

Vysoká škola strojní a textilní Liberec  
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Katedra obrábění a montáže

obor 23 - 20 - 8 - stroje a zařízení pro strojí-  
renskou výrobu

zaměření: jednoúčelové obráběcí a montážní stroje

N Á Z E V   D I P L O M O V É   P R Á C E :

Konstrukce zatahovací hlavy pro zatahování čtyř šroubů třmenu  
klikových hřídelů na moment 400 Nm

---

KOM - OS - 062

Jiří   H u n ě k

Vedoucí práce:    Doc. Ing. Vojtěch Dráb, CSc.

Konzultant:        Ing. Josef Hosenseidl - LIAZ 03 - Hanychov

Počet stran ..... 64  
Počet příloh ..... 1  
Počet tabulek ..... 1  
Počet obrázků ..... 12  
Počet výkresů ..... 4

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Jiřího H u ň k u

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: Konstrukce zatahovací hlavy pro zatahování čtyř  
šroubů trmenů klikových hřídelů na moment 400 Nm

Zásady pro vypracování:

1. Zdůvodnění úkolu
2. Rozbor stávajícího stavu
3. Návrh konstrukce zařízení
4. Ekonomické zhodnocení
5. Závěr

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ  
Ústřední knihovna  
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 14  
PSČ 461 17


Autorské právo se řídí právními předpisy  
MČK pro státní záv. zkoušky č.j. 37/ČSFR/2 ze dne 13. července  
1962 - Věstník MČK XVIII, sešit 24 ze  
dne 31. 8. 1962 § 19 aut. z. č. 115/53 Sb.

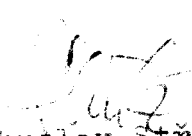
Rozsah grafických prací: dle potřeby  
Rozsah průvodní zprávy: 40 - 50 stran  
Seznam odborné literatury: Draský - Stuna: Technologické projektování  
II - přípravy  
- dokumentace výrobního zá-  
vodu

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Vojtěch Dráb, CSc.  
konsultant: Ing. Josef Hosenseidl - LIAZ 03 - Hanychov

Datum zadání diplomové práce: 15. 10. 1983  
Termín odevzdání diplomové práce: 25. 5. 1984

LS

  
Doc. Ing. Jaromír Gazda, CSc.  
Vedoucí katedry

  
Doc. RNDr. Bohuslav Striž, CSc.  
Děkan

V Liberci ..... dne ..... 19...

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

V Liberci dne 7. května 1984



# O B S A H

	Seznam příloh a výkresů . . . . .	6
	Seznam použitých zkratk a symbolů . . . . .	7
I.	<u>ÚVOD</u> . . . . .	9
II.	<u>ROZBOR STÁVAJÍCÍHO STAVU MONTÁŽE</u> . . . . .	11
II.1.	Technologický popis montáže kliky . . . . .	11
II.2.	Popis šroubového spojení . . . . .	12
II.2.1.	Otor v bloku motoru . . . . .	12
II.2.2.	Víko ložiska klikového hřídele . . . . .	13
II.2.3.	Podložka . . . . .	13
II.2.4.	Šroub víka . . . . .	13
II.3.	Použité utahovací zařízení . . . . .	14
III.	<u>NĚKTERÉ MOŽNOSTI METOD POUŽÍVANÝCH PŘI UTAHOVÁNÍ ŠROUBOVÝCH SPOJŮ S PŘEDPĚTÍM.</u>	
III.1.	Princip, vlivy na šroubové spojení . . . . .	16
III.2.	Možnosti výpočtu silových poměrů na šroubu . . . . .	17
III.3.	Metody utahování . . . . .	18
III.3.1.	Metody nekontrolované . . . . .	19
III.3.2.	Metody s nepřímou kontrolou . . . . .	19
III.3.2.1.	Podle velikosti kroutícího momentu . . . . .	20
III.3.2.2.	Podle úhlu pootočení matice nebo šroubu . . . . .	20
III.3.2.3.	Podle prodloužení šroubu mechanicky, nebo tepelně . . . . .	21
III.3.2.4.	Podle deformace speciálních matic, podložek a šroubů . . . . .	23
III.3.3.	Metoda s přímou kontrolou . . . . .	24
III.3.3.1.	Metoda APS . . . . .	24
III.3.3.2.	System napínání utahovaného spoje . . . . .	25

III.3.3.3.	Ultrazvukový spektrometr . . . . .	26
IV.	<u>NÁVRH KONSTRUKCE UTAHOVACÍ HLAVY.</u>	
IV.1.	Volba počtu vřeten . . . . .	27
IV.2.	Volba pohonu . . . . .	28
IV.3.	Uspořádání převodové části utahovací hlavy . . . . .	28
IV.3.1.	Varianta s použitím elektromagnetických spojek a akumulátoru mechanické energie . . . . .	28
IV.3.2.	Varianta s použitím dvou hydromotorů, třecích spojek a volnoběžek . . . . .	30
IV.3.3.	Varianta s regulací otáček pomocí hydraulického zdroje . . . . .	31
IV.3.4.	Zhodnocení navrhovaných variant a výběr řešení . . . . .	34
IV.4.	Kontrola správnosti dotažení šroubových spojů . . . . .	35
IV.5.	Výpočtová část . . . . .	37
IV.5.1.	Výpočet mechanické části . . . . .	37
IV.5.1.1.	Výpočet kroutících momentů . . . . .	37
IV.5.1.2.	Výpočet silových poměrů na jednotlivých součástech převodu . . . . .	37
IV.5.1.3.	Pevnostní výpočet ozubených kol . . . . .	47
IV.5.1.4.	Kontrola dvojkolí . . . . .	53
IV.5.2.	Výpočet hydraulické části . . . . .	54
IV.5.2.1.	Předběžný výpočet pro navržení elektromotoru . . . . .	54
IV.5.2.2.	Skutečné otáčky hydromotoru a vřeten utahovací hlavy . . . . .	55
IV.6.	Popis použitých prvků v hydraulickém obvodu . . . . .	56
IV.6.1.	Hydromotory . . . . .	56
IV.6.2.	Hydrogenerátory . . . . .	58
IV.6.3.	Elektromotor . . . . .	57
IV.6.4.	Rozvaděče . . . . .	57
IV.6.5.	Tlakové ventily a relé . . . . .	58
IV.6.6.	Hydraulický čistič . . . . .	58

V.	<u>EKONOMICKÉ HODNOCENÍ.</u>	
V.1.	Kalkulace nákladů . . . . .	59
V.2.	Hodnocení řešení . . . . .	59
VI.	<u>ZÁVĚR</u> . . . . .	62
	Seznam použité literatury . . . . .	63

SEZNAM PŘÍLOH A VÝKRESŮ.

Přílohy

Příloha 1. Víko ložiska klikového hřídele

Výkresová dokumentace n.p. LIAZ

číslo výkresu 442 1 1031 012 5

Výkresy

Celková sestava

výkres

číslo výkresu 0 - KOM - OS - 062 - 01

Utahovací hlava

výkres + 3 kusovníky

číslo výkresu 0 - KOM - OS - 062 - 02

Nástavec

výkres

číslo výkresu - KOM - OS - 062 - 03

Skříň

výkres

číslo výkresu 0 - KOM - OS - 062 - 02 - 01



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.

- $n$  . . . otáčky
- $M_k$  . . . kroutící moment
- $M_o$  . . . ohybový moment
- $F_o$  . . . osová síla předpětí ve šroubovém spoji
- $f_z$  . . . součinitel tření v závitech
- $f_m$  . . . součinitel tření na doseďací ploše šroubu
- $\alpha_A$  . . . utahovací faktor šroubového spoje
- $l_{s;p}$  . . . přetvoření šroubu; svírané součásti
- $\int_{s;p}$  . . . poddajnost šroubu; svírané části
- $t_{s;o}$  . . . teplota šroubu ; okolí
- $i$  . . . převodový poměr
- $z$  . . . počet zubů ozubeného kola
- $\alpha$  . . . úhel záběru ozubení /  $2\alpha^\circ$  /
- $C$  . . . dynamická únosnost ložiska
- $M_x$  . . . ohybový moment v místě  $x$
- $W_o$  . . . moment setrvačnosti v ohybu
- $W_k$  . . . moment setrvačnosti v krutu
- $\zeta_o$  . . . napětí v ohybu
- $\tau_k$  . . . napětí v krutu
- $\nu_{\zeta\tau}$  . . . velikostní koeficient ohybu; krutu
- $\beta$  . . . vrubové součinitele
- $\eta$  . . . součinitel jakosti povrchu
- $\epsilon_\alpha$  . . . součinitel trvání záběru
- $k_{\zeta\tau}$  . . . bezpečnost proti porušení v krutu; v ohybu
- $k$  . . . celková bezpečnost součásti
- $P$  . . . výkon
- $Q$  . . . množství kapaliny za časovou jednotku

- $\zeta_h$  . . . účinnost hydraulického prvku  
 $V_\xi$  . . . jmenovitý geometrický objem  
 $n_s$  . . . synchronní otáčky elektromotoru  
 $S_{\xi m}$  . . . jmenovitá jemnost čištění  
 $p$  . . . tlak  
 $D_n$  . . . jmenovitá světlost

## 1. ÚVOD

Současný vývoj našeho národního hospodářství klade stále větší nároky na zintenzivnění práce na optimalizaci všech výrobních procesů a postupů. Tento trend se projevuje i ve strojírenství, které tradičně patří k důležitým odvětvím našeho národního hospodářství. Aby si výrobky našeho strojírenství podržely pozice, které si vybuchovaly na zahraničních trzích za stále těžších podmínek a aby byl vývoz efektivní, je třeba vedle základního požadavku novosti a originalnosti výrobku zajistit dosažení minimálních výrobních nákladů při zachování maximální spolehlivosti, funkčnosti a účelnosti výrobku.

Proto je třeba nespokojovat se s dosaženým a znova přehodnocovat stávající technologii a hledat nové možnosti racionalizace, ať už se jedná o úsporu energií, lidské práce, či o dosažení větší technologické spolehlivosti.

Výrobky n. p. LIAZ jsou již po léta žádaný nejen na našem, ale i na světovém trhu. Jedním ze základních článků určujících parametry jeho výrobků je technické řešení motoru.

Montáž motoru představuje desítky operací, na jejichž kvalitě závisí funkce a spolehlivost celého celku.

Prvním krokem montáže motoru je montáž klikového hřídele, jehož přesnost je základem bezchybnosti chodu motoru a v důsledku toho i jeho životnosti.

Tato operace sestává z celé řady kroků. O správnosti jejího provedení rozhoduje dodržení stanoveného utahovacího momentu při montáži víka ložiska klikového hřídele.

Vzhledem k tomu, že způsob provádění této operace v sou-

časné době neodpovídá požadavkům kladeným na moderní technologii pro vysoké nároky na lidskou práci a vysokou fyzickou náročnost, nabízí se zde možnost racionalizace tohoto kroku, která by mohla znamenat nejen odstranění fyzické námahy, ale i zpřesnění celé montáže, což je důležité, neboť přesně utažené šrouby na předepsané předpětí zvyšují jakost výrobku.

## II. ROZBOR STÁVAJÍCÍHO STAVU MONTÁŽE

### II.1. Technologický popis montáže kliky

Operace 010 montáž klikového hřídele sestává z 19 kroků. Montáž víka klikového hřídele, krok 14 - 13, je v operačním návodu popsán následujícím způsobem.

14/ postupně ustavit víka hlavních ložisek podle pořadových čísel 1 - 7.

Nasunout 14 ks šroubů hlavních ložisek podle očíslování.

Postupně utáhnout druhé až sedmé ložisko na předepsaný utahovací moment.

Zkontrolovat, zda se klikový hřídel volně otáčí.

15/ drážkový kroužek 1 5079 002 5 nasunout do víčka 1 1073 003 5.

Komplet nasadit na přední čep klikového hřídele, nasadit axiální kroužek 1 1243 012 5 třecí plochou kroužku směrem k víku.

Víko přišroubovat 9 šrouby M3x25, ČSN 02 1102.55 s podložkami 3,5 ČSN 02 1702.12.

Šrouby dotáhnout na předepsaný utahovací moment.

Poznámka: Drážkový kroužek montovat protaženou drážkou 10 P 6 na pero klik. hřídele.

16/ Ohřáté hnací kolo rozvodu 1 1221 002 5 /teplota 120 - 160° C/ narazit na přední čep klikového hřídele.

17/ Zkontrolovat axiální vůli klikového hřídele.

13/ Dotáhnout šrouby prvního víka ložiska na předepsaný utahovací moment.

## II.2. Popis šroubového spojení

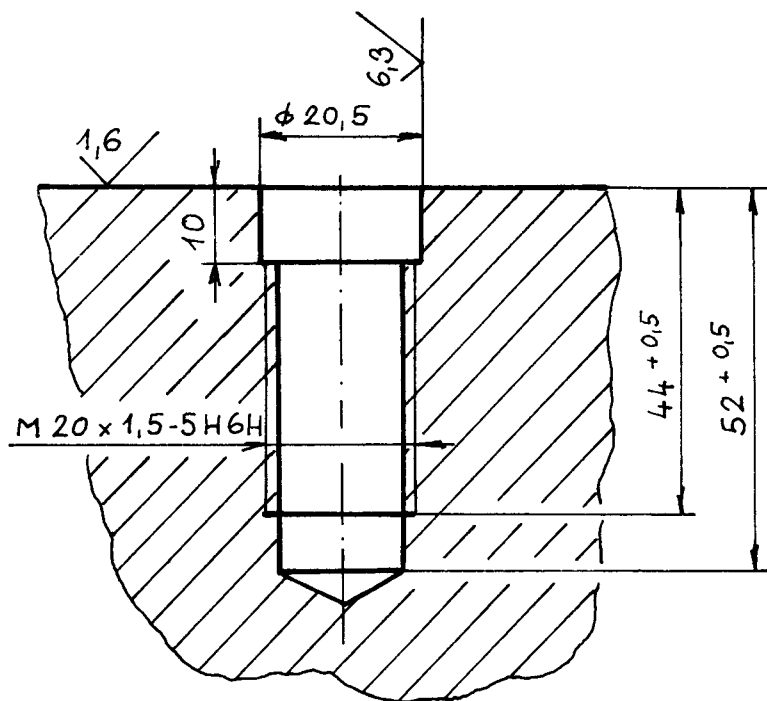
Toto šroubové spojení zajišťuje spojení víka ložiska klikového hřídele s blokem válců motoru. K tomuto spojení je využito dvou šroubů se závitem M 20x1,5 Sh 6.

Přesnou polohu víka ložiska vůči bloku zajišťuje tolerance vnějšího rozměru víka  $190 + 0,02$  a otvoru v bloku motoru s tolerancí  $190 - 0,03$ .

Po namontování obou součástí doplněné o obě části ložiska vzniká uložení kliky motoru v bloku.

### II.2.1. Otvor v bloku motoru

Otvory pro zašroubování šroubů jsou v bloku motoru, který je vyroben z litiny 42 24 20 /viz obr. II.1./.



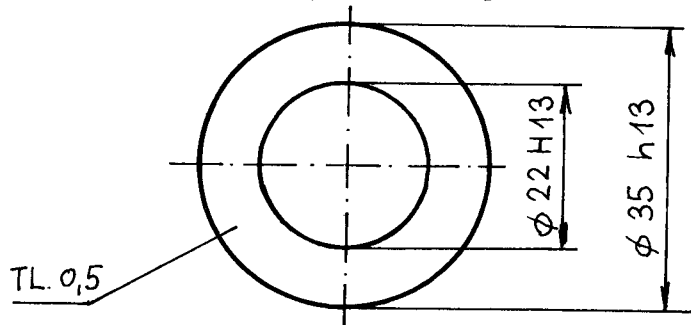
obr. II.1. - Otvor v bloku motoru

### II.2.2. Víko ložiska klikového hřídele

Materiál použitý na víko ložiska klikového hřídele je stejný jako materiál bloku motoru, tedy litina 42 24 20 /viz příloha 1/.

