 1,255}{\pi \cdot 0,014^3} + \frac{4 \cdot 6180}{\pi \cdot 0,014^2} = 616 \text{ MPa}$$

τ_n je také dáno montážním předpětím pružiny a je 66 MPa

$$\tau_m = \frac{\tau_h + \tau_n}{2} = \frac{616 + 66}{2} = 341 \text{ MPa}$$

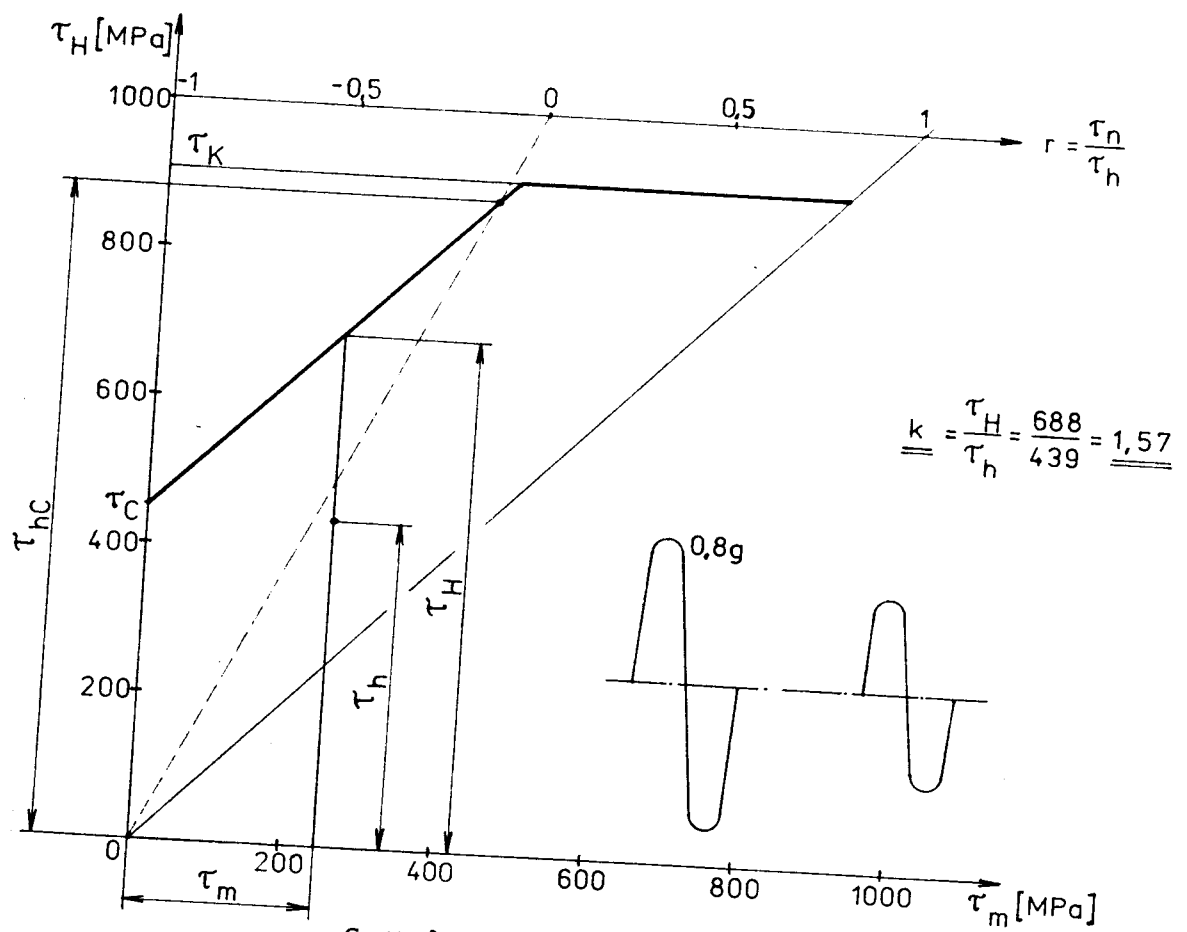
ad 2) - horní napětí při rázu +0,8g: $\tau_h = \frac{16 \cdot 5562 \cdot 0,04 \cdot 1,255}{\pi \cdot 0,014^3} +$

$$+ \frac{4 \cdot 5562}{\pi \cdot 0,014^2} = 554 \text{ MPa}$$

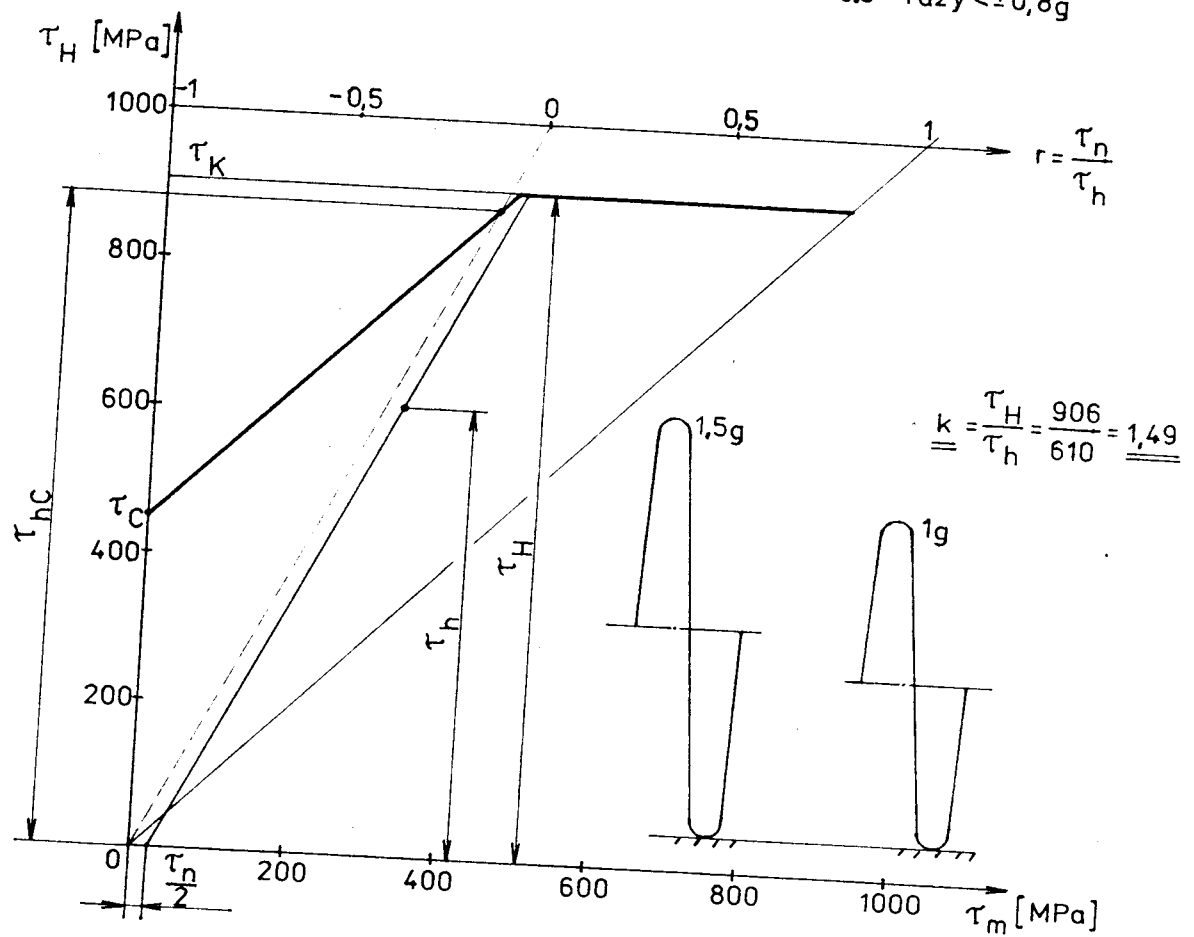
- dolní napětí při rázu -0,8g: $\tau_n = \frac{16 \cdot 618 \cdot 0,04 \cdot 1,255}{\pi \cdot 0,014^3} +$

$$+ \frac{4 \cdot 618}{\pi \cdot 0,014^2} = 62 \text{ MPa}$$

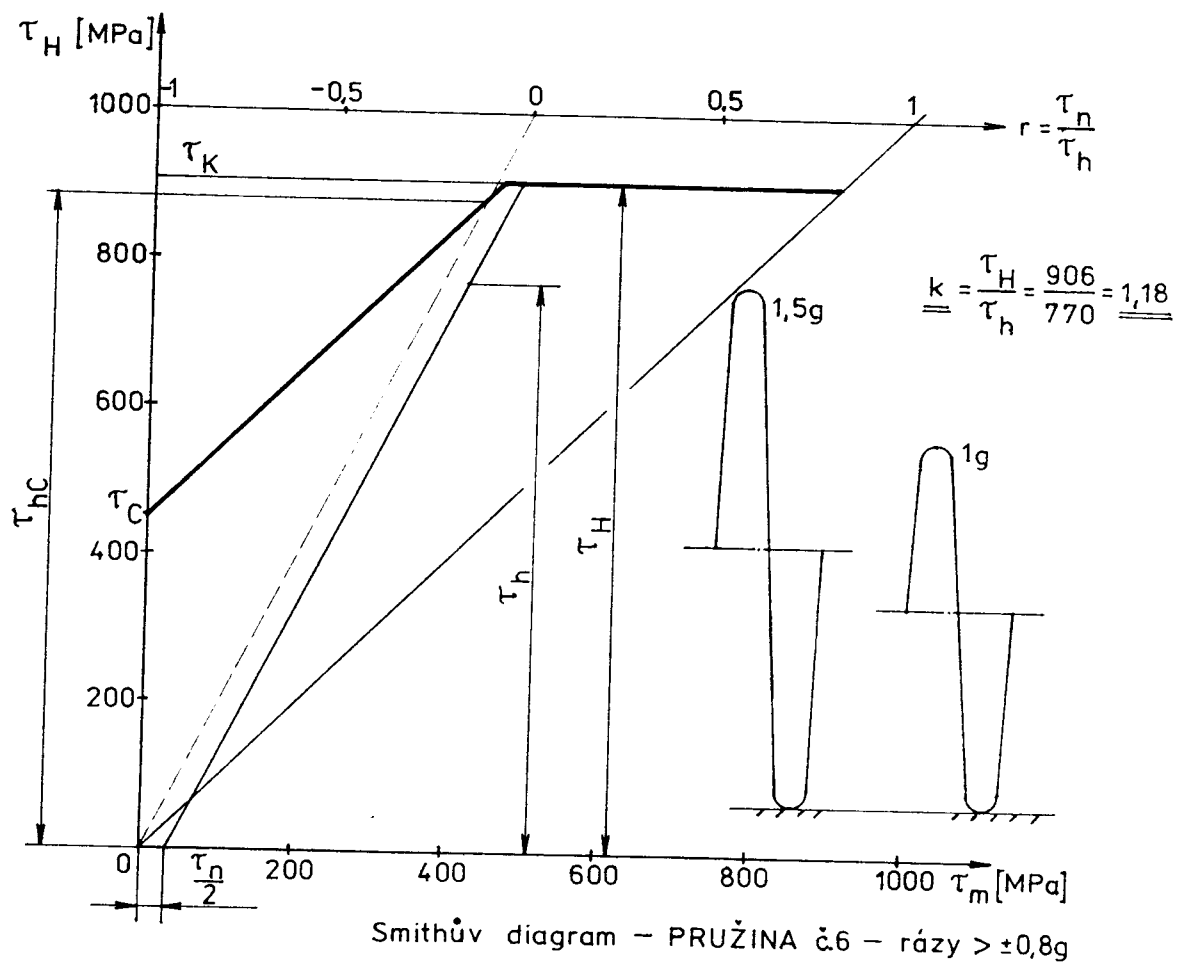
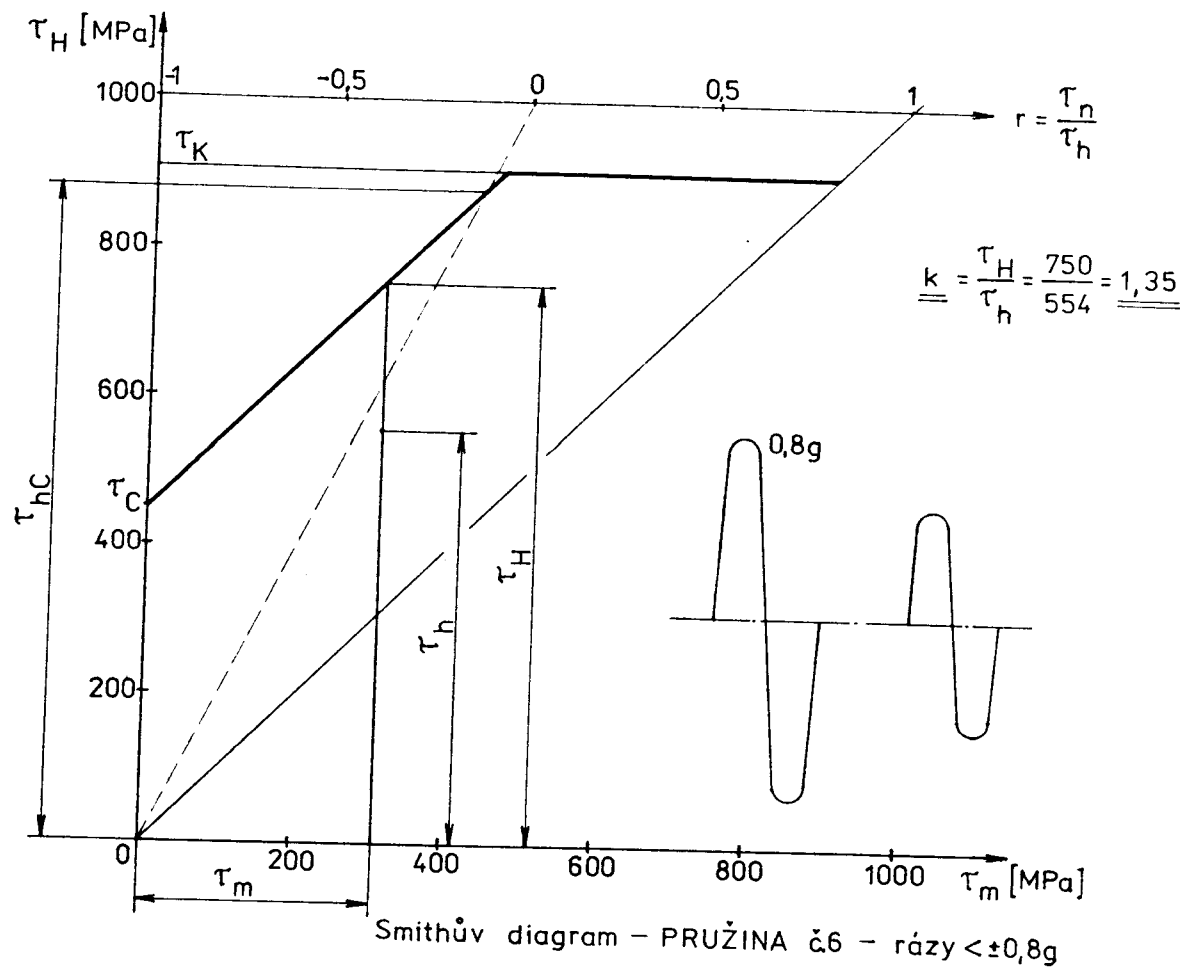
- střední napětí: $\tau_m = \frac{\tau_h + \tau_n}{2} = \frac{554 + 62}{2} = 308 \text{ MPa}$



