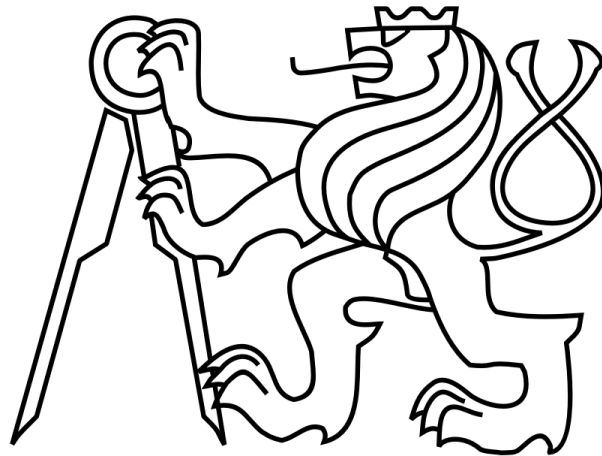


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Diplomová práce

**Návrh mechanicky naháněné vysokomomentové  
vřetenové hlavy s indexovaným natáčením v ose C**

## Zadání

**Popis tématu:** Návrh mechanicky naháněné vysokomomentové vřetenové hlavy s indexovaným natáčením v ose C. Návrh pohonů, uložení a indexování osy C. Návrh vřetena v hlavě, včetně náhonu s vloženým interním převodem 1:2. Výpočtová kontrola převodů, trvanlivosti ložisek a nosného tělesa hlavy.

**Osnova práce:** Návrh dvou variant mechanicky naháněné vysokomomentové hlavy s vnitřním převodem 1:2 s natáčením v ose C - indexované po  $2,5^\circ$ . Návrh pohonu a převodů.

Parametry: krouticí moment **5000 Nm**; otáčky **0 - 3000 ot/min**; nástrojové rozhraní - ISO50

Výpočty: převodů; trvanlivost ložisek; výpočtová kontrola tuhosti nosného tělesa hlavy

Rozsah grafické části: výkres sestavy; návrhový výkres vysokomomentové hlavy; výrobní výkres dvou vybraných dílů;

Rozsah textové části 60 - 80 stran

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 6. července 2018

.....

podpis

## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Miroslavu Ondráčkovi i konzultantovi Ing. Petru Kolářovi, za podklady, rady a čas, který mi věnovali při přípravě této diplomové práce. Také bych rád poděkoval svým rodičům za podporu, kterou mi projevovali během celého studia a to jak morální, tak i finanční.

## Anotace

<b>Autor:</b>	Petr Falek
<b>Název DP:</b>	Konstrukce mechanicky naháněné vysokomomentové hlavy s indexováním natáčením v ose C
<b>Rozsah práce:</b>	67 stran
<b>Akad. rok vyhotovení:</b>	2017/2018
<b>Univerzita:</b>	České vysoké učení technické v Praze - Fakulta strojní
<b>Ústav:</b>	Ústav výrobních strojů a zařízení
<b>Vedoucí DP:</b>	Ing. Miroslav Ondráček, Ph. D.
<b>Konzultant:</b>	Ing. Petr Kolář, Ph. D.
<b>Zadavatel tématu:</b>	Ústav výrobních strojů a zařízení
<b>Využití:</b>	Zvýšení točivého momentu a zlepšení kinematických vlastností stroje pomocí výměnné hlavy s vnitřním převodem a natáčením v ose C.
<b>Klíčová slova:</b>	výměnná hlava, zvýšení točivého momentu, vnitřní převod 1:2, natáčení v ose C, indexace po 2,5°;
<b>Anotace:</b>	Návrh výměnné frézovací hlavy s vnitřním převodem a natáčením kolem osy C. Za účelem zvýšení točivého momentu a zlepšení kinematických vlastností. Rozsah otáček 0 - 3000 /min. Maximální točivý moment 5000 Nm.

## Annotation

<b>Author:</b>	Petr Falek
<b>Title of master's thesis:</b>	Design of Mechanically-Driven High-Moment Head with C-Axis Indexing
<b>Range:</b>	67 page
<b>Academic year:</b>	2018/2019
<b>University:</b>	Czech Technical University in Prague - Faculty of Mechanical Engineering
<b>Department:</b>	Ú12135 - Department of Production machines and Equipment
<b>Supervisor:</b>	Ing. Miroslav Ondráček, Ph. D.
<b>Consultant:</b>	Ing. Petr Kolář, Ph. D.
<b>Submitter of the theme:</b>	Ú12135 - Department of Production machines and Equipment
<b>Application:</b>	Increasing of the torsion moment and improving of kinematic features of the machine with assistance of the Mechanically-Driven High-Moment Head with C-Axis Indexing.
<b>Key words:</b>	interchangeable heat, torque boost, 1:2 internal gearing, C axis, indexing 2,5°
<b>Annotation:</b>	The design of Mechanically-Driven High-Moment Head with C-Axis Indexing. Due to the increase of torision moment and improve kinematic features. The range of the speed 0-3000 rpm. Maximal torision moment 5000 Nm.

## Obsah

Zadání .....	2
Prohlášení.....	3
Poděkování.....	4
Anotace .....	5
Annotation.....	6
Použité jednotky a zkratky .....	9
1. Úvod.....	13
2. Cíl práce .....	14
3. Rešerše .....	15
1.1 Problematika výměnných vřetenových hlav .....	15
1.1.1 Příklady blízkých řešení .....	15
1.1.2 Využití natáčení hlavy v ose C.....	16
1.2 Připojovací rozhraní vřetenových hlav .....	18
1.2.1 Použití hirthova ozubení (otočný stůl) .....	19
1.2.2 Hirthovo ozubení.....	19
1.2.3 Natáčecí mechanismus a použití hirthovy spojky .....	20
1.3 Ložiska.....	21
1.3.1 Základní kritéria volby ložisek.....	21
1.3.2 Typy ložisek .....	22
1.3.3 Uspořádání .....	22
1.3.4 Mazání.....	24
1.3.5 Těsnění .....	25
1.3.6 Únosnost a trvanlivost.....	27
4. Vlastní řešení.....	29
1.4 Návrh celkového vnitřního uspořádání hlavy .....	29
1.5 Návrh integrované hlavové převodovky "převodovka <sub>h</sub> " .....	30
1.5.1 Volba materiálu.....	30
1.5.2 Vliv modulu na velikost soukolí .....	31
1.5.3 Návrh ozubení dle ČSN 01 4686.....	31
1.5.4 Silové účinky na ozubení .....	33
1.6 Volba pohonu a motorové převodovky .....	34
1.7 Předpokládané provozní režimy.....	35
1.7.1 Provozní režim $\alpha$ -alfa .....	35

1.7.2	Provozní režim $\beta$ -beta .....	35
1.7.3	Provozní režim $\gamma$ -gama.....	35
1.7.4	Výpočet středních otáček a silových působení .....	37
1.8	Předvýpočtová představa o uložení ložisek .....	39
1.9	Výpočty reakčních sil v místě ložisek.....	40
1.9.1	Jednotlivé režimy .....	41
1.9.2	Celkové namáhání a životnost ložisek .....	47
1.10	Definitivní stanovení velikostí, počtu a pozic ložisek.....	47
1.11	Návrh těsnění a mazání ložisek.....	48
1.11.1	Těsnění .....	48
1.11.2	Mazání.....	48
1.12	Výpočet kombinovaného namáhání hřídelí na krut a ohyb.....	49
1.13	Návrh drážkování uložení kol .....	52
1.13.1	Volba drážkování .....	52
1.13.2	Výpočet drážkování stříh, otlačení.....	53
1.14	Natáčecí mechanismus .....	54
1.14.1	Variety natáčecího mechanismu.....	54
1.14.2	Návrh způsobu uvolnění, otáčení a zpevnění hlavy .....	57
1.14.3	Volba hirthova ozubení .....	58
1.14.4	Návrh hydraulického válce .....	60
1.15	Návrh tělesa hlavy.....	61
1.15.1	Tvarové varianty .....	61
1.15.2	Tuhost tělesa hlavy.....	62
5.	Závěr .....	64
	Citovaná literatura.....	65
	Použité programy .....	66
	Seznam příloh .....	67



## Použité jednotky a zkratky

zkratka	název	jednotka
$\alpha$	normálový úhel záběru kol	°
$\alpha_t$	tečný úhel záběru kol	°
$A_x$	reakční síla ve směru osy X v předním ložisku A	N
$A_y$	reakční síla ve směru osy Y v předním ložisku A	N
$A_z$	reakční síla ve směru osy Z v předním ložisku A	N
$\beta$	úhel sklonu zubů	°
b	šířka ozubení	mm
$B_{hl}$	šířka zubu hřídele I	mm
$B_{hII}$	šířka zubu hřídele II	mm
$B_x$	reakční síla ve směru osy X v zadním ložisku B	N
$B_y$	reakční síla ve směru osy Y v zadním ložisku B	N
C	zákl. dynamická únosnost	kN
$C_o$	zákl. statická únosnost	kN
$C_x$	reakční síla ve směru osy X v předním ložisku C	N
$C_y$	reakční síla ve směru osy Y v předním ložisku C	N
$C_z$	reakční síla ve směru osy Z v předním ložisku C	N
d	vnitřní průměr	mm
D	vnější průměr	mm
$d_{lmin}$	min průměr hřídele I	m/mm
$d_I$	průměr hřídele I	m
$d_1$	roztečný průměr kola 1	mm
$d_{1'}$	výpočtový průměr kola 1	mm
$d_{limin}$	min průměr hřídele II	m
$d_{II}$	průměr hřídele II	m
$d_2$	roztečný průměr kola 2	mm
$d_{II}$	vnitřní průměr hřídele II	mm
$D_{II}$	vnější průměr hřídele II	mm
$d_{a1}$	hlavový průměr kola 1	mm
$d_{a2}$	hlavový průměr kola 2	mm
$d_{b1}$	velikost základní kružnice 1	mm
$d_{b2}$	velikost základní kružnice 2	mm
$d_{f1}$	patní průměr kola 1	mm
$d_{f2}$	patní průměr kola 2	mm
$d_{hI}$	malý průměr drážkování hřídele I	mm
$D_{hI}$	velký průměr drážkování hřídele I	mm
$D_{h1}$	velký průměr hirthova ozubení č. 1	mm
$d_{h1}$	malý průměr hirthova ozubení č. 1	mm
$d_{hII}$	malý průměr drážkování hřídele II	mm
$D_{hII}$	velký průměr drážkování hřídele II	mm
$D_{h2}$	velký průměr hirthova ozubení č. 2	mm
$d_{h2}$	malý průměr hirthova ozubení č. 2	mm
$D_{sl}$	střední průměr drážkového profilu hřídele I	mm
$D_{sII}$	střední průměr drážkového profilu hřídele II	mm
$D_x$	reakční síla ve směru osy X v zadním ložisku D	N