### II.2.3. Podložka

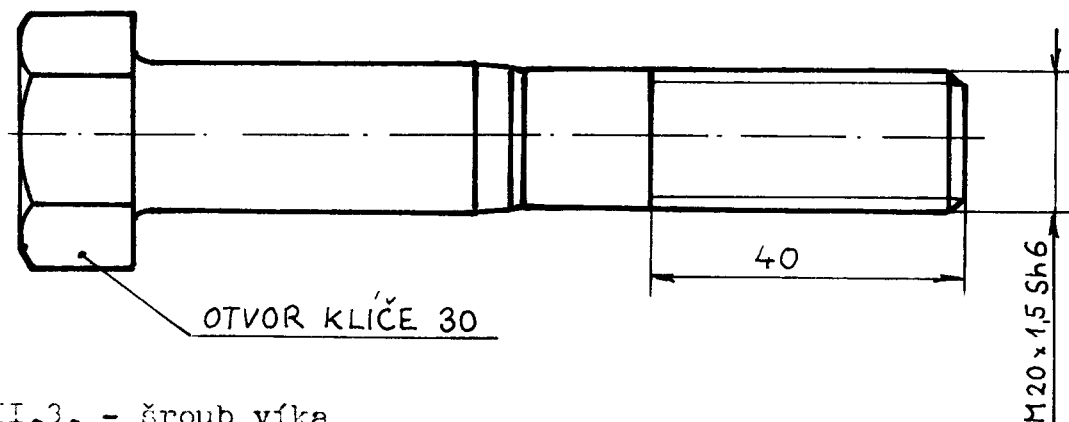
Materiál podložky šroubu je 12 071.70 /viz obr. 11.2./.



obr. II.2. - podložka

### II.2.4. Šroub víka

Polotovarem pro šroub je zápusťkový výkovek z materiálu 15 260.7. Dále se šroub válcuje /viz obr. II.3./.



obr. II.3. - šroub víka

### II.3. Použití utahovací zařízení

Podle výše uvedeného postupu je pro utahování šroubů hlavních ložisek předepsáno používání pneumatického utahováku americké firmy Ingersoll-Rand 5340 TD nástavce Ingersoll 30. Tento utahovák je používán v závodě 01 v Rýnovicích.

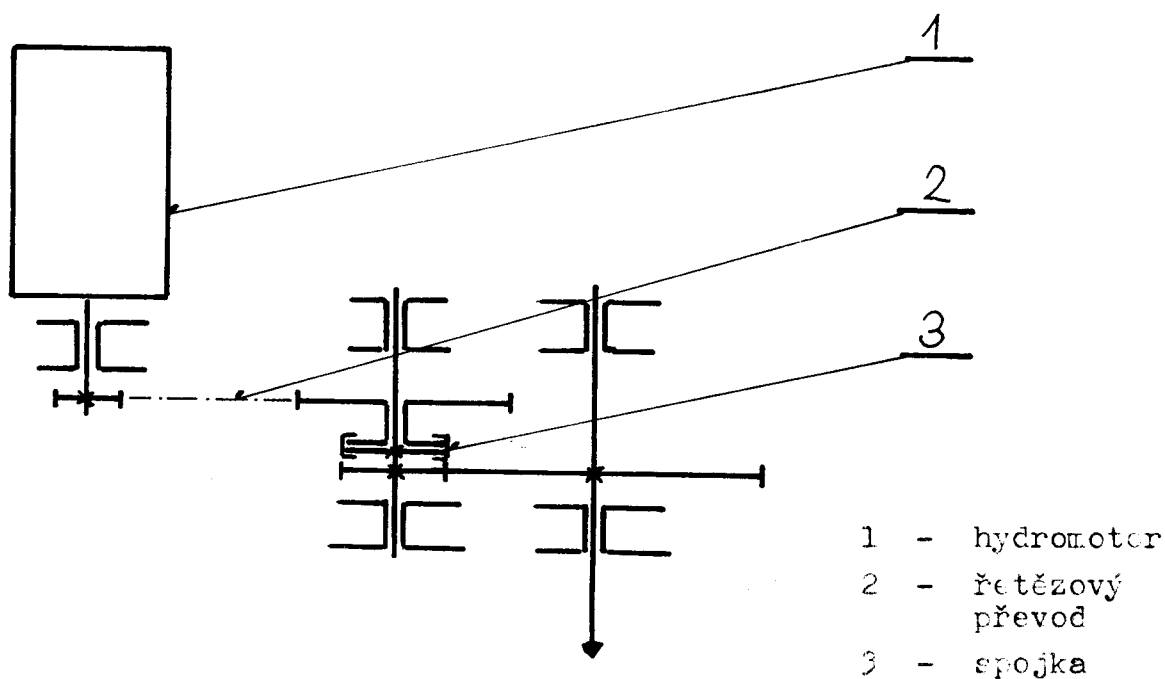
V závodě 03 v Liberci, kde tento utahovák není k dispozici, byl používán utahovák UW 12/16. Tento utahovák však není momentově nastavitelný, a proto je třeba po předběžném přibližném dotažení šroubů víka ložiska klikového hřídele dosáhnout potřebný moment pomocí ručního momentového klíče.

I když neuvažujeme, že utahovák firmy Ingersoll-Rand, který je dovážen z kapitalistického světa, je devizově náročný, zůstává jeho nevýhodou při stávajícím technologickém použití velká hluchost, která znepříjemňuje pracovní prostředí. Mimo pneumatický pohon zvyšuje prašnost prostředí, čímž vzrůstá nebezpečí znečištění třecích ploch ložiska klikového hřídele.

Použití utahováku Ingersoll-Rand pro tento typ operace není zcela vhodný, neboť se jedná o universální typ, jehož předností je především snadná mobilnost. Mimo to nezajišťuje stažení šroubového spojení předepsané technologickým postupem. Vzhledem k typu operace se nabízí řešení jednoúčelovým vícevřetenovým poloautomatem. Snížily by se nároky na obsluhu a utahování by se i zlepšilo v porovnání s použitím momentového klíče.

Uvedená problematika byla řešena v závodě 03 v Liberci konstrukcí vlastního utahováku poháněného hydromotorem. /viz obr. II.4./.





obr. II.4. - schema utahováku

Použitý hydromotor typu JHMA.21 /z „Nářadí, r. p.“ Vrchlabí/ bylo však nutno pro dosažení potřebného kroutícího momentu převodovat na nízké otáčky, takže se zašroubování stalo příliš časově náročné, a navíc nebyla dosažena žádaná přesnost dotahovacího momentu.

Z tohoto důvodu se od použití tohoto utahováku upustilo a přikročilo se k původnímu způsobu, t.j. k pneumatickému utahováku a k ručnímu momentovému klíči.

### III. NĚKTERÉ MOŽNOSTI METOD POUŽÍVANÝCH PŘI STAHOVÁNÍ ŠROUBOVÝCH SPOJŮ S PŘEDPĚTÍM

#### III.1. Princip, vlivy na šroubové spojení

Spolehlivost šroubového spojení je ovlivňována celou řadou faktorů, s nimiž je nutno počítat při jejich navrhování i realizaci. Stručně by bylo možné shrnout tyto vlivy do tří skupin:

- faktory dané vlastnostmi materiálu, geometrické vlastnosti součásti, volba materiálu, zpracování materiálu /vhodnost materiálu/.
- faktory dané způsobem realizace potřebného předpětí na šroubovém spojení /přesnost použitého způsobu stažení/.
- faktory dané možnostmi přesnosti výpočtu montážního předpětí nutného z funkčních důvodů /přesnost výpočtu/.

Zatímco při odstraňování vlivu faktorů první skupiny byla v poslední době dosažena řada pozitivních výsledků např. jakostní materiály, nové tepelné zušlechťování, které vedou k výrobě vysoce pevných šroubů, dokonalejší diagnostické metody a pod., zůstávají problémem dvě zbývající skupiny faktorů.

### III.2. Možnosti výpočtu silových poměrů na šroubu

Problematika výpočtu šroubového spojení je velice složitá a vzhledem k rozsahu práce je možné se o ní zmínit jen krátce v hlavních rysech.

V podstatě není možné výpočtem přesně stanovit potřebné předpětí vzhledem k silovým poměrům vznikajícím na šroubovém spojení při utahování.

Utahovacím momentem  $M_u$  je třeba překonat odpor tření  $M_m$  na dosedací ploše hlavy šroubu a  $M_z$  moment odporu v závitech

$$M_u = M_z + M_m$$

Při výpočtu se vychází z momentu odporu v závitech  $M_z$ , který se skládá z momentu užitečného  $M_{zu}$ , který je napínán na potřebné předpětí a z momentu třecího  $M_{zt}$ , kterým je šroub zkroucován

$$M_z = M_{zu} + M_{zt}$$

obecně lze psát  $M_z = f \cdot /F_o/$

kde  $F_o$  je osová síla předpětí, která obecně závisí na součinitelích  $f_z$  součinitel tření v závitu a  $f_m$  součinitel tření na dosedací ploše šroubu, které způsobuje rozptyl hodnot  $F_o \pm 20 \%$ .

V jádru šroubu vzniká od kroucení smykové napětí, a to na úkor dosažitelnosti předpětí spojů. Z toho vyplývá, že pro stanovení utahovacího momentu a jeho transformace do síly předpětí má zásadní význam velikost rozptylu součinitele tření v závitech  $f_z$ , který by měl být co nejnižší.

Hodnota  $f_m$  nemá pro proces utahování zásadní význam, jeho změny jsou malé a je možné je zanedbat.

Hodnoty součinitele  $f_z$  a  $f_m$  lze nejlépe stanovit experimentálně.

V praxi se používá novější metoda výpočtu šroubových spojení uvažující chyby, které mohou vzniknout při utahování šroubu.

Vypočtená minimální síla předpětí nutná z funkčních důvodů spojení se násobí utahovacím faktorem  $\alpha_A$ , který se

$$\alpha_A = \frac{F_{o \max}}{F_{o \min}}$$

stanovuje z podílu maximálního a minimálního předpětí.

Obecně se průřez šroubu stanoví tak, aby napětí v tahu /osová síla/ a napětí z torze /tření v závitech/, nebylo vyšší než 90 % dovoleného napětí pro použitý materiál.

Z toho plyne, že např. při užití nepřesného způsobu utahování a  $\alpha_A = 3$ , oproti přesnému způsobu utahování s  $\alpha_A = 1,2$  se volí maximální síla 3 nebo 1,2 krát větší, tedy průměr šroubu např. M 16 místo M 10. V mnoha případech se v praxi přesto nebere zřetel na řízení síly předpětí, takže šroubová spojení selhávají, neboť je k dispozici jen část očekávané síly předpětí.

### III.3. Metody utahování

Pro lepší přehled můžeme metody utahování dělit v zásadě podle několika hledisek. Jedno z možných hledisek je např. dělení podle způsobu realizace

na metody  $\left\{ \begin{array}{l} \text{statické} \\ \text{dynamické} \end{array} \right.$

jiný způsob, který budeme dále využívat je dělení podle způsobu kontroly dosaženého předpětí na šroubový spoj a to

na metody  $\left\{ \begin{array}{l} \text{nekontrolované} \\ \text{s nepřímou kontrolou} \\ \text{s přímou kontrolou} \end{array} \right.$

### III.3.1. Metody nekontrolované

Nekontrolované utahování je nejrozšířenější utahování všech šroubových spojení. Provádí se čelistovými, očkovými nebo nástrčkovými klíči. U takto prováděných spojů není možná nejmenší kontrola dosaženého kroutícího momentu a spoléhá se ve velké míře na cit dělníka. V důsledku toho často dochází k přetažení malých a nedotažení velkých průměrů šroubových spojení.

Rozsah tolerance pro větší šrouby utahované rukou nemůže být vůbec uváděn. Předepjaté šroubové spoje, pro něž je požadována minimální síla předpětí, a které se nyní v převážné míře používají, s vysoce pevnými šrouby, musí být vmontovány za použití řízeného procesu utahování.

### III.3.2. Metody s nepřímou kontrolou

Má-li být při montáži velmi namáhaných šroubů zaručeno do-  
držení určitého předpětí  $F_0$  v určitých mezích, je třeba použít  
některý způsob realizace žádaného předpětí. Na cestě k tomuto  
cíli jsou určitým krokem vpřed metody nepřímo kontrolující před-  
pětí šroubů.

Mohli bychom si je pro přehled rozdělit podle veličiny,  
která nám zprostředkovává informaci o stavu šroubového spoje  
na metody utahování řízené:

podle velikosti kroutícího momentu

podle úhlu pootočení matice nebo šroubu

podle prodloužení šroubu mechanicky nebo tepelně

podle deformace speciálních matic, podložek a šroubů.

### III.3.2.1. Podle velikosti kroutícího momentu

RÁZOVÉ UTAHOVÁKY S KONTROLOU utahovacího momentu. Do této skupiny můžeme řadit např. pneumatické rázové utahovávky firmy Ingersoll, kde se k seřizování používá vloženého torzního členu, jehož přeprnutím /zkroucením/ se mění jeho tuhost, a tím velikost požadovaného kroutícího momentu.

V provozních podmínkách se s tímto zařízením dosahuje rozptylu kroutícího momentu  $\pm 15 \%$ .

UTAHOVÁKY S MONITOROVÁNÍM KROUTÍCÍHO MOMENTU. Tyto utahovávky kontrolují dynamický moment přesnou indikací výkonu stavěcího motoru, takže nástroj může dodržet rozptyl kroutícího momentu  $\pm 10 \%$ .

UTAHOVÁKY SE ZPĚTNOU VAZBOU A VYPÍNÁNÍM MOTORU využívají pro své řízení snímače kroutícího momentu, který vysílá signál k vypnutí motoru v nastaveném rozpětí. Při použití motoru, vypínajícího se při přetížení je možno dosáhnout velmi přesného dodržení kroutícího momentu.

MOMENTOVÉ KLÍČE jsou zpravidla ovládané rukou, jako jedno-ramenné nebo dvouramenné s ukazovateli nebo signalizátory, kde signál může být zvukový, optický nebo mechanický. Momentové klíče se často používají při kontrole po dotažení rázovými pneumatickými utahovávky.

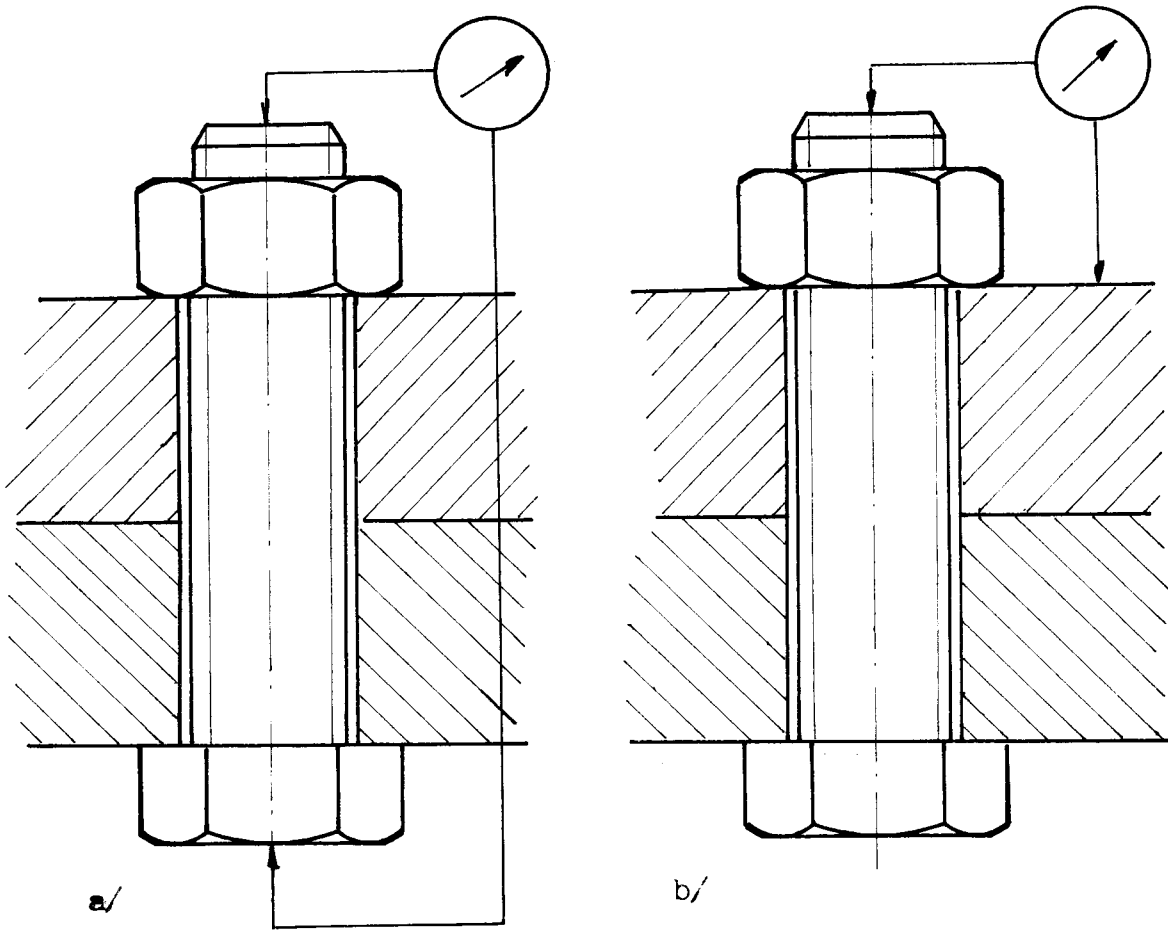
### III.3.2.2. Podle úhlu pootočení matice nebo šroubu