Smithův diagram - PRUŽINA č.3 - rázy $\pm 0,8g$



Smithův diagram - PRUŽINA č.3 - rázy $> 0,8g$

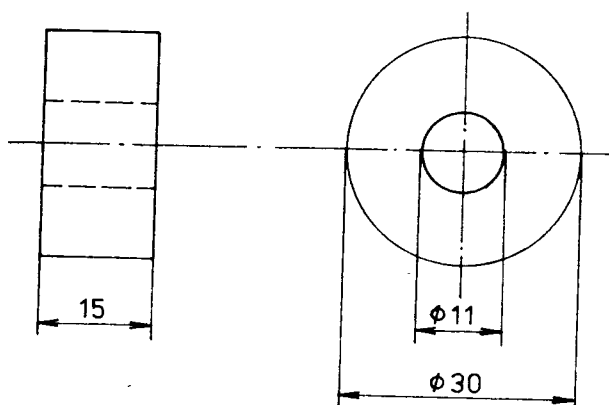


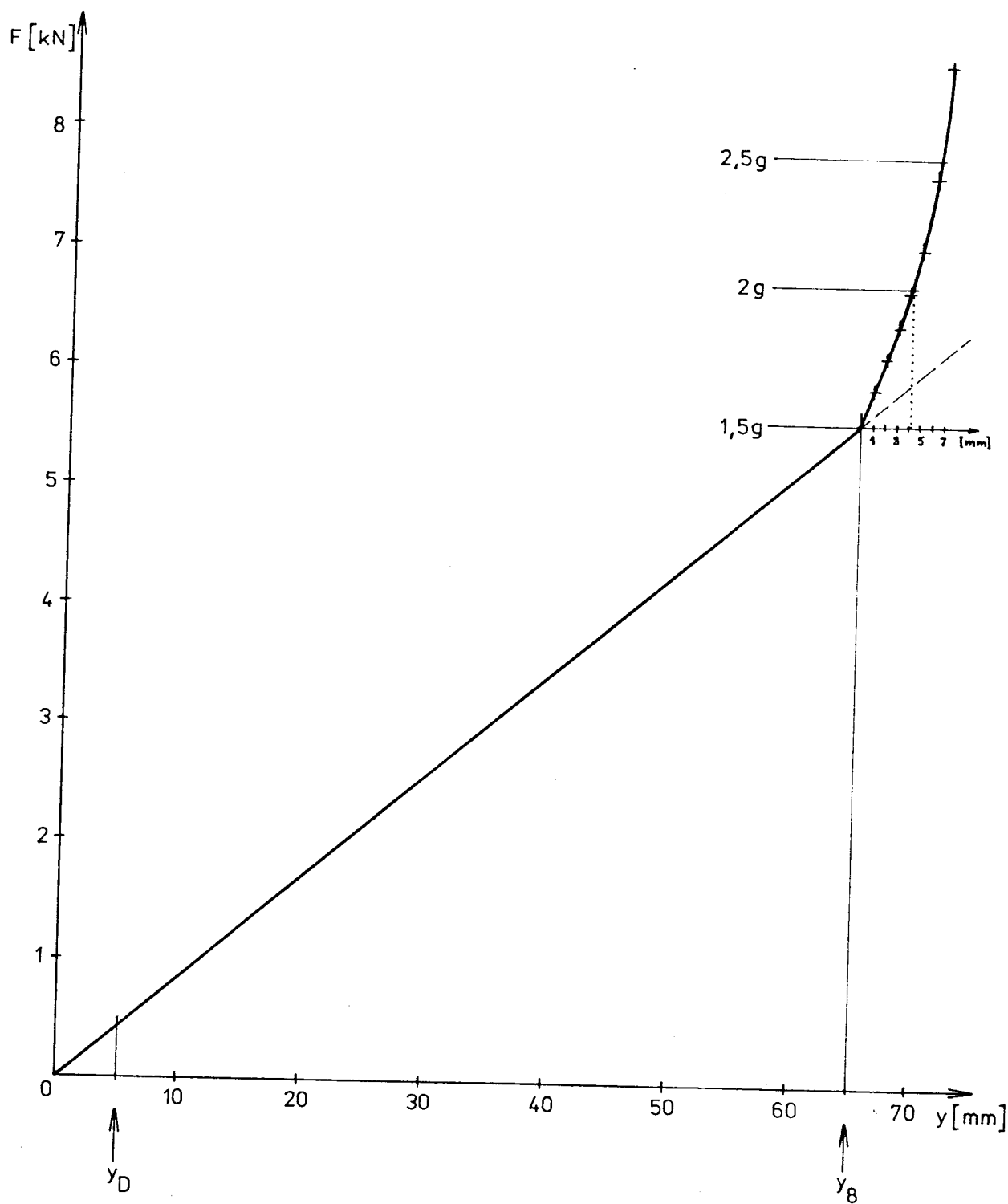
3.3.6. Charakteristika pryžového dorazu

Funkci dolního dorazu při maximálním zatížení pružiny plní upravený tlumič. Jeho uspořádání je patrné z výkresu č. KSD - 098-01-31. Tuto úpravu jsem konzultoval v konstrukčním oddělení Autobrzdy Jablonec n.N., n.p. s ing. Dolkem. Upravený tlumič je schopen jako doraz přenášet sílu až 4000 N. Bylo mi doporučeno použít jako doraz standardní pryžovou válcovou vložku horního uchycení tlumiče PTA 26 x 100. V nutném případě by však bylo možné použít jiný rozměr dorazu /ale s ohledem na maximální zástavbové rozměry/ tvrdší pryž a dosáhnout tak strmější charakteristiku.

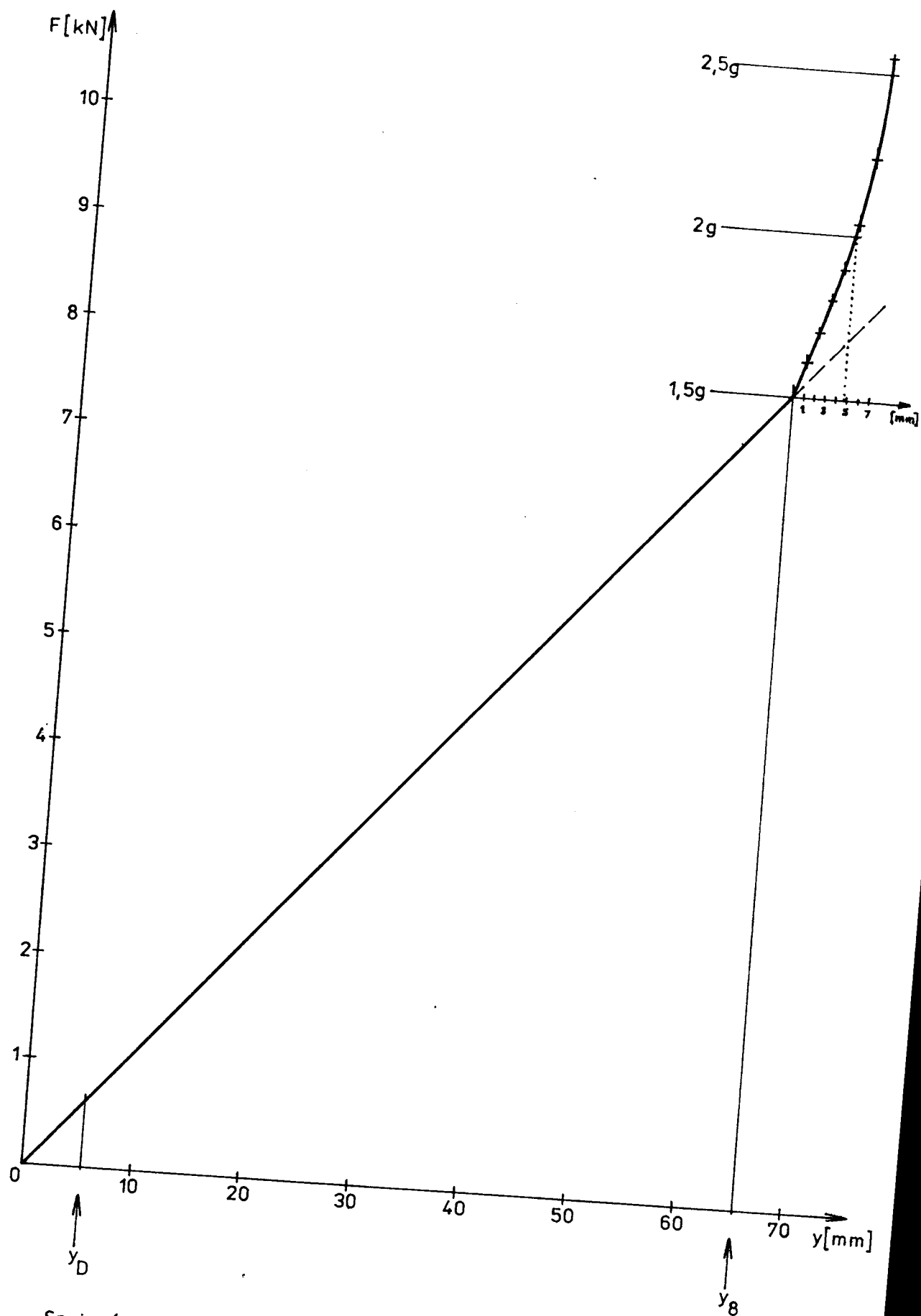
Charakteristiku poskytnutého vzorku jsem měřil na zkušebním stroji pro zkoušku tahem FPZ 100. Získal jsem tyto údaje závislosti síly F na stlačení y :

č. měř.	y [mm]	1	2	3	4	5	6	7
1	F [N]	210	388	580	760	1070	1562	-
2	F [N]	210	382	560	760	1035	1542	-
3	F [N]	210	380	580	760	1045	1580	2400
ϕ	F [N]	210	383	573	760	1050	1561	2400



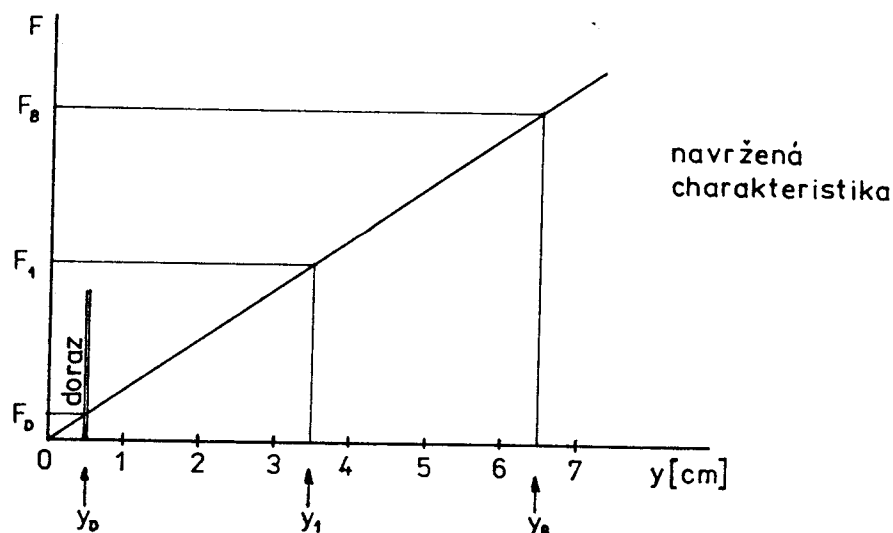


Spojené charakteristiky pružiny č.3 a pryžového dorazu



Spojené charakteristiky pružiny č.6 a pryžového dorazu

3.3.7. Alternativní návrh pružin pro krátkou kabínu a ráz 1g



Síla statického zatížení pružiny hmotností kabiny + 2 osoby:

$$F_1 = 2\,248 \text{ N}$$

Síla dynamického zatížení pružiny při rázu 1,0g /kabína + 2 osoby/:

$$F_8 = 4\,496 \text{ N}$$

1. Volba $\phi D_s = 71 \text{ mm}$ - PRUŽINA č.9

- Poměr vinutí: $i = \frac{D_s}{d} = \frac{71}{11,2} = 6,339$

- Wahlův korekční součinitel:

$$K = \frac{i + 0,2}{i - 1} = 1,225$$

- Výpočet drátu pružiny - ϕd :

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F_8 \cdot R_s \cdot K}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4496 \cdot 0,0355 \cdot 1,225}{\pi \cdot 730 \cdot 10^6}} = 11,09 \text{ mm} -$$

- podle ČSN 42 6403 volím $\phi d = 11,2 \text{ mm}$

- Tuhost pružiny:

$$c = \frac{F_8 - F_1}{y_8 - y_1} = \frac{4496 - 2248}{0,03} = 74\,933 \text{ N/m} \text{ a pro tuto}$$

$$\text{tuhost } y_8 = \frac{F_8}{c} = \frac{4496}{74933} = 60,0 \text{ mm} \text{ - což je s ohledem na požadované } y_8 = 65 \text{ mm málo. Tedy pro } y_8 = 65 \text{ mm je } c = 69\,169 \text{ N/m.}$$

Montážní předpětí pružiny volím opět $\sim 5 \text{ mm}$ a pracovní zdvih tedy bude 60 mm .

- Počet činných závitů:

$$\underline{n_\chi} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_s^3 \cdot c} = \frac{0,785 \cdot 10^{11} \cdot 0,0112^4}{8 \cdot 0,071^3 \cdot 69169} = 6,24 \text{ - volím } \underline{\underline{6 \frac{1}{4}}}$$

$$\text{pak bude } \underline{\underline{c_R = 69\,058 \text{ N/m}}} \text{ a } y_{8s} = \frac{F_8}{c_R} = 65,1 \text{ mm}$$

- Volná délka pružiny:

Pružina má zbroušené dosedací plochy v délce 1 závitu a po 1 závěrném závitu na obou koncích.

$$\begin{aligned} \underline{L_0} &= /n_\chi + n_z - 1/ \cdot d + n_\chi \cdot v + y_8 = \\ &= /6,25 + 2 - 1/ \cdot 11,2 + 6,25 \cdot 0,15 \cdot 11,2 + 65,1 = \\ &= \underline{\underline{156,8 \text{ mm}}} \end{aligned}$$

- Délka zamontované pružiny při maximálním odlehčení /dosednutí na horní doraz/:

$$\underline{L_D} = L_0 - /y_8 - 60/ = \underline{\underline{151,7 \text{ mm}}}$$

- Délka pružiny při statickém zatížení hmotností kabiny se 2 osobami:

$$\underline{L_1} = L_0 - \frac{F_1 \cdot 1000}{c_R} = \underline{\underline{124,2 \text{ mm}}}$$

- Výpočet skutečného provozního napětí při uvažování napětí od M_{k8} a od síly stříhové F_8 :

$$\tau_{M8} = \frac{M_{k8}}{W_k} = \frac{16 \cdot F_8 \cdot R_s \cdot K}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 4496 \cdot 0,0355 \cdot 1,225}{\pi \cdot 0,0112^3} = 709 \text{ MPa}$$

$$\tau_{F8} = \frac{F_8}{S} = \frac{4 \cdot F_8}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 4496}{\pi \cdot 0,0112^2} = 46 \text{ MPa}$$

$$\text{Celkové napětí } \underline{\tau_{8max}} = \tau_{M8} + \tau_{F8} = 709 + 46 = \underline{755 \text{ MPa}}$$

$$\tau_{8max} < \tau_D \quad - \quad \underline{\text{vyhovuje}} \quad / \tau_D = 790 \text{ MPa/}$$

- Výpočet mezního napětí při rázu 2g:

pro pružiny zachycující ráz 1g je nutno použít doraz z tvrdší pryže, se strmější charakteristikou. Pryžový doraz použitý u pružin zachycujících ráz 1,5g už nevyhoví, protože se příliš deformuje /asi o 8mm/. Budu tedy v tomto návrhu uvažovat takový doraz, který se stlačí max. o 5 mm.

$$F_9 = y_9 \cdot c_R = \frac{y_8 + 5}{1000} \cdot c_R = \frac{65,1 + 5}{1000} \cdot 69058 = 4841 \text{ N}$$

$$\tau_{M9} = \frac{M_{k9}}{W_k} = \frac{16 \cdot F_9 \cdot R_s \cdot K}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 4841 \cdot 0,0355 \cdot 1,225}{\pi \cdot 0,0112^3} = 763 \text{ MPa}$$

$$\tau_{F9} = \frac{F_9}{S} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 4841}{\pi \cdot 0,0112^2} = 49 \text{ MPa}$$

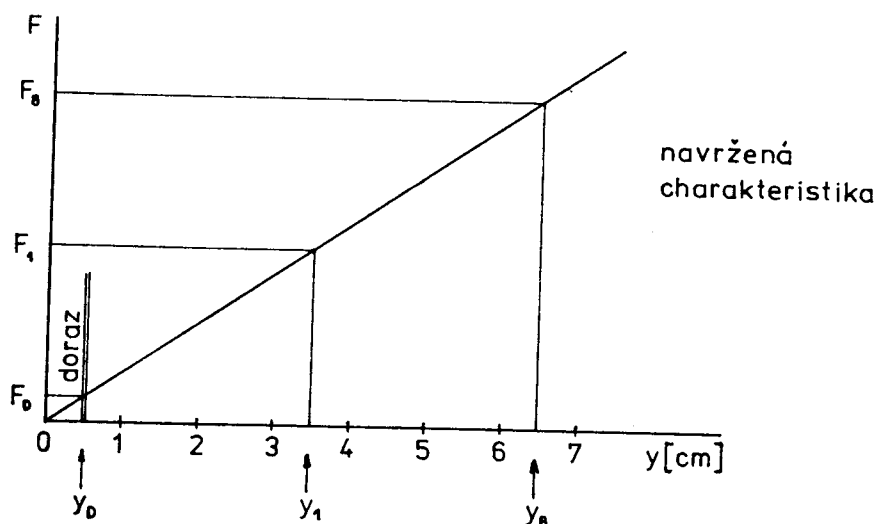
$$\text{Celkové napětí } \underline{\tau_{9max}} = \tau_{M9} + \tau_{F9} = 763 + 49 = \underline{812 \text{ MPa}}$$

$$\tau_{9max} < \tau_K \quad - \quad \underline{\text{vyhovuje}} \quad / \tau_K = 906 \text{ MPa/}$$

Výpočet pružin pro další volby ϕD_s vychází opět ze stejných vzorců a předpokladů jako výpočet pružiny č. 9. Proto uvádím tabulkově již výsledky těchto výpočtů.