## Použité jednotky a zkratky

$D_y$	reakční síla ve směru osy Y v zadním ložisku D	N
$F_{a1}$	Axiální síla na kole 1	N
$F_{a2}$	Axiální síla na kole 2	N
$F_{ah1}$	minimální axiální síla na hirthovo ozubení č.1	N
$F_{AH1}$	potřebná síla axiální síla na hirthovo ozubení č.1	kN
$F_{ah2}$	minimální axiální síla na hirthovo ozubení č.2	N
$F_{AH2}$	potřebná síla axiální síla na hirthovo ozubení č.2	kN
$F_{dhI}$	síla působící na drážkování hřídele I	N
$F_{dhII}$	síla působící na drážkování hřídele II	N
$F_{K1}$	výslednice radiálních sil v místě kola 1	kN
$F_{K2}$	výslednice radiálních sil v místě kola 2	kN
$F_N$	výslednice radiálních sil na nástroji	kN
$F_{n1}$	Normálová síla na kole 1	N
$F_{n2}$	Normálová síla na kole 2	N
$F_{r1}$	Radiální síla na kole 1	N
$F_{r2}$	Radiální síla na kole 2	N
$F_{SI}$	střední síla na nástroji	N
$F_{t1}$	Obvodová síla na kole 1	N
$F_{t2}$	Obvodová síla na kole 2	N
$F_{uh1}$	radiální síla působící na hirthovo ozubení č.1	N
$F_{uh2}$	radiální síla působící na hirthovo ozubení č.2	N
$h$	výška zubu	mm
$h_a$	hlava zubu	mm
$h_f$	pata zubu	mm
$h_{hI}$	výška zubu drážkování hřídele I	mm
$h_{hII}$	výška zubu drážkování hřídele II	mm
$i_i$	převodový poměr	-
$N_{h1}$	počet drážek na hřídeli I	-
$N_{h2}$	počet drážek na hřídeli II	-
$K$	korekční součinitel	-
$K_{1n}$	výslednice sil na kole 1	N
$K_{1x}$	síla na kole 1 směr X	N
$K_{1y}$	síla na kole 1 směr Y	N
$K_{1z}$	síla na kole 1 směr Z	N
$K_{2n}$	výslednice sil na kole 2	N
$K_{2x}$	síla na kole 2 směr X	N
$K_{2y}$	síla na kole 2 směr Y	N
$K_{2z}$	síla na kole 2 směr Z	N
$K_{dhI}$	bezpečnost drážek hřídele I	-
$K_{dhII}$	bezpečnost drážek hřídele II	-
$K_b$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po sířce	-
$k_{kI}$	bezpečnost v krutu I	-
$k_{kII}$	bezpečnost v krutu II	-
$k_{oI}$	bezpečnost v ohybu I	-
$k_{oII}$	bezpečnost v ohybu II	-
$k_{redI}$	redukovaná bezpečnost I	-
$k_{redII}$	redukovaná bezpečnost II	-
$l_{hI}$	délka drážkování hřídele I	mm

## Použité jednotky a zkratky

$l_{hII}$	délka drážkování hřídele II	mm
$L_{hA}$	hodinová životnost ložiska A	hod
$L_{hB}$	hodinová životnost ložiska B	hod
$L_{hC}$	hodinová životnost ložiska C	hod
$L_{hD}$	hodinová životnost ložiska D	hod
$\mu_M$	účinnost převodovky na motoru	%
$\mu_H$	účinnost převodovky v hlavě	%
$m$	modul	mm
$M_{h1}$	moment působící na hirthovo ozubení č. 1	Nm
$M_{h2}$	moment působící na hirthovo ozubení č. 1	Nm
$Mk_0$	kroucí moment na motoru	Nm
$Mk_I$	kroucí moment na hřídeli I	Nm
$Mk_{II}$	kroucí moment na hřídeli II	Nm
$Mk_{in}$	kroucí moment na vstupním drážkování	Nm
$Mk_{SI}$	střední kroucí moment na hřídeli I	Nm
$Mk_{SII}$	střední kroucí moment na hřídeli II	Nm
$m_n$	normální modul	mm
$m_{nd'}$	normální modul dotykový	mm
$m_{no'}$	normální modul ohybový	mm
$Mo_I$	ohybový moment na hřídeli I	Nmm
$Mo_{II}$	ohybový moment na hřídeli II	Nmm
$Mo_z$	ohybový moment zubu	Nm
$m_t$	modul pro šikmé zuby	mm
$n$	otáčky	ot/min
$n_0$	otáčky motoru	ot/min
$n_I$	otáčky hřídele I	ot/min
$n_{II}$	otáčky hřídele II	ot/min
$n_{SI}$	střední rychlost otáčení hřídele I	ot/min
$n_{SII}$	střední rychlost otáčení hřídele II	ot/min
$N_x$	obvodová síla na nástroji	N
$N_y$	radiální síla na nástroji	N
$N_z$	axiální síla na nástroji	N
$o$	vzdálenost od nástroje k přednímu ložisku	mm
$\pi$	Ludolfovo číslo	-
$p$	vzdálenost od předního ložiska ke kolu 2	mm
$P_A$	ekvivalentní zatížení ložiska A	kN
$P_B$	ekvivalentní zatížení ložiska B	kN
$P_C$	ekvivalentní zatížení ložiska C	kN
$P_D$	ekvivalentní zatížení ložiska D	kN
$p_{dD}$	dovolené napětí v drážkování	MPa
$p_{dhI}$	napětí na drážkování hřídele I	MPa
$p_{dhII}$	napětí na drážkování hřídele II	MPa
$p$	exponent trvanlivosti	-
$P_s$	střední výkon pohonu	kW
$P_u$	mezní únavové zatížení	kN
$p_v$	exponent trvanlivosti	-
$q$	vzdálenost středů kol	mm
$\theta$	procentuální časové zastoupení	%

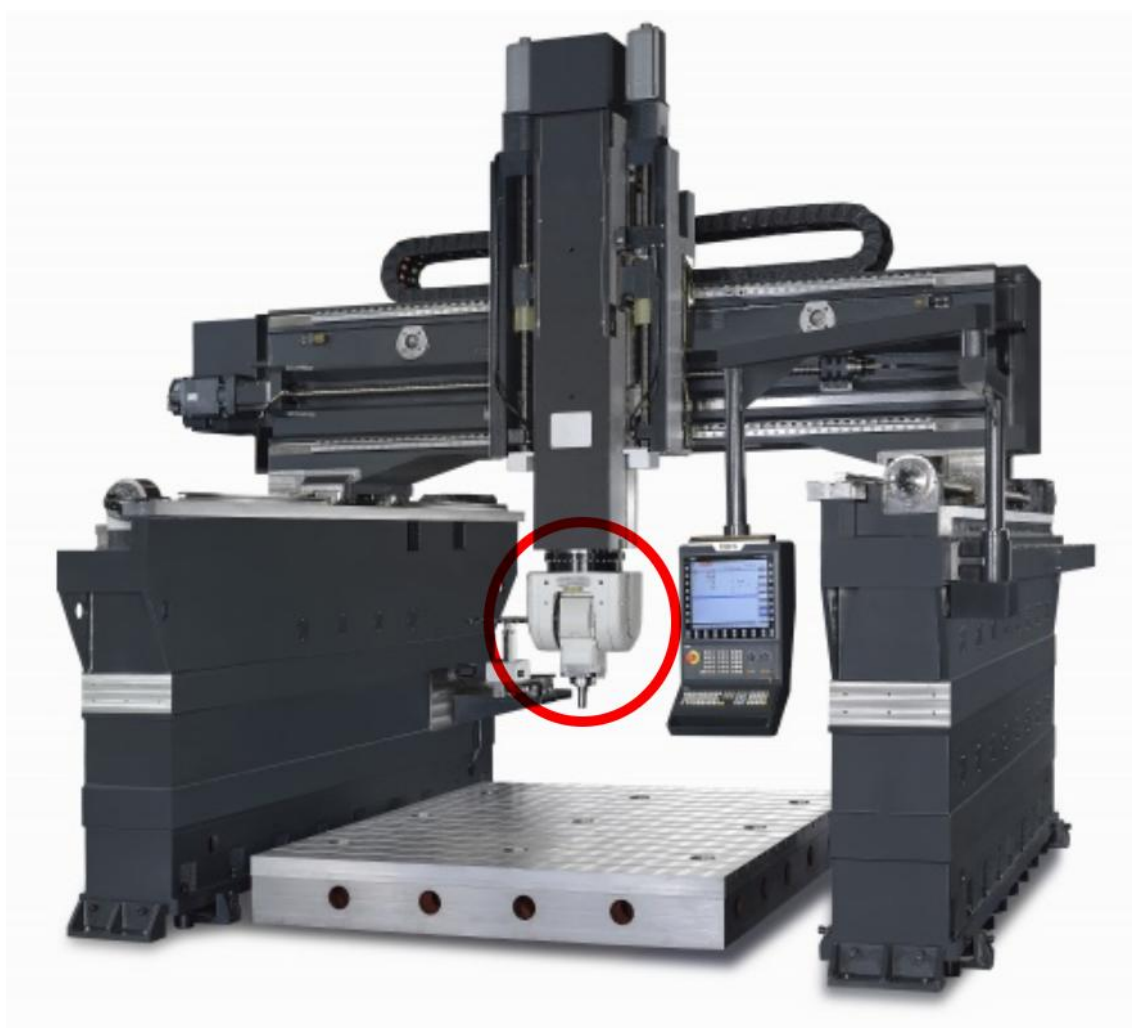
## Použité jednotky a zkratky

$g$	vzdálenost od kola 2 k zadnímu lož.	mm
$g_k$	korigovaná vzdálenost středů	mm
$R_1$	poloměr kola 1	mm
$R_2$	poloměr kola 2	mm
$R_A$	reakce v předním ložisku A	kN
$R_B$	reakce v zadním ložisku B	kN
$R_C$	reakce v předním ložisku C	kN
$R_D$	reakce v zadním ložisku D	kN
$r_{in}$	průměr drážkování na vstupu	mm
$R_N$	poloměr nástroje	m
$s$	tloušťka zubu na roztečném průměru	mm
$\sigma_{limb}$	mez únavy v ohybu	MPa
$S_{hl}$	plocha styku drážek hřídele I	mm <sup>2</sup>
$S_{hII}$	plocha styku drážek hřídele II	mm <sup>2</sup>
$\sigma_{lim}$	mez únavy v dotyku	MPa
$\sigma_{ol}$	ohybové napětí na hřídeli I	MPa
$\sigma_{ol}$	ohybové napětí na hřídeli II	MPa
$\sigma_{od}$	dovolené napětí v ohybu	MPa
$\sigma_{redI}$	redukované napětí na hřídeli I	Mpa
$\sigma_{redII}$	redukované napětí na hřídeli II	Mpa
$\sigma_{redd}$	dovolené redukované napětí	MPa
$\tau_I$	napětí v krutu hřídele I	Mpa
$\tau_{II}$	napětí v krutu hřídele II	Mpa
$\tau_d$	dovolené napětí v krutu	MPa
$u$	vzdálenost od předního ložiska ke kolu 1	mm
$v$	vzdálenost od kola 1 k zadnímu lož.	mm
VHV	tvrdost boku zubu	MPa
$w$	vzdálenost od zadního ložiska k vstupnímu drážkování	mm
$W_{kI}$	modul pružnosti v krutu hřídele I	mm <sup>3</sup>
$W_{kII}$	modul pružnosti v krutu hřídele II	mm <sup>3</sup>
$W_{oI}$	modul pružnosti v ohybu hřídele I	mm <sup>3</sup>
$W_{oII}$	modul pružnosti v ohybu hřídele II	mm <sup>3</sup>
$\psi_m$	poměrná šířka ozubení	-
$Z_1$	počet zubů kola 1	-
$Z_2$	počet zubů kola 2	-

## 1. Úvod

Tato diplomová práce je věnována návrhu vysokomomentové frézovací hlavy. Výměnné vřetenové hlavy výrazně rozšiřují technologické i kinematické možnosti stroje. Ze zadaných parametrů lze usuzovat budoucí využití hlavy. Velikost maximálního točivého momentu (5000 [Nm]) naznačuje, že půjde o velký stroj, patrně portálové obráběcí centrum. Převod do pomala je zřejmě za účelem vyšší tuhosti požadován mechanický. Také je zadáno indexované natáčení v ose C po  $2,5^\circ$ . U klasické přímé hlavy by takové natáčení nemělo velké využití, zadání zřejmě předpokládá, že vnitřní převod svou konstrukcí povede na vyosení výstupní hřídele oproti hřídeli vstupní.

Na obrázku (obr. 1) je zobrazen typický představitel portálové frézky (horní gantry).



obr. 1) Ilustrační obrázek velkého obráběcího centra (horní gantry). Červeně zvýrazněna je stěžejní část diplomové práce, totiž výměnná vřetenová hlava.

(7)

## 2. Cíl práce

Výsledkem této práce by měl být návrh výměnné frézovací hlavy s následujícími parametry:

Maximální točivý moment na výstupu:	<b>5000</b> [Nm]
Rozsah otáček na výstupu:	0 - <b>3000</b> [ot/min]
vnitřní mechanický převod:	<b>1:2</b>
Provozní režimy:	" <b>hrubování</b> ", 60%, průměr nástroje 320 [mm] " <b>frézování</b> ", 30%, průměr nástroje 250 [mm] " <b>jemné frézování</b> ", 10%, průměr nástroje 100 [mm]
Natáčení osy C:	indexace po <b>2,5°</b>
Připojovací rozhraní hlavy:	viz příloha (p. 1)
Nástrojové rozhraní:	<b>ISO 50</b>

První část bude sledovat realizovaná provedení výměnných hlav jiných firem se zaměřením na hlavy podobných parametrů jako v zadání. Důležité je i seznámení se s funkcí připojovacího rozhraní výměnných hlav a provedení indexovaného natáčení. Závěr rešerše bude zaměřen na problematiku ložisek, jejich těsnění apod.