Tato metoda je založena na tom, že šroubový spoj předutáhneme až doseďne na „práh“. Potom se šroub /matice/ pootočí

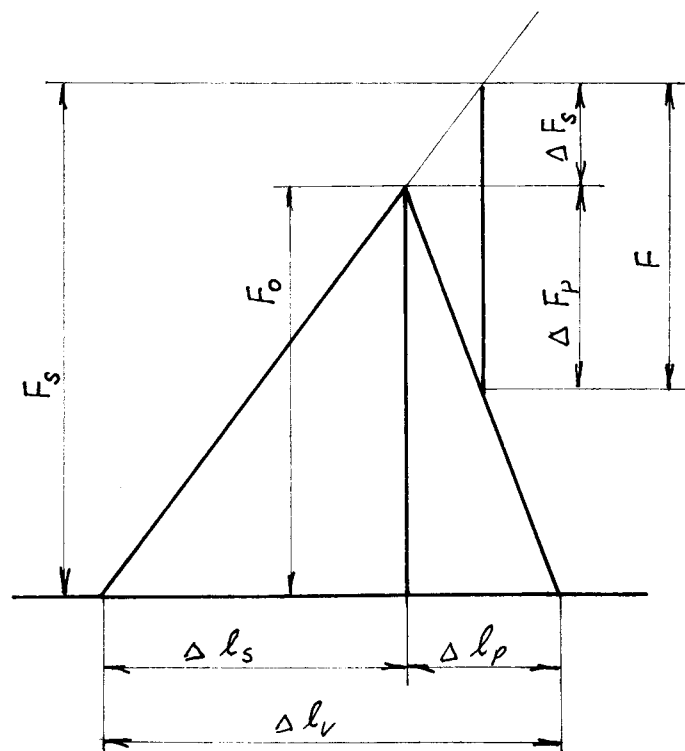
o přesně stanovený úhel, bez ohledu na velikost kroutícího momentu a tím se vytvoří žádoucí předpětí, které je závislé pouze na konstantách spoje. Vlivem specifické úhlové rotace působí šroub jako mikrometr. Závit šroubu má velmi dobře stanovené stoupání, takže specifická rotace přechází závitováním v pevně stanovenou vzdálenost tak, že napíná utahovaný spoj a stlačuje protídíly, na něž dosedá o přesnou hodnotu. U této metody je odstraněn vliv koeficientů tření  $f_z$  a  $f_m$ , a tím je podstatně snížena velikost rozptylu síly předpětí. Nepříznivě však působí na předpětí geometrické nepřesnosti spojovaných a spojovacích součástí, které ovlivňují utahování především v první fázi.

### III.3.2.3. Podle prodloužení šroubů mechanicky nebo tepelně

Podmínkou pro mechanické měření prodloužení je volný konec šroubu. Tato metoda má mnohé společné s metodou utahování podle úhlu pootočení. Hlavní rozdíl však spočívá v tom, že měříme přímo prodloužení šroubu. Toto měření můžeme provádět dvojím způsobem /na obr. III.1.a. je přesnější způsob/. Pro výpočet osově síly, respektive prodloužení, vycházíme z diagramu předepjatého šroubu /viz obr. III.2./, kde celkové předpjetí  $l_v$  se skládá nejen z přetvoření šroubu  $l_s = \int_s \cdot F_0$ , z přetvoření svíraných součástí  $l_p = \int_p \cdot F_0$ , ale také z plastické deformace okolí pnutí, vyrovnání drsnosti povrchu a pod., tedy z procesů, které jsou sotva opakovatelné, podléhají výkyvům, a k nim se ještě přidává chyba v měření. Tento způsob se stává přesnější použije-li se před utažení momentem, kterým se ve spoji vytvoří malé předpětí tak, aby došlo k doseďnutí spoje a vyloučila se nejistota z nekontrolovatelných místních změn.



obr. III.1. Způsoby měření prodloužení šroubů.



obr. III. 2. Diagram předepjatého šroubového spoje.



Realizace žádaného předpětí zahřátím šroubu je v podstatě určování velikosti předpětí určováním a měřením prodloužení šroubu. Šroub se zahřívá zasunutím elektrického topného tělesa do dutiny šroubů upravených speciálně k tomuto účelu. Potřebné zahřátí šroubu se vypočítá z rovnice

$$\Delta l_s = \alpha_s l_s (t_s - t_0)$$

Po zahřátí šroubu se matice pouze lehce dotáhne. Zchladnutím šroubu vznikne žádané předpětí. Potřebné prodloužení šroubu se vypočítá ze vzorce

$$\Delta l_s = \frac{F_0}{C_s}$$

#### III.3.2.4. Podle deformace speciálních matic, podložek a šroubů

Na žádané předpětí můžeme šroub dotáhnout bez měření a bez momentových klíčů použitím speciálně upravených podložek, matic nebo hlav šroubů.

Méně dokonalý způsob je použití matic upravených tak, že se při překročení určitého momentu na klíči zvlášť k tomu přizpůsobená část matice /krček zeslabený kruhovými dírami/ trvale deformuje, a tím upozorní montéra na to, že bylo žádaného předpětí dosaženo.

Jiný způsob je založen na pružné ohybové deformaci zvlášť k tomu upravených podložek, matic nebo hlav šroubů. Působením zatížení pruží podložka, matice nebo hlava tak, že dvě na sobě nezávislé dosedací plochy postupně dosednou. Tím se změní průběh momentu na klíči potřebného k utahování šroubu. Tento pokles a následující strmější vzrůst momentu na klíči /dosedají obě plochy/, který nemůže být montérem přehlédnut, signalizuje, že

šroub je utažen na žádané předpětí. Uvolňování nebo další utahování šroubu vyžaduje zvýšené úsilí montéra, protože moment na klíči v jednom i druhém směru se zvětšuje. Tím je šroub zajištěn i proti uvolnění. Výhodou tohoto způsobu je zajištění přesné velikosti předpětí a také to, že pružností upravených částí šroubů se vyrovnává i „sedání“ spoje, a tím se zabráňuje poklesu předpětí.

### III.3.3. Metody s přímou kontrolou

Pro účely největší spolehlivosti slouží systém přímého napínání utahovaného spoje. Jedná se o nově vyvinuté metody tzv. „omezeného natažení“. Tyto metody obcházejí vliv rozptylu tření na přesnost vneseného předpětí.

#### III.3.3.1. Metoda APS

Systém napínání utahovaného spoje APS využívá křivky napětí - deformace pro utahovaný spoj detekcí jak utahovacího momentu, tak rotace a pak zastavením rotace v okamžiku, kdy změna poměru momentu indukuje, že bylo dosaženo meze průtažnosti.

V praxi je utahovaný spoj dotahován momentem, který indukuje, že spoj „sedí“. Pokračuje-li rotace, je signál z šikmo uloženého kódovače montovaného na vřetenu korelován se signálem vyslaným čidlem utahovacího momentu. Moment a otáčky jsou soustavně srovnávány s ohledem na jejich předem stanovený přírůstek. Je-li přírůstek momentu menší než přírůstky předchozí o předem stanovenou hodnotu, pak utahovaný spoj dosáhl

meze průtažnosti a motor se vypne, aby zastavil otáčení utahovaného spoje.

Napnutím utahovaného spoje až po jeho mez průtažnosti se využije maximální potenciální síly utahovaného spoje. Tato síla navíc, která se tím získá, může zvýšit rozsah pnutí spoje nebo umožní použít méně nákladný menší spoj nebo spoj nižšího stupně - nebo méně spojů téhož druhu.

Protože tento systém průběžně sleduje čidly jak moment, tak otáčky, může také odkrývat vady spoje. Navíc zde může být nasažena obvyklá řada různých přístrojů varovných, indikačních, díly označujících a zapisujících za účelem zajištění, že k dalšímu montážnímu pracovišti bude komponent přisunut jen tehdy, když příslušné šroubové spoje byly správně utaženy na předchozím pracovišti.

System napínání utahovaného spoje APS, zakládající se na limitě elasticity utahovaného spoje, je posledním typem techniky pro ovládání svírací síly aplikovatelné ve středně až vysoce sériové výrobě.

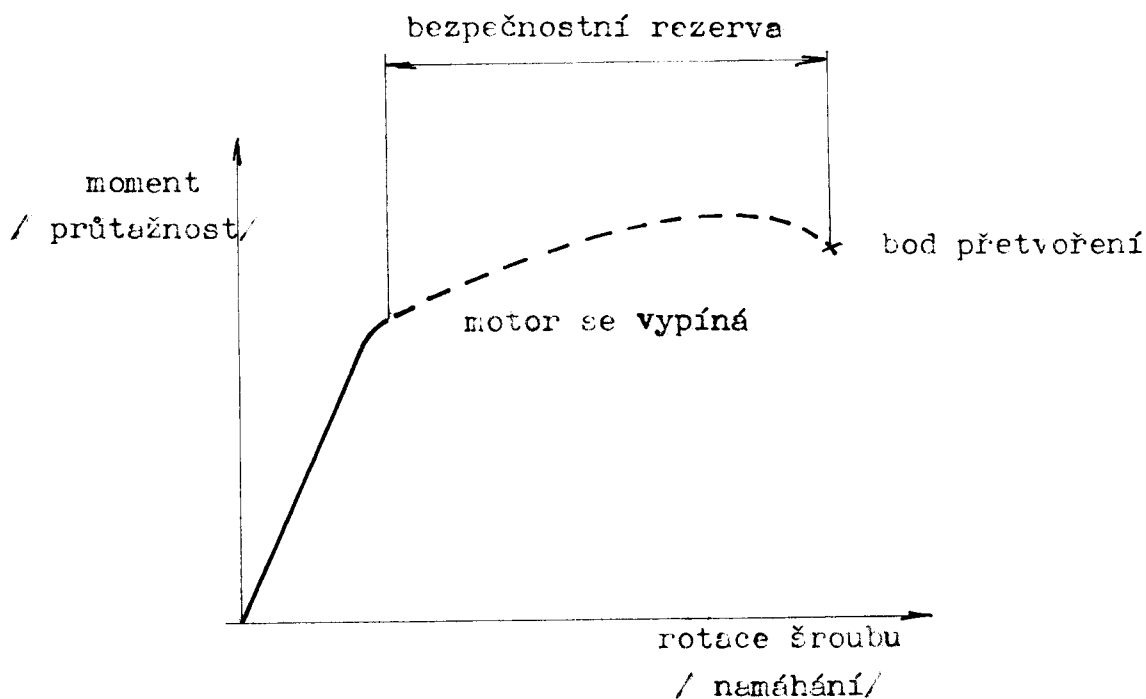
### III.3.3.2. System napínání utahovaného spoje

Je to poslední technika ovládání svírací síly. Tyto systémy používají integrovaného signálu, který interpretuje stupeň utahovacího momentu vzhledem ke stupňům rotace a vztahuje jej přímo na pnutí, které vytváří v utahovaném spoji. Jakmile vztah mezi momentem a otáčkami utahovaného spoje se začne odchylovat od přímé čáry funkce grafu, /mez průtažnosti/, signál zastaví motor. Tím je dosaženo maximum pevnosti utahovaného spoje. Na grafu /viz obr. III.3./ je vidět široká bezpečnostní rezerva proti poruše šroubu.

### III.3.3.3. Ultrazvukový spektrometr

Ultrazvukový spektrometr je nejnovější systém na měření účinku napětí vytvářeného ve šroubech. Toto zařízení je založeno na úpravě ultrazvukového spektrometru s přenosným oscilátorem. /ROUS/

Zařízení měří změny rezonančního kmitočtu šroubu následkem protažení, vyvolaného napětím a změnu rychlosti zvuku.



obr. III.3. Graf napínání utahovaného spoje.

#### IV. NÁVRH KONSTRUKCE UTAHOVACÍ HLAVY

Při navrhování celé konstrukce jsem vycházel z požadavků, které jsou kladeny na utahovací hlavu:

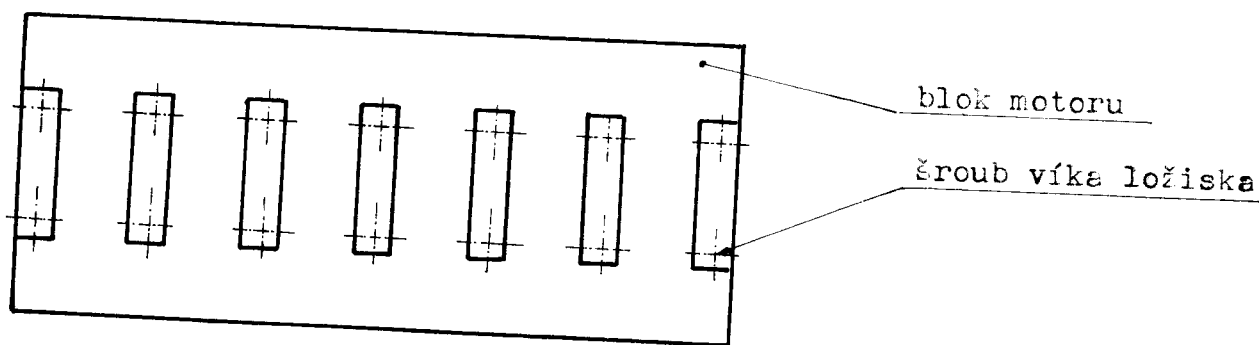
1. Přesnost dotažení šroubů na předepsaný moment za určitých podmínek
2. Rychlost utahování
3. Zlepšení pracovních podmínek - nepřenášení sil na pracovníka
4. Energetická náročnost
5. Ovladatelnost

Bylo tedy nutné vyřešit tyto základní problémy:  
navrhnout správný počet vřeten utahovací hlavy, vyřešit otázku pohonu, celkové uspořádání převodové části, s níž souvisí i způsob kontroly správnosti dotažení šroubových spojů a v neposlední řadě i celkové uspořádání na pracovišti.

##### IV.1. Volba počtu vřeten

Zadání diplomové práce mi ukládá konstrukci zatahovací hlavy pro zatahování čtyř šroubů třmenů klikových hřídelů na moment 400 Nm.

Z důvodu počtu uložení klikového hřídele motoru řady M a počtu šroubů na jednom víku ložiska /viz obr. IV.1./



Obr. IV.1. Schema bloku motoru

jsem přistoupil ke konstrukci dvouvrátenové utahovací hlavy, jejíž předností je i lepší ovladatelnost a nižší hmotnost.

#### IV.2. Volba pohonu

Při řešení otázky pohonu se nabízely tři možnosti - elektromotor, pneumatický pohon nebo hydraulický pohon.

Uvažovaná varianta s elektrickým pohonem s sebou přinášela řadu problémů, protože v současné době není k dispozici motor, který by bezezbytku splňoval požadavky kladené na pohon utahovací jednotky. Po konzultaci ve Výzkumném ústavu točivých strojů v Praze, jsem se rozhodl od této varianty upustit, neboť by vyžadovala zásah přímo do konstrukce motoru, který by nebylo možno v rámci diplomové práce se strojním zaměřením řešit.

Proti využití pneumatického pohonu hovoří velká prašnost a hlučnost pohonu vedle problému se zajištěním kontroly dotažení spoje.

Pohon hydromotorem umožňuje plynulé zvyšování kroutícího momentu v závislosti na tlaku, má širokou možnost regulace otáček, a tím dobře spíná požadavky na pohon utahovací hlavy. Proto je v dalším řešení uvažován tento typ pohonu.