	PRUŽINA č.10	PRUŽINA č.11	PRUŽINA č.12
ϕD_s [mm]	80	90	100
poměr vinutí - i	6,400	7,200	8,000
Wahlův součinitel-K	1,222	1,194	1,171
ϕd [mm] - vypočtený	11,53	11,90	12,25
ϕd [mm] - dle ČSN	12,5	12,5	12,5
c [N/m] - požadovaná	69 169	69 169	69 169
n_{χ} - vypočtený	6,76	4,75	3,46
n_{χ} - volený	7,0	5,0	3,5
c_R [N/m] - reduk.	66 842	65 724	68 447
y_{8s} [mm] - skutečný	67,3	68,4	65,7
L_0 [mm]	180,4	152,8	128,5
L_D [mm]	173,1	144,4	122,8
L_1 [mm]	146,8	118,6	95,7
τ_{M8} [MPa]	573	630	686
τ_{F8} [MPa]	37	37	37
τ_{8max} [MPa]	610-vyhovuje	667-vyhovuje	723-vyhovuje
F_9 [N]	4 841	4 841	4 841
τ_{M9} [MPa]	617	678	739
τ_{F9} [MPa]	39	39	39
τ_{9max} [MPa]	656-vyhovuje	717-vyhovuje	778-vyhovuje

3.3.8. Alternativní návrh pružin pro střední kabínu a ráz lg



Síla statického zatížení pružiny hmotností kabiny + 4 osoby:

$$F_1 = 3\,090 \text{ N}$$

Síla dynamického zatížení pružiny při rázu 1,0g /kabína + 4 osoby/:

$$F_8 = 6\,180 \text{ N}$$

Výpočet pružin vychází ze stejných vzorců a předpokladů jako výpočet pružiny č. 9. Je nutné volit ale jinou tuhost c :

- Tuhost pružiny:

$$c = \frac{F_8 - F_1}{y_8 - y_1} = \frac{6180 - 3090}{0,03} = 103\,000 \text{ N/m} \text{ a pro tuto tuhost}$$

$$\text{host } y_8 = \frac{F_8}{c} = \frac{6180}{103\,000} = 60,0 \text{ mm} \text{ - je málo, protože}$$

požadují 65 mm s ohledem na potřebný pracovní zdvih 60mm a nutné montážní předpětí ~5 mm. Pro $y_8 = 65\text{mm}$ je tedy tuhost: $c = 95\,077 \text{ N/m}$.

$$\text{síla } F_9 = y_9 \cdot c = \frac{y_8 + 5}{1000} \cdot c = \frac{65 + 5}{1000} \cdot 95077 = 6\,655 \text{ N}$$

Výsledky výpočtů pro jednotlivé volby ϕD_s jsou v tabulce.

	PRUŽINA č.13	PRUŽINA č.14	PRUŽINA č.15
ϕD_s [mm]	71	80	90
poměr vinutí - i	5,680	5,714	6,429
Wahlův součinitel-K	1,256	1,255	1,221
ϕd [mm] - vypočtený	12,43	12,94	13,33
ϕd [mm] - dle ČSN	12,5	14,0	14,0
c [N/m] - požadovaná	95 077	95 077	95 077
n_{ζ} - vypočtený	7,04	7,74	5,44
n_{ζ} - volený	7,0	7 ³ / ₄	5 ¹ / ₂
c_R [N/m] - reduk.	95 620	95 000	94 016
y_{8s} [mm] - skutečný	64,6	65,1	65,7
L_O [mm]	177,7	203,9	168,3
L_D [mm]	173,1	198,8	162,6
L_1 [mm]	145,4	171,4	135,4
τ_{M8} [MPa]	719	576	630
τ_{F8} [MPa]	50	40	40
τ_{8max} [MPa]	769-vyhovuje	616-vyhovuje	670-vyhovuje
F_9 [N]	6 655	6 655	6 655
τ_{M9} [MPa]	774	620	679
τ_{F9} [MPa]	54	43	43
τ_{9max} [MPa]	828-vyhovuje	663-vyhovuje	722-vyhovuje

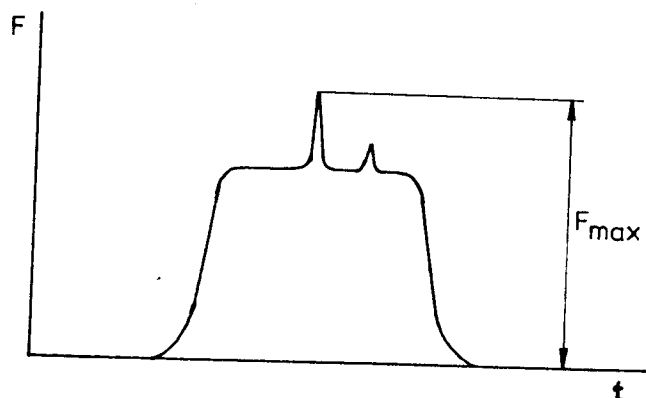
A opět s ohledem na maximální unifikaci uložení pro střední i krátkou kabinu a s ohledem na zvolené pružiny pro ráz 1,5g volím pružinu č. 10 pro krátkou kabinu a pružinu č. 13 pro střední kabinu. Směrodatnou pro výběr pružin je délka L_D /montážní délka/, která je dokonce pro pružinu č. 10 a 13 naprosto shodná $L_D = 173,1$ mm. Pružiny č. 3 a 6 mají délku $L_D = 174,6$ mm. Diference délek mezi pružinami pro ráz 1g a ráz 1,5g je 1,5 mm. Tento rozdíl však lze zanedbat a všechny součásti zadního uložení kabiny jsou tedy stejné jako pro pružiny v základním provedení /ráz 1,5g/.

Z porovnání napjatosti pružin vyplývá, že napětí v pružině č. 10 vychází stejné jako v pružině č. 3 a dále v pružině č. 13 stejné jako v pružině č. 6. Z toho plyne, že i příslušné Smithovy diagramy jsou shodné a není je tedy třeba znovu kreslit.

3.4. Návrh ložisek stranového vedení kabiny

Za provozu dochází k malému pootočení ložiska při pro-
pružení kabiny. Jde tedy o statické namáhání, při kterém přípustné zatížení není určováno dynamickou únavou materiálu, ale přípustnými trvalými deformacemi oběžných drah a valivých tělísek. Je nutné stanovit statickou únosnost ložiska C_0 a v katalogu pak vyhledat vhodné ložisko.

Na stranové vedení kabiny působí značně se měnící síly, vyvolané příčným zrychlením kabiny při projíždění zatáček a přejíždění nerovností. Je dáno, že příčné zrychlení dosahuje hodnot 0,8g a dochází ke krátkým pulzům až 1 g /viz kap. 2.2./. Zjednodušený průběh zátěžných sil v příčném směru vypadá takto:



Vzhledem k poměrně nízké ceně kuličkových valivých ložisek a požadované maximální unifikaci pro obě provedení kabin /krátké a střední/ navrhuji více namáhaná ložiska pro střední kabinu. Rozložení zatížení v příčném směru na přední a zadní uložení kabiny uvažuji nejméně příznivé, tj. rozložení zatížení stejné jako ve svislém podélném směru /viz výpočet zatížení pružin/. Ve skutečnosti přední závěs kabiny přenáší největší část zatížení. Pouze při velkém optřebením tohoto závěsu by došlo k vyššímu zatížení zadního uložení v příčném směru.

Protože v praxi dochází k vzájemnému kroucení kabiny a rámu, bude výhodné použít stranové vedení pouze na jedné straně kabiny, čímž se odstraní možné pnutí, které by vznikalo při použití na obou stranách kabiny.

Při pulzu lg je $F_{\max} = 6\ 180\ N$

Potřebnou statickou únosnost ložiska stanovím ze vzorce:

$$C_0 = s_0 \cdot P_0, \text{ kde}$$

$$P_0 = F_{\max}$$

s_0 součinitel bezpečnosti - pro normální provozní poměry a normální požadavky na chod je

$$s_0 = 1$$

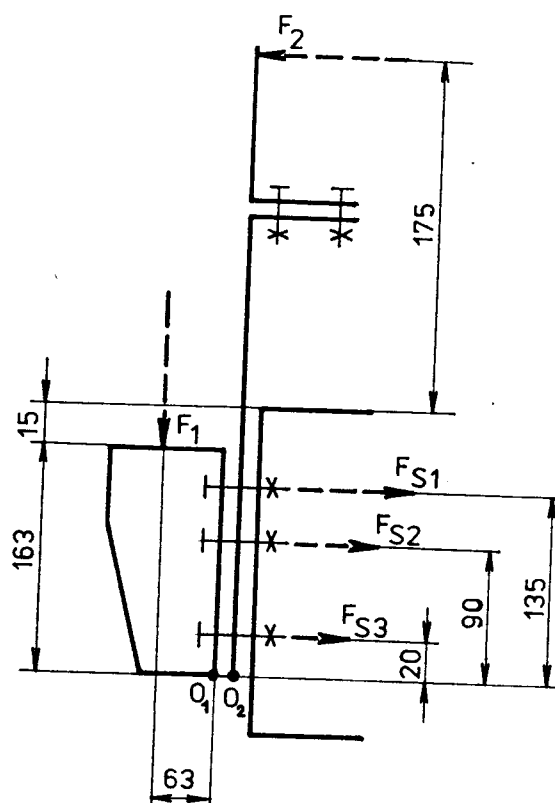
$$\text{a tedy } \underline{C_0 = 6\ 180\ N}$$

Volím ložisko 6006 - 2 RS, které má $C_0 = 6\ 800\ N$.

Na ložisko je dále nalisována trubka, na jejímž vnějším povrchu je navulkanisovaná pryžová vrstva asi 4 mm silná.

3.5. Návrh a kontrola šroubů upěvňujících konzolu pružiny na rám

Navrhuji a kontroluji šrouby pro levou stranu, kde je upevněn navíc hlavní držák stranového vedení kabiny a namáhání šroubů je tedy vyšší než na straně pravé. Dále uvažuji zatížení střední /těžší/ kabinou.



$$F_1 = 9\,270 \text{ N}$$

$$F_2 = 6\,180 \text{ N}$$

Šrouby dimenzuji na svislou sílu odpovídající rázu $2g$ a na příčnou sílu odpovídající pulzu $1g$. Šroubový spoj dle obrázku je třeba počítat jako předepjatý zatížený rázově. Podle literatury [6] se míra účinků rázového zatěžování vystihuje součinitelem rázu $\varphi > 1$, který se aplikuje na provozní sílu F . Při základním návrhu šroubu a výpočtu součinitelů bezpečnosti n_p , n_a a n se postupuje obdobně jako u šroubového předepjatého spoje cyklicky zatíženého. Rozdíl je v tom, že do příslušných vztahů se dosadí místo síly F síla $F' = F \cdot \varphi$.

Velikost součinitele φ je odvozena z praktických zkušeností a např.:

- u strojů pro zemní práce: $1,5 < \varphi < 2,5$
 - u strojů s náhle působícími rázy /válc. stolice/: $1,5 < \varphi < 3$
 - u strojů pracujících bez rázů: $1 < \varphi < 1,2$
- Volím hodnotu $\varphi = 1,5$

Potřebná minimální síla, kterou musí šrouby vyvinout pro zachycení síly F_1 :

$$F_T = F_1 = F_N \cdot f \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_N = F_T \cdot \frac{1}{f} = \frac{9270}{0,3} = 30\,900 \text{ N}$$

pro ocel x ocel - drsný
povrch $f = 0,3$

Na jeden šroub tedy připadá síla $\underline{\underline{F_N}} = \frac{F_N}{3} = \underline{\underline{10\,300 \text{ N}}}$ - tj.

síla minimálního předpětí, které musí být ve šroubu zatíženém provozní silou.

- Výpočet provozních sil ve šroubech:

① Rovnice momentové rovnováhy při klopení konzoly kolem bodu O_1 a hlavního držáku kolem bodu O_2 :

$$F_1 \cdot 0,063 + F_2 \cdot 0,175 + 0,015 + 0,163 = F_{S1} \cdot 0,135 + F_{S2} \cdot 0,09 + F_{S3} \cdot 0,02$$

Dále platí rovnice poměrných sil:

$$\textcircled{2} \quad \frac{F_{S1}}{F_{S2}} = \frac{0,135}{0,090}$$

$$\textcircled{3} \quad \frac{F_{S1}}{F_{S3}} = \frac{0,135}{0,02}$$

$$\textcircled{3} \Rightarrow F_{S3} = \frac{0,02}{0,135} \cdot F_{S1}$$

$$\textcircled{2} \Rightarrow F_{S2} = \frac{0,09}{0,135} \cdot F_{S1}$$

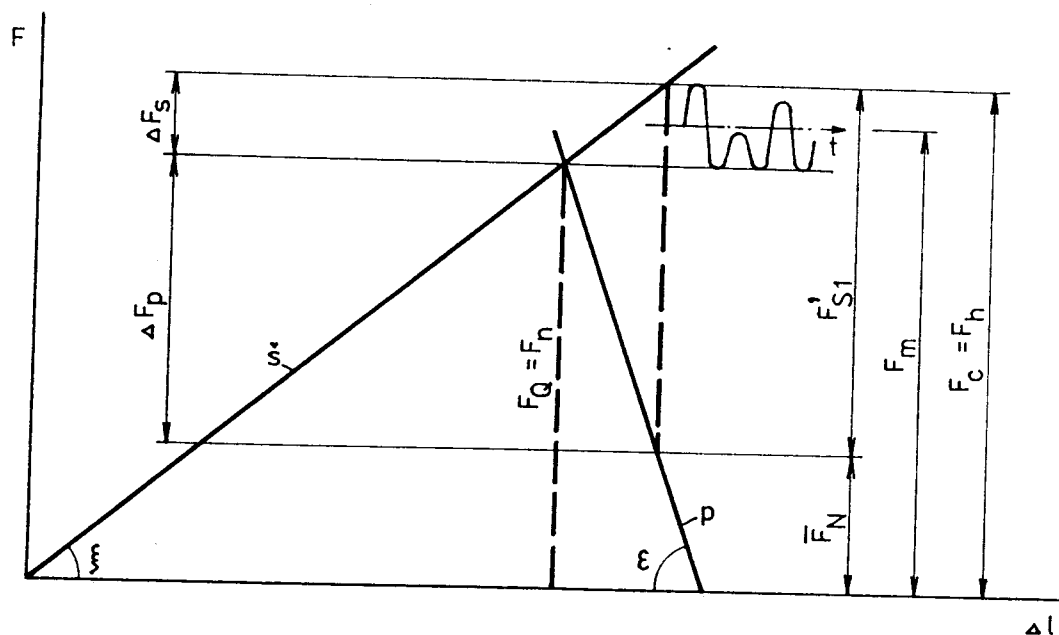
a dosazením do rovnice ① :

$$F_{S1} = \frac{F_1 \cdot 0,063 + F_2 \cdot 0,353}{0,135 + \frac{0,09^2}{0,135} + \frac{0,02^2}{0,135}} = 13\,970 \text{ N}$$

V dalším výpočtu stačí počítat tento nejnamáhanější šroub s tím, že ostatní jsou stejně velké a s vyšší bezpečností.