Následovat bude konstrukční část opírající se, kromě podkladů z rešerše, hlavně o řadu výpočtů (přenos točivého momentu, namáhání hřídelí, únosnost a trvanlivost ložisek, tuhost konstrukce aj.). Na základě těchto výpočtů budou určeny přesné rozměry 3D modelu. Dle zadání pak budou z modelu získány potřebné výstupy: Sestavný a návrhový výkres celé hlavy a výrobní výkres předlohové (vstupní) a nástrojové (výstupní) hřídele.

### 3. Rešerše

Samotnému návrhu vřetenové hlavy předchází seznámení se s problematikou. v úvodu jsou uvedeny příklady frézovacích hlav s parametry blízkými zadání. Dále jsou přiblíženy vybrané konstrukční uzly a způsob jejich realizace. Na příklad fungování typických připojovacích rozhraní výměnných vřetenových hlav a způsob použití hirthova ozubení pro přesné polohování. Závěrečná část je zaměřena na problematiku navrhování a dimenzování přesných vřetenových ložisek.

#### 1.1 Problematika výměnných vřetenových hlav

Pro zvýšení technologické variability se často využívá výměnných vřetenových hlav. Hlavy mohou být pevné, zvyšující vyložení, otáčky nebo třeba točivý moment na nástroji. Otočné hlavy jsou pravoúhlé ale i ortogonální, natáčejí se v rovině sklopené o 45 stupňů. Polohování při natáčení může být ovládáno elektromotoricky, pak je přesnost polohování v řádu tisícín stupně. v případě mechanického zpevnění pomocí ozubených věnců mluvíme o přesnosti v řádu jednotek stupňů. Hlavy se také mohou lišit v tom, jestli jsou určeny k manuální nebo automatické výměně.(1)

##### 1.1.1 Příklady blízkých řešení

V sortimentu firem zabývajících se vývojem a výrobou výměnných vřetenových hlav pochopitelně žádná nespĺňuje všechny zadané parametry současně. Uváděné příklady plní alespoň některý z těchto nároků: svislá otočná konstrukce, výkon kolem 70 [kW], otáčky až 3000 za minutu nebo točivý moment 5000 [Nm], případně vnitřní mechanický převod.

Zde několik konkrétních příkladů firem TOS Kuřim, TOS Vansdorf, nebo Škoda machinetool

- **Přímá hlava VA**

Tato hlava má zvětšit vyložení čela vřetene při zachování co největší tuhosti. Dosahuje podobných výkonostních parametrů, jaké jsou požadovány v mé konstrukci. Nemá ale vnitřní převod a postrádá natáčení kolem osy C. Vzhledem k jejímu tvaru by to bylo zcela zbytečné.



- 1 osa
- 71 [kW]
- 7000 [Nm]
- 20-2500 [ot/min]
- bez integrovaného natáčení

obr. 2) Přímá hlava VA (1)

### • Úhlová hlava VP

Opět téměř splňuje výkonové parametry požadované u mé konstrukce. Dokonce je díky ozubenému soukolí uvnitř hlavy schopna natáčení kolem osy B v rozsahu 180°. Natáčení hlavy má zde stejný účel jako u zadané hlavy.



- 1 osa
- 71 [kW]
- 7000 [Nm]
- 20-2500 [ot/min]
- rotace 180°

obr. 3) Úhlová hlava VP (1)

### • Prodloužená přímá hlava IFVW 40

Technologická výhoda prodloužené hlavy je zřejmá. Umožňuje obrábění i na špatně dostupných místech, v dutinách případně obrábění hlubokých otvorů.



- 80 kW
- 7000 Nm

obr. 4) Prodloužená přímá hlava IFVW 40 (8)

### • Pravoúhlá hlava IFVW 2C/4C

Je jednoosá pravoúhlá hlava. Vzhledem k tomu, že umožňuje natáčení kolem osy C po 2,5° lze předpokládat, že k natáčení je použito mechanické čelní spojky jako je například hirthovo ozubení.



- 55-73 kW
- 2600-7000 Nm
- index 2,5°

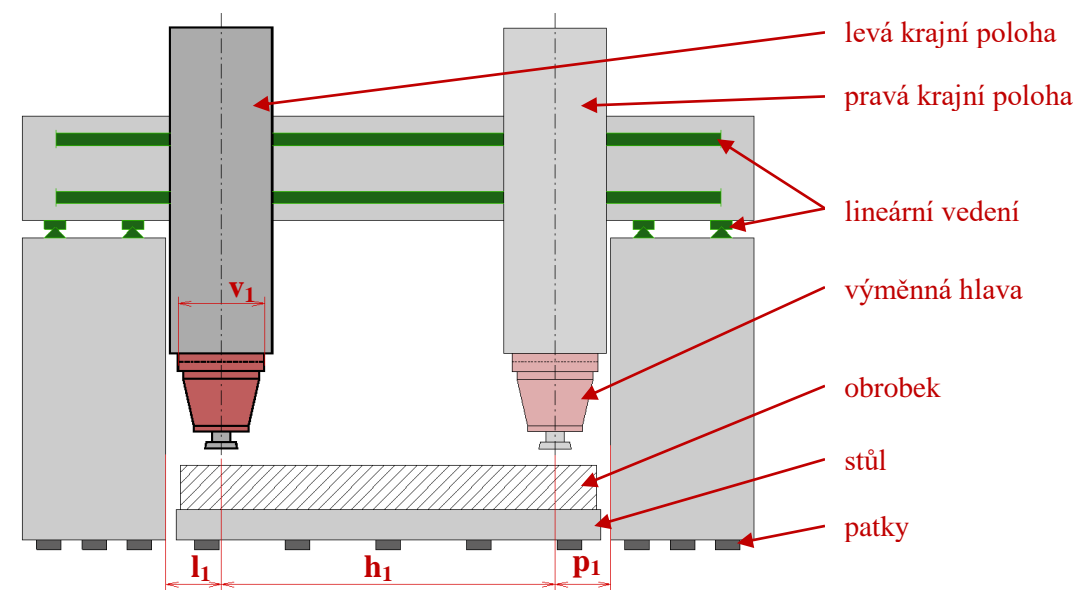
obr. 5) Pravoúhlá hlava IFVW 2C/4C (8)

## 1.1.2 Využití natáčení hlavy v ose C

Jak je patrné z příkladů, není příliš časté, aby přímá hlava disponovala natáčením kolem osy C. U hlavy jako je VA (obr. 2) by to vzhledem k jejímu tvaru skutečně nemělo žádný užitek. Jak bylo naznačeno už v "Úvodu", zadání mechanického převodu a požadavek na natáčení v ose C vede ke konstrukci s vyosenou výstupní hřídelí. Samotné vyosení by značně ovlivnilo pracovní prostor stroje, ale v součinnosti s natáčením se z nevýhody stává přednost. Názorně je to popsáno níže u obrázků (obr. 6, obr. 7, obr. 8).

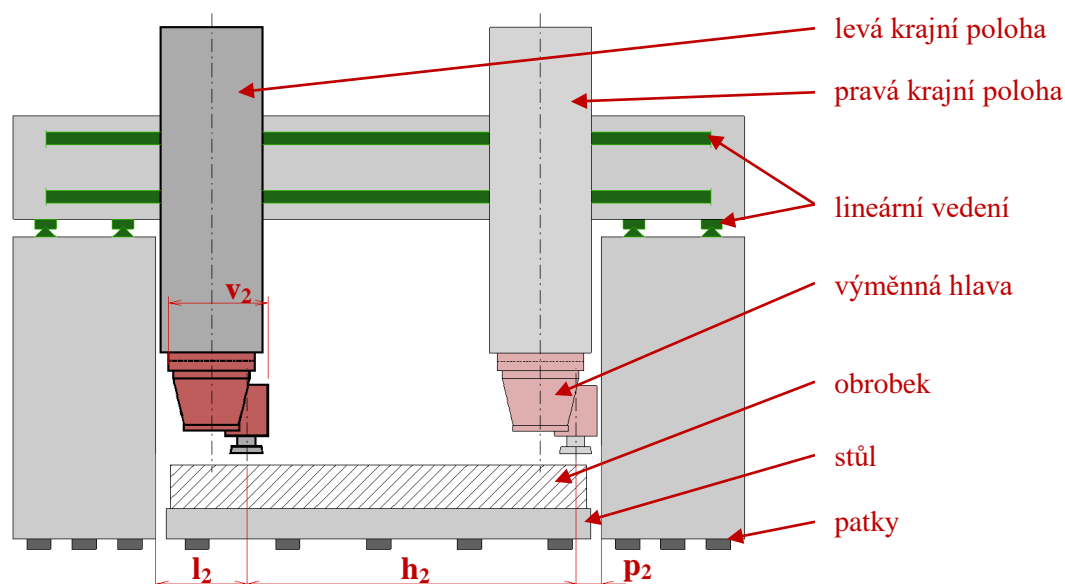


Na obrázku (obr. 6) je jednoduchá přímá hlava. Zástavbový prostor hlavy je označen " $v_1$ ", Pracovní zdvih je " $h_1$ " a velikost okrajů je v tomto případě shodná " $l_1 = p_1$ ".



obr. 6) Přímá hlava bez vyosení

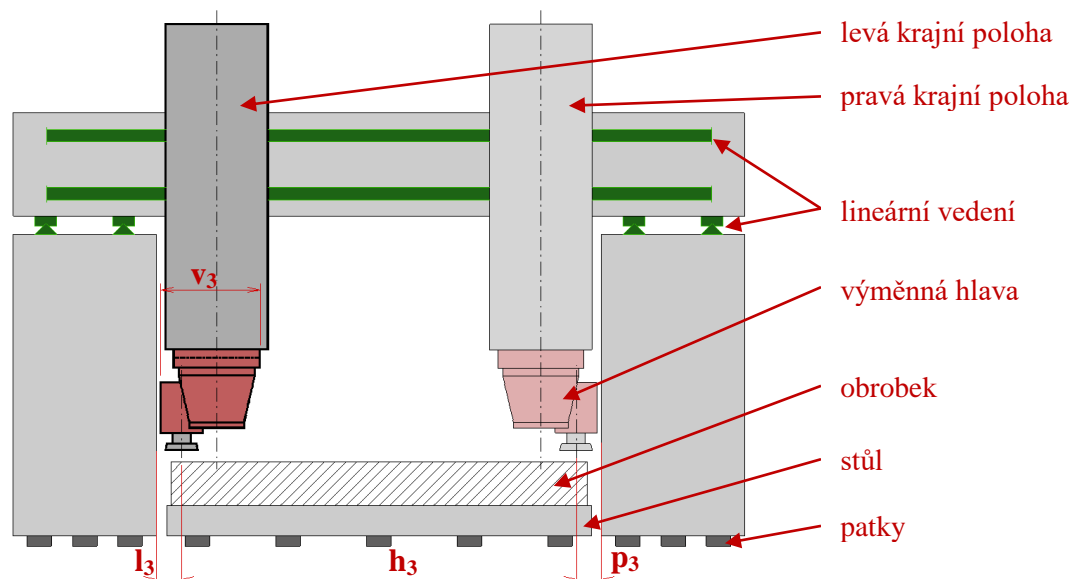
Na dalším obrázku (obr. 7) je hlava s vyosením, která ale neumožňuje natáčení. Zástavbový prostor je pochopitelně větší než u první varianty (" $v_2 > v_1$ "). Pracovní prostor se příliš nezměnil (" $h_2 \approx h_1$ "), a hlavní rozdíl je u velikosti okrajů. Levý okraj se zvětšil (" $l_2 > l_1$ "), což je samozřejmě nežádoucí. Nástroj se nemůže dostat na levý okraj obrobku. Na druhé straně je situace opačná. Pravý okraj se zmenšil (" $p_2 < p_1$ ") a nástroj se dostane dál, než tomu bylo u první varianty.



obr. 7) Přímá hlava s vyosením bez natáčení

Na posledním obrázku (obr. 8) je otočná hlava s vyosením. Tato varianta má stále velký zástavbový prostor (" $v_3$ " = " $v_2$ "). Celkový zdvih se ale rozšířil (" $h_3$ " > " $h_1$ ") a Okraje jsou v tomto případě zmenšené oba (" $l_3$ " = " $p_3$ " < " $l_1$ ").