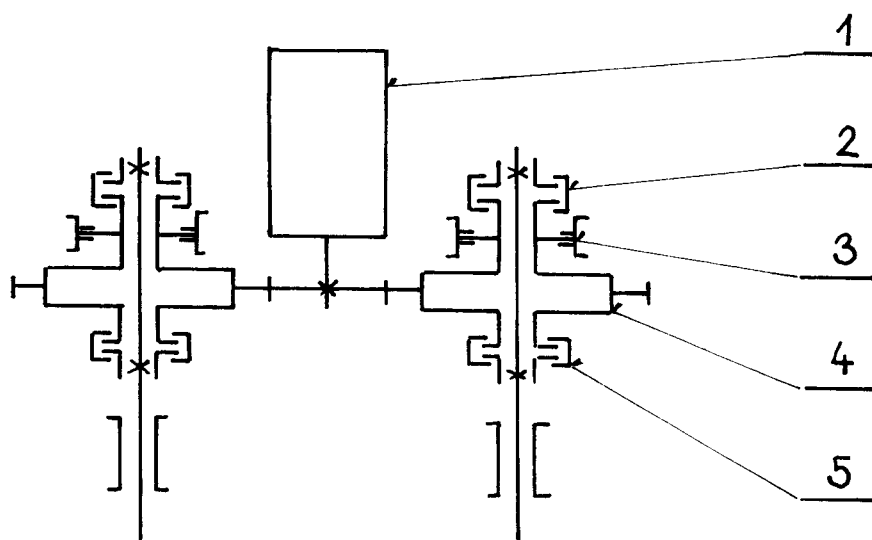
#### IV.3. Uspořádání převodové části utahovací hlavy

Při řešení se nabízelo několik variant řešení utahovací hlavy, z nichž bych chtěl dále uvést tři možnosti.

##### IV.3.1. Varianta s použitím elektromagnetických spojek a akumulátoru mechanické energie

Základem tohoto řešení /viz obr. IV.2./ je hydromotor 1, který se otáčí konstantní uhlovou rychlostí v průběhu utahování

všech šroubů i v pauzách vyžádaných navedením utahovací hlavy a akumuluje rotační energii. Přes brzdu 3 a dvě spojky je přenesen kroutící moment na vřeteno. První spojka 2 umožňuje vyčerpání nahromaděné mechanické energie z akumulátoru 4. Po vyčerpání této energie přes spojku 5 je zajištěno přímým převodem utažení na daný kroutící moment. Použití akumulátoru umožňuje dosažení vyšší rychlosti utahování v poč. fázi, a tím dosahuje časovou úsporu.

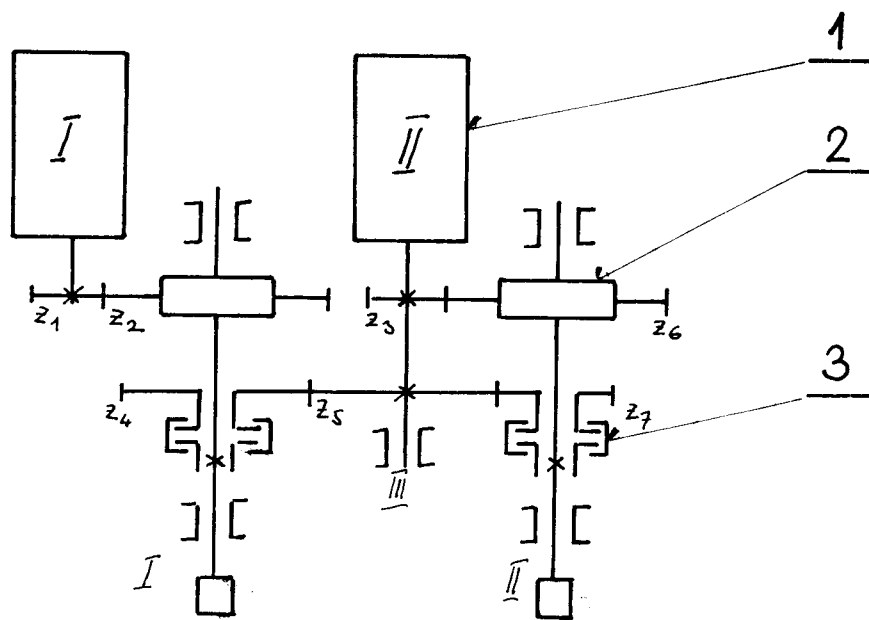


- 1 - hydromotor
- 2 - elektromagnetická spojka
- 3 - elektromagnetická brzda
- 4 - akumulátor mechanické energie
- 5 - elektromagnetická spojka

Obr. IV.2. - schema utahováku s akumulátorem mech. energie

#### IV.3.2. Varianta s použitím dvou hydromotorů, třecích spojek a volnoběžek

Tato varianta /viz obr. IV.3./ obsahuje dva hydromotory.



- 1 - hydromotor
- 2 - volnoběžka
- 3 - třecí spojka

Obr. IV.3. - schema utahováku s použitím třecích spojek a volnoběžek

V první fázi zapíná motor II a dostává maximální objem ze zdroje s konstantním množstvím tlakové hydraulické kapaliny. Přes hřídel III a kolo 5 se přenáší kroutící moment na ozubená kola 7; 4, a přes třecí spojku na hřídele I; II. Tímto způsobem se realizují rychlé otáčky vřeten. Po dosečnutí hlavy šroubu na třmen stoupne kroutící moment na motoru II /prokluz třecích spojek/

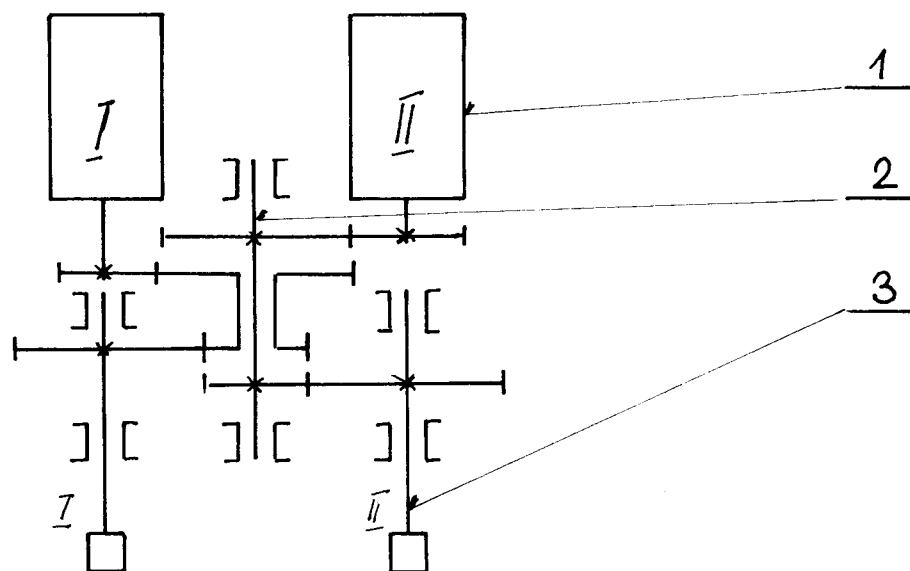


a přes tlakové relé a rozvaděč se dané množství ze zdroje rozdělí pro oba motory a nastává druhá fáze, dozažení na daný krouticí moment. Vypnutí motoru je zajištěno pomocí snímače a rozvaděče.

Relativní rozdíl uhlové rychlosti mezi převody se vyrovnává pomocí volnoběžek.

#### IV.3.3. Varianta s regulací otáček pomocí hydraulického zdroje

Tato varianta vychází z možnosti regulace otáček pomocí hydraulického zdroje /viz obr. IV.4./.



- 1 - hydromotor
- 2 - předlohová hřídel
- 3 - vřetena

Obr. IV.5. - schema převodové skříně - regulace otáček pomocí hydraulického zdroje

Převodová skříň, /viz obr. IV.5./, která musí zajišťovat převodový poměr 7:1 vzhledem k volenému hydromotoru je řešena jednou předlohou. Umístění os vřeten vůči osám motorů je posunuto z několika důvodů: využití zastavěného prostoru

lepší optická kontrola při navádění utahovací  
hlavy  
možného doplnění hlavy o snímač polohy

Elektromotor 1 pohání dva zubové hydrogenerátory 2 o ne-  
stejném jmenovitém průtoku.

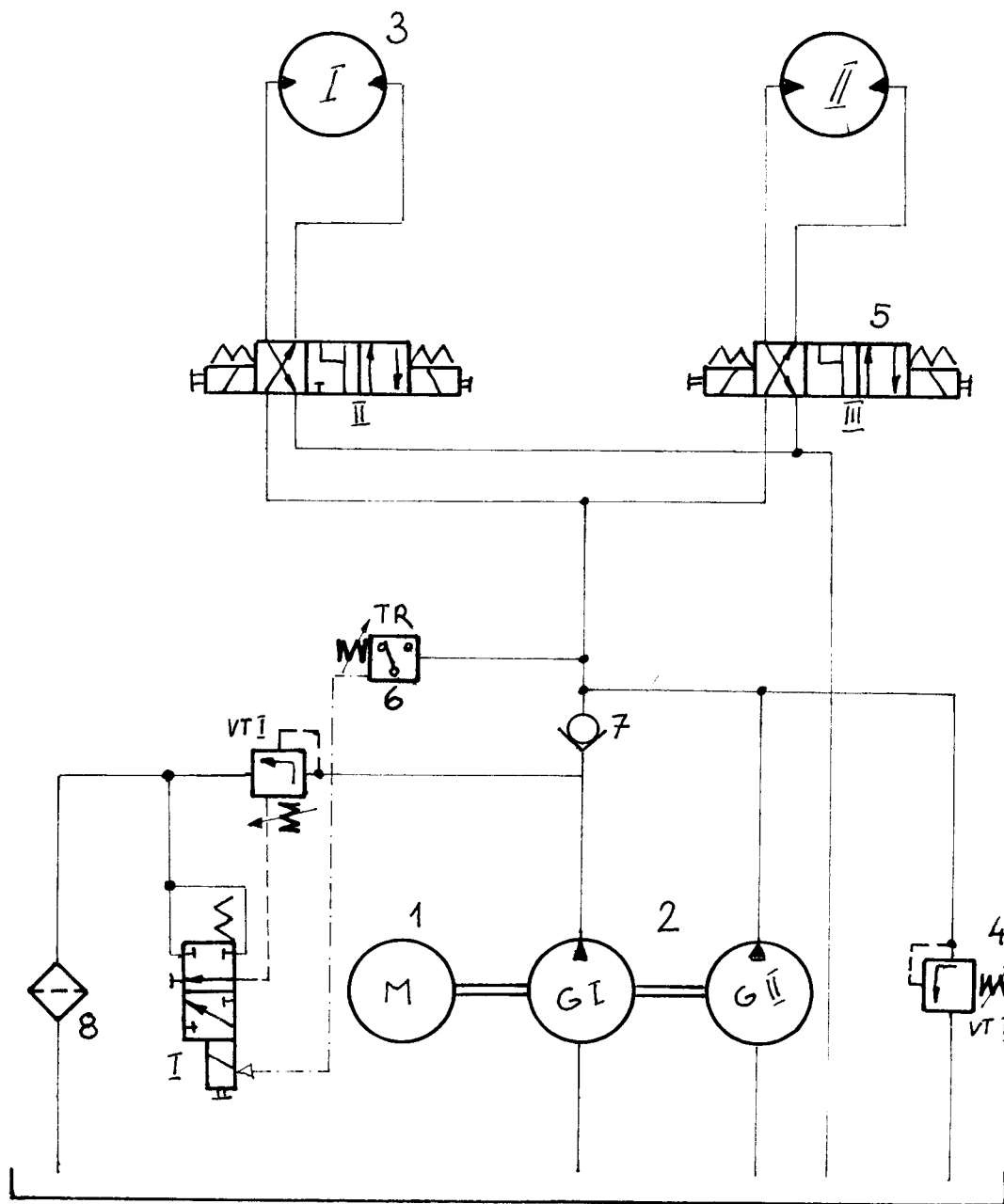
V první fázi utahování /šroub se dotahuje před dosednutím/  
dodávají do obvodu hydromotorů tlakovou kapalinu oba hydrogene-  
rátory. Při dosažení nastaveného tlaku /momentu na motorech/,  
a tedy po dosednutí hlav šroubů, dojde k sepnutí tlakového spí-  
nače 6, který přes mikrorozvaděč I odlehčí tlakový ventil I,  
čímž plně otevře průtok tlakové kapaliny tímto ventilem a hydro-  
generátor I se plně odlehčí. Tímto dosáhneme snížení ztrátového  
výkonu /zahřívání hydraulické kapaliny/ a tedy snížení příkonu  
elektromotoru 1.

Výkon elektromotoru je pak využíván jen pro hydrogenerátor  
II. Tento zajišťuje zvyšování tlaku a při menším objemu kapaliny  
i nižší otáčky hydromotorů, a tedy pomalé dotažení šroubů. Větev  
hydrogenerátoru I je oddělena zpětným ventilem.

Po dosažení daného kroutícího momentu na vřetenu utahovací  
hlavy se postupně vypnou rozvaděče II, III a zastaví hydromo-  
tory I, II. Po zastavení obou hydromotorů tlaková kapalina z  
hydrogenerátoru II se přepouští přes tlakový ventil II.

Při navedení hlavy na další dvojici šroubů se přesunou  
rozvaděče II, III do výchozí polohy a cyklus se opakuje.

- |   |                 |   |                    |
|---|-----------------|---|--------------------|
| 1 | elektromotor    | 5 | rozvaděč           |
| 2 | hydrogenerátory | 6 | tlakové relé       |
| 3 | hydromotory     | 7 | zpětný ventil      |
| 4 | tlakový ventil  | 8 | hydraulický čistič |



Obr IV.4. - Hydraulické schéma s regulací otáček hydromotorů pomocí dvou hydrogenerátorů

#### IV.3.4. Zhodnocení navrhovaných variant a výběr řešení

Při výběru z uvedených navrhovaných variant jsem vycházel ze zhodnocení jejich předností a nedostatků.

Varianta s použitím elektromagnetických spojek a akumulátoru mechanické energie se jeví jako nejjednodušší, pokud jde o množství použitých hydraulických prvků v oblasti ovládání i zdroje. Toto zjednodušení je však na úkor mechanické části a elektromagnetických prvků. Po předběžném výpočtu se ukázalo, že hmotnost spojek potřebných pro převod požadovaného kroutícího momentu by neúměrně zhoršovala ovladatelnost celého zařízení.

Tento problém odstraňuje varianta s použitím dvou hydromotorů, třecích spojek a volnoběžek, uvedená v kapitole IV.3.2. Tato varianta se zpočátku jevila jako téměř „ideální kompromis“ mezi složitostí hydraulické a mechanické části zařízení. Od této poměrně jednoduché varianty však bylo nutno nakonec odstoupit, neboť neřeší problém kolísání kroutícího momentu v počáteční fázi zašroubovávání /viz tab. IV.1./, dříve než hlava šroubu dosečne na víko.

uložení		1	2	3	4	5	6	7
blok I	šroub 1	10	15	40	65	10	15	70
	šroub 2	10	10	10	20	20	10	60
blok II	šroub 1	20	10	25	10	30	15	10
	šroub 2	40	10	45	15	55	75	15

Tabulka IV.1. - Příklad naměřených kolísání špičkových hodnot kroutícího momentu v počáteční fázi zašroubovávání, než dosečne hlava šroubu na víko /v Nm/.

Hledání řešení tohoto problému mě nakonec přivedlo k variantě s použitím regulace otáček pomocí hydraulického zdroje. /viz kap. IV.3.3./ . Tato varianta ve srovnání s předchozími má nejjednodušší mechanickou část. Obsahuje jen jeden přímý převod od hydromotoru na vřeteno /viz obr. IV.5/.

Proto jsem se rozhodl pro toto řešení, které dále rozpracovávám - viz. kap. IV.

#### IV.4. Kontrola správnosti dotažení šroubových spojů

Po prostudování metod utahování s ohledem na druh spoje, tolerance kroutícího momentu a výrobní možnosti závodu, byl zvolen způsob utahování s nepřímou kontrolou předpětí šroubového spoje.

Z těchto metod, které jsou stručně popsány v předcházející části nejlépe vyhovovalo utahování podle velikosti kroutícího momentu.