Výpočtová provozní síla se zahrnutím rázů: $F'_{S1} = F_{S1} \cdot \gamma =$

$$= 13\,970 \cdot 1,5 = \underline{\underline{20\,955\text{ N}}}$$



Šroub je třeba navrhnout pro sílu: $\underline{\underline{F_c}} = \bar{F}_N + F'_{S1} = 10\,300 + 20\,955 = \underline{\underline{31\,255\text{ N}}}$

Pro návrh volím materiál šroubu 5D s $R_m = 500\text{ MPa}$ a

$$R_e = 300\text{ MPa}$$

[9]

Výpočet provádím k mezi kluzu a volím bezpečnost $k = 1,3$:

$$\frac{R_e}{k} = \frac{F_c}{S_3}$$

$$S_3 = \frac{\pi d_3^2}{4} = \frac{k \cdot F_c}{R_e} \Rightarrow \underline{\underline{d_3}} = \sqrt{\frac{4 \cdot k \cdot F_c}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 31\,255}{300 \cdot 10^6}} = \underline{\underline{13,13\text{ mm}}} - \text{volím šroub } \underline{\underline{M\,16}} \\ /d_3 = 13,546\text{ mm/}$$

- Tuhost šroubu:

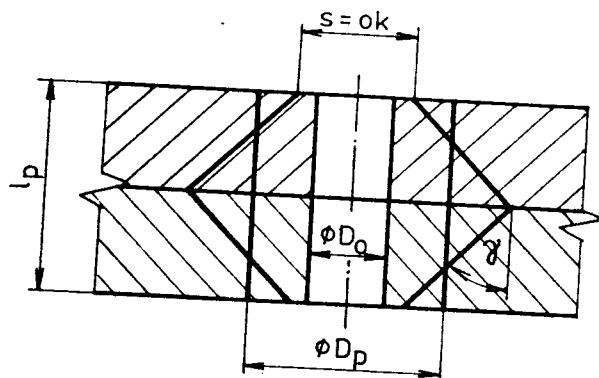
$$\underline{\underline{c_s}} = \frac{E_s \cdot S_s}{l_p + \frac{2}{3} \cdot h + \frac{1}{2} \cdot m} = \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}}{0,02 + \frac{2}{3} \cdot 0,01 + \frac{1}{2} \cdot 0,013} = \underline{\underline{1,074\,58 \cdot 10^9\text{ N/m}}} \\ /d_2 = 14,7\text{ mm/}$$

[6]

- Tuhost přírub: /podle Rótscherovy hypotézy/

[6]

$$c_p = \frac{E_p \cdot S_2}{l_p}$$



kde $E_p = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_p^2 - D_0^2)$$

$$\text{a } D_p = s + \frac{l_p}{2} \cdot \operatorname{tg} \gamma = 0,024 + \frac{0,02}{2} \cdot \operatorname{tg} 45^\circ = 0,034 \text{ m}$$

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,034^2 - 0,017^2) = 6,809 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\underline{c_p} = \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 6,809 \cdot 10^{-4}}{0,02} = \underline{\underline{7,149\,45 \cdot 10^9 \text{ N/m}}}$$

- Část max. hodnoty provozní síly připadající na příruby: [6]

$$\underline{\Delta F_p} = F_{S1}' \cdot \frac{c_p}{c_s + c_p} = 20955 \cdot \frac{7,14945 \cdot 10^9}{1,07458 \cdot 10^9 + 7,14945 \cdot 10^9} = 18\,217 \text{ N}$$

- Část max. hodnoty provozní síly připadající na šroub:

$$\underline{F_s} = F_c - F_Q = 31255 - 28517 = \underline{\underline{2\,738 \text{ N}}}$$

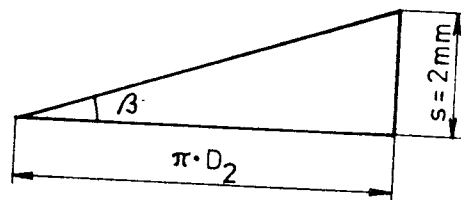
- Potřebné předpětí, na které se šroub musí dotáhnout:

$$\underline{F_Q} = F_N + F_p = 10300 + 18217 = \underline{\underline{28\,517 \text{ N}}}$$

- Utahovací moment:

$$M_u = \frac{3}{2} \cdot F_Q \cdot \frac{D_2}{2} \cdot \operatorname{tg} (\beta + \rho')$$

[6]



$$\beta = \arctan \frac{s}{\pi \cdot D_2} = 2,4796^\circ$$

$$\tan \psi = \frac{f}{\cos 30^\circ} = \frac{0,15}{\cos 30^\circ} \Rightarrow \psi = 9,8264^\circ$$

$$\underline{M_u} = \frac{3}{2} \cdot 28517 \cdot \frac{0,0147}{2} \cdot \tan /2,4796 + 9,8264/ = \underline{68,6 \text{ Nm}}$$

Pro šrouby M 16 z materiálu 5D je maximální dovolený utahovací moment 110 Nm - vyhovuje [9]

Z hlediska dynamického zatížení šroubu lze zjednodušeně uvažovat cyklické míjivé zatížení silou $F'_{S1} = 20\,955 \text{ N}$. Ve skutečnosti v cyklu působí častěji spíše nižší síly a tedy výpočet je na straně bezpečnosti.

- Maximální síla zatěžující šroub: $F_h = 31\,255 \text{ N}$

- Střední, statická síla: $F_m = F_Q + 0,5 \cdot \Delta F_s = 28517 + 0,5 \cdot 2738 = 29\,886 \text{ N}$

- Amplitudní, proměnná síla: $F_a = 0,5 \cdot F_s = 0,5 \cdot 2738 = 1\,369 \text{ N}$

Jmenovitá napětí v průřezu závitové části šroubu pro jednotlivé složky působící síly:

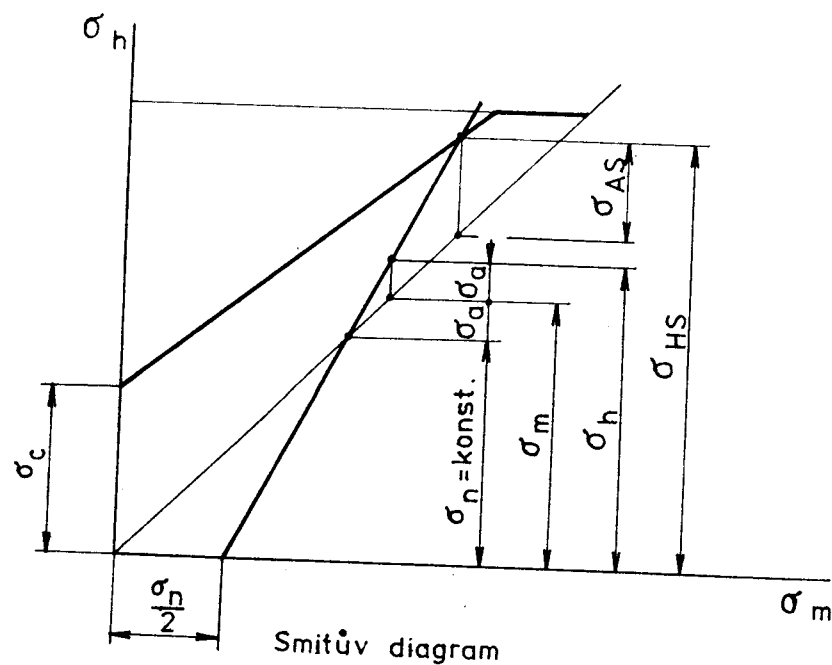
--Horní /maximální/: $\underline{\sigma_h} = \frac{F_h \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{31255 \cdot 4}{\pi \cdot 0,013546^2} = \underline{216,8 \text{ MPa}}$

- Střední /statické/: $\underline{\sigma_m} = \frac{F_m \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{29886 \cdot 4}{\pi \cdot 0,013546^2} = \underline{207,4 \text{ MPa}}$

- Dolní /minimální/: $\underline{\sigma_n} = \frac{F_Q \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{28517 \cdot 4}{\pi \cdot 0,013546^2} = \underline{197,8 \text{ MPa}}$

- Amplitudní : $\underline{\sigma_a} = \frac{F_a \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{1369 \cdot 4}{\pi \cdot 0,013546^2} = \underline{9,5 \text{ MPa}}$

Mezní stav cyklicky zatěžovaného spoje znázorňuje pro daný materiál a vrub Smithův diagram: [6;7]



U cyklicky zatížených šroubových spojů se bezpečnost stanoví jednak vzhledem k amplitudě zátěžného cyklu $/n_a/$, jednak vzhledem k horní síle F_h zátěžného cyklu $/n/$.

$$n_a = \frac{\sigma_{AS}}{\sigma_a} \quad \text{doporučují se meze } 2,5 \div 4,0$$

$$n = \frac{\sigma_{HS}}{\sigma_h} \quad \text{doporučují se meze } 1,25 \div 2,5$$

Výpočet bezpečnosti se provádí zpravidla jen na zatížení od osových tahových sil.

Mezní napětí se stanoví ze vzorců:

$$\sigma_{HS} = \frac{2 \cdot \sigma_c^* + /1 - \psi^*/ \cdot \sigma_n}{1 + \psi^*} \quad [6]$$

$$\sigma_{AS} = \frac{\sigma_c^* - \psi^* \cdot \sigma_n}{1 + \psi^*} \quad [6]$$

kde mez únavy při střídavém tahu - tlaku u kompletního šroubu /přenos síly se děje prostřednictvím matice/ lze určit např. podle empirického Heywoodova vzorce:

[7]

$$\sigma_c^x = 0,15 \cdot R_m \cdot \frac{25,4 + d_1}{25,4 + 3d_1} = 0,15 \cdot 500 \cdot \frac{25,4 + 16}{25,4 + 3 \cdot 16} =$$

$$= 42,3 \text{ MPa}$$

$$\psi^x = \frac{\psi \cdot \nu_\sigma}{\beta_\sigma}$$

z grafů a tabulek lit.[6]
pro materiál 11 500 a M 16
 $\psi = 0$

Po zpětném dosazení do vzorců pro výpočet σ_{HS} a σ_{AS} a pak do vzorců výpočtu n_a a n vychází:

$$\underline{n_a} = \frac{\sigma_c^x}{\sigma_a} = \frac{42,3}{9,5} = \underline{4,45} \quad - \quad \underline{\text{vyhovuje}}$$

$$\underline{n} = \frac{2 \cdot \sigma_c^x + \sigma_n}{\sigma_h} = \frac{2 \cdot 42,3 + 197,8}{216,8} = \underline{1,3} \quad - \quad \underline{\text{vyhovuje}}$$

3.6. Pevnostní výpočet hlavního držáku stranového vedení

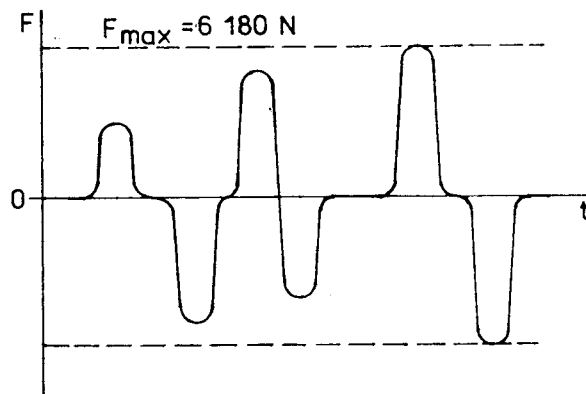
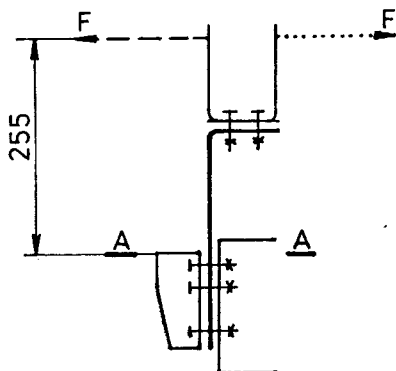
Držák je vyroben z válcovaného plechu mat. 11 523.1 a má hodnoty: $R_m = 510 \div 630 \text{ MPa}$ a $R_{emin} = 355 \text{ MPa}$. Pro uhlíkové oceli platí, že mez kluzu v ohybu $\sigma_{Ko} = 67 \div 72 \% R_m$ a tedy:

$$\sigma_{Ko} = 0,7 \cdot R_m = 0,7 \cdot 570 = 400 \text{ MPa}$$

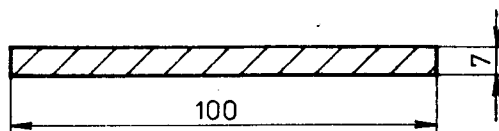
$$\underline{\sigma_D} = \frac{\sigma_{Ko}}{k} = \frac{400}{1,25} = \underline{320 \text{ MPa}}$$

volím $k = 1,25$

V provozu se vyskytují jako maximální zrychlení v příčném směru krátké pulzy lg a tomu odpovídá v méně příznivém případě, tj. u střední kabiny síla $F = 6\,180 \text{ N}$. Síla má charakter mívajících rázů střídavě na obě strany.



- a) uvažuji použití plechu silného 7 mm bez výztužných /ohnutých krajů/:

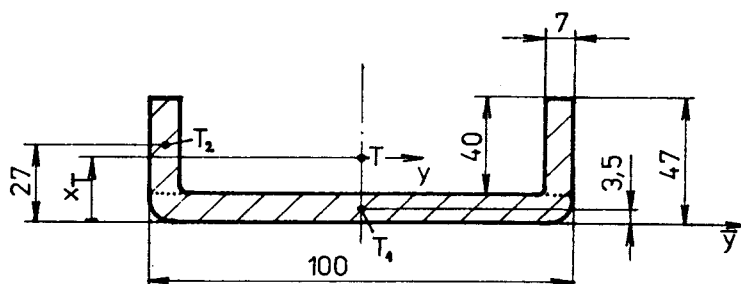


- Kontrola v průřezu A - A:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{0,255 \cdot F \cdot 6}{0,1 \cdot 0,007^2} = \frac{0,255 \cdot 6180 \cdot 6}{0,1 \cdot 0,007^2} = 1\,930 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o > \sigma_D \quad - \quad \text{nevyhovuje}$$

- b) je nutné vytvořit tužší profil ohnutím krajů plechu, čímž vznikne $\sqsubset$ profil:



$$x_T = \frac{\sum S_i x_i}{\sum S_i} = \frac{100 \cdot 7 \cdot 3,5 + 2 \cdot 40 \cdot 7 \cdot 27}{100 \cdot 7 + 2 \cdot 40 \cdot 7} = 13,94 \text{ mm}$$

$$I_y = \frac{1}{12} \cdot 100 \cdot 7^3 + 100 \cdot 7 \cdot /13,94 - 3,5/2 + 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot 7 \cdot 40^3 + 40 \cdot 7 \cdot /27 - 13,94/2 \right] = 249\,336 \text{ mm}^4$$

$$W_o = \frac{I_y}{0,047 - 0,01394} = \frac{249336 \cdot 10^{-12}}{0,03306} = 7,54 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

a napětí v ohybu je tedy:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{0,255 \cdot 6180}{7,54 \cdot 10^{-6}} = 209 \text{ MPa}$$

Při zjednodušujícím předpokladu, že namáhání je harmonické střídavé s amplitudou $F_{\max}$ lze provést výpočet meze únavy

při střídavém ohybu. Nejčastěji se používá pro výpočet základní meze únavy materiálu vzorce:

$$\underline{\sigma_{co}} = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 570 = \underline{245 \text{ MPa}} \quad [7]$$

a únavová bezpečnost je:

$$\underline{k} = \frac{\sigma_{co}}{\sigma_o} = \frac{245}{209} = \underline{1,17} \quad - \quad \underline{\text{vyhovuje}}$$

4. EKONOMICKÉ POSOUZENÍ NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ

Při ekonomickém hodnocení nově navrženého řešení je nutné vycházet ze základních důvodů, které vyvolaly jeho potřebu:

1. Vozidlo v současné době vyráběné přestává vyhovovat jako celek svým pohodlím jízdy zpřísňujícím se hygienickým předpisům. Pokud by nedošlo ke zlepšení jízdního pohodlí, mohly by se stát automobily LIAZ v řadě zemí těžko prodejnými a to by nutně vedlo k ekonomickým ztrátám způsobeným snížením odbytu nebo snížením prodejní ceny. Na zmíněné pohodlí má vliv celá řada činitelů, jako např. konstrukce a hustění pneumatik, odpérování náprav, odpružení sedačky a také odpružení celé kabiny. Proto řešení zadního uložení kabiny na vinutých pružinách může být jednou z možných cest zlepšení pohodlí jízdy.