Přestože byla zvětšena hlava, bylo dosaženo zlepšení parametrů pracovního prostoru.

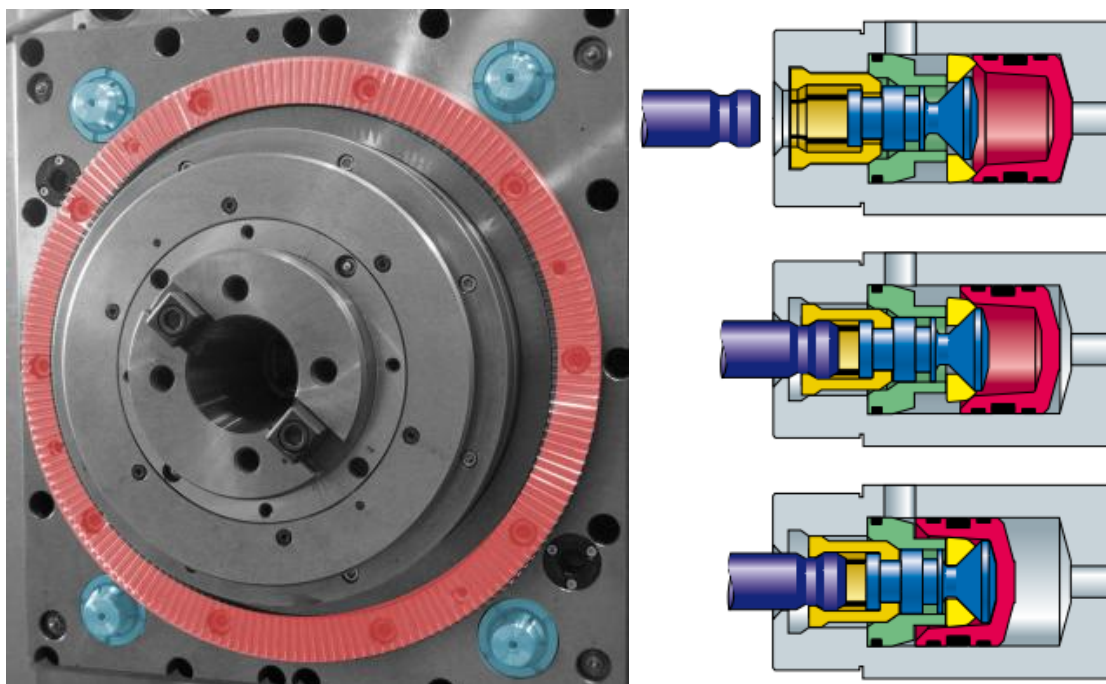


obr. 8) Přímá hlava s vyosením, otočná

## 1.2 Připojovací rozhraní vřetenových hlav

Přestože návrh připojovacího rozhraní není předmětem této práce, je dobré zmínit, jakým způsobem se automatické výměnné hlavy běžně připojují, co takové připojovací rozhraní umožňuje a čím je naopak omezeno.

Půdorys rozhraní je nejčastěji obdélníkový, resp. čtvercový, méně často může být i kruhový. Nutnou součástí rozhraní jsou připojovací čepy. Na obrázku vřeteníku (obr. 9) jsou modře zvýrazněna připojovací místa pro tyto čepy. Mohou fungovat jako samosvorné, bývají zamykány často hydraulicky, jako na obrázku (obr. 10) někdy i mechanicky. Červeně je označen věnec hirthova ozubení zajišťující přesné, souosé a vysoce tuhé spojení vřeteníku a hlavy. v otvoru uprostřed bychom našli vnitřní drážkování přenášející po připojení točivý moment z motoru prostřednictvím hlavy až na nástroj. Další otvory mohou mít různý účel a jejich počet i pozice se mohou velmi lišit. Obecně se tu nachází přívod různých médií, jako je hydraulická kapalina, vzduch nebo chladivo. Mohou zde být umístěny konektory datové či elektrické.



obr. 9) ← Vřeteníková část přípojovacího rozhraní výměnné hlavy. (9)

obr. 10) → Jeden z příkladů principu hydraulického upínacího čepu. (3)

V této diplomové práci je přípojovací rozhraní řešeno zjednodušeně. Omezí se na vnější rozměry hlavy, umístění a velikost přípojovacích čepů, rozměr a počet zubů hirthova věnce a rozměr a počet drážek náhonu. Všechny tyto údaje se dají vyčíst z výkresu (p. 1), který je doplněním zadání. Ostatní rozměry byly voleny v obvyklých proporcích.

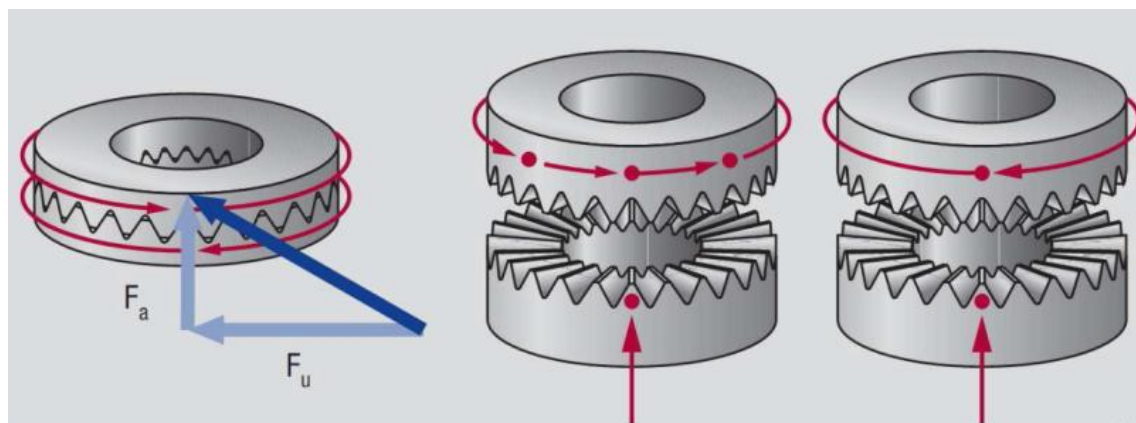
### 1.2.1 Použití hirthova ozubení (otočný stůl)

Ze zadání vyplývá, že polohování probíhá na mechanické bázi. K přesnému ustavení se velmi často využívá hirthova čelního ozubení (čelní spojky). Užití této spojky je defacto zadáno. Jednak požadavkem indexace po  $2,5^\circ$  a hlavně definicí přípojovacího rozhraní hlavy, jejíž hlavní rozměry, včetně rozměrů hirthova ozubení, definuje příloha (p. 1) "Přípojovací rozhraní vřeteníku".

Proto se další kapitola zabývá podrobněji právě hirthovým ozubením.

### 1.2.2 Hirthovo ozubení

Hirthovy spojky (obr. 11) jsou dlouho a hojně využívanou strojní součástí, používají se i dnes při výrobě těch nejmodernějších strojů. Jedná se o samocentrovací zubovou spojku, která se používá především k opakovanému a opakovatelnému přesnému připojení hřídel, kol či disků. Umožňuje velmi přesné polohování a v obráběcích strojích se užívá hlavně pro ty nejpřesnější polohovací prvky. (1)



obr. 11) Hirthova spojka (2)

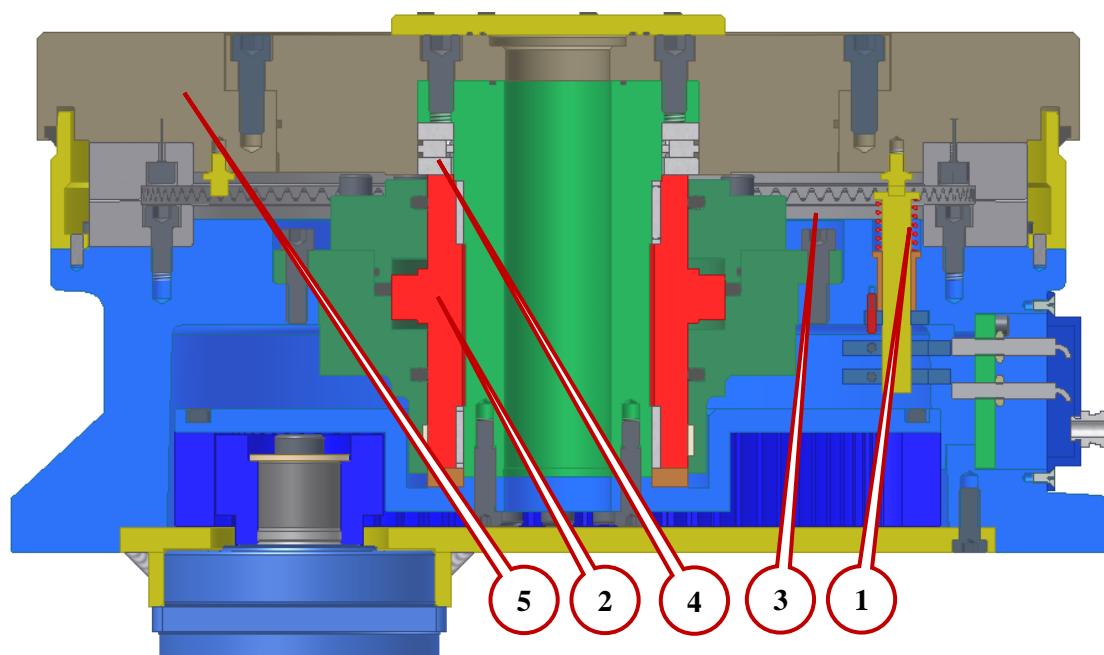
Největšími přednostmi Hirthovy spojky je schopnost přenášet vysoký krouticí moment. Oproti přírubovým spojům je menší, to znamená malý zástavbový prostor tak méně rotujících hmot. Tento spoj zajišťuje taky vysokou soustřednost a nízké radiální házení. Snadno se montuje a dosahuje vysoké provozní bezpečnosti. Nevýhodou je, že přesnost polohování je definována počtem zubů je tedy neměnná a rozsahově omezená. Nejjemnější hirthovy spojky mají krok po  $1^\circ$ , ty hrubé mohou mít krok po  $10^\circ$  i více. (1)

### 1.2.3 Natáčecí mechanismus a použití hirthovy spojky

Způsob uložení, uvolňování a zpevňování je velmi dobře vidět na tomto příkladu otočného stolu, který ve své diplomové práci zpracoval Bc. Vojtěch Mareček.

Za normálního stavu je hirthova spojka (3) sepnutá a stůl je zpevněný. Přítlačnou sílu vyvozuje v tomto případě pružina (1) a také váha desky stolu s obrobkem. Přestavení do uvolněné polohy zajišťuje dutý hydromotor (2) umístěný v ose stolu. Posune-li se píst hydromotoru do horní polohy, zatlačí na radiální ložisko (4) umístěné pod deskou stolu (5) a celá horní část stolu se zvedne. Tím se od sebe hirthovy ozubené věnce (3) oddálí a může dojít k pootočení desky stolu (5). Jakmile je stůl v požadované poloze, hydraulický válec (2) se zasune a dojde tak k opětovnému zpevnění v nové pozici.

Další prvky konstrukce, které stojí za povšimnutí, jsou snímače polohy detekující stávající polohu stolu (myšleno horní/dolní, nikoli hodnotu pootočení), a také těsnění zajišťující čistotu prostředí hirthovy spojky, jejíž přesné dosedací plochy je třeba chránit před nečistotami z okolí. (4)



obr. 12) Řez otočným stolem (4)

## 1.3 Ložiska

Vřetena obráběcích strojů kladou na ložiska velmi velké nároky. Běžná ložiska je obvykle nesplňují a proto je nutno hledat v kategorii vysoce přesných, někdy též "vřetenových" ložisek. Významným výrobcem takových ložisek je firma "FAG" nebo třeba "SKF". Údaje, které tyto firmy uvádí ohledně materiálu, dimenzování, životnosti nebo těsnění ložisek se v podstatě shodují. Následující kapitoly čerpají informace z katalogu přesných ložisek firmy SKF z roku 2015.