Při měření kroutících momentů vycházíme z deformace měřícího článku a z jeho úhlového natočení dvou nezávislých průřezů.

Mezi úhlem natočení  $\varphi$  a momentem  $M_k$  platí vztah:

$$\varphi = \frac{M_k}{G \cdot J_k} \cdot l$$

Toto pootočení průřezu můžeme snímat různými metodami

a snímači:

- odporovými
- indukčními
- fotoelektrickými
- tenzometrickými
- pneumatickými
- kapacitními

Při řešení zadaného úkolu jsem použil indukčního snímače.  
Indukční snímače můžeme rozdělit na lineární a úhlové.

Dále je dělíme podle uspořádání:

1. s malou vzduchovou mezerou
2. s otevřeným magnetickým obvodem
3. s potlačeným pólem
4. bez feromagnetika

Typ snímače s malou vzduchovou mezerou patří k nejvíce rozšířeným pro měření geometrických rozměrů a dalších veličin.

Může pracovat v těchto režimech:

- A. Pohyblivá část feromagnetika
  - a/ změna velikosti vzduchové mezery
  - b/ změna plochy vzduchové mezery
- B. Pohyblivá cívka.

#### Měření kroutícího momentu indukčním snímačem

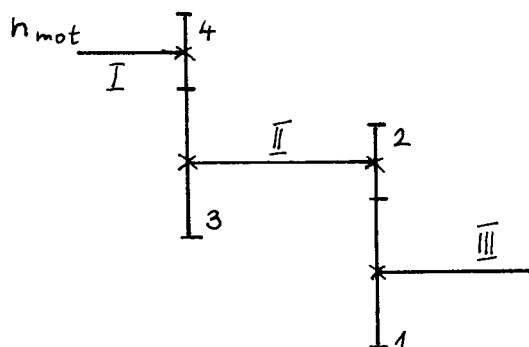
V důsledku působení kroutícího momentu se mění indukčnost a tedy impedance statorových vinutí, jež jsou spojeny do můstkového obvodu. Jeho velkou konstrukční výhodou je, že má vývody pouze ze statorové části. Snímač se používá až do  $4.000 \text{ min.}^{-1}$ .

Díky těmto přednostem by se dal s úspěchem využít a doplnit jím utahovací hlavu.

#### IV.5. Výpočtová část.

##### IV.5.1. Výpočet mechanické části.

Při navrhování převodovky jsem vycházel ze vzdálenosti vřeten, použitých hydromotorů a jejich parametrů.



Z důvodů, že dva převody mají stejnou funkci jsou i stejně konstruované a tedy stejně namáhané.

Potřebný převodový poměr musí být větší

$$i_c > 7$$
$$i_c = i_1 \cdot i_2 = \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_1}{z_2} = \frac{72}{36} \cdot \frac{93}{24} = 7,75$$

##### IV.5.1.1. Výpočet kroutících momentů

$$Mk_{I \text{ motoru}} = 50 \text{ Nm}$$

$$Mk_{II} = Mk_I \cdot i_1 = 50 \cdot 2 = 100 \text{ Nm}$$

$$Mk_{III} = Mk_I \cdot i_c = 50 \cdot 7,75 = 387,5 \text{ Nm}$$

##### IV.5.1.2. Výpočet silových poměrů na jednotlivých součástech převodů.

$$F_{t_3} = F_{t_4} = \frac{2 Mk_I}{D_4} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 10^3}{72} = 1388,9 \text{ N}$$

$$F_{r_3} = F_{r_4} = F_{t_3} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1388,9 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 505 \text{ N}$$

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2 Mk_{II}}{D} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 10^3}{48} = 4166,7 \text{ N}$$

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 4166,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1516,5 \text{ N}$$

Výpočet síly působící na hřídel hydromotoru.

$$F_v = \sqrt{F_{t4}^2 + F_{t4} \operatorname{tg} \alpha / 2}$$

$$F_v = \sqrt{1388,9^2 + 1388,9 \operatorname{tg} 20^\circ / 2}$$

$$F_v = 1478 \text{ N}$$

řovolené zatížení hřídele hydromotoru

$$F_o = 1600 \text{ N}$$

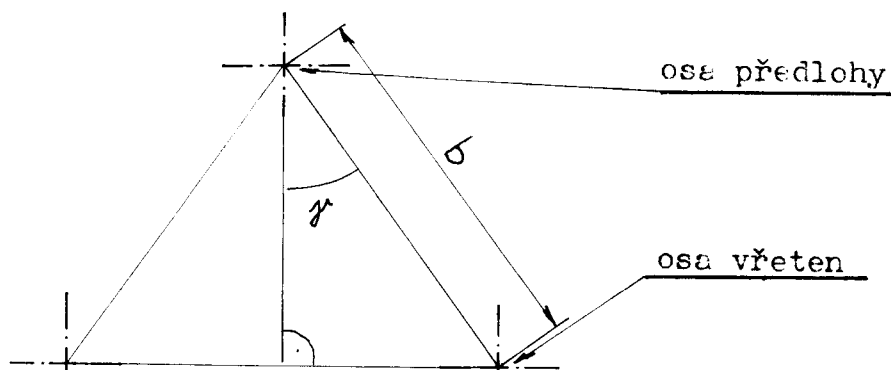
$$F_v \cong F_o$$

$$1478 < 1600$$

Je možné umístění ozubeného kola přímo na hřídel hydromotoru

Předlokový hřídel

Výpočet pomocného úhlu  $\gamma$ , který svírají spojnice os předlohy a obou vřeten



$$\sin \gamma = \frac{a}{2b} = \frac{136}{2 \cdot 117} = 0,5812$$

$$\gamma = 35,5347^\circ = 35^\circ 32' 5''$$



Předložený hřídel.

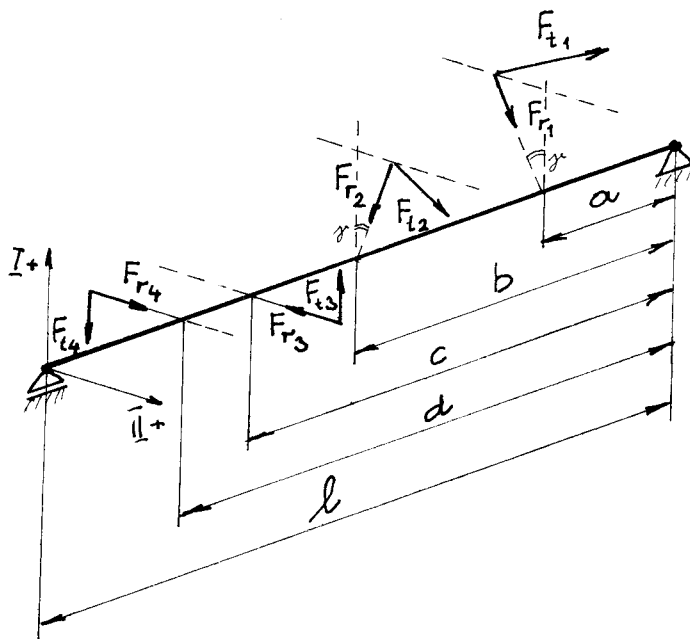
$$a = 30 \text{ mm}$$

$$b = 65 \text{ mm}$$

$$c = 95 \text{ mm}$$

$$d = 115 \text{ mm}$$

$$l = 150 \text{ mm}$$



$$F_{1II} = -F_{t1} \cdot \cos \gamma - F_{r1} \cdot \sin \gamma =$$

$$= -4167 \cdot \cos 35^\circ - 1516 \cdot \sin 35^\circ = -4272 \text{ N}$$

$$F_{1I} = F_{t1} \cdot \sin \gamma - F_{r1} \cdot \cos \gamma =$$

$$= 4167 \cdot \sin 35^\circ - 1516 \cdot \cos 35^\circ = 1133 \text{ N}$$

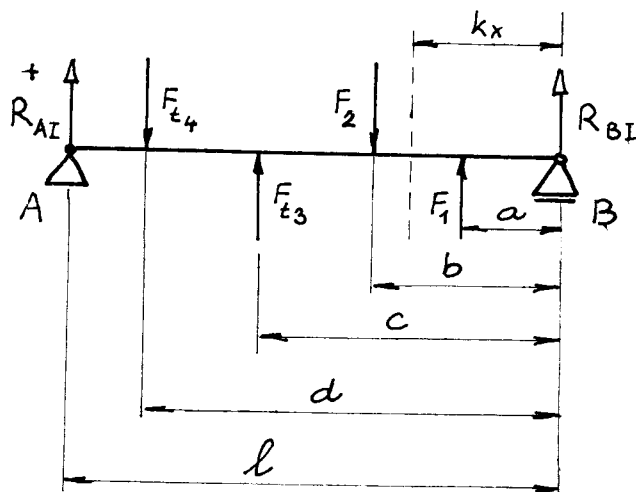
$$F_{2II} = -F_{t2} \cdot \cos \gamma + F_{r2} \cdot \sin \gamma =$$

$$= -4167 \cdot \cos 35^\circ + 1516 \cdot \sin 35^\circ = -2510 \text{ N}$$

$$F_{2I} = -F_{t2} \cdot \sin \gamma - F_{r2} \cdot \cos \gamma =$$

$$= -4167 \cdot \sin 35^\circ - 1516 \cdot \cos 35^\circ = -3656 \text{ N}$$

Směr I.



$$R_A - F_4 + F_3 - F_2 + F_1 + R_B = 0$$

$$-F_1 a + F_2 b - F_3 c + F_4 d - R_A l = 0$$

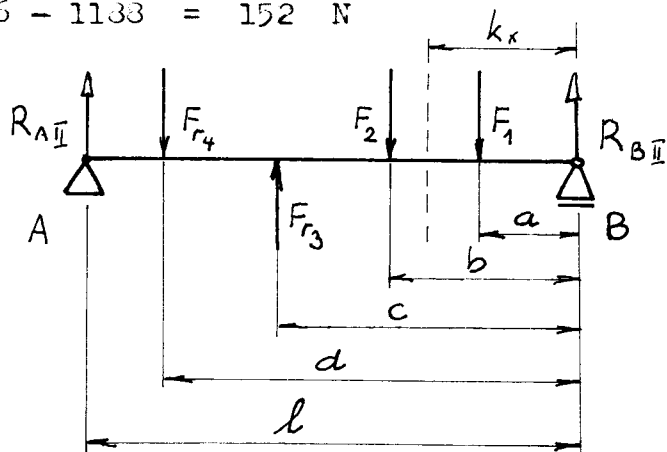
$$R_{A_I} = \frac{-F_1 a + F_2 b - F_3 c + F_4 d}{l} =$$

$$= \frac{-1133.30 + 3656.65 - 1339.95 + 1339.115}{130} = 2316 \text{ N}$$

$$R_{B_I} = -R_A + F_4 - F_3 + F_2 - F_1 =$$

$$= -2316 + 3656 - 1133 = 152 \text{ N}$$

Směr II



$$R_{A_{II}} - F_4 + F_3 - F_2 - F_1 + R_{B_{II}} = 0$$

$$F_1 a + F_2 b - F_3 c + F_4 d - R_A l = 0$$

$$R_{A_{II}} = \frac{F_1 a + F_2 b - F_3 c + F_4 d}{l} =$$

$$= \frac{4272.30 + 2510.65 - 505.94 + 505.115}{130} = 2313 \text{ N}$$

$$R_{B_{II}} = -R_A + F_4 - F_3 + F_2 + F_1 =$$

$$= -2313 + 2510 + 4272 = 4464 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{R_{A_I}^2 + R_{A_{II}}^2} = \sqrt{2316^2 + 2313^2} = 3277 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{B_I}^2 + R_{B_{II}}^2} = \sqrt{152^2 + 4464^2} = 4467 \text{ N}$$

## Návrh ložisek předlohy.

### V místě A

$$L_h = \left( \frac{C}{F} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$
$$C = \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n \cdot F^m}{10^6}} =$$
$$C_A = \sqrt[3]{\frac{4200 \cdot 60 \cdot 30 \cdot 3277^3}{10^6}} = 3919 \text{ N}$$

Ložisko 6204       $C = 7812 \text{ N}$   
 $C > C_A$       vyhovuje

### V místě B

$$C_B = \sqrt[3]{\frac{4200 \cdot 60 \cdot 30 \cdot 4467^3}{10^6}} = 12158 \text{ N}$$

Ložisko 6305       $C = 15600 \text{ N}$   
 $C > C_B$       vyhovuje

### Volba drážkování

$$f = \frac{4 \text{ Mk}}{\frac{1}{D} + \frac{1}{d} \cdot p_D \cdot l} =$$
$$= \frac{4 \cdot 100}{\frac{1}{0,025} + \frac{1}{0,021} \cdot 100 \cdot 15} = 5,8$$

na menším průměru       $p_D = 100 \text{ MPa}$   
 $l < 15 \text{ mm}$   
 $\phi D \leq 25 \text{ mm}$

střední řada

profil 21 g 6 x 25 a 11 x 5 f 7      ČSN 014942

$$P = \frac{4 \text{ MPa}}{\frac{1}{D} + \frac{1}{d} \cdot f \cdot l} = \frac{4 \cdot 100}{\frac{1}{0,025} + \frac{1}{0,021} \cdot 100 \cdot 15} = 92 \text{ MPa}$$

$P < P_0$       vyhovuje

na větším průměru       $l < 20 \text{ mm}$   
 $\phi d > 25 \text{ mm}$

lehká řada

profil 26g6 x 30a11 x 6f7      ČSN 014942

$$p = \frac{4 \text{ Mk}}{\frac{1}{D} + \frac{1}{d} \cdot f \cdot l} = \frac{4 \cdot 100}{\frac{1}{0,020} + \frac{1}{0,026} \cdot 100 \cdot 15} = 37,8 \text{ MPa}$$

$p < p_D$       vyhovuje

Pevnostní kontrola ve vzdálenosti  $k_x = 45$  mm

Směr I

$$\begin{aligned} M_{x_I} &= R_{B_I} \cdot k_x + F_1 (k_x - a) = \\ &= 152 \cdot 0,045 + 1188 \cdot (0,045 - 0,030) = 24,66 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Směr II

$$\begin{aligned} M_{x_{II}} &= R_{B_{II}} \cdot k_x - F_1 \cdot (k_x - a) = \\ &= 4464 \cdot 0,045 - 4272 \cdot (0,045 - 0,030) = 136,8 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_o = \sqrt{M_{x_I}^2 + M_{x_{II}}^2} = \sqrt{24,66^2 + 136,8^2} = 139 \text{ Nm}$$

$$M_k = 100 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 M_o}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 139}{\pi \cdot 2,5^3 \cdot 10^6} = 90,6 \text{ MPa}$$

$$d = 25 \text{ mm}$$

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

$$r = 2 \text{ mm}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{30}{25} = 1,2$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{25} = 0,08 \Rightarrow$$

$$\alpha = 1,7$$

$$\alpha_k = 1,4$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 M_k}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 100}{\pi \cdot 2,5^3 \cdot 10^6} = 32,6 \text{ MPa}$$

$$v_\sigma = 1,05$$

$$v_\tau = 1$$

materiál 14220,4

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

$$\sigma_k = 590 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{co} = 0,43 \sigma_p = 0,43 \cdot 300 = 344 \text{ MPa}$$

$$\tau_c = 0,25 \sigma_p = 0,25 \cdot 300 = 200 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_k}{\sigma_p} = \frac{590}{300} = 0,74$$

$$q = \frac{q_1 + q_2}{2} = \frac{0,75 + 0,8}{2} = 0,775$$

$$\beta = 1 + q(\alpha - 1) = 1 + 0,8(1,7 - 1) = 1,4$$

$$\beta_k = 1 + q_2(\alpha_k - 1) = 1 + 0,8(1,4 - 1) = 1,32$$

$$\eta = 0,9$$

$$\eta_k = \frac{1}{2} (1 + \eta) = \frac{1}{2} (1 + 0,9) = 0,95$$

$$\sigma_{co}^+ = \frac{\sigma_{co} \cdot \gamma}{\beta} \cdot v_{\sigma} = \frac{344 \cdot 0,9}{1,54} \cdot 1,05 = 211 \text{ MPa}$$

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{co}^+}{\sigma_0} = \frac{211}{90,6} = 2,33$$