2. Dnes používané uložení kabin na pryžových silentblo-cích je naprosto nejednotné pro krátkou a střední kabinu, navíc u krátké kabiny se liší pravá a levá strana uložení, což je způsobeno vyosením výztužných profilů podlahového roštu kabiny vůči podélné ose rámu. To se promítá značně nepří-
znivě do zvýšených výrobních nákladů /potřeba většího sorti-
mentu polotovarů, počtu přípravků, potřebných strojů, pracov-
níků, nižší sériovost výroby atd./.

Ve svém řešení jsem dosáhl poměrně vysokého stupně uni-
fikace jak pro obě provedení kabin, tak pro pravou i levou
stranu. Zástavbové rozměry zadního uložení pro obě provedení
kabin jsou shodné. Uložení střední a krátké kabiny se liší
pouze průměrem pružin /tj. tuhostí/ a příslušnými plechovými
podložkami /jednoduché výlisky z tenkého plechu/ kompenzují-
cími vliv těchto rozdílných průměrů. Pružiny však mají stej-
nou montážní délku a v základním provedení /pro ráz 1,5g/ i
stejný průměr drátu. Vše ostatní je shodné. Použití jednoho
druhu pružin /se stejnou tuhostí/ pro krátkou i střední kabi-
nu není možné, protože max. zatížení, na které mají být pruži-
ny dimenzovány je u střední kabiny vyšší o 37% než u krátké.

Není ale vyloučena jejich vzájemná záměna v případě požadavku velmi měkkého uložení střední kabiny nebo výrazně tvrdého uložení kabiny krátké.

Součásti použité na pravé straně uložení jsou shodné se součástmi levé strany, kde je ale navíc přišroubován k rámu hlavní držák stranového vedení kabiny /do stejných otvorů jako spodní konzola pružiny/ a k podlahovému roštu je přivařen držák ložisek stranového vedení a pomocný nosník zámku uložení.

V nově navrženém řešení jsem použil běžně dostupných materiálů a běžně používaných technologií jejich výroby a proto díly uložení nebudou ekonomicky náročné. Jde např. o ohýbané plechy, jednoduché plechové výlisky, svařování, stříhání plechů. Výsledkem dosažené unifikace je pokles sortimentu součástí prakticky na polovinu a je tedy reálný předpoklad, že výrobní náklady nového řešení nebudou vyšší než souhrn nákladů na obě původní uložení i přes to, že vinuté pružiny jsou dražší než pryžové, v současné době používané. V konstrukčním řešení jsem dále použil zámků již vyráběné pro krátkou kabinu.

Velkým přínosem z ekonomického hlediska je tedy sjednocení uložení krátké a střední kabiny, které umožňuje zvýšit sériovost výroby.

K podrobnému ekonomickému posouzení nejsou v současné době k dispozici hodnotové údaje a to jak pro staré tak i nově navržené řešení.

5. ZÁVĚR

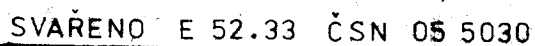
Většina známých výrobců nákladních automobilů ve světě, včetně o. p. LIAZ, vyrábí vozy se sklopnou kabinou. Tento typ kabin vedle nesporných výhod přináší i jisté problémy spočívající v jejich vhodném uložení a odpružení na rámu vozidla a to jak z hlediska unifikace, tak i z hlediska pohodlí jízdy.

Jedno z možných řešení aplikované právě na nákladní automobily LIAZ je obsahem předkládané diplomové práce. Ve svém řešení dosahuji vysokého stupně unifikace uložení při poměrně jednoduché konstrukci. Požadavky na tuhost uložení jsou různé pro jednotlivé typy provozu /komunální vozy, kamiony.../ a pružiny v základním provedení jsou pak v určitých případech příliš tuhé. Ze zkušebních protokolů měření pohodlí jízdy v automobilech LIAZ vyplývá, že např. v dálkové přepravě se jen zřídka vyskytují rázy vyšší než 1g. Proto předkládám jednak variantu pružin v základním provedení zachycujících dynamické rázy až 1,5g, čímž respektuji požadavek tvrdšího uložení daný konzultantem a dále alternativní variantu pružin zachycujících dynamické rázy do 1g. Vzhledem k unifikaci nově navrženého řešení a jeho jednoduchosti je možná snadná záměna pružin podle individuálních provozních požadavků.

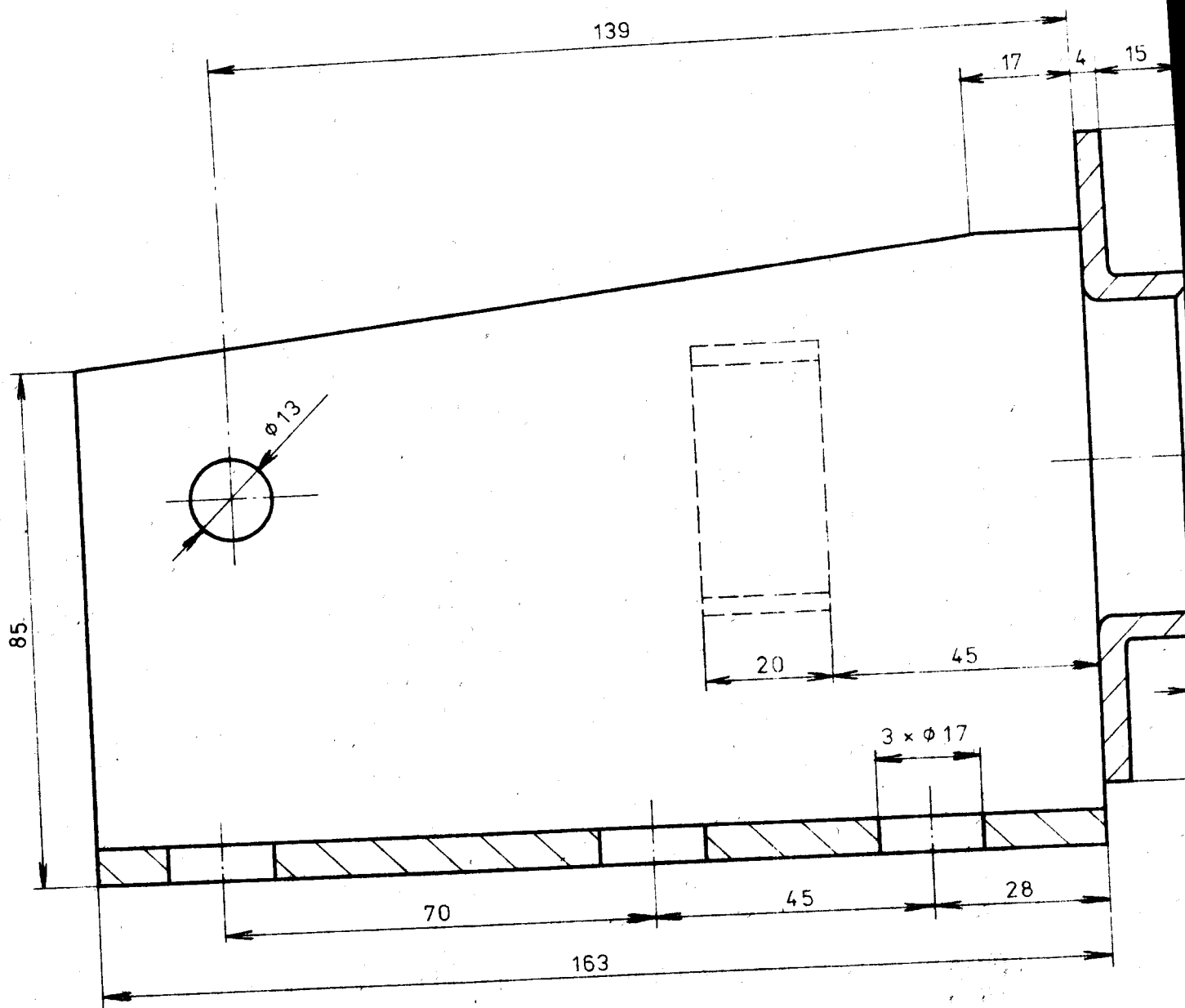
Věřím, že předložené řešení najde uplatnění v praxi a pomůže jak zvýšit celkovou unifikovanost, tak zlepšit jízdní pohodlí automobilů LIAZ.

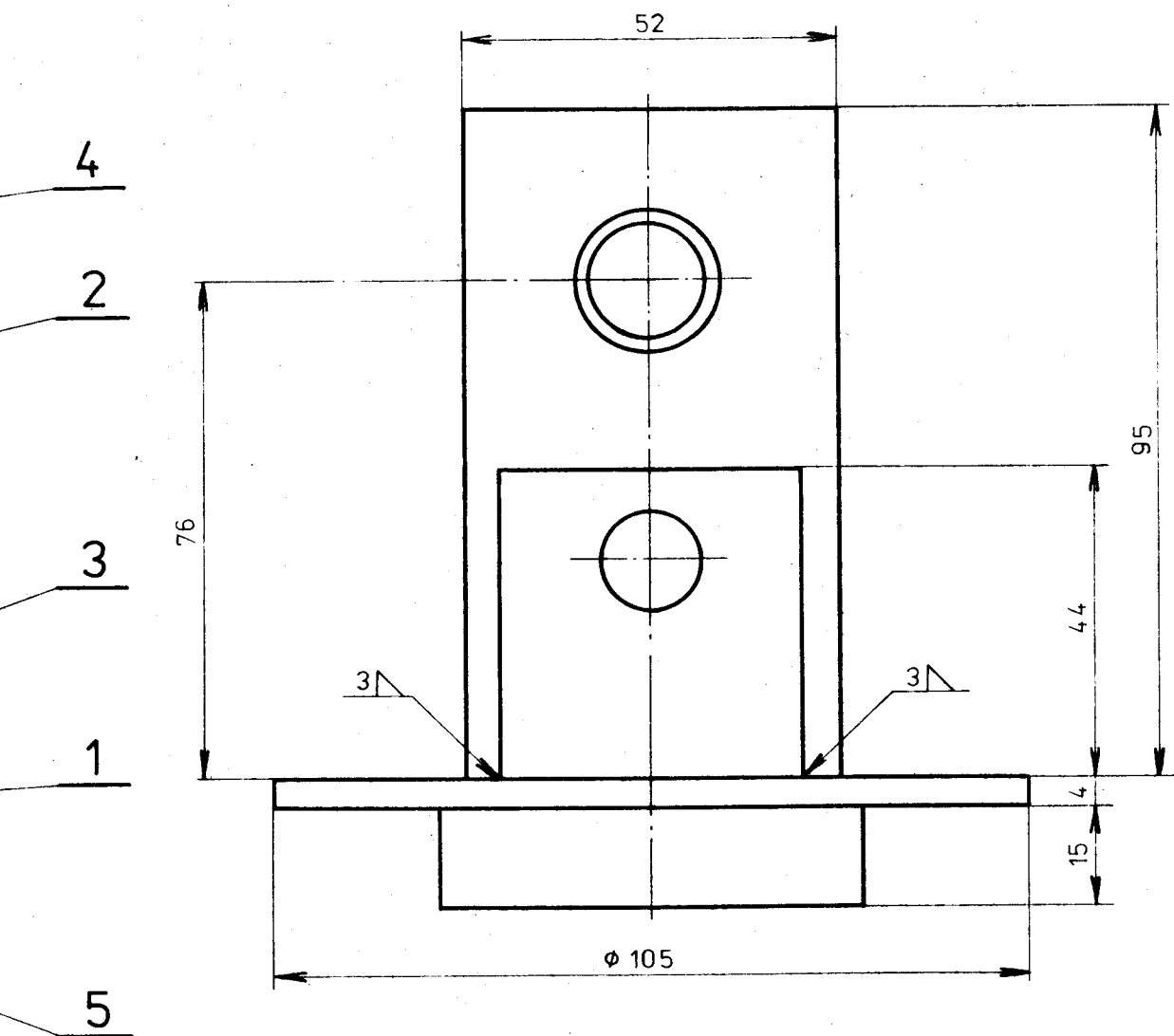
6. Seznam použité literatury

- [1] Vrzal B. a kol.: Strojnické tabulky. SNTL Praha 1972 2 sv.
- [2] SONP Kladno - ušlechtilé konstrukční oceli Poldi. Výrobní brožura
- [3] Drastík F. a kol.: Atlas použití kovů ve strojírenství. SNTL, ALFA Praha 1980
- [4] Fröhlich J. a kol.: Valivá ložiska ZKL. SNTL Praha 1980
- [5] firemní prospekty teleskopických tlumičů PAL. OTS Auto-brzdy Jablonec n. p.
- [6] Boháček F. a kol.: Části a mechanismy strojů I. Ediční středisko VUT Brno 1984
- [7] Prášil L., Olehlová M.: Části strojů a mechanismů /Cvičení/. Ediční středisko VŠST Liberec 1984
- [8] zkušební protokoly zkušebního oddělení o. p. LIAZ, závod Mnichovo Hradiště č.: 204/65, 201/70, 202/71, 107/74, 104/76, 108/76, 222/76, 107/78, 114/78 - měření pohodlí jízdy v automobilech LIAZ
- [9] Kříž R. a kol.: Stavba a provoz strojů I. SNTL Praha 1977
- [10] Dráb V., Moc L.: Teorie spolehlivosti a řízení jakosti. Ediční středisko VŠST Liberec 1984
- [11] ČSN 01 0250: Statistické metody v průmyslové praxi
- [12] Hlavní směry hospodářského a sociálního rozvoje ČSSR na léta 1986-1990 a výhled do roku 2000. Příloha Rudého práva z 3. dubna 1986



INDEX	ZMENA	DATUM	PODPIS	VSST LIBEREC	
ZN. MAT. -			T. O. -	Hmotnost kg	Sk. měř. 1:1
PO. M. POLOŽ. SVARENEC				C. EN.	
PO. M. Z. R.				PO. EN.	K. K. J. V. B. U. D.
VYPR. DVORAK J.		NORM. REF.			KSD-098-01.01
TECHNOL.		SCHVÁLIL		PRÁV. V.	
NÁZEV				KSD-098-01.01	
KONZOLA				List	





SVARENÉ E 52.33 ČSN 05 5030

INDEX		JMÉNO		DATA		PODPIS	
ZNAČKA SVARENEC							
VÝK. DVORÁK J. NORM. REF.							
KSD-098-01.02							
NAZEV VIDLICE							
KSD-098-01.02							