### 1.3.1 Základní kritéria volby ložisek

Hlavní faktory, které ovlivňují volbu ložiska, jsou:

- dostupný prostor
- zatížení (směr a velikost)
- přesnost a tuhost
- rychlost otáčení
- provozní teplota
- úroveň vibrací
- úroveň znečištění
- typ a způsob mazání

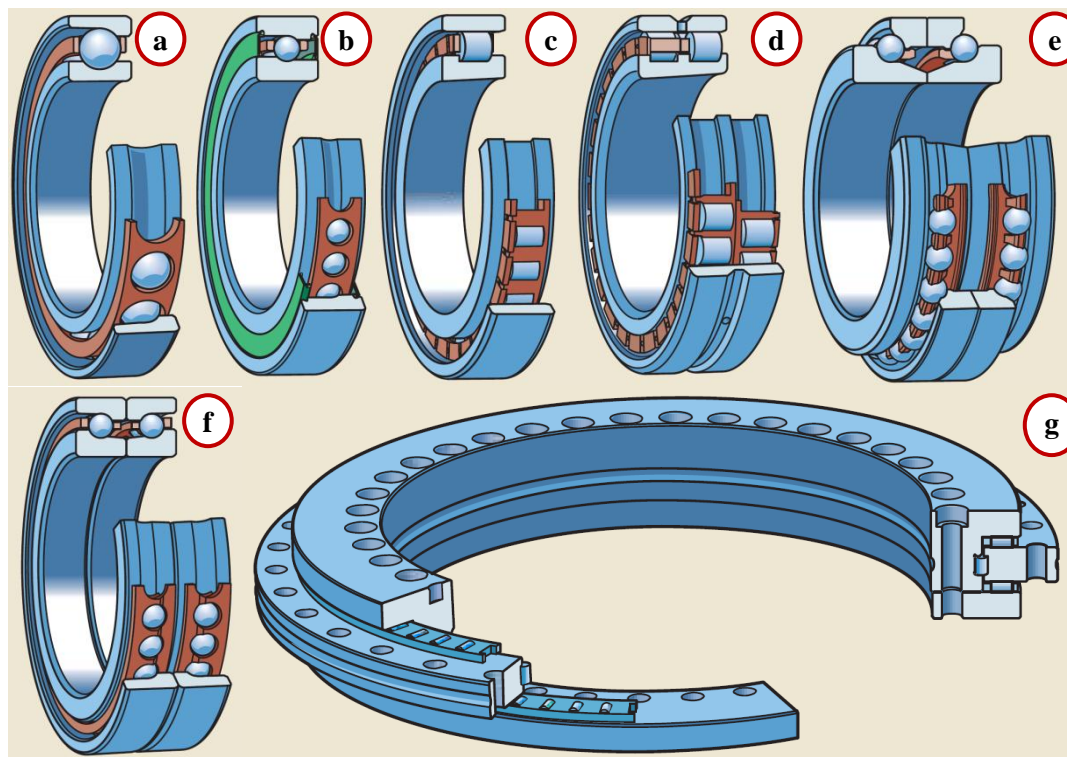
Po zvolení ložiska přichází na řadu další faktory:

- tvar dalších dílů uložení
- správné předpětí a vůle v uložení
- zajišťovací prvky
- těsnění
- montáž a demontáž

(Práce je zaměřena hlavně na tučně zvýrazněné body. Ostatní neméně důležité body nejsou přímým předmětem zadání nebo pro ně není dostatek informací.)

### 1.3.2 Typy ložisek

Typů ložisek je nepřeberné množství. Následující obrázek (obr. 13) zobrazuje ta, která se často používají právě v konstrukci vřetenových hlav.



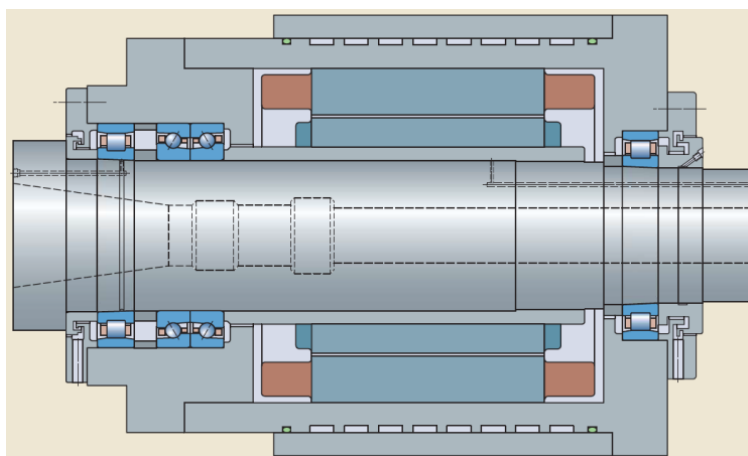
obr. 13)

- a) kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem a vysokou únosností
- b) kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem vysokootáčkové s těsněním
- c) válečkové ložisko jednořadé základní
- d) válečkové ložisko dvouřadé
- e) obousměrné axiální ložisko s kosoúhlým stykem základní
- f) obousměrné axiální ložisko s kosoúhlým stykem vysokootáčkové
- g) axiálně-radiální válečkové ložisko

(5)

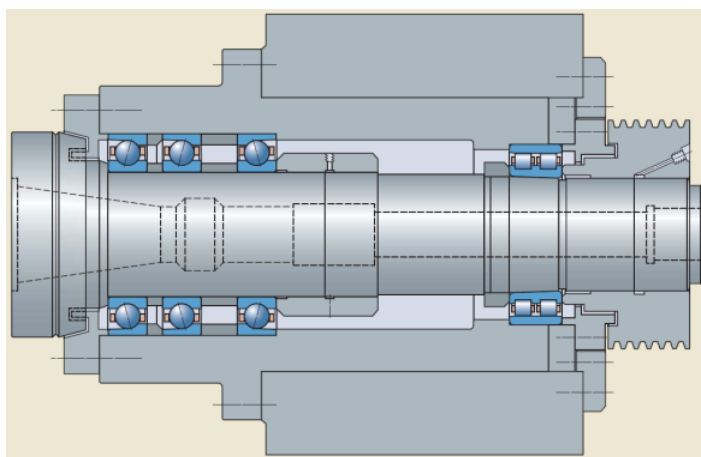
### 1.3.3 Uspořádání

Uspořádání ložisek ve vřetenu se u každého stroje liší, přesto lze vypořádat určité opakující se jevy v konstrukci vřeten s podobným účelem. Na obrázku (obr. 14) je vidět vnitřní uspořádání klasické frézky. Většina ložisek je v přední nejvíce zatěžované části. Kosoúhlá ložiska zajišťující axiální síly a v kombinaci s jedním válečkovým ložiskem přispívajícím velkou únosností, v zadní méně namáhané části postačí jedno válečkové ložisko umožňující svou konstrukcí malé axiální posunutí. Inspirativní jsou i mazací kanálky vedené skrz hřídel nebo použití labyrintových ložisek. (5)



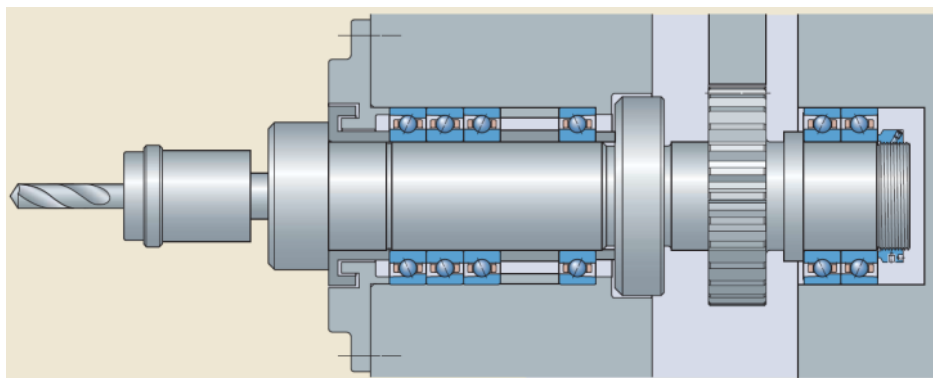
obr. 14) Vřeteno běžné frézky (5)

Velmi podobně vypadá i vřeteno CNC soustruhu (obr. 15). Tyto stroje pracují často při relativně nízkých otáčkách, avšak hloubka řezu a rychlost posuvu jsou co největší v závislosti na požadované kvalitě povrchu. To klade veliké silové nároky na přední konec vřetena. Je vidět, že přední ložiska jsou znatelně větší než zadní. Nutno dodat, že s velikostí ložisek sice roste i jejich únosnost, ale klesají hodnoty maximálních dovolených otáček. (5)



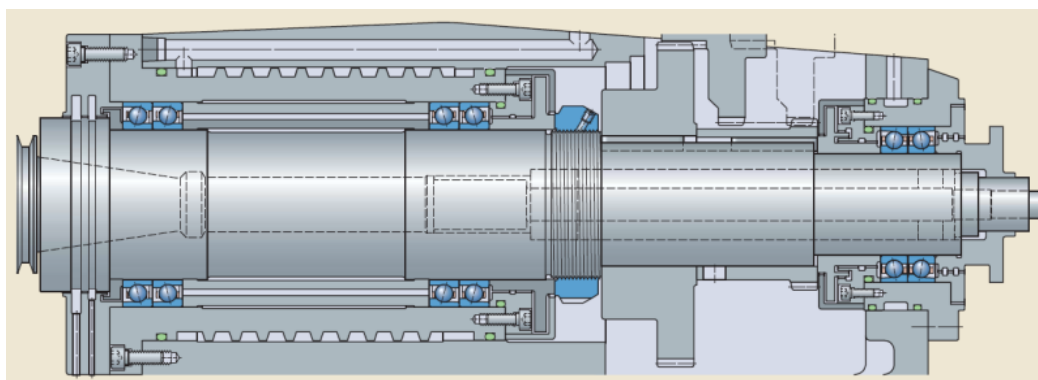
obr. 15) Vřeteno řemenem poháněného CNC soustruhu (5)

Obrázek (obr. 16) je ukázkou uspořádání vyvrtávací hlavy. Je tu dobře vidět výše zmiňované zaměření konstrukce spíše na rychlost otáček, než na točivý moment. Také větší počet ložisek s kosoúhlým stykem naznačuje větší nároky na axiální zatížení. Oproti předchozím příkladům je taky zajímavé umístění náhonu mezi ložiska. (5)



obr. 16) Vyvrťovací hlava (5)

Zástupce trochu složitější konstrukce je vřeteno horizontálního obráběcího centra (obr. 17). Toto vřeteno je opatřeno dokonce dvoustupňovou zubovou převodovkou, opět umístěnou mezi ložiska. (5)



obr. 17) Vřeteno horizontálního obráběcího centra (5)

### 1.3.4 Mazání

Volba vhodného maziva a způsobu jeho aplikace je závislá především na provozních podmínkách. Zejména přípustné provozní teplotě a požadovaných otáčkách. Důležitou roli můžou hrát i vibrace, zatížení, mazání sousedních součástí (např. ozubených kol) nebo poloha (vertikální či horizontální poloha vřetene). (5)

#### o Plastická maziva

Pro vytvoření účinného hydrodynamického filmu mezi pohybujícími se elementy v ložisku postačuje jen velmi malé množství maziva. Proto se čím dál častěji využívá právě plastických maziv, která, jsou-li správně navržena, dostatečně snižují tření a dovedou tak udržet provozní teploty na nízké hodnotě. Plastická maziva není možné použít při příliš vysokých otáčkách. (5)

#### o Olej

Mazání olejem je konstrukčně zpravidla náročnější, skýtá však některé výhody, které u mazání plastickým mazivem nejsou (např. využití nuceného oběhu oleje jak pro mazání, tak pro chlazení součástí). (5)