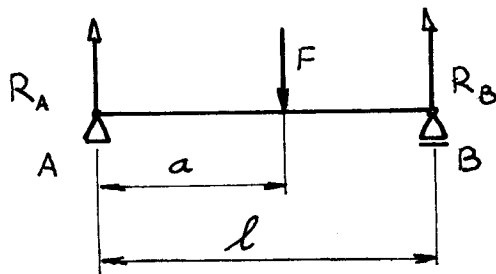
$$\tau_c^+ = \frac{\tau_c \cdot \gamma_k}{\beta_k} \cdot v_{\tau} = \frac{200 \cdot 0,95}{1,32} \cdot 1 = 144 \text{ MPa}$$

$$k_{\tau} = \frac{\tau_c^+}{\tau_k} = \frac{144}{32,6} = 4,4$$

$$k = \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} = \frac{2,33 \cdot 4,4}{\sqrt{2,33^2 + 4,4^2}} = 2,06$$

Navržená předloha vyhovuje danému zatížení

Vřeteno I



$$l = 125 \text{ mm}$$

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

$$F = \sqrt{F_t^2 + (F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2} = \sqrt{4167^2 + (4167 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ)^2} = 4434 \text{ N}$$

$$R_B = \frac{F \cdot a}{l} = \frac{4434 \cdot 100}{125} = 3547 \text{ N}$$

$$R_A = F - R_B = 4434 - 3547 = 887 \text{ N}$$

$$C_A = \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n \cdot R_B^3}{10^6}} = \sqrt[3]{\frac{4200 \cdot 60 \cdot 20 \cdot 3547^3}{10^6}} = 1521 \text{ N}$$

Ložisko 6004      C = 7350 N

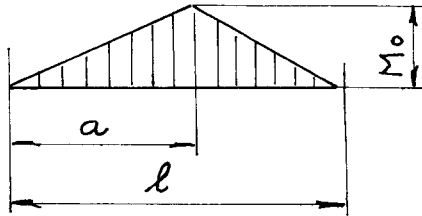
$$C > C_A \quad \text{vyhovuje}$$

$$C_B = \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n \cdot R_A^3}{10^6}} = \sqrt[3]{\frac{4200 \cdot 60 \cdot 20 \cdot 887^3}{10^6}} = 6081 \text{ N}$$

Ložisko 6006      C = 10300 N

$$C > C_B \quad \text{vyhovuje}$$





$$M_o = R_A \cdot a = 387 \cdot 0,1 = 38,7 \text{ N}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 38,7 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 2,5^3 \cdot 10^{-6}} = 57,8$$

$$d = 25 \text{ mm}$$

$$D = 38 \text{ mm}$$

$$r = 5 \text{ mm}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{38}{25} = 1,5$$

$$\frac{r}{d} = \frac{5}{25} = 0,2$$

$$\Rightarrow \alpha = 1,4$$

materiál 11523,1

$$\sigma_p = 557 \text{ MPa}$$

$$\sigma_k = 363 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{co} = 272 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = 138 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_k}{\sigma_p} = \frac{363}{557} = 0,65 \Rightarrow q_2 = 0,8$$

$$\sigma_p = 557 \Rightarrow q_1 = 0,7$$

$$q = \frac{q_1 + q_2}{2} = \frac{0,7 + 0,8}{2} = 0,75$$

$$\beta = 1 + q(\alpha - 1) = 1 + 0,75(1,4 - 1) = 1,3$$

jemně soustruženo  $\eta = 0,9$

$$v_\sigma = 1,05$$

$$\sigma_{co}^+ = \frac{\sigma_{co} \cdot \eta}{\beta} \quad v_\sigma = \frac{272 \cdot 0,9}{1,3} \cdot 1,05 = 197 \text{ MPa}$$

součinitel bezpečnosti vzhledem k mezi únavy je ve zvoleném místě

$$k_1 = \frac{\sigma_{co}^+}{\sigma_o} = \frac{197}{57,8} = 3,4$$

Navržené vřeteno vyhovuje.

## Drážkování vřeten

$$l < 30 \text{ mm} \\ \phi d > 30 \text{ mm}$$

Řada střední

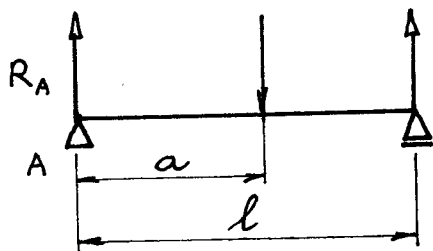
profil 32g6 x 38a11 x 6f7 ČSN 014943

$$f = 13,2$$

$$p = \frac{4 \text{ Mk}}{(D + d) \cdot f \cdot I} = \frac{4 \cdot 350}{(0,038 + 0,032) \cdot 13,2 \cdot 30} = 50,5 \text{ MPa}$$

$$p_D > p \quad \text{vyhovuje}$$

## Vřeteno II



$$l = 125 \text{ mm}$$

$$a = 70 \text{ mm}$$

$$R_B = \frac{F \cdot a}{l} = \frac{4434 \cdot 70}{125} = 2483 \text{ N}$$

$$R_A = F - R_B = 4434 - 2483 = 1951 \text{ N}$$

$$C_A = \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n \cdot R_A^3}{10^6}} = \sqrt[3]{\frac{4200 \cdot 60 \cdot 20 \cdot 1951^3}{10^6}} = 3345 \text{ N}$$

ložisko 6004  $C = 7350 \text{ N}$

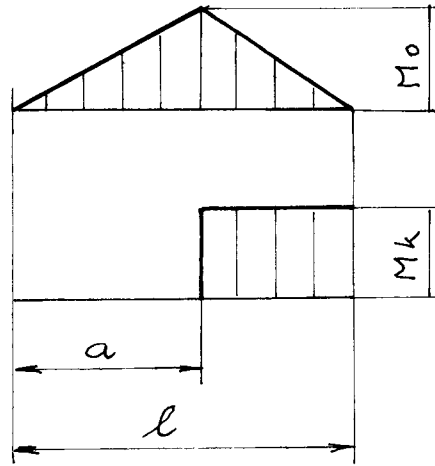
$$C > C_A \quad \text{vyhovuje}$$

$$C_B = \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n \cdot R_B^3}{10^6}} = \sqrt[3]{\frac{4200 \cdot 60 \cdot 20 \cdot 2483^3}{10^6}} = 4257 \text{ N}$$

ložisko 6006  $C = 10300 \text{ N}$

$$C > C_B \quad \text{vyhovuje}$$





$$M_0 = R_A \cdot a = 1951 \cdot 0,07 = 136,57 \text{ Nm}$$

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0} = \frac{32 M_0}{\pi \cdot d^3} = \frac{22 \cdot 136 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 3,2^3 \cdot 10^{-6}} = 42,23 \text{ MPa}$$

$$d = 32 \text{ mm} \quad D = 38 \text{ mm} \quad r = 1 \text{ mm}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{38}{32} = 1,2 \quad \frac{r}{d} = \frac{1}{32} = 0,03 \quad \Rightarrow \quad \alpha = 2,15$$

$$\alpha_k = 1,75$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 M_k}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 250 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 3,2^3 \cdot 10^{-6}} = 54,4 \text{ MPa}$$

$$v_\sigma = 0,98 \quad v_\tau = 0,96 \quad q_1 = 0,52$$

$$q_2 = 0,6$$

$$q = \frac{q_1 + q_2}{2} = \frac{0,52 + 0,6}{2} = 0,56$$

$$\beta = 1 + q(\alpha - 1) = 1 + 0,56(2,15 - 1) = 1,644$$

$$\beta_k = 1 + q_2(\alpha_k - 1) = 1 + 0,6(1,75 - 1) = 1,45$$

$$\eta = 0,9$$

$$\eta_k = \frac{1}{2}(1 + \eta) = 0,95$$

$$\sigma_{co}^+ = \frac{\sigma_{co} \cdot \eta}{\beta} \cdot v_\sigma = \frac{272 \cdot 0,9}{1,644} \cdot 0,98 = 145,9 \text{ MPa}$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{co}^+}{\sigma_0} = \frac{145,9}{42,23} = 3,45$$

$$\tau_c^+ = \frac{\tau_c \cdot \eta_k}{\beta_k} \cdot v_\tau = \frac{133 \cdot 0,95}{1,45} \cdot 0,96 = 86,8 \text{ MPa}$$

$$k_\tau = \frac{\tau_c^+}{\tau_k} = \frac{86,8}{54,4} = 1,59$$

$$k = \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} = \frac{3,45 \cdot 1,59}{\sqrt{3,45^2 + 1,59^2}} = 1,44$$

Navržené vřeteno vyhovuje danému zatížení

Provedený pevnostní výpočet a hodnoty koeficientů /1/,/2/.

#### IV.5.1.3. Pevnostní výpočet ozubených kol.

##### Pevnostní výpočet ozubených kol - předloha vřeteno.

$$m = 2 \qquad b = 30 \text{ mm} \qquad i = \frac{93}{24} = 3,875$$

počet zubů:	pastorek	$z_1 = 24$
	kolo	$z_2 = 93$

otáčky při jmenovitém zatížení  $n = 91 \text{ min}^{-1}$

součinitel trvání záběru

$$a = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) = 117$$

$$r_{a_1} = \frac{1}{2} (z_1 m + 2m) = \frac{1}{2} (24 \cdot 2 + 2 \cdot 2) = 26$$

$$r_{a_2} = \frac{1}{2} (z_2 m + 2m) = \frac{1}{2} (93 \cdot 2 + 2 \cdot 2) = 95$$

$$r_{b_1} = \frac{1}{2} (z_1 \cdot m \cdot \cos \alpha) = \frac{1}{2} (24 \cdot 2 \cdot \cos 20^\circ) = 22,552$$

$$r_{b_2} = \frac{1}{2} (z_2 \cdot m \cdot \cos \alpha) = \frac{1}{2} (93 \cdot 2 \cdot \cos 20^\circ) = 37,391$$

$$= \frac{\sqrt{r_{a_1}^2 - r_{b_1}^2} + \sqrt{r_{a_2}^2 - r_{b_2}^2} - a \sin \alpha}{\pi m \cos \alpha} =$$

$$= \frac{\sqrt{26^2 - 22,552^2} + \sqrt{95^2 - 37,391^2} - 117 \sin 20^\circ}{3,14 \cdot 2 \cdot \cos 20^\circ} = 2,24$$

materiál ozubených kol

pastorek 14220 cementovaný, kalený

$$\sigma_{PE_1} = 270 \text{ MPa} \qquad \sigma_{MC} = 1460 \text{ MPa}$$

kolo 12020 cementované, kalené

$$\sigma_{FC} = 195 \text{ MPa} \qquad \sigma_{MC} = 1340 \text{ MPa}$$

Kontrola únosnosti paty zubu v ohybu.

jmenovitá obvodová síla

$$F_t = \frac{2 M k_{\Pi}}{D} = \frac{2 \cdot 100}{0,048} = 4167 \text{ N}$$

směrodatná obvodová síla

$$F_{Ft} = \frac{F_t}{b} \cdot k_1 \cdot k_v \cdot k_F =$$

$$= \frac{4167}{30} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,35 = 257 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$k_1 = 1$$

$$k_v = 1$$

$$k_{F\alpha} = 1,35$$

$$q_{11} = 0,36$$

srovnávací ohybové napětí

pastorek:

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_{Ft}}{m_n} \cdot Y_{F_1} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} =$$

$$= \frac{257}{2} \cdot 2,65 \cdot 0,45 \cdot 1 = 153,2 \text{ MPa}$$

$$Y_{F_1} = 2,65$$

$$Y_{F_2} = 2,22$$

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{2,24} = 0,45$$

$$Y_{\beta} = 1$$

kolo:

$$\sigma_{F_2} = \frac{F_{Ft}}{m_n} \cdot Y_{F_2} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} =$$

$$= \frac{257}{2} \cdot 2,22 \cdot 0,45 \cdot 1 = 123,4 \text{ MPa}$$

časová pevnost v ohybu paty zubu

pastorek:

$$\sigma_{FD_1} = \sigma_{FC_1} \cdot Y_{R_1} \cdot Y_S = 270 \cdot 1,07 \cdot 1 = 288,9 \text{ MPa}$$

$$Y_{R_{1,2}} = 1,07$$

$$Y_S = 1$$

kolo:

$$\sigma_{FD_2} = \sigma_{FC_2} \cdot Y_{R_2} \cdot Y_S = 195 \cdot 1,07 \cdot 1 = 208,65 \text{ MPa}$$

bezpečnost proti únavovému lomu

$$k_{F_1} = \frac{\sigma_{FD}}{\sigma_{F_1}} = \frac{288,9}{153,2} = 1,88$$

$$k_{F_2} = \frac{\sigma_{FD}}{\sigma_{F_2}} = \frac{208,65}{123,4} = 1,625$$

$$k_F > 1,4$$

$$k_F > 1,4$$

### Kontrola dotykové únosnosti boku zubů

směrodatná obvodová síla

$$K_{H\alpha} = 1,5$$

$$F_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot K_1 \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} = \frac{4167}{30} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 = 203 \text{ N mm}^{-1}$$

srovnávací Hertzův tlak

$$Z_E = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_d}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 2,24}{3}} = 0,765$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{Ht}}{D_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E = \quad \begin{array}{l} Z_H = 1,76 \\ Z_M = 272 \end{array}$$

$$= \sqrt{\frac{203}{48} \cdot \frac{2,375+1}{2,375}} \cdot 1,76 \cdot 272 \cdot 0,765 = 355 \text{ MPa}$$

Časová pevnost v dotyku boku zubu

pastorek:

$$\begin{aligned} \sigma_{HD_1} &= \sigma_{HC_1} \cdot Z_{R_1} \cdot K_L = 1460 \cdot 0,95 \cdot 1 = \\ &= 1387 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{array}{l} Z_{R_1,2} = 0,95 \\ K_L = 1 \end{array}$$

kolo

$$\sigma_{HD_2} = \sigma_{HC_2} \cdot Z_{R_2} \cdot K_L = 1340 \cdot 0,95 \cdot 1 = 1273 \text{ MPa}$$

Bezpečnost proti tvorbě pittigů

$$k_{H_1} = \frac{\sigma_{HD_1}}{\sigma_H} = \frac{1337}{355} = 1,622$$

$$k_{H_2} = \frac{\sigma_{HD_2}}{\sigma_H} = \frac{1273}{355} = 1,49$$

$$k_{H_1} > 1,2$$

$$k_{H_2} > 1,2$$

Navržené soukolí vyhovuje kontrole namáhání paty zubu v ohybu i únosnosti boku zubů.