VŠST
LIBEREC

Hmotnost kg

1:1

Č. 01

Č. 01

Č. 01

Č. 01

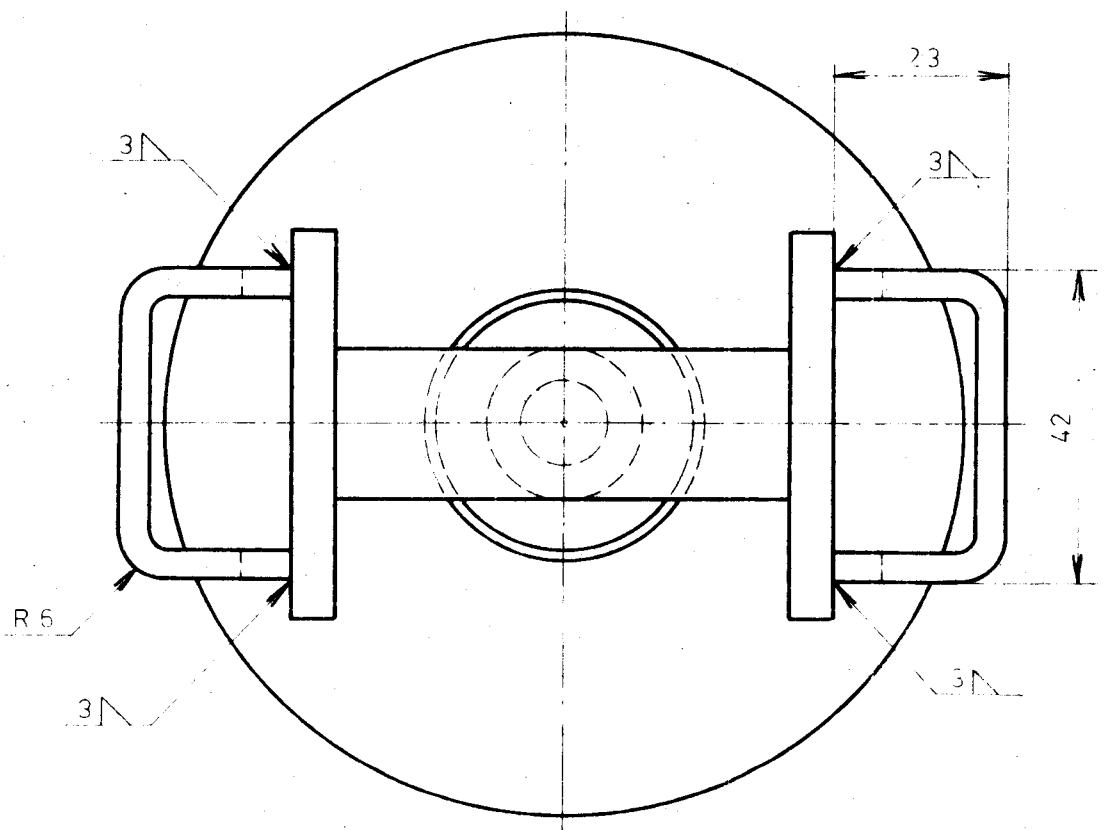
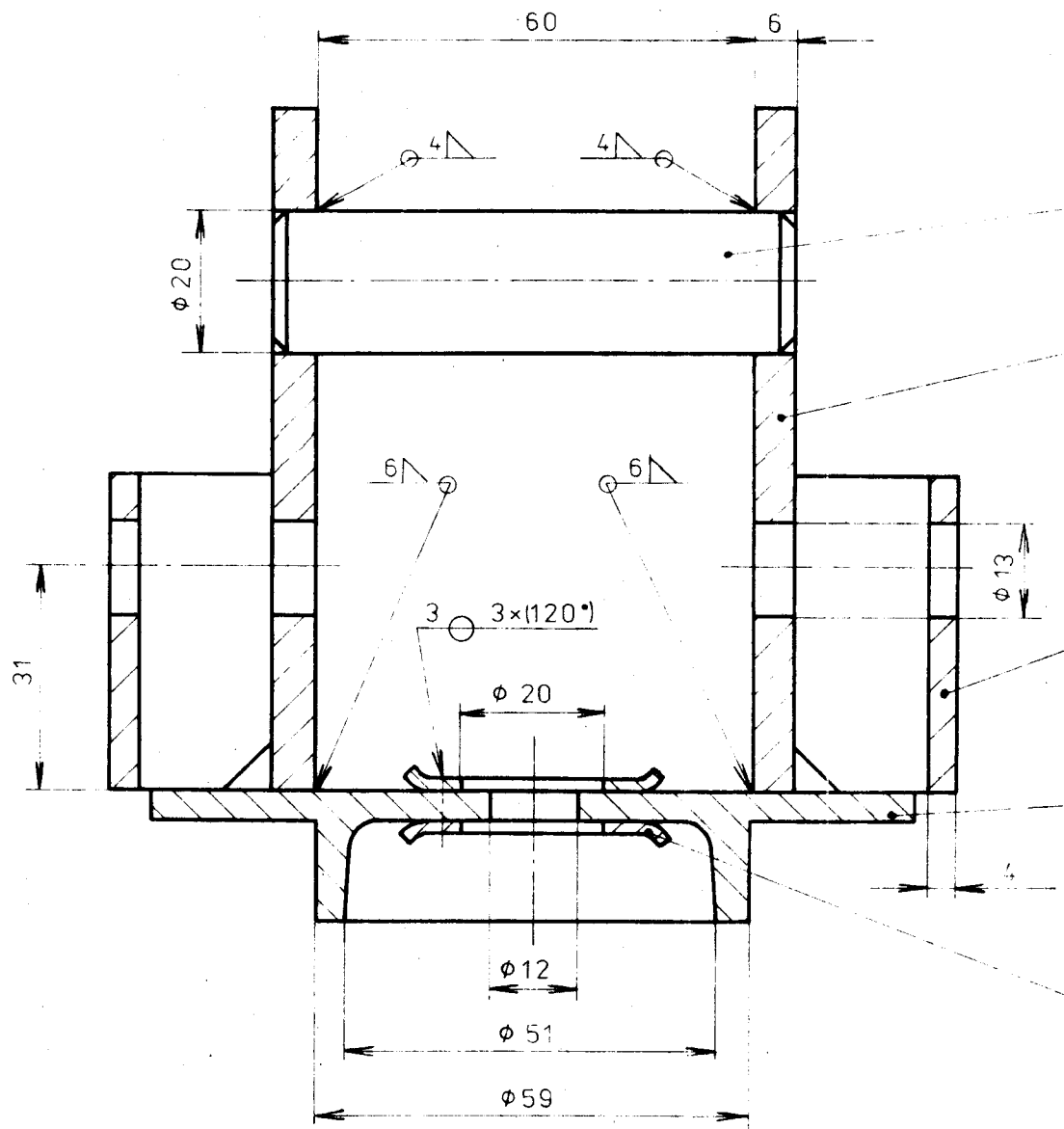
Č. 01

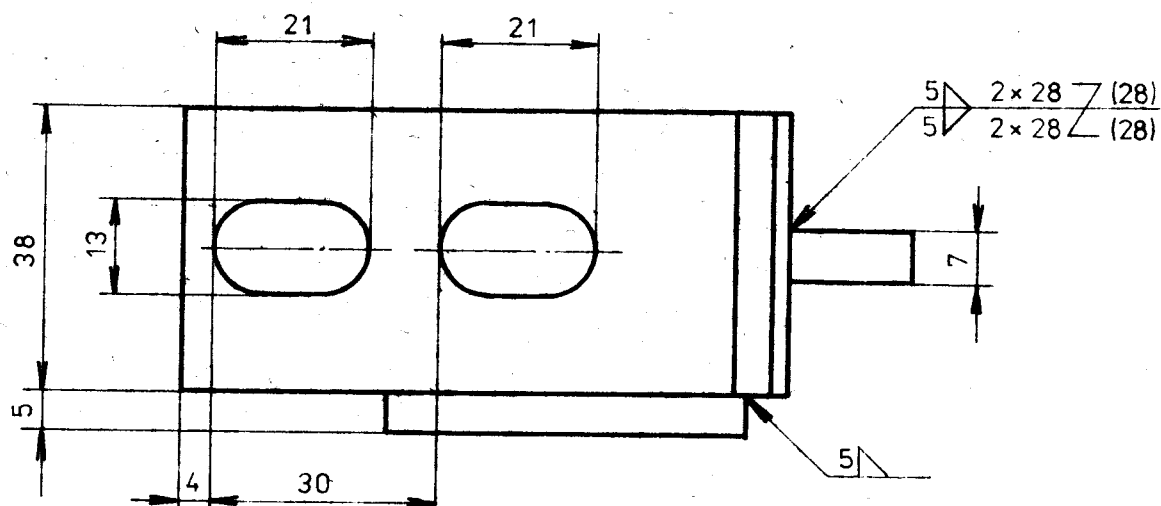
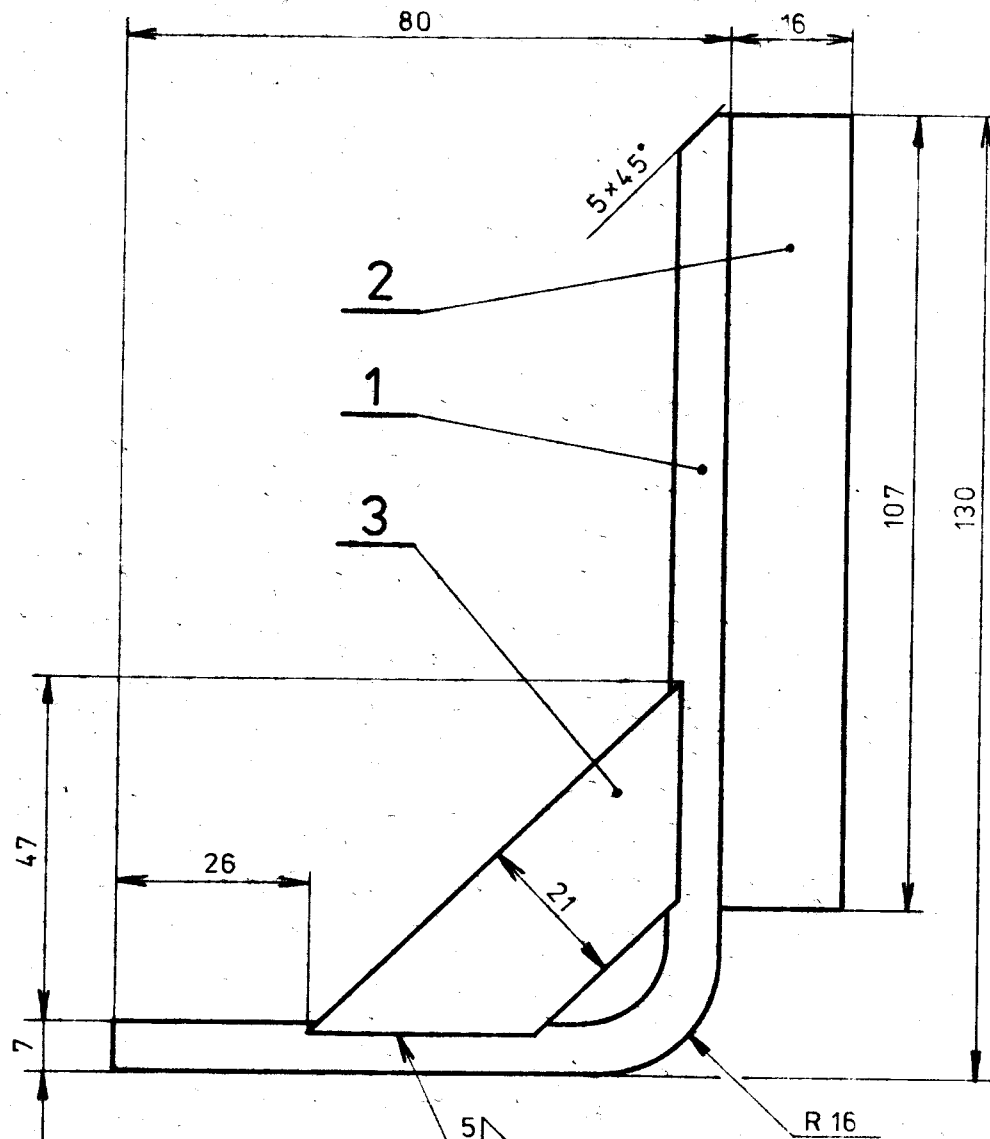
Č. 01

Č. 01

Č. 01

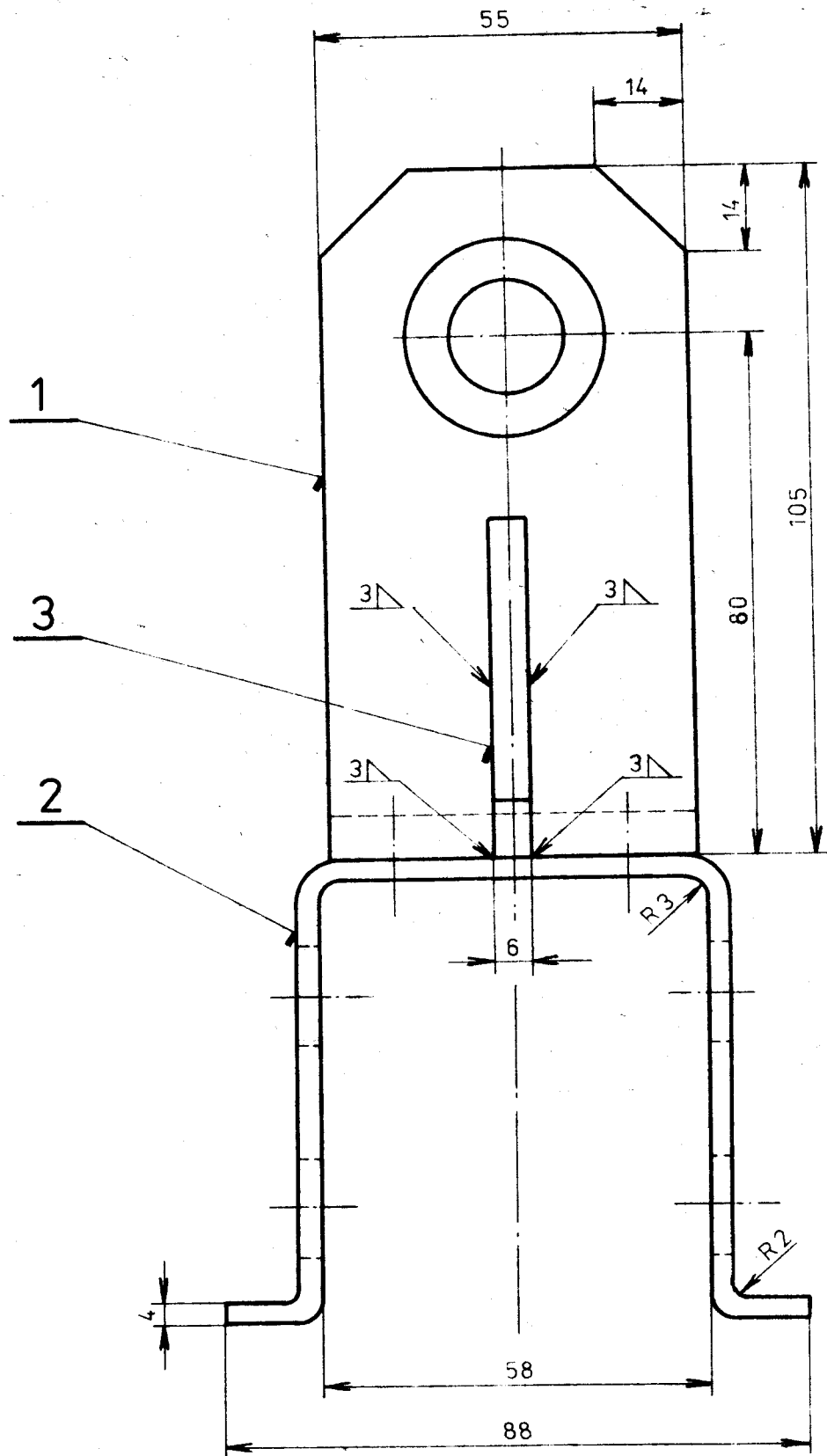
Č. 01





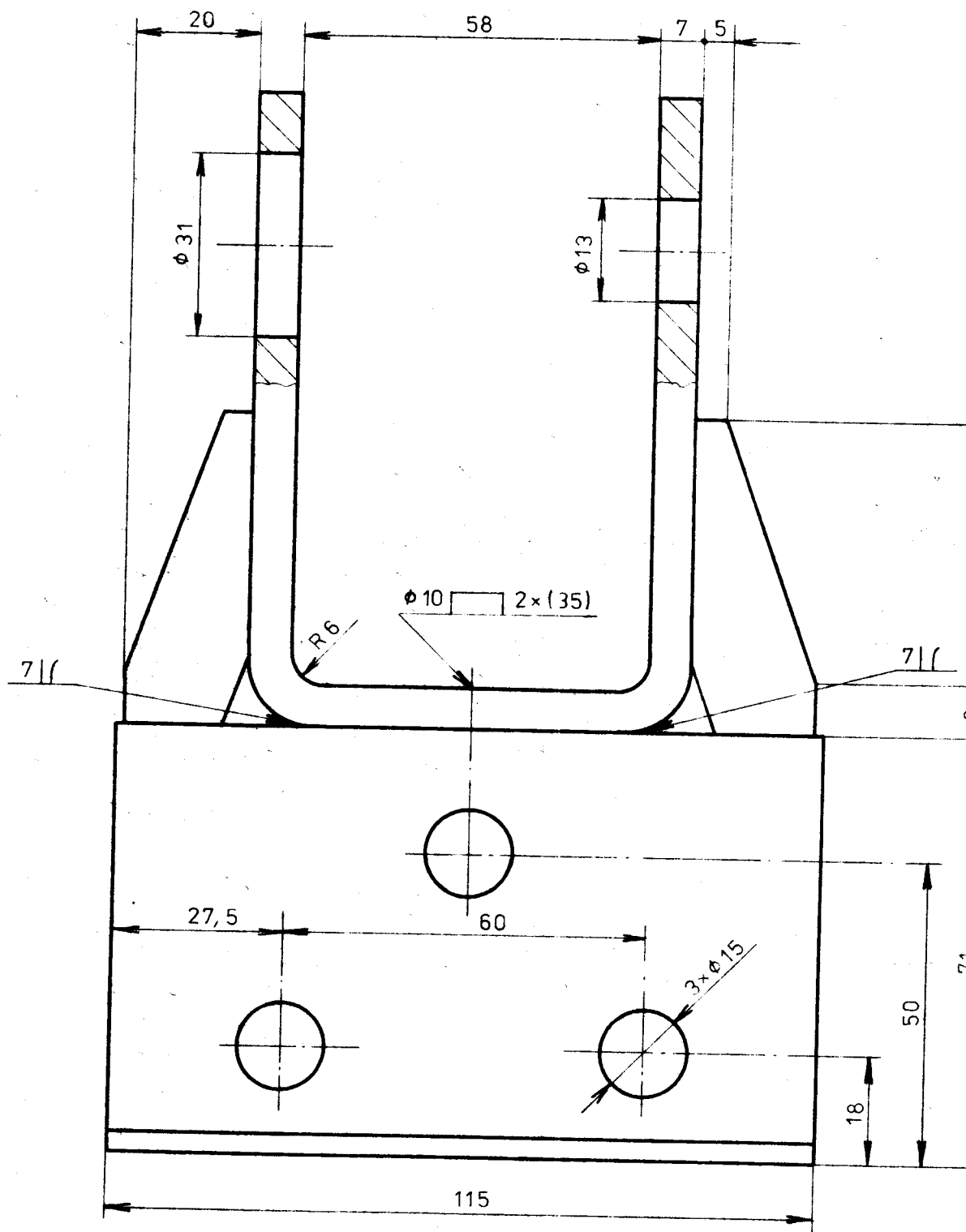
SVARENÉ E 52.33 ČSN 05 5030

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	VSST LIBEREC	
				HMOTNOST kg	1:1
ZN. MAT. —				C. SN.	
POZM. POLOI SVARENEC				POZN.	
POM. ZAR.				KSD-098-01.04	
VYPR. DVORAK J.		NORM. REF.			
PŘEZK		SCHVÁLIL			
TECHNOL.					
NÁZEV				KSD-098-01.04	
OPĚRKA					