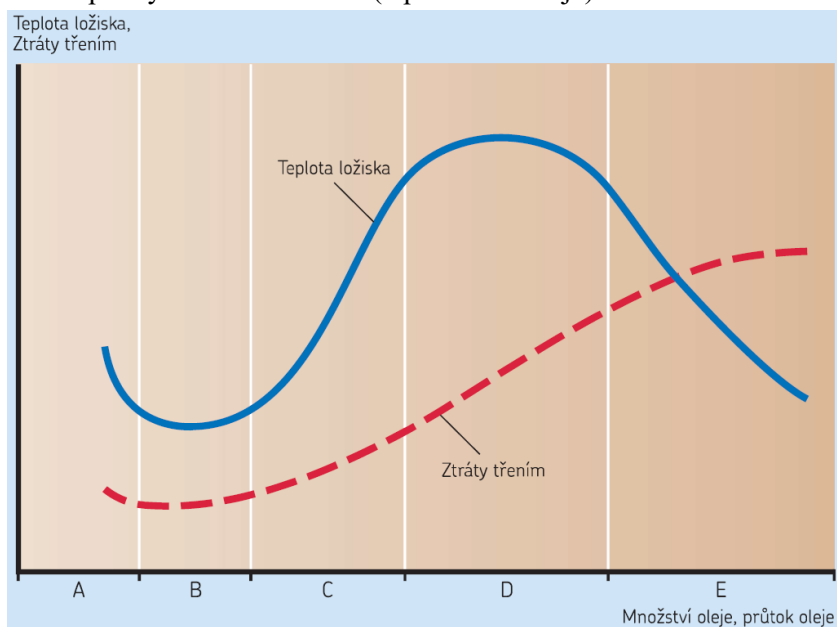


Důležité požadavky aplikace jsou:

- požadované množství oleje a viskozita
- otáčky a hydrodynamické třecí ztráty
- přípustná teplota ložiska

Na přiloženém diagramu (obr. 18) je názorně vidět vztah mezi průtokem oleje třecími ztrátami a teplotou ložiska. Diagram zachycuje tyto režimy

- A) množství oleje není dostatečné, tření je vysoké, hrozí kontakt kov-kov a poškození ložiska
- B) množství oleje je dostatečné k vytvoření hydrodynamického filmu
- C) množství oleje je nadbytečné, dochází k hnětení a teplota ložiska roste
- D) množství oleje dosáhlo takových hodnot, že i když je teplota zvýšena hnětením, je vytvořené teplo odváděno průtokem oleje
- E) průtok oleje dosáhl takové úrovně, že rychlost, se kterou je teplo odváděno převyšuje třecí teplo vytvářené hnětením (teplota se snižuje)



obr. 18) Diagram teploty ložiska a třecích ztrát jako funkce průtoku oleje (5)

V běžném provozu se tak uplatňují v podstatě dvě alternativy mazání **olej-vzduch** (režim B) nebo **nucený oběh oleje** (režim E) (5)

### 1.3.5 Těsnění

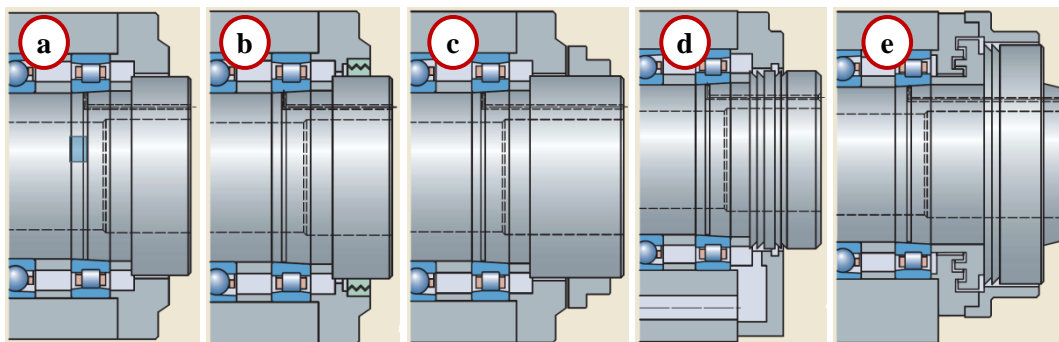
Aby mohla ložiska fungovat správně, musí být chráněna před nečistotami z okolí. Zvláště jedná-li se o ložiska obráběcích strojů, která je potřeba chránit i před odpadem vznikajícím při řezném procesu, jako jsou špony nebo chladicí kapalina. Funkcí těsnění by měla být, krom udržení nečistot vně ložiska, také schopnost udržet uvnitř ložiska mazivo, které je potřebné k provozu drtivé většiny valivých ložisek. (5)

Těsnění rozlišujeme **vnitřní**, ta jsou integrována přímo do ložiska a **vnější**, ta jsou zpravidla složitější a chrání často vstup do celého ložiskového prostoru.

V obou kategoriích se navíc rozlišují ložiska **kontaktní** a **bezkontaktní**.

#### o Vnější bezkontaktní těsnění

Bezkontaktní těsnění jsou velmi často používána tam, kde je kromě přesnosti vyžadována i vysoká rychlost otáčení. Účinnost je závislá na těsnícím účinku úzké štěrbině mezi hřídelí a tělesem. Protože zde nedochází k žádnému kontaktu, není třeba řešit vzájemné tření, a proto jsou tato těsnění v podstatě bez omezení z hlediska maximálních otáček. Těsnění může být pouze štěrbinové, jako je na obrázku (obr. 19/a) nebo (obr. 19/c). Používají se ale i vícestupňová labyrintová provedení viz obrázky (obr. 19/e). (5)



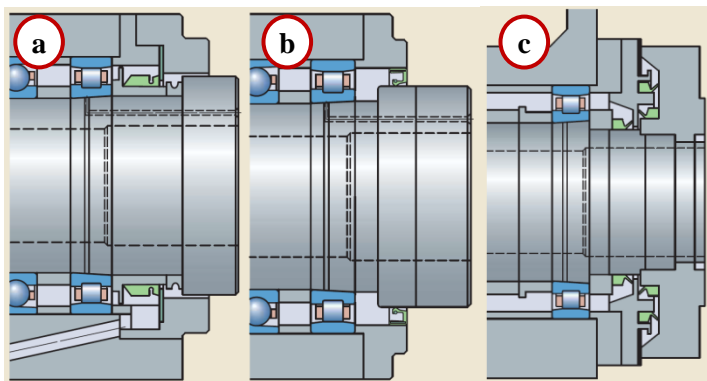
obr. 19) Vnější bezkontaktní těsnění (5)

#### o Vnější kontaktní

Pokud jsou tato těsnění provozována za správných podmínek, jsou obecně velmi spolehlivá. Jejich správnou funkci může ovlivnit mnoho faktorů.

- provedení těsnění
- materiál těsnění
- stykový tlak
- kvalita povrchu těsnící plochy
- stav bříty těsnění

Jak již bylo naznačeno, jsou tato těsnění omezena především, co se týče přípustných otáček. Při vysokých otáčkách totiž vlivem tření vzniká teplo a to má negativní vliv na funkci těsnění (těsní hůře nebo je zcela zničeno). Kontaktní těsnění není vhodné používat v případech, kdy obvodová rychlost přesahuje hodnotu 200 000 mm/min (tj. třeba u hřídele s průměrem 50 mm při otáčkách vyšších jak 1270 ot/min). (5)

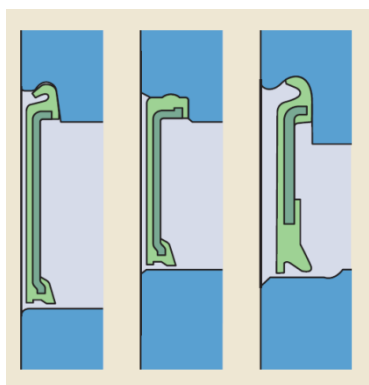


obr. 20) Vnější kontaktní těsnění (5)

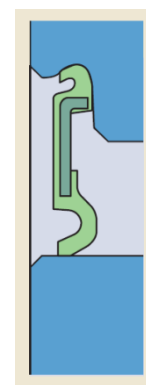
### ○ Vnitřní těsnění

Nebývají tak spolehlivá ani tak složitá jako těsnění vnější nicméně jsou zase o mnoho kompaktnější a jejich aplikace je velmi jednoduchá. I tady můžeme rozlišit těsnění kontaktní a bezkontaktní. Bohužel nejsou tato těsnění vhodná pro každý typ ložisek. Některá ložiska to zkrátka svou konstrukcí neumožňují. (5)

Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem mohou být opatřena integrovaným kontaktním či bezkontaktním těsněním (obr. 21). Využití takového těsnění rozhodně zlepší pracovní prostředí ložisek, i když ani tak se konstrukce neobejde vnějšího těsnění, například na vstupu a výstupu hřídele nebo u válečkových ložisek. Nezanedbatelnou výhodou vnitřních ložisek oproti vnějším je fakt, že řeší problematiku jimi opatřených ložisek z hlediska mazání. Ložiska s vlastním těsněním jsou zpravidla naplněna mazivem na celou dobu jejich trvanlivosti a není je tedy třeba nijak domazávat. (5)



obr. 21) Vnitřní bezkontaktní těsnění (5)



obr. 22) Vnitřní kontaktní těsnění (5)

### 1.3.6 Únosnost a trvanlivost

Běžně se ložiska, resp. jejich velikost, volí na základě potřebné únosnosti, trvanlivosti a spolehlivosti. U obráběcích strojů jsou velmi často další omezující faktory, např. tuhost systému, dané rozměry vřetena a otáčky. Vybalancovat tyto vlastnosti je obtížné hlavně proto, že se zvětšujícím se ložiskem se zlepšují parametry únosnosti a trvanlivosti, ale tuhost, maximální otáčky a velikost se zhoršují a obráceně. Je nutno tedy zvolit ideální střed, aby byly splněny pokud možno všechny podmínky. (5)

Firmy vyrábějící a distribuující ložiska, jako je i SKF, mají obvykle výpočtové programy, které při správně nadefinovaném způsobu a velikosti zatížení dokážou vypočítat trvanlivost ložiska. Kromě toho se dá postupovat i podle, k tomuto účelu zavedené, normy ISO 281. Ta definuje vzorce, podle kterých lze teoretickou dobu životnosti vypočítat. Vychází jednak z parametrů ložiska:

$C$  = základní dynamická únosnost [kN]

(každé ložisko je kromě velikosti určeno i hodnotou dynamické únosnosti)

$p$  = exponent rovnice trvanlivosti

(Je to smluvní hodnota.