## Pevnostní výpočet ozubených kol - motor předloha

$m = 2$                        $b = 15 \text{ mm}$                        $i = \frac{72}{36} = 2$   
počet zubů:

pastorek:             $z_1 = 36$

kolo:                 $z_2 = 72$

otáčky při jmenovitém zatížení     $n_1 = 132 \text{ min}^{-1}$

Součinitel trvání záběru  $\epsilon_\alpha$

$$e = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) = 108$$

$$r_{a_1} = \frac{1}{2} (z_1 m + 2m) = \frac{1}{2} (36 \cdot 2 + 2 \cdot 2) = 38$$

$$r_{a_2} = \frac{1}{2} (z_2 m + 2m) = \frac{1}{2} (72 \cdot 2 + 2 \cdot 2) = 74$$

$$r_{b_1} = \frac{1}{2} (z_1 m \cos \alpha) = \frac{1}{2} (36 \cdot 2 \cdot \cos 20^\circ) = 33,82$$

$$r_{b_2} = \frac{1}{2} (z_2 m \cos \alpha) = \frac{1}{2} (72 \cdot 2 \cdot \cos 20^\circ) = 67,658$$

$$= \frac{\sqrt{r_a^2 - r_b^2} + \sqrt{r_a^2 - r_b^2} - a \sin \alpha}{\pi \cdot m \cos \alpha} =$$

$$= \frac{\sqrt{38^2 - 33,82^2} + \sqrt{74^2 - 67,66^2} - 108 \sin 20^\circ}{3,14 \cdot 2 \cdot \cos 20^\circ} = 1,73$$

materiál ozubených kol

pastorek            jsou vyrobeny z materiálu  
kolo                12o2o cementováno, kaleno

$$\sigma_{FC_1} = \sigma_{FC_2} = 195 \text{ MPa} \qquad \sigma_{HC_1} = \sigma_{HC_2} = 1340 \text{ MPa}$$

Kontrola únosnosti paty zubu v ohybu

jmenovitá obvodová síla

$$F_t = \frac{2 M_{kT}}{D_1} = \frac{2 \cdot 50}{0,072} = 1389 \text{ N}$$

směrodatná obvodová síla

$$F_{Ft} = \frac{F_t}{b} K_1 \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} =$$

$$= \frac{1339}{15} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,73 = 164,3 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$\begin{aligned} K_1 &= 1 \\ K_v &= 1 \\ K_{F\alpha} &= 1,73 \end{aligned}$$

srovnávací ohybové napětí

pastorek:

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_{Ft}}{m_n} Y_{F_1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta =$$

$$= \frac{164,3}{2} \cdot 2,5 \cdot 0,56 \cdot 1 = 115,36$$

$$Y_{F_1} = 2,5$$

$$Y_{F_2} = 2,25$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,73} = 0,56$$

$$Y_\beta = 1$$

kolo:

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_{Ft}}{m_n} Y_{F_2} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta =$$

$$= \frac{164,3}{2} \cdot 2,25 \cdot 0,56 \cdot 1 = 103,8 \text{ MPa}$$

časová pevnost v ohybu paty zubu

pastorek:

$$\sigma_{FD_1} = \sigma_{FC_1} \cdot Y_{R_1} \cdot Y_S =$$

$$= 195 \cdot 1,07 \cdot 1 = 208,65 \text{ MPa}$$

$$Y_{R_{1,2}} = 1,07$$

kolo:

$$\sigma_{FD_2} = \sigma_{FC_2} \cdot Y_{R_1} \cdot Y_S =$$

$$= 195 \cdot 1,07 \cdot 1 = 208,65 \text{ MPa}$$

bezpečnost proti únavovému lomu

$$k_{F_1} \geq \frac{\sigma_{FD_1}}{\sigma_{F_1}} = \frac{208,65}{115,36} = 1,8$$

$$k_{F_2} \geq \frac{\sigma_{FD_2}}{\sigma_{F_2}} = \frac{208,65}{103,8} = 2,0$$

$$k_F > 1,4$$

$$k_{F'} > 1,4$$

kontrola dotykové únosnosti boku zubů

směrodatná obvodová síla

$$F_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_1 \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} =$$

$$= \frac{1339}{15} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,35 = 171,2 \text{ N mm}^{-1}$$

$$K_{H\alpha} = 1,35$$

srovnávací Hertzův tlak

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,73}{3}} = 0,86$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{Ht}}{D_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot Z_H \cdot Z_m \cdot Z_{\varepsilon} = \begin{matrix} Z_H = 1,76 \\ Z_m = 272 \end{matrix}$$

$$= \sqrt{\frac{171,3}{72} \cdot \frac{2+1}{2}} \cdot 1,76 \cdot 272 \cdot 0,86 =$$

$$= 978,8 \text{ MPa}$$

časová pevnost v dotyku boku zubu  
pastorek  
kolo

$$Z_{R_{1,2}} = 0,95$$

$$K_L = 1$$

$$\sigma_{HD} = \sigma_{HC} \cdot Z_R \cdot K_L =$$

$$= 1340 \cdot 0,95 \cdot 1 = 1273 \text{ MPa}$$

bezpečnost proti tvorbě pittingů

$$k_H \geq \frac{\sigma_{HD}}{\sigma_H} = \frac{1273}{978,8} = 1,3$$

$$k_H > 1,2$$

Navržené soukolí vyhovuje.

Kolo dvojkolí není nutno kontrolovat, neboť je použito materiálu s lepšími vlastnostmi jak v ohybu tak dotyku.

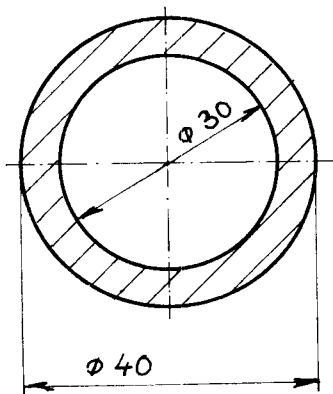
Všechny převody jsou počítané pro ruční mazání tukem s viskozitou  $\nu = 100 + 200 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$

Hodnoty koeficientů:

$K_1; K_V; K_{F\alpha}; q_L; Y_{Fa}; Y_{Fa2}; Y_{\beta}; Y_{Ra}; Y_{R2}; Y_S; K_{H\alpha}; Z_H; Z_m; Z_{R1}; Z_{R2}; K_L;$

jsou určeny v literatuře / 1/

IV.5.1.4. Kontrola dvojkolí.



$$\begin{aligned}\tau_k &= \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k \cdot d}{(D^4 - d^4)} = \\ &= \frac{16 \cdot 100 \cdot 4 \cdot 10^{-6}}{2,14 \cdot 4^4 + 2^4 \cdot 10^{-6}} = \\ &= 11,6 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Materiál dvojkolí 1422o.4

$$\sigma_p = 800 \text{ MPa}$$

$$\tau_c = 0,25 \sigma_p = 0,25 \cdot 800 = 200 \text{ MPa}$$

$$k_\tau = \frac{\tau_c}{\tau_k} = \frac{200}{11,6} = 17,2$$

Průřez mezi oběma koly dvojkolí namáhaný kroučícím momentem vyhovuje danému zatížení.



## IV. 5. 2. V ý p o č e t h y d r a u l i c k é č á s t i .

### IV.5.2.1. Předběžný výpočet pro návržení elektromotoru.

I fáze:

potřebný krouticí moment na hydromotoru

$$l_0 \text{ Nm} \quad \Rightarrow \quad p \approx 2,5 \text{ MPa}$$

Použije se zubový hydrogenerátor U 40 a U 10

s třífázovým asynchronním motorem

čtyřpolovým  $n_s = 1500 \text{ min}^{-1}$

Hydrogenerátor U 40

potřebný výkon

$$\eta_h = 0,93$$

$$P_{40} = \frac{P_{\max} \cdot Q}{60 \cdot \eta_h} = \frac{2,5 \cdot 60}{60 \cdot 0,93} = 2,67 \text{ kW}$$

$$V_g = 40 \text{ cm}^3 = 0,04 \text{ dm}^3$$

$$Q_{40} = n_s V_g = 1500 \cdot 0,04 = 60 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$$

Hydrogenerátor U 10

potřebný výkon

$$\eta_h = 0,92$$

$$P_{10} = \frac{Q \cdot P_{\max}}{60 \cdot \eta_h} = \frac{15 \cdot 2,5}{60 \cdot 0,92} = 0,68 \text{ kW}$$

$$V_g = 10 \text{ cm}^3 = 0,01 \text{ dm}^3$$

$$Q_{10} = n_s V_g = 1500 \cdot 0,01 = 15 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$$

potřebný výkon motoru v první fázi

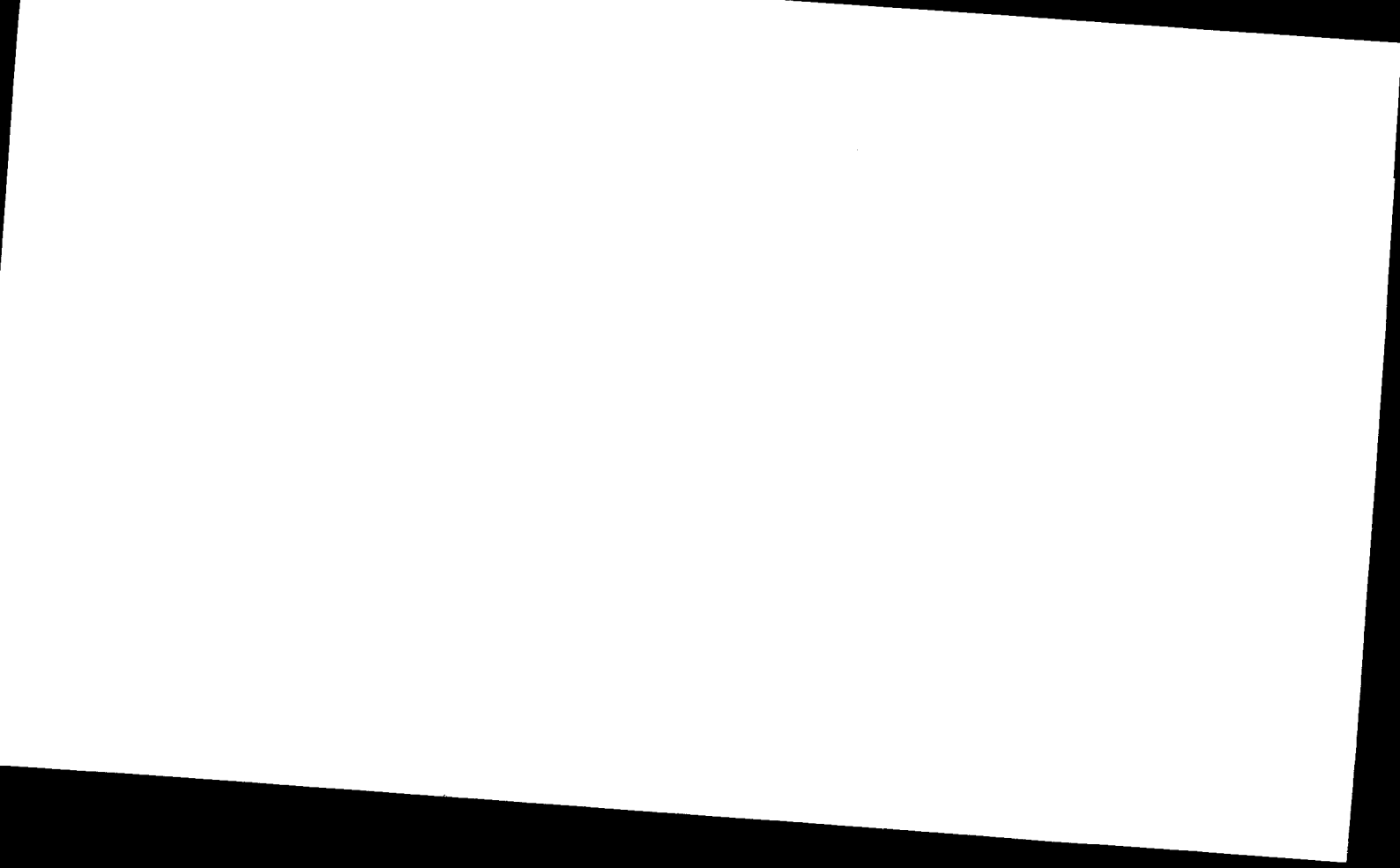
$$P = P_{40} + P_{10} = 2,67 + 0,68 = 3,35 \text{ kW}$$

II fáze

potřebný výkon

$$P_{10} = \frac{Q \cdot P_{\max}}{60 \cdot \eta_h} = \frac{15 \cdot 10}{60 \cdot 0,92} = 2,72 \text{ kW}$$

volený motor musí mít vyšší výkon než 3,35 kW



#### IV.5.2.2. Skutečné otáčky hydromotoru a vřeten utahovací hlavy.

Množství tlakové kapaliny v první fázi utahování

$$Q_c = Q_{10} + Q_{40}$$

$$Q_{10} = V_{g10} \cdot n = 0,01 \cdot 1440 = 14,4 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$$

$$Q_{40} = V_{g40} \cdot n = 0,04 \cdot 1440 = 57,6 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$$

$$Q_c = 14,4 + 57,6 = 72 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$$

Dané množství se rozdělí do obou hydromotorů rovnoměrně.

Množství pro jeden hydromotor  $36 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$

otáčky hydromotoru

$$n_{m_I} = \frac{Q_c}{2 V_g} = \frac{72 \cdot 10^3}{2 \cdot 39,36} = 914,63 \text{ min}^{-1}$$

otáčky vřetene utahovačky v první fázi

$$n_{u_I} = n_{m_I} \cdot \frac{1}{i_c} = 914,63 \cdot \frac{1}{7,75} = 118 \text{ min}^{-1}$$

Množství tlakové kapaliny v druhé fázi utahování

$$Q_{10} = 14,4 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$$

množství pro jeden hydromotor  $7,2 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$

otáčky hydromotoru

$$n_{m_{II}} = \frac{Q_{10}}{2 \cdot V_g} = \frac{14,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 39,36} = 182,93 \text{ min}^{-1}$$

otáčky vřetene utahovačky ve druhé fázi utahování

$$n_{u_{II}} = n_{m_{II}} \cdot \frac{1}{i_c} = 182,93 \cdot \frac{1}{7,75} = 23,6 \text{ min}^{-1}$$

#### IV.6. Popis použitých prvků v hydraulickém obvodu.

##### IV.6.1. Hydromotory.

Axiální pístový hydromotor MRAK 6 se používá v rozsahu tlaků do 10 MPa s možností široké regulace otáček v závislosti na protékajícím množství kapaliny

Zvolený hydromotor MRAK 6 - 40 - 3

Geometrický pracovní objem	$V_g$	=	39,36	cm <sup>3</sup>
Jmenovitý krouticí moment	$M_n$	=	56	Nm
Rozsah otáček	$n$	=	6 + 1800	min <sup>-1</sup>
Jmenovitá jemnost čištění	$\int_{fn}$	=	16	m
Hmotnost bez kapaliny	$m$	=	11,3	kg

##### IV.6.2. Hydrogenerátory

Zubový hydrogenerátor  $U_{40}$  a  $U_{10}$  patří do unifikované řady velikostí hydrogenerátorů vyráběných v JIHOSTROJI Velešín

Základní parametry hydrogenerátoru  $U_{40}$

Jmenovitý geometrický objem  $V_g = 40$  cm<sup>3</sup>

Tlak na výstupu z hydrogenerátoru

jmenovitý 16 MPa  
maximální 19 MPa

Tlak na vstupu do hydrogenerátoru

min. podtlak 0,03 MPa  
max. přetlak 0,05 MPa

Jmenovitá jemnost čištění  $\int_{fn} = 25$  m

Smysl otáčení pravotočivý

Základní parametry hydrogenerátoru U<sub>10</sub>

Jmenovitý geometrický objem	$V_g = 10 \text{ cm}^3$
Tlak na výstupu z hydrogenerátoru	
jmenovitý	16 MPa
maximální	19 MPa
Tlak na vstupu do hydrogenerátoru	
min. podtlak	0,03 MPa
max. přetlak	0,05 MPa
Jmenovitá jemnost čištění	$\int_{fn} = 25 \text{ m}$
Smysl otáčení	pravotočivý

IV.6.3. Elektromotor

Trojfázový asynchronní motor s rotorem nakrátko, zavřený  
AP 112 M - 4

Výkon	$P = 4,0 \text{ kW}$
Otáčky	$n = 1440 \text{ min}^{-1}$
Účinník	$\cos \varphi = 0,83$
Hmotnost	$m = 52,7 \text{ kg}$

IV.6.4. Rozvaděče

Přímočarý šoupátkový rozvaděč

RSE 1 - 103 Y 11 / 220 50 - H - 1

$D_n = 10$        $p_{max} = 16 \text{ MPa}$        $Q_{mex} = 40 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$

maximální přestavný čas 50 ms

mezipoloha



## Miniaturní elektromagnetický rozvaděč

RSE 1 - 042 A 51 / 220 50 - 1 / 04

$D_n = 04$        $p_{max} = 32 \text{ MPa}$        $Q_{max} = 20 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$

mezipoloha



### IV.6.5. Tlakové ventily a relé

#### Tlakový ventil

VP 3 - 06 - 32 - 10 - 06

$D_n = 6$        $p_{max} = 32 \text{ MPa}$        $Q_{max} = 30 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$

čistota oleje - 10  $\mu\text{m}$

#### Tlakový ventil

VP 2 - 10 - 1 / 10

$D_n = 10$        $p_n = 16 \text{ MPa}$        $Q_{max} = 100 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$

Tlakový ventil propojený s miniaturním elektromagnetickým rozvaděčem RSE 1 - 042 A 51 zabezpečuje úplné odlehčení hydrogenerátoru.

#### Jednosměrný ventil

VJ - 1 - 16 - 0,05 - 01

$D_n = 16$        $p_n = 25 \text{ MPa}$        $Q_n = 160 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$

#### Tlakové relé

TR 1 - 10 T - 1

rozsah spínaných tlaků      1 - 10 MPa

### IV.6.6 Hydraulický čistič

FG - 11

$p_{max} = 25 \text{ MPa}$        $Q_{max} = 40 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$

čistící schopnost - jemná vložka - 10  $\mu\text{m}$

Pro tento obvod je nutné připojení dvou filtrů paralelně.