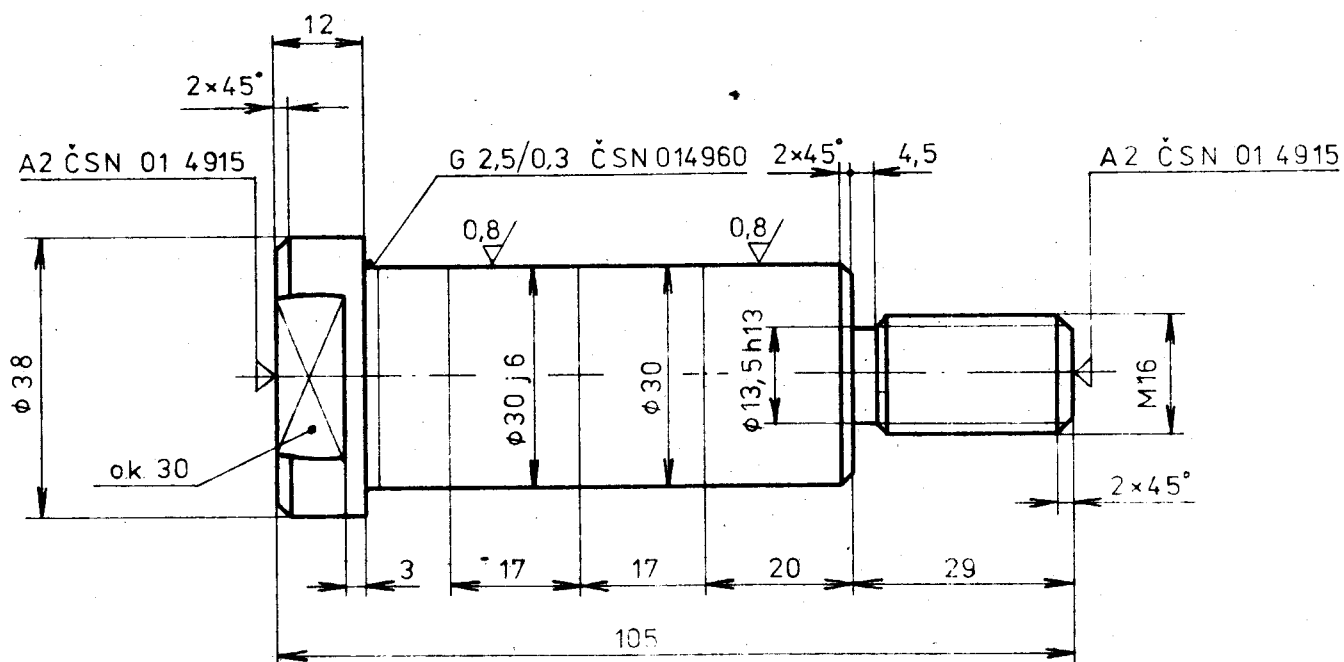


SVAŘENO E 52.33 ČSN 05 5030

INDEX		ZMĚNY		DATUM		PODPIS	
ZN. KRES.		—		T. O.		—	
PO M. POL. SVARENEC							
PO M. PAR.							
VYK. DVORAK J.				NORM. REF.			
SCH. V. II				—			
NAZEV							
DRŽÁK LOŽISEK							
VŠST LIBEREC						MĚŘKOVNOST ka	
—						MĚŘKOVNOST 1 : 1	
POZN.						KSD-098-01.05	
STAVY V						—	
KSD-098-01.05						—	



6,3 / (✓)



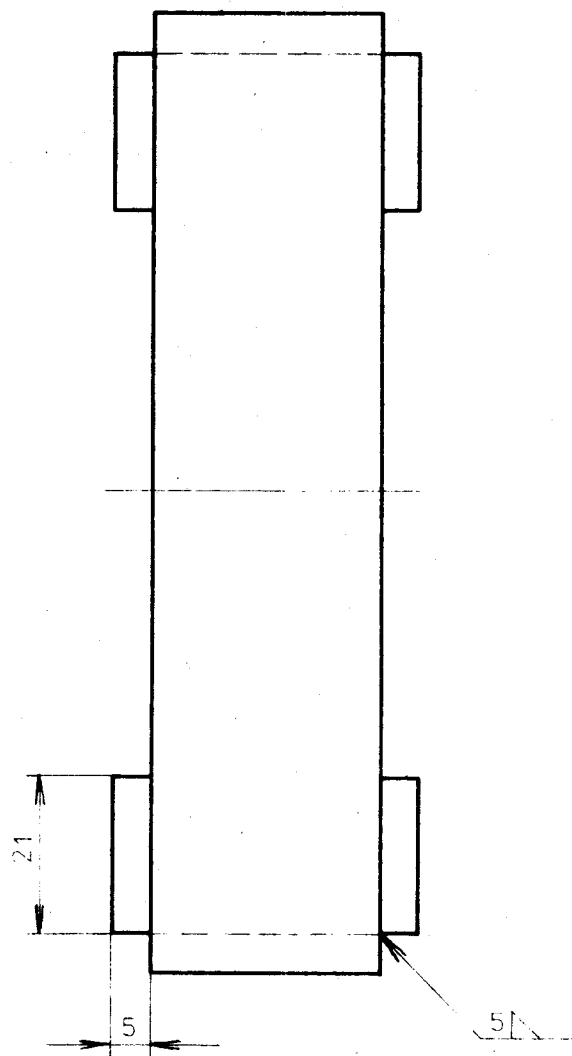
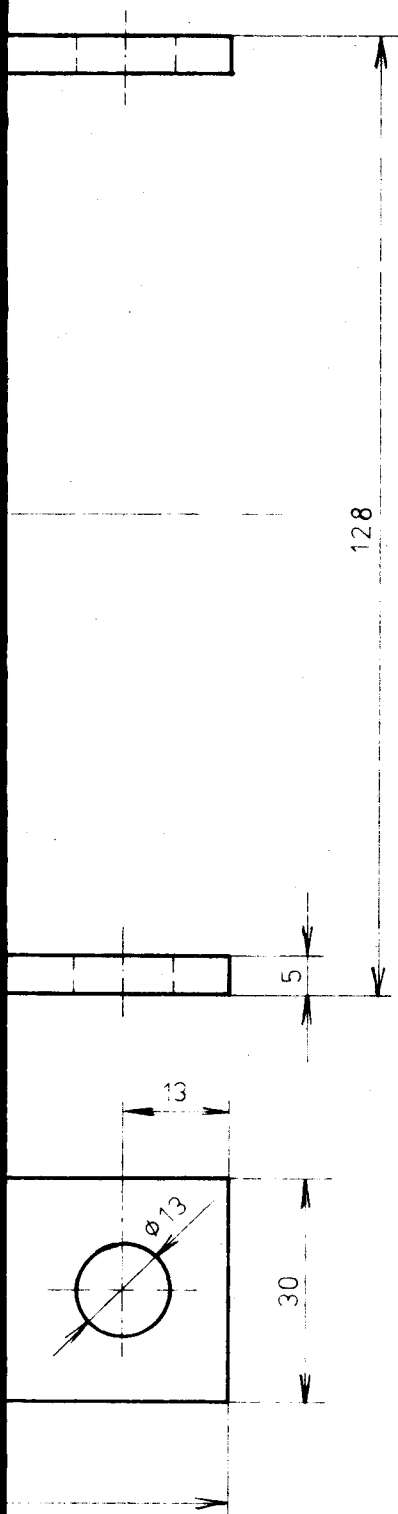
NETOLEROVANÉ ROZMĚRY $\pm t_1$; $\pm t_2$; $\pm t_3/2$ ČSN 01 4240

12 050.7	002
KR 39 110	ČSN 42 5515
DVOŘÁK	
ČEP	

VŠST
LIBEREC

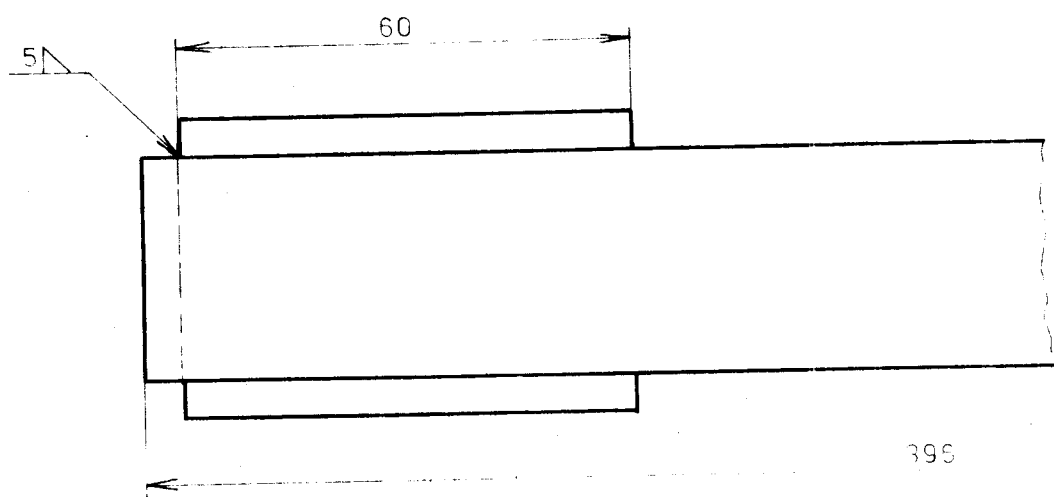
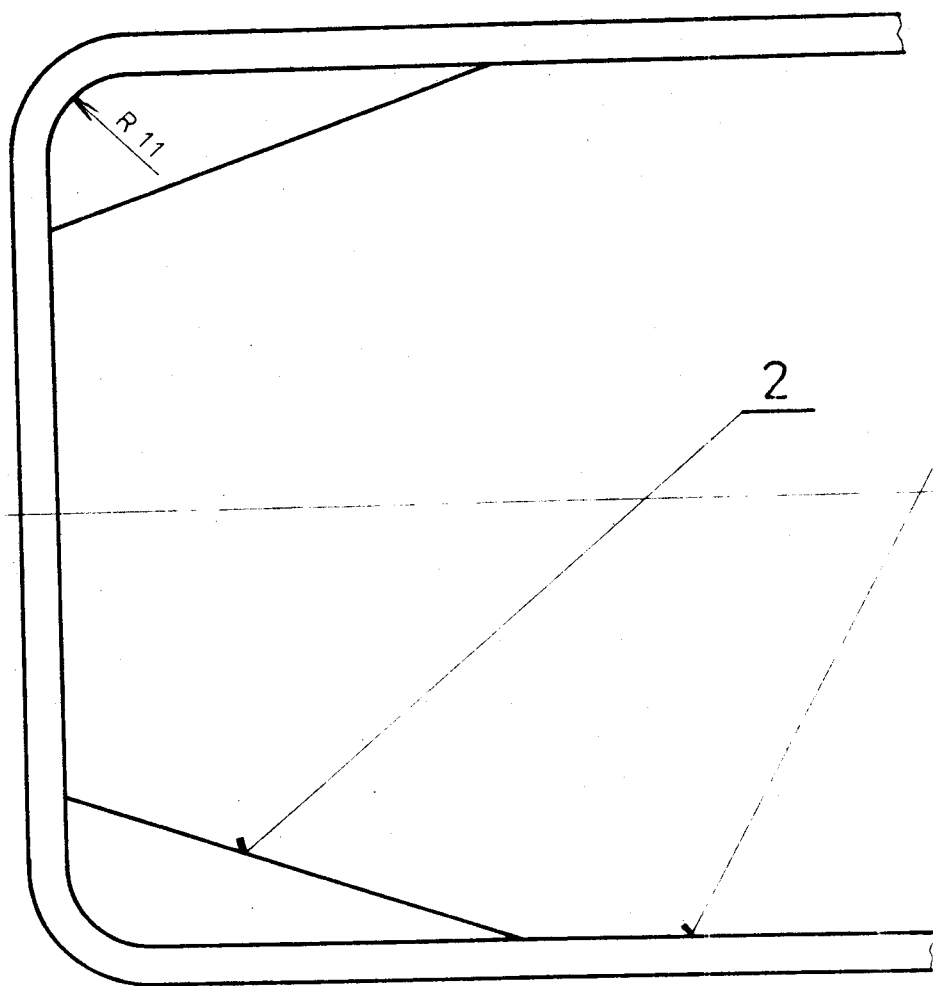
1:1