$p = 3$  pro ložiska s bodovým stykem

$p = 10/3$  pro ložiska s čárovým stykem)

$P$  = ekvivalentní dynamické zatížení [kN]

(vychází s předpokládaného provozního režimu stroje, kde jsou ložiska použita)

Celá rovnice je následující:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p [\text{mil. ot}] \quad (3.1)$$

Eventuelně:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_s} [\text{hod}] \quad (3.2)$$

Životnost se udává buď v milionech otáček nebo v hodinách. Proměnná  $n_s$  je střední rychlost otáček [ot/min]. (5)

Úskalím tohoto výpočtu může být správné určení ekvivalentního dynamického zatížení. Představuje jakousi průměrnou hodnotu zátěže tak, aby bylo v patřičném poměru zohledněno jak velké tak i malé zatížení. Je tedy nutné zajistit relevantní údaje o předpokládaném způsobu zatížení a z těch vycházet. (5)

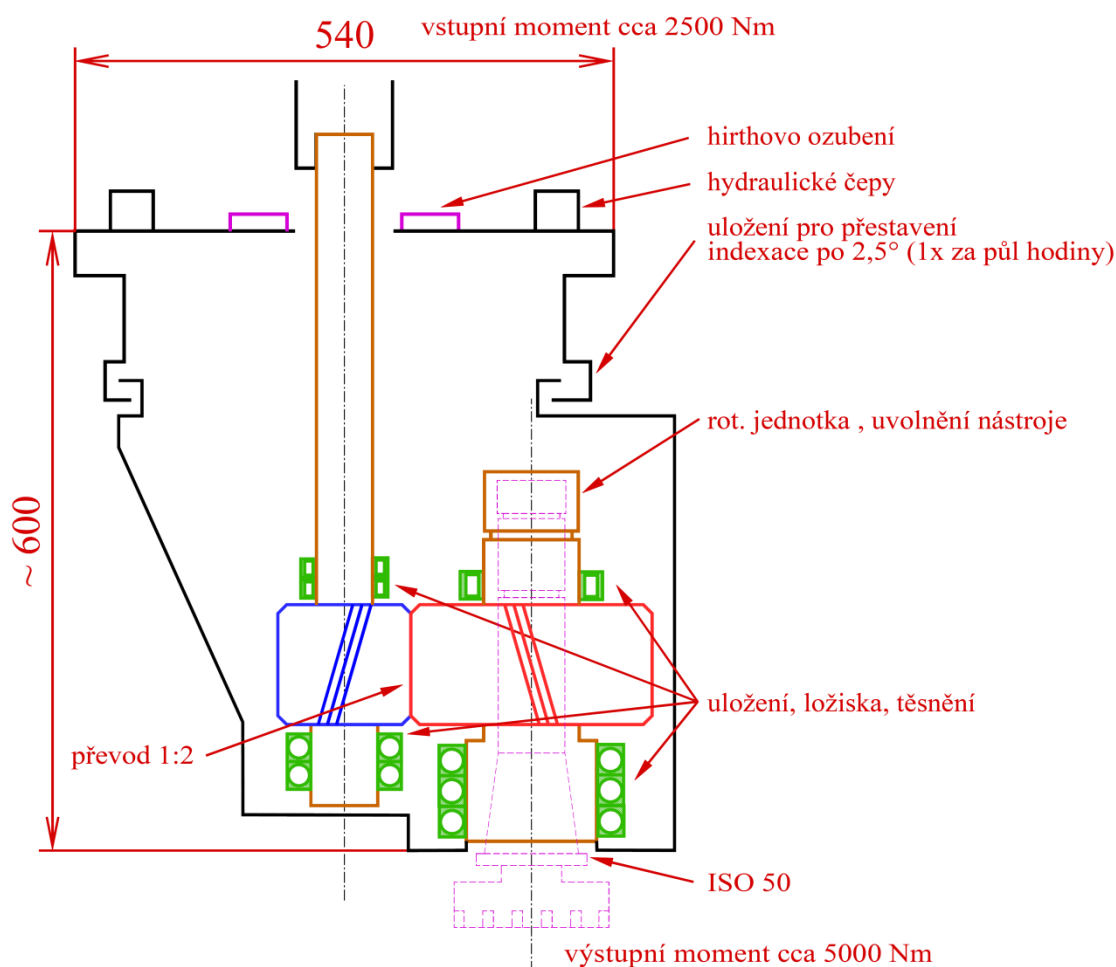
Kromě dynamické únosnosti je u ložisek uváděna zpravidla i statická únosnost. Ta je důležitá při rázových zatíženích, například při kolizi. Pokud je v takovém případě překročena hodnota statické únosnosti, je velmi pravděpodobná deformace ložiska. Při provozu tak přesných dílů, jako jsou vřetenová ložiska, může i malá deformace zcela ložisko znehodnotit, proto se často zavádí bezpečnostní koeficient. U kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem nabývá hodnoty 2, u válečkových radiálních případně axiálně radiálních nabývá hodnoty 3 resp. 4. (5)

## 4. Vlastní řešení

Celá konstrukce se dá rozdělit na dva problematické uzly, které budou zprvu řešeny odděleně. Jde o část mechanického převodu, který má za cíl násobit vstupní točivý moment v poměru 2:1 a část indexovaného natáčení hlavy kolem osy C.

### 1.4 Návrh celkového vnitřního uspořádání hlavy

Jasnější představu o celém uspořádání získáme z následujícího 2D náčrtu (obr. 23).



obr. 23) Schéma vnitřního uspořádání vřetenové hlavy

Jak bylo naznačeno v kapitole 1.2, hlava je přímá, ale nástrojová hřídel bude oproti hlavní ose mírně posunuta. Tak je umožněno použít pro vnitřní převod dvojici kol s čelním ozubením. Ze zadání vyplývá, že vnitřní mechanismus hlavy musí být dimenzován na přenos vysokých momentů, proto bylo ozubené soukolí upřednostněno např. před převodem řemenovým. Zlepšení tuhosti lze očekávat i z umístění kol mezi ložiska (nikoli za ně, jak tomu často bývá).

Velikost a počty ložisek se odvíjí od lokální zátěže, musí být, ale zajištěn přenos jak radiálních, tak i axiálních sil. Ložiska musí splňovat náročné podmínky únosnosti a životnosti,

ale musí vyhovovat i požadovaným maximálním otáčkám. To celé je ztíženo omezeným zástavbovým prostorem.

Další důležitou částí je mechanismus pro natáčení, uvolnění a zpevnění hlavy. Ten bude umístěn v horní části okolo hlavní hřídele, neboť ta by měla být zdrojem otáčení jak pro nástroj, tak pro celou hlavu.

Konstrukce připojovacího rozhraní hlavy není předmětem práce, přidržuji se pouze zadaného půdorysu rozhraní, umístění hydraulických čepů a hirthova ozubeného věnce, viz příloha připojovací rozhraní hlavy (p. 1). Podobně je to i u rozhraní nástrojového, to je zadáno a jde o ISO 50.

## 1.5 Návrh integrované hlavové převodovky "převodovka<sub>h</sub>"

Hlavní roli ve výpočtu ozubených kol hraje krouticí moment, převodový poměr a materiál ozubení.

### 1.5.1 Volba materiálu

Převodový poměr a vstupní moment jsou zadány, zbývá tedy určit materiál ozubení. v tabulce (tab. 1) jsou uvedeny materiály běžně používané k výrobě ozubených kol. Z této tabulky byla vybrána cementovaná a kalená ocel s označením ČSN 14220. Pro výpočet ozubených kol použijeme těchto hodnot:

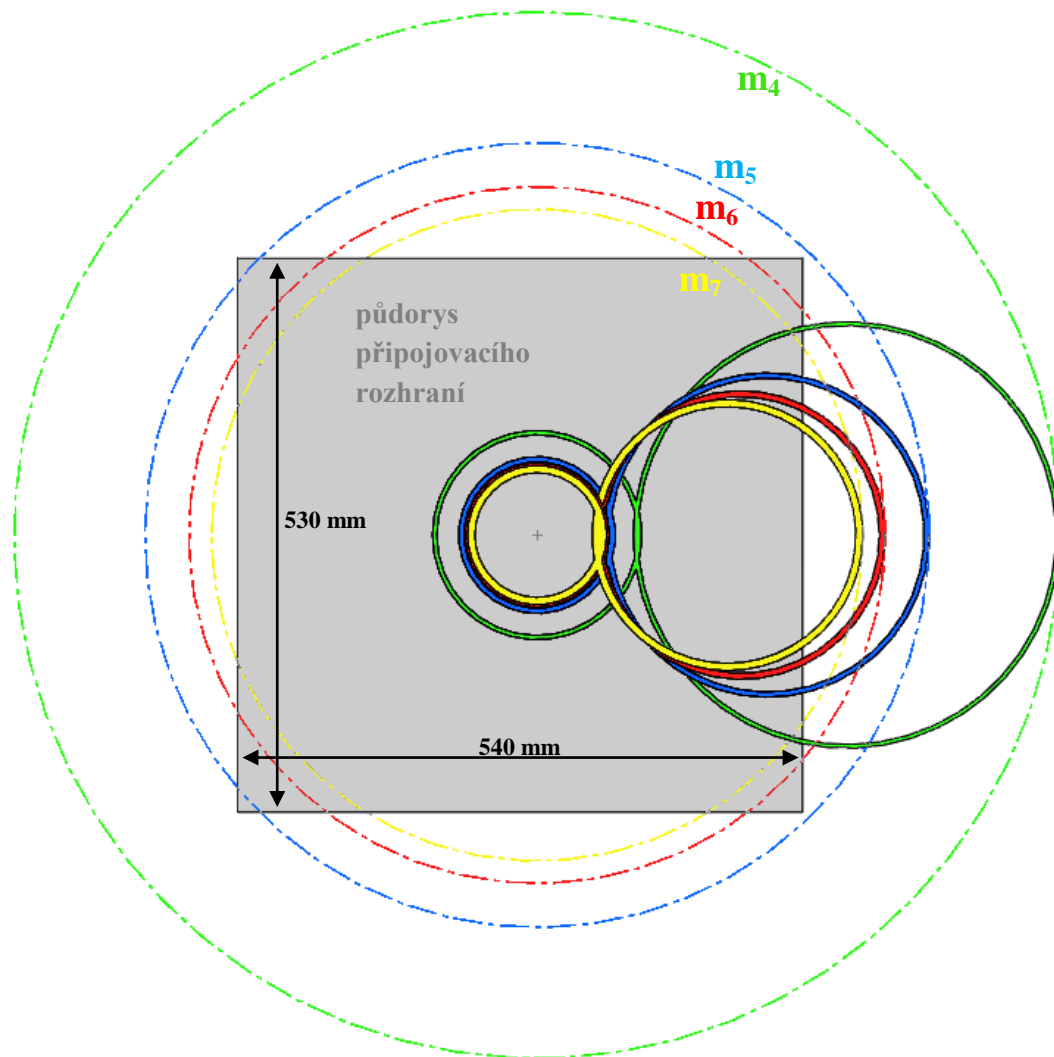
$$\delta_{Hlim} = 1210, \delta_{Flimb} = 500, V_{HV} = 700$$

46 Poř. čís.	Materiál	Označení ČSN	Způsob tepelného nebo chemicko-tepelného zpracování	Mez pevnosti v tahu $R_m$	Mez kluzu v tahu $R_e$ nebo $R_{p0.2}$	Tvrdość v jádře zubu $J_{HV}$	Tvrdość na boku zubu $V_{HV}$	Mez únavy v dglyku $\sigma_{Hlim}$	Mez únavy v ohybu $\sigma_{Flimb}$
29	konstrukční ocel slitinová	15 241	povrchově kalena mezerově	980	850	315	600-675	1160	705
30	konstrukční ocel slitinová	16 343	povrchově kalena mezerově	965	750	300	600-675	1160	705
31	konstrukční ocel slitinová	16 343	povrchově kalena mezerově	965	750	300	500-550	1060	655
32	konstrukční ocel slitinová	NiCrMo80	povrchově kalena mezerově	800	625	250	500-550	1060	555
33	konstrukční ocel slitinová	13 242	nitridovaná	800	620	250	550	930	580
34	konstrukční ocel slitinová	15 230	nitridovaná	800	600	250	800	1180	705
35	konstrukční ocel slitinová	15 330	nitridovaná	800	600	250	800	1180	705
36	konstrukční ocel slitinová	16 343	nitridovaná	965	750	300	750	1180	730
37	konstrukční ocel slitinová	14 140	nitrocementovaná kalená	1570	1350	485	615-700	1288	740
38	konstrukční ocel uhlíková k cementaci	12 010	cementovaná kalená	440	275	135	650-720	1210	500
39	konstrukční ocel uhlíková k cementaci	12 020	cementovaná kalená	495	295	150	650-720	1210	500
40	konstrukční ocel slitinová k cementaci	14 220	cementovaná kalená	785	588	250	650-720	1270	700
41	konstrukční ocel slitinová k cementaci	14 223	cementovaná kalená	880	685	285	650-720	1270	700
42	konstrukční ocel slitinová k cementaci	16 220	cementovaná kalená	880	635	285	650-720	1270	700
43	konstrukční ocel slitinová k cementaci	16 420	cementovaná kalená	932	735	300	650-720	1270	700
44	konstrukční ocel slitinová k cementaci	16 526	cementovaná kalená	1130	885	360	650-700	1330	740
45	konstrukční ocel uhlíková	12 061	karbonitridovaná	660	380	200	350	800	650
46	konstrukční ocel uhlíková	12 061	karbonitridovaná	740	440	235	350	800	650

tab. 1) tabulka materiálů pro ozubená kola z výpočtového programu "Modul"

### 1.5.2 Vliv modulu na velikost soukolí

Hlavním určujícím parametrem velikosti soukolí je modul. Jeho velikost je dána především velikostí vstupního točivého momentu a počtem zubů na kolech. Správnou volbou zubů je tedy do značné míry možné ovlivnit modul a potažmo i velikost celého soukolí. Následující schéma (obr. 24) názorně zobrazuje prostorové nároky soukolí s různým modulem.



obr. 24) Schéma vlivu modulu soukolí na zástavbový prostor

Šedý obdélník zobrazuje půdorys připojovacího rozhraní hlavy. Barevně jsou zobrazena soukolí s různým modulem a čerchovaně je naznačen prostor, který soukolí potřebuje k natáčení kolem osy C. Optimálně se jeví červená varianta. Modul je poměrně malý a vyosení druhého kola není příliš veliké. Zuby tedy budou voleny se záměrem přiblížit se modulu velikosti 6.