## V. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

### V.1. Kalkulace nákladů

Kalkulace nákladů na pořízení utahovací hlavy, hydraulického zdroje a úpravu stávající válečkové dráhy byla provedena na základě konzultace a odhadu v n. p. LIAZ - 03 Hanychov.

Materiál .....	900
Nákup polotovarů .....	2 800
Mzdové náklady .....	4 800
Nepřímé náklady .....	8 150
Celkové náklady na zařízení	23 650 Kčs

### V.2. Hodnocení řešení

Zadání této úlohy si kladlo za hlavní cíle:

- odstranění fyzické námahy dělníka
- zvýšení přesnosti celé operace
- odstranění hlučného a prašného zařízení
- zvýšení bezpečnosti práce
- zlepšení pracovních podmínek.

Těmto cílům byla tedy plně podřízena konstrukce celého zařízení.

Odstranění fyzické námahy dělníka, znamenalo odstranit dotahování šroubů pomocí ručního momentového klíče. Při značné velikosti kroutícího momentu  $320 + 20$  Nm a při délce momentového klíče, je síla, kterou musí dělník vynaložit asi 350 N.

Tuto sílu musí vynaložit 1x až 3x na jednom šroubu v závislosti na kvalitě pneumatického utahováku a tlaku vzduchu v centrálním rozvodu. Uvedenou sílu není možno vyvinout v celém

rozsahu úhlu pootočení hlavy šroubu a je tedy nutno klíč až dvakrát přestavit.

Fyzickou námahu zvyšuje i fakt, že toto pracoviště vyžaduje práci s olejem a není možné zaručit dokonalé přilnutí pracovní obuvi k podlaze. To vede k jejímu prosmekávání, a tedy nutnosti vyvinutí síly potřebné k utažení šroubu „rázem“ celého těla. Vysmeknutí klíče z hlavy šroubu by pak znamenalo úraz pracovníka.

Využitím navrhaného zařízení se námaha spojená s utažením šroubu redukuje na sílu potřebnou k přestavení utahovací hlavy pohybující se na valivém uložení. Tím úplně vymizí možnost úrazu jak podsmeknutím pracovníka v důsledku značné síly, tak vysmeknutím klíče. Uchycení utahovací hlavy pak zaručuje plné zachycení utahovacího momentu v rámu válečkové dráhy.

Použitím hydraulického pohonu bylo docíleno klidného a plynulého chodu vřeten až po dosažení maximálního předepsaného kroutícího momentu, což má za následek eliminaci statického zvýšení koeficientu tření v závitech a stykových plochách utahovaného víka ložiska klikového hřídele a šroubu. Při použití snímače s dostatečnou přesností pak zařízení plně zajišťuje předepsanou kvalitu dotahovaných spojů.

Zanedbatelné není ani snížení hlučnosti a odstranění vibrací přenášených na pracovníka držícího pneumatický utahovák. Tyto faktory příznivě ovlivňují pracovní pohodu a vyčerpání pracovníka.

V neposlední řadě je snížení prašnosti, která má přímý vliv nejen na člověka, ale i na kvalitu samotného kluzného uložení klikového hřídele v bloku motoru.



Přestože není možné vypočítat dobu návratnosti zařízení, a to vlastně jen z důvodu, že neumíme finančně vyjádřit lidskou námahu a vyčerpání v pracovním procesu, jeví se investice

23 660 Kčs tohoto druhu jako užitečná, progresivní a platná ve výrobním procesu.

## VI. ZÁVĚR

Při řešení úkolu stanoveného v zadání diplomové práce, jsem vycházel z rozboru stávající situace / viz kap II./. Na základě studia dostupných materiálů a po konzultacích v n.p. LIAZ a na VŠST / viz kap. III./, jsem dospěl k návrhu dvouřetenové utahovací hlavy, která dle mého názoru nejlépe vyhovuje vzhledem k uspořádání utahovaných šroubů / viz kap. VI.1 /. Pro pohon hlavy byl pro své nesporné přednosti, jako tichý chod, plynulé regulace krouticího momentu a pod., zvolen hydraulický obvod dle uspořádání znázorněného na obr. IV.4.

Kontrola správnosti dotažení šroubového spoje je zajištěna pomocí indukčního snímače s malou vzduchovou mezerou.

Dále bylo vyřešeno celkové uspořádání pracovního místa / viz výkresovou přílohu č. 0 - KOM - OS - 062 - 01 / a konstrukčně zpracována mechanická část převodové soustavy / viz výkresovou přílohu č. 0 - KOM - OS - 062 - 02 / na základě výpočtu uvedeného v kap. IV.5. Popis jednotlivých hydraulických prvků je uveden v kap. IV.6.

Přínos celého řešení spočívá především ve výrazném zlepšení pracovních podmínek. Zařízení odstraňuje fyzicky namáhavou operaci, snižuje nebezpečí úrazu a v neposlední řadě odstraňuje i nepříjemnou hlučnost a prašnost.

Pro vlastní operaci přináší zpřesnění dotažení šroubového spoje i zvýšení kvality uložení hřídele v důsledku nižší prašnosti okolí.

Mimo to je výhodou navrženého konstrukčního řešení i snadná možnost doplnění celého zařízení podle potřeby dalšími snímači popřípadě prvky modifikujícími jeho funkci.

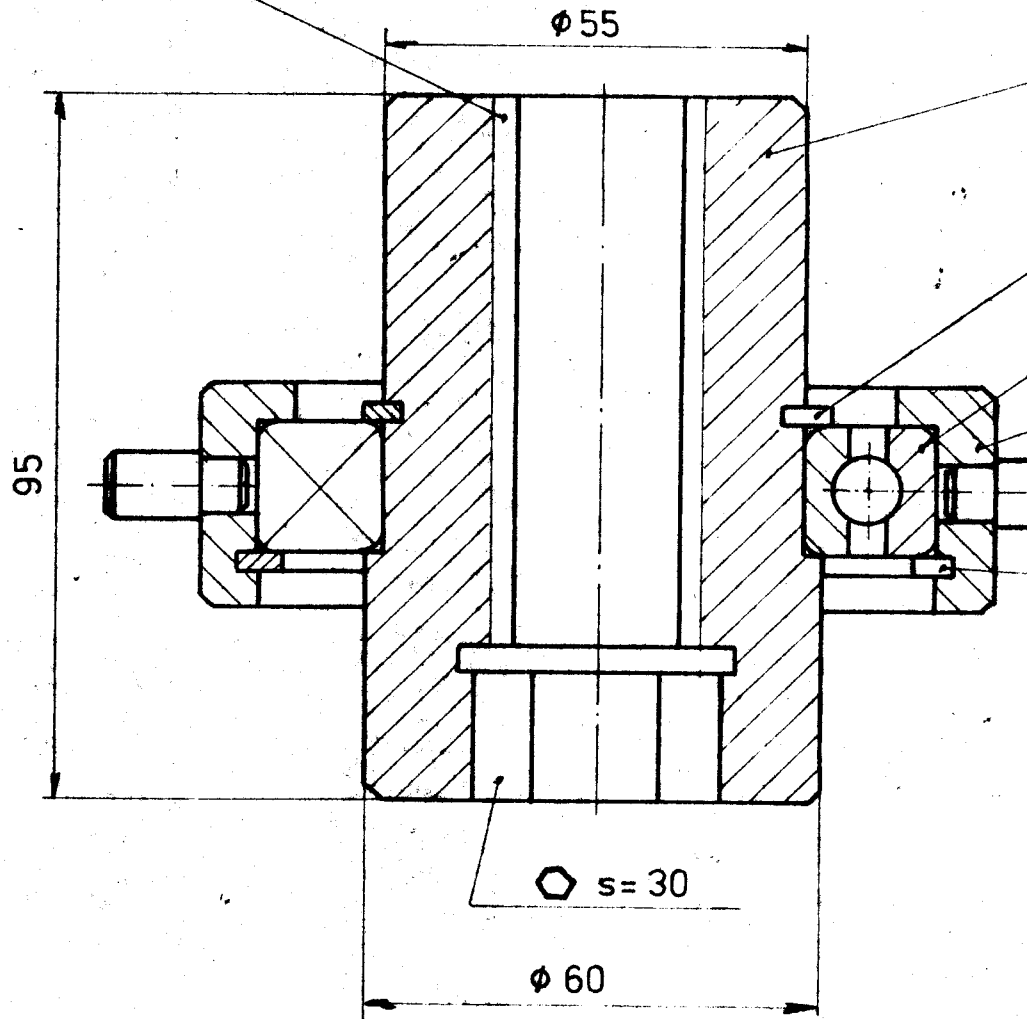
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.

- / 1 / VÁVRA Pavel a kolektiv: Strojnické tabulky pro SPŠ  
strojnické. 1.vyd. Praha 1933
- / 2 / KVAPILOVÁ J., MEVALD J., PRÁŠIL L., STŘÍŽ B.: Příručka  
z tvarové pevnosti. 1.vyd. VŠST Liberec 1976
- / 3 / BOHÁČEK František a kolektiv: Části a mechanismy strojů I,  
zásady konstruování spoje. 1.vyd. VUT Brno 1981
- / 4 / ZEHNULA Karel: Snímače neelektrických veličin.  
1.vyd. SNTL Praha 1963
- / 5 / POSPÍŠIL František: Závitová a šroubová spojení.  
1.vyd. SNTL Praha 1967
- / 6 / BOHÁČEK František a kolektiv: Části a mechanismy strojů III,  
převody. 1.vyd. VUT Brno 1982
- / 7 / CMÍRALOVÁ Alena: Snímač kroutícího momentu. Diplomová  
práce VŠST Liberec 1983
- / 8 / ČSN 01 4636
- / 9 / Prospekty hydraulických prvků. TOS n.p. Rakovník  
Hydraulika Vrchlabí.
- / 10 / Výkresová dokumentace a technologické podklady n.p. LIAZ  
závod 03 Hanychov

Na závěr bych chtěl touto cestou poděkovat  
Doc.Ing.Vojtěchu Drábovi, CSc , vedoucímu diplomové práce  
a Ing. Josefovi Hosenseidlovi konsultantovi za cenné podněty  
které jsem využil při zpracování tématu.

Dále bych chtěl poděkovatí pracovníkům národního podniku  
Liberecké automobilové závody, závod 03, Liberec - Hanychov,  
kteří mi umožnili seznámení s problematikou na pracovišti  
montáže motorů.

$d-6 \times 23 \frac{H7}{f7} \times 28 \frac{H12}{a11} \times 6 \frac{D9}{f8}$



1

4

5

2

3

6

1	KROUŽEK $\phi$ 90	ČSN 022931							6
1	LOŽISKO 6011	ČSN 024633							5
1	KROUŽEK $\phi$ 50	ČSN 022930							4
2	ČEP $\phi$ 10 - 20	ČSN 425510.1		11 600	001				3
1	TĚLESO	ČSN 425510.1		11 500	001				2
1	KLÍČ	ČSN 425510.1	15 260.6	15 260.3	001				1
	<b>Název - Rozměr</b>	<b>Polohová</b>	<b>Mat. kotební</b>	<b>Mat. výchozí</b>	<b>Třída odp.</b>	<b>Č. váha</b>	<b>Hr. váhu</b>	<b>Číslo výkresu</b>	<b>Pos.</b>

Poznámka

Celková čistá váha v kg

<b>Měřítko</b>	<b>Kreslí</b> HUNĚK J.	<b>Čís. sním.</b>	
<b>1:1</b>	<b>Prozradil</b>		
	<b>Název rol</b>	<b>Č. transp.</b>	
	<b>Výr. provedení</b>	<b>číslo</b>	
	<b>lona</b>		

Starý výkres

Nový výkres

VŠST  
LIBEREC

Typ  
Název  
**NÁSTAVEC**

**3-KOM-OS-062-03**

Počet listů

Počet kusů	Název - rozměr	Polotovary	Mat. konečný	Mat. výchozí	Třída odp.	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	VÍKO P. 7	ČSN 42 5310.33	11 373		001				1
1	TĚLESO	SVARENEC							2
1	OZUBENÉ KOLO φ 160 - 20	ČSN 42 5516	12 020.4	12 020.1	007				3
2	PASTOREK φ 80 - 40	ČSN 42 5516	12 020.4	12 020.1	007				4
2	PERO 8e7 x 7 x 30	ČSN 02 2562							5
1	KROUŽEK φ 38 - 5	ČSN 42 8511	42 3184						6
1	DVOUKOLÍ φ 160 - 60	ČSN 42 5516	14 220.4	14 220.1	021				7
1	PŘEDLOHA φ 35 - 170	ČSN 42 5516	14 220.4	14 220.1	021				8
1	POUZDRO φ 35 - 60	ČSN 42 8511	42 3184						9
1	PASTOREK φ 60 - 35	ČSN 42 5516	14 220.4	14 220.1	021				10
1	KROUŽEK φ 38 - 3	ČSN 42 8511	42 3184						11
1	ROZPORNÁ TRUBKA TR φ 35 x 5 ± 10	ČSN 42 5715	10 004		001				12
1	PŘÍRUBA φ 110 - 40	ČSN 42 5510	11 500		001				13
2	LIŠTA φ 25 x 20 - 390	ČSN 42 5522	12 020.4	12 020.1	007				14
2	PŘÍRUBA φ 100 - 30	ČSN 42 5510	11 500		001				15
1	HŘÍDEL φ 40 - 280	ČSN 42 5510	11 523.1	11 523.0	001				16
1	ROZPĚRNÁ TRUBKA TR φ 44,5 x 5-35	ČSN 42 5715	10 004		001				17
2	OZUBENÉ KOLO φ 200 - 35	ČSN 42 5516	12 020.4	12 020.1	007				18
1	HŘÍDEL φ 40 - 280	ČSN 42 5510	11 523.1	11 523.0	001				19
2	PŘÍRUBA φ 90 - 25	ČSN 42 5510	11 500		001				20

Měřitko 1:1	Kreslil <u>HUNĚK. J.</u>	Schválil Dne	Čís. sním. Č. transp.	Změna	Datum	Podpis	Index změny	x
	Přezkoušel							x
	Norm. ref.							x
	Výr. projednal							x
V Š S T LIBEREC		Typ Název U T A H O V A C Í H L A V A		Starý výkres Nový výkres 0 - KOM - OS - 062 ± 02		Počet listů 4		List 2





Počet kusů	Název - rozměr	Polotovary	Mat. konečný	Mat. výchozí	Třída odp.	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	PŘÍRUBA Ø 90 - 25	ČSN 42 5510	11 500		001				21
1	LOŽISKO 6204 2Z	ČSN 02 4630							22
19	ŠROUB M6 x 15	ČSN 02 1103							23
19	PODLOŽKA 6	ČSN 02 1740							24
1	KROUŽEK 20	ČSN 02 2930							25
2	HYDROMOTOR	MRAK 6440-3							26
2	ŠROUB M6 x 10	ČSN 02 1185							27
1	KROUŽEK 60	ČSN 02 2931							28
1	LOŽISKO 6305 2Z	ČSN 02 4630							29
1	KROUŽEK 25	ČSN 02 2930							30
2	LOŽISKO 6004 2Z	ČSN 02 4630							31
1	KROUŽEK 38	ČSN 02 2930							32
2	LOŽISKO 6006 2Z	ČSN 02 4630							33
4	ŠROUB M8 x 20	ČSN 02 1103							34
4	PODLOŽKA 8	ČSN 02 1740							35
6	KOLÍK 4 x 15	ČSN 02 2153							36
2	KOLÍK 6 x 20	ČSN 02 2150							37
8	ŠROUB M10 x 1,25 x 30	ČSN 02 1143							38
8	PODLOŽKA 10	ČSN 02 1740							39

Měřítka 1:1	Kreslil HUNĚK J.	Čís. sním.	Změna	Datum	Podpis	Index změny	x
	Přezkoušel						x
	Norm. ref.						x
	Výr. projednal						x
	Schválil	Č. transp.					x
	Dne						x

VŠST LIBEREC	Typ	Skupina	Starý výkres	Nový výkres
	Název UTAAHOVACÍ HLAVA		0 - KOM - OS - 062 - 02	3
			Počet listů 4	List