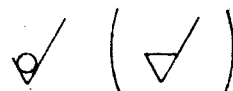
KSD-098-01.06



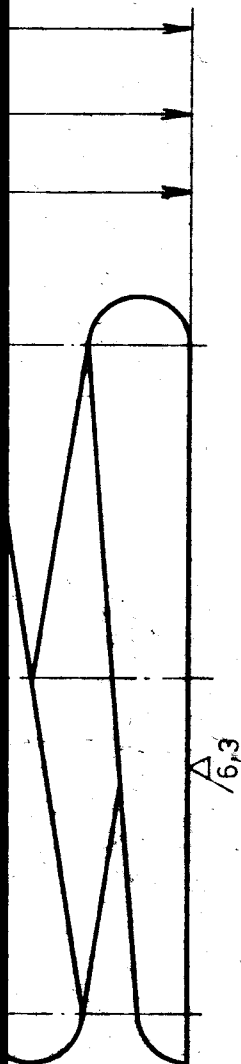
SVARENÍ E 52.33 ČSN 05-5030

VŠST LIBEREC		1:1
SVARENÍ		KSD-098-01.15
DVOŘÁK J.		KSD-098-01.15
PÁSNICE DORAZU		KSD-098-01.15



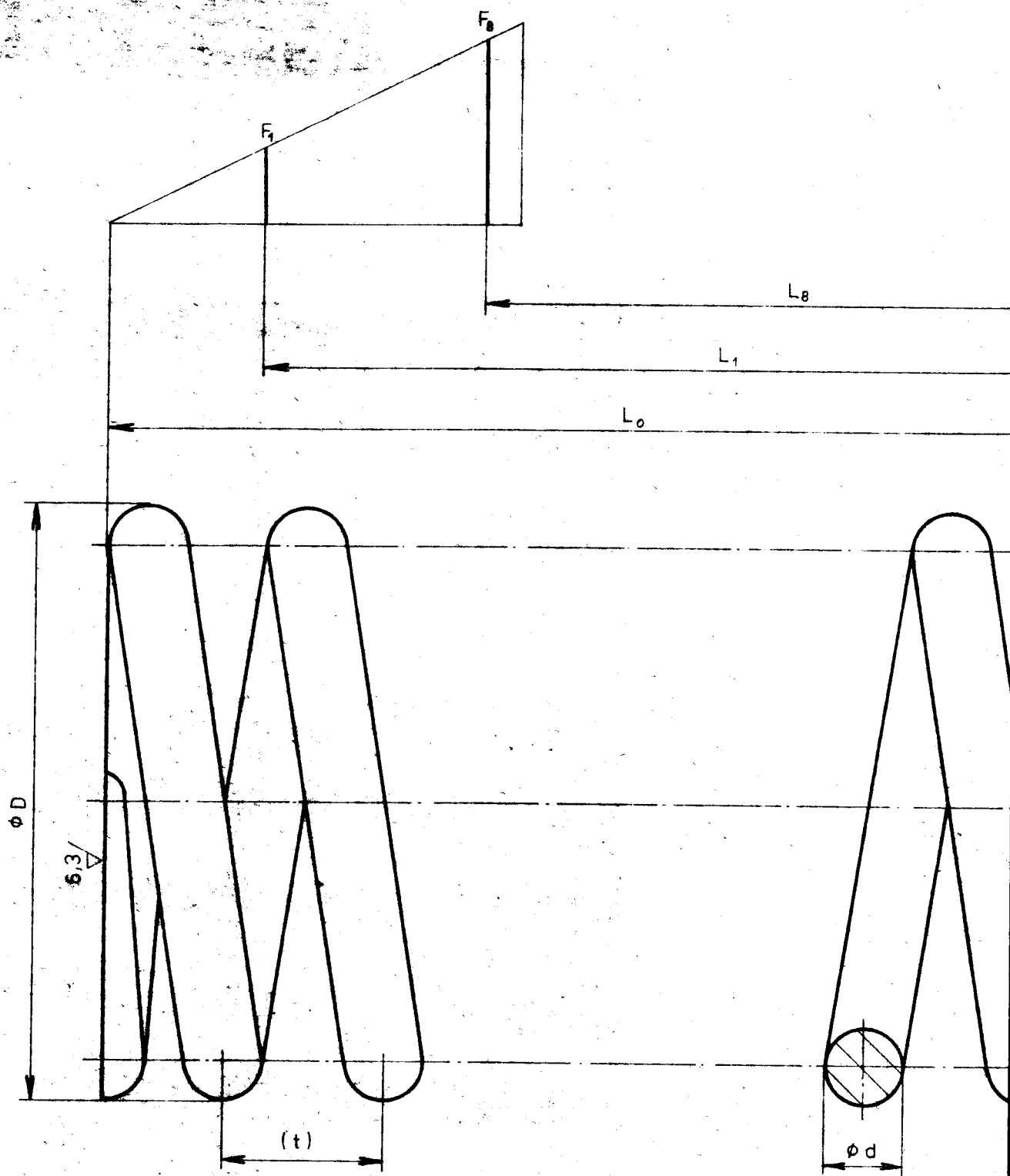


	PRUŽINA č. 3	PRUŽINA č. 6	PRUŽINA č. 10	PRUŽINA č. 13
ϕD	104	94	92,5	83,5
ϕd	14	14	12,5	12,5
L_0	179,8	180,2	180,4	177,7
L_1	153,7	154,0	146,8	145,4
L_2	114,6	114,6	113,1	113,1
t	27,6	26,6	24,0	23,6
POČET ČINNÝCH - ZÁVITŮ	6	6 $\frac{1}{4}$	7	7
CELKOVÝ POČET ZÁVITŮ	8	8 $\frac{1}{4}$	9	9
SMYSL VINUTÍ	PRAVÝ	PRAVÝ	PRAVÝ	PRAVÝ

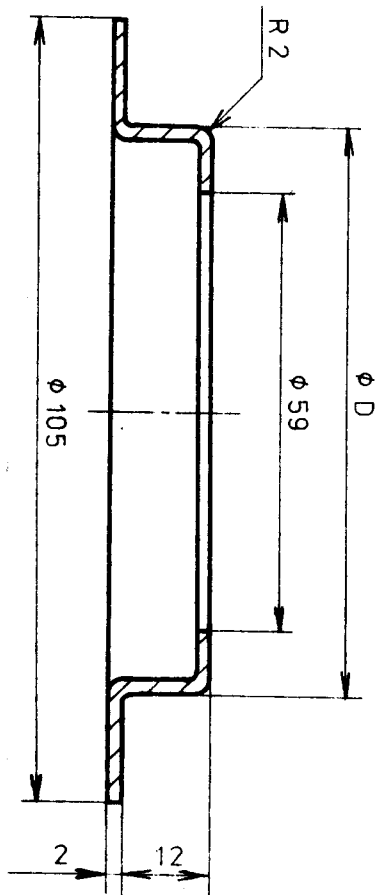


NETOLEROVANÉ ROZMĚRY $+t_2; -t_1; +t_1/2$ ČSN 01 4240

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS	VŠST LIBEREC	
ZN. MAT. 14 260.8		I. O. 033		HMOTNOST kg	MĚRITKO 1:1
ROZM. - POLOJ. KR 14 - ...		CSN 42 6480		Č. SN.	TR. Č.
POM. ZAR.				POZN.	Č. KUSOVNIKU
VYPR. DVORÁK J.		NORM. REF.		STARÝ V.	
PŘETK.					
TECHNOL.		SCHVÁL.			
NÁZEV PRUŽINA				KSD-098-01.21	
				Listo	List



12,5/
A

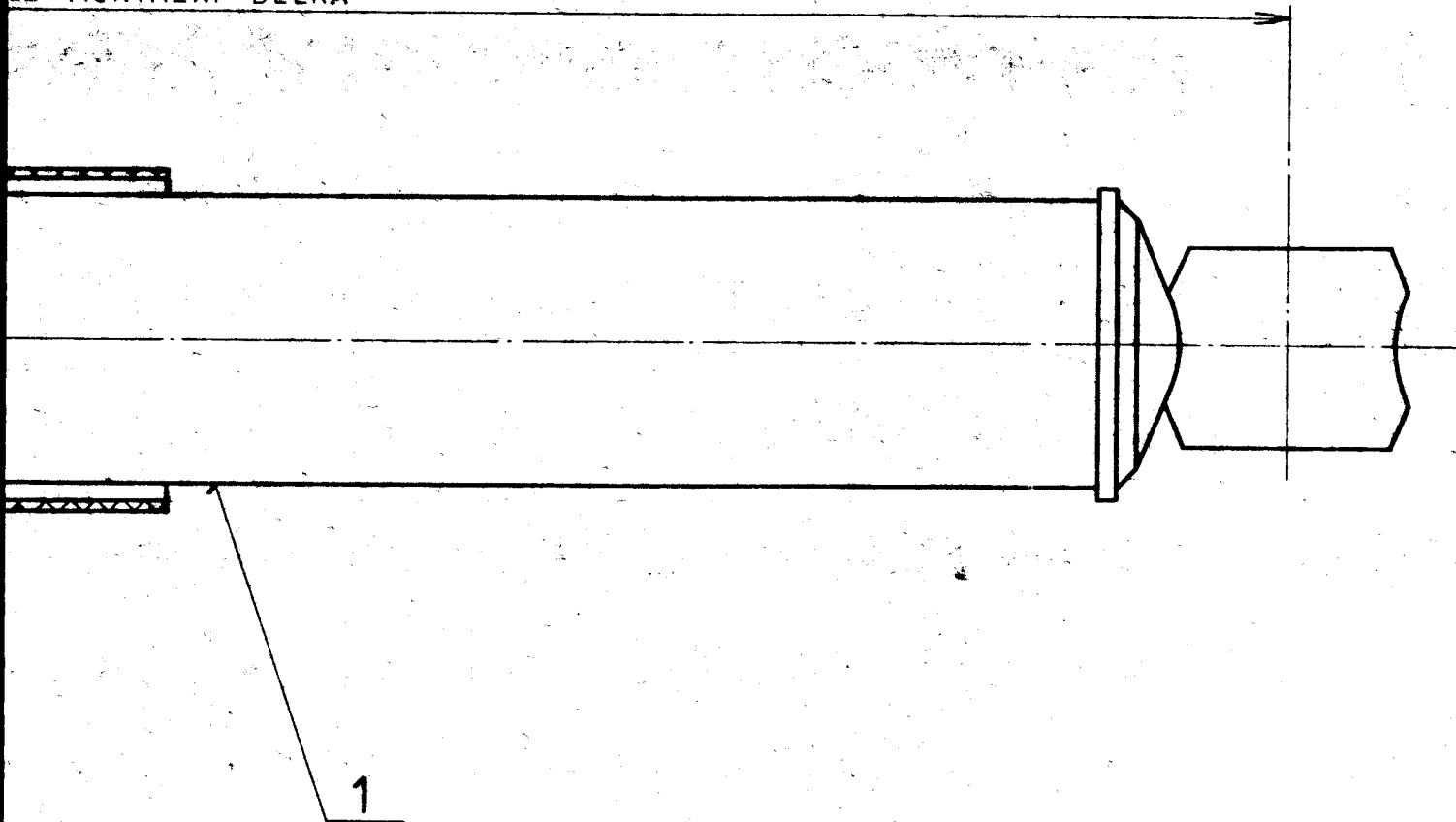


PRO PRU- ŽINU č:	ϕD
3	76
6	66
10	68
13	59

NETOLEROVANÉ ROZMĚRY $+t_1; -t_1; \pm \frac{t_1}{2}$ ČSN 01 4240

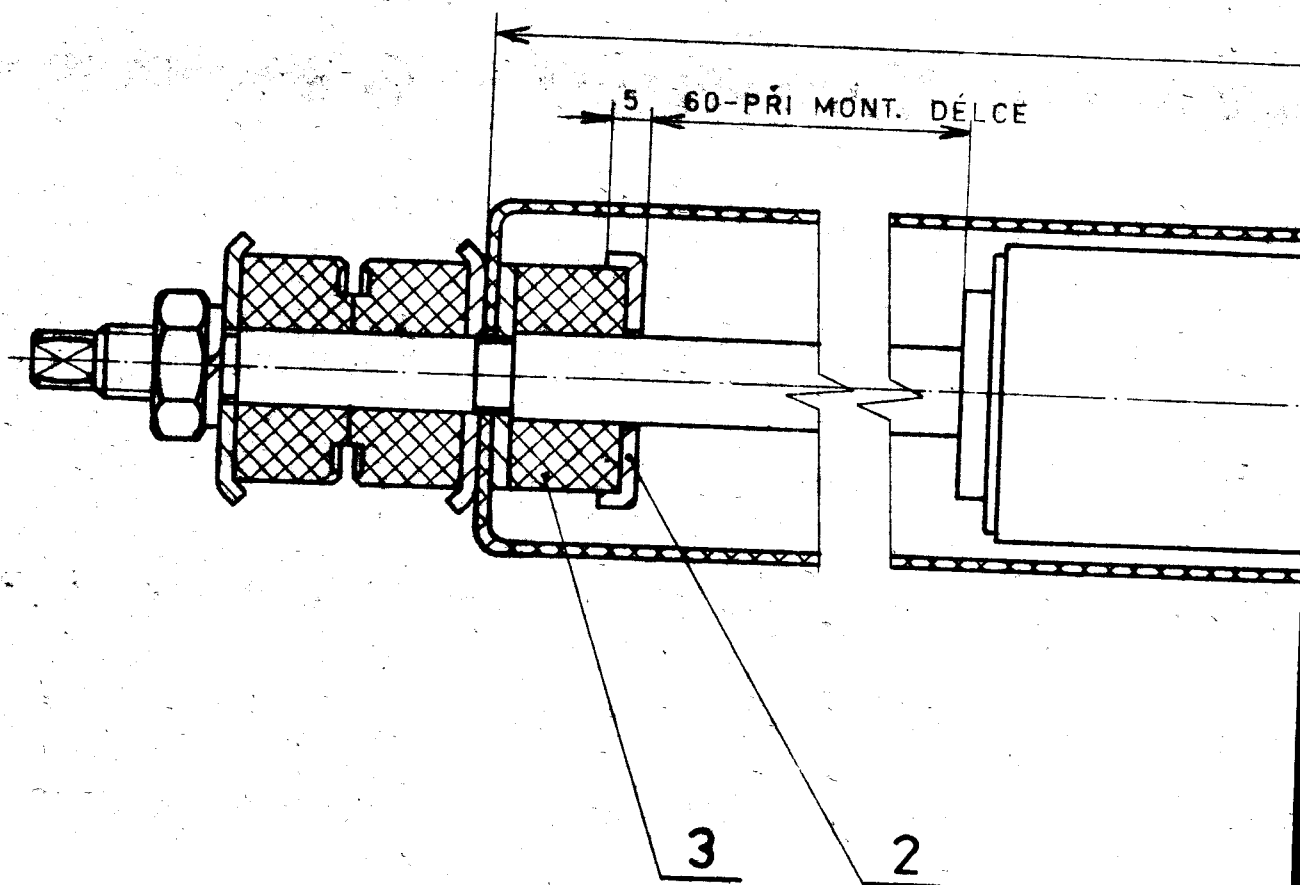
X ZNAČKA		DATUM		PODPIS	
ZN. MĚR:		11 300		1 0 001	
ROZM. PRŮČN. P 2-110 x ...		ČSN 42 5302			
ROZM. ZÁR.					
VÝROK. DVORÁK J.		NORMA KLE.			
MÍSTO		SKLAD			
NÁZEV					
VYMEZOVACÍ PODLOŽKA					
VŠST LIBEREC		MĚRŠKALA		1:1	
KSD-098-01.16					

02 - MONTÁŽNÍ DÉLKA

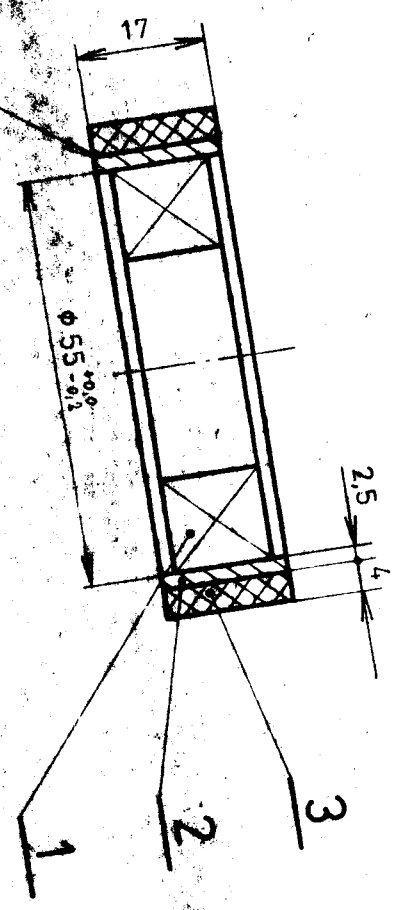


INDEX	JMENA	DATUM	PODPIS
ZIT. MAT.	T. O.		
ROZM. POLOH			
POM. ZAR.			
VYPR. DVORAK J.	NORM. REF.		
PŘEZK.			
TECHNOL.	SCHVÁLIL		
NÁZEV	TLUMIČ		

VŠST LIBEREC	
HMOTNOST kg	M. STVO 1:1
C. SN.	TR. C.
POZN.	C. KUSOVNIKU KSD-098-01.31
PRY V.	C. V.
KSD-098-01.31	
listů	listů



NAVULKANIZOVANO



INDEX		ZMENA		DATUM		PODPIS	
Z						T.O.	
ZN. MAT.		POZM. POLOI.		NORM. REF.			
POM. ZAR.		VYPR.		SCHVALI.			
VYPR.		DYORAK J.					
TECHNOL.		LIBEX					
NAZEV		LOŽISKO					
VSST				LIBEREC			
HMOTNOST kg				M. MÍČKO 1:1			
C. SN				TR. C			
POZN.				C. KUSOVNÍČ			
				KSD-098-01.17			
STAV V.				LIBEX			
KSD-098-01.17				List			