### 1.5.3 Návrh ozubení dle ČSN 01 4686

Nejprve je třeba zvolit počty zubů na obou kolech tak, aby byl splněn požadavek na převod 1:2. Počet zubů prvního kola bude  $z_1 = 21$  a zubů na druhém kole bude  $44 = z_2$ . Výsledný převod,

$$i_h = \frac{z_1}{z_2} = \frac{21}{44} = 2,095 \quad (4.1)$$

je sice o něco větší, ale je to výhodné. Kdyby byl počet zubů na jednom kole přesným násobkem počtu zubů na druhém, byly by v záběru stále stejné dvojice zubů a mělo by to špatný vliv na životnost soukolí.

Každý mechanismus má omezenou účinnost. U ozubených soukolí se pohybuje zpravidla kolem 96 [%] Tím jsou dány všechny parametry potřebné k určení vstupního točivého momentu:

$$Mk_{in} = \frac{Mk_{out}}{\mu_h} \cdot i_h = \frac{5000}{0,96} \cdot 0,477 = 2485,8 \text{ [Nm]} \quad (4.2)$$

Stejná hodnota momentu bude působit na prvním kole  $Mk_1 = 2485,8 \text{ [Nm]}$ . Následuje výpočet normálního modulu v ohybu:

$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,101 = 1,6515 \quad (4.3)$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0 = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ [MPa]} \quad (4.4)$$

$$m_{no} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,6515 \cdot 2485,8}{20 \cdot 21 \cdot 420}} = 5,14 \text{ [mm]} \quad (4.5)$$

Výpočet normálního modulu v dotyku:

$$f_H = 770 \text{ (přímé ozubení)}$$

$$f_H = 690 \text{ (šikmé ozubení)}$$

$$\beta = 15^\circ \text{ (úhel skolnu zubů)}$$

$$\alpha = 20^\circ \text{ (úhel záběru kol)}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,101 = 1,6515 \quad (4.6)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0 = 0,8 \cdot 1270 = 1016 \text{ [MPa]} \quad (4.7)$$

$$\psi_{d1} = \psi_m \cdot \frac{\cos\beta}{z_1} = 20 \cdot \frac{\cos 15^\circ}{21} = 0,92 \quad (4.8)$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{44}{21} = 2,095 \quad (4.9)$$

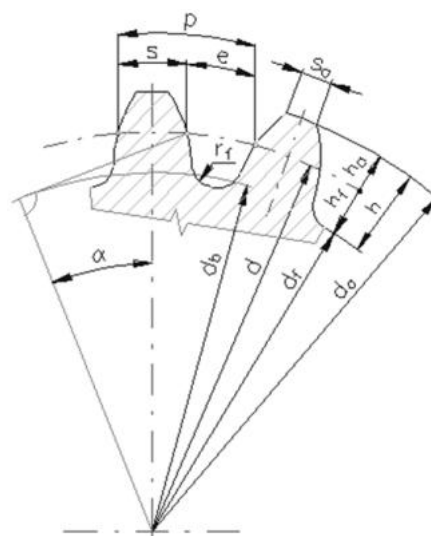
$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,65 \cdot 2485,8}{0,92 \cdot 1016^2} \cdot \frac{2,1+1}{2,1}} = 128,02 \text{ [mm]} \quad (4.10)$$

$$m_{n-dotyk} = d_1 \cdot \frac{\cos\beta}{z_1} = 128,02 \cdot \frac{\cos 15^\circ}{21} = 5,89 \text{ [mm]} \quad (4.11)$$

Modul se volí podle většího z vypočtených normálních modulů. v tomto případě je to modul v dotyku  $m_{n-dotyk} \approx 5,9 \text{ [mm]}$ . K volbě slouží tabulka (tab. 2) Tabulka modulových řad. Měl by být co jemenší, ale zároveň větší než normální modul. Zvoleno  $m = 6 \text{ [mm]}$



Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2
0,05	--	0,5	--	5	--	50	--
--	0,055	--	0,55	--	5,5	--	55
0,06	--	0,6	--	6	--	60	--
--	0,07	--	0,7	--	7	--	70
0,08	--	0,8	--	8	--	80	--
--	0,09	--	0,9	--	9	--	90
0,1	--	1	--	10	--	100	--
--	0,11	--	1,125	--	11	--	--
0,12	--	1,25	--	12	--	--	--
--	0,14	--	1,375	--	14	--	--
0,15	--	1,5	--	16	--	--	--
--	0,18	--	1,75	--	18	--	--
0,2	--	2	--	20	--	--	--
--	0,22	--	2,25	--	22	--	--
0,25	--	2,5	--	25	--	--	--
--	0,28	--	2,75	--	28	--	--
0,3	--	3	--	32	--	--	--
--	0,35	--	3,5	--	36	--	--
0,4	--	4	--	40	--	--	--
--	0,45	--	4,5	--	45	--	--



tab. 2) Tabulka modulových řad

### Rozměry ozubení:

$$\text{modul v tečné rovině: } m_t = m / \cos \beta = 6 / \cos 15^\circ = 6,21 \text{ [mm]} \quad (4.12)$$

$$\text{šířka ozubení: } b = \psi_m \cdot m_{n-\text{dotyk}} = 20 \cdot 5,9 = 118 \text{ [mm]} \quad (4.13)$$

$$\text{hlava zubu: } h_a = m = 6 \text{ [mm]} \quad (4.14)$$

$$\text{pata zubu: } h_f = 1,25 \cdot m = 7,5 \text{ [mm]} \quad (4.15)$$

$$\text{výška zubu: } h = h_a + h_f = 6 + 7,5 = 13,5 \text{ [mm]} \quad (4.16)$$

$$\text{rozdečný průměr kola 1: } d_1 = z_1 \cdot m_t = 21 \cdot 6,21 = \mathbf{130,44 \text{ [mm]}} \quad (4.17)$$

$$\text{patní průměr kola 1: } d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = 126 - 2 \cdot 7,5 = 115,44 \text{ [mm]} \quad (4.18)$$

$$\text{hlavový průměr kola 1: } d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_f = 126 + 2 \cdot 6 = 142,44 \text{ [mm]} \quad (4.19)$$

$$\text{rozdečný průměr kola 2: } d_2 = z_2 \cdot m_t = 44 \cdot 6 = \mathbf{273,31 \text{ [mm]}} \quad (4.20)$$

$$\text{patní průměr kola 2: } d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = 264 - 2 \cdot 7,5 = 258,31 \text{ [mm]} \quad (4.21)$$

$$\text{hlavový průměr kola 2: } d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_f = 264 + 2 \cdot 6 = 285,31 \text{ [mm]} \quad (4.22)$$

$$\text{vzdálenost středů kol: } f' = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{130,44 + 273,31}{2} = 201,88 \text{ [mm]} \quad (4.23)$$

$$\text{korigovaná vzdálenost středů: } f = \mathbf{205 \text{ [mm]}} \quad (4.24)$$

### 1.5.4 Silové účinky na ozubení

Užitím přesných rozměrů ozubených kol je už snadné určit silová působení mezi koly.

První složka, kterou určíme z točivého momentu a poloměru roztečné kružnice je tečná, resp. obvodová síla:

$$F_{t1} = Mk_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 2485,8 \cdot \frac{130,4}{2} = 38112,6 [N] \quad (4.25)$$

Z té je možno, při znalosti úhlu sklonu zubů  $\beta = 15^\circ$ , vypočíst složku osovou (axiální):

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan\beta = 38112,6 \cdot \tan 15^\circ = 10212,2 [N] \quad (4.26)$$

A při znalosti úhlu záběru kol  $\alpha = 20^\circ$  složku radiální:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan\alpha \cdot \cos\alpha = 38112,6 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 20^\circ = 14361,2 [N] \quad (4.27)$$

Vektorovým součtem těchto sil získám celkovou sílu působící v ozubení:

$$F_1 = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{a1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{38112,6^2 + 10212,2^2 + 14361,2^2} = 41989,3 [N] \quad (4.28)$$

Dopočítávat síly působící na druhé kolo by bylo zbytečné, neboť se jedná o reakční síly. Jsou tedy dle zákona akce a reakce stejně veliké, mají pouze opačný směr.

## 1.6 Volba pohonu a motorové převodovky

Z předchozích výpočtů (rce. 4.2) je znám vstupní moment. Ten bude u výběru motoru a převodovky hrát významnou roli.

$$Mk_{in} = Mk_1 = 2485,8 [Nm] \quad (4.29)$$

Zároveň je zapotřebí umožnit otáčky nástroje až 3000 [ot/min], to při stejném převodu a účinnostech odpovídá:

$$n_{in} = \frac{n_{out}}{i_h} \cdot \mu_h = \frac{3000}{0,477} \cdot 0,96 = 6034 [ot/min] \quad (4.30)$$

Těchto parametrů samozřejmě není možné dosáhnout současně. Bude zapotřebí další převodovka, převádějící výkon dle potřeby na otáčky, nebo na krouticí moment.

Pro zadané požadavky byl zvolen elektromotor značky SIEMENS s typovým označením „1PH8186“. v součinnosti s třístupňovou planetovou převodovkou „ZF-2K450“.

Hlavní parametry motoru lze vyčíst výkonové charakteristiky (obr. 25). Jde o motor s výkonem 74 [kW]. Maximální otáčky motoru jsou 7500 [ot/min] a jmenovitý krouticí moment je 614,5 [Nm].

Hlavní vlastnosti a omezení zvolené "motorové" převodovky jsou shrnuty v následující tabulce (tab. 3) Technické parametry převodovky "ZF 2K450"

převodovka ZF 2K450		
převod "i"	mezní točivý moment	mezní otáčky
1:1	630 [Nm]	5000 [ot/min]
4:1	2520 [Nm]	8000 [ot/min]
5:1	3150 [Nm]	8000 [ot/min]

tab. 3) Technické parametry převodovky "ZF 2K450" (10)

## 1.7 Předpokládané provozní režimy

Na konzultaci se zadávajícím byly stanoveny předpokládané provozní režimy navrhovaného zařízení. Stroj by měl co nejlépe vyhovovat těmto daným podmínkám, proto většina následujících výpočtů bude vycházet ze zatížení vycházejících právě z těchto režimů. Jsou tři a pracovní byly označeny římskými písmeny ( $\alpha$ ) alfa, ( $\beta$ ) beta, a ( $\gamma$ ) gama.

### 1.7.1 Provozní režim $\alpha$ -alfa

Alfa bude nejčastěji používaný režim. Procentuálně bude tento režim zařazen 60% provozního času. Hlavním požadavkem je maximální možný moment na výstupu, tedy na nástroji. To znamená, že na motorové převodovce bude zařazen nejnižší stupeň.

$$i_{\alpha} = i_{m\alpha} \cdot i_h = 1/5 \cdot 0,477 = 0,095 \quad (4.31)$$

Typickým procesem tohoto režimu by mohlo být hrubování. Obrábění velkým nástrojem vyžadující velký moment s nízkými nároky na rychlost. Konkrétně ve výpočtech bude počítáno s průměrem hrubovacího nástroje  $d_{N\alpha} = 320$  [mm]. Za předpokladu již zmíněného maximálního krouticího momentu (tj. 5000 [Nm]) bude obvodová síla na nástroji:

$$N_{x\alpha} = \frac{Mk_{2\alpha}}{d_{N\alpha}/2} = \frac{5000}{0,16} = 31250 \text{ [N]} \quad (4.32)$$

### 1.7.2 Provozní režim $\beta$ -beta

Následující režim by měl být o něco jemnější. Nástroj bude mít průměr  $d_{N\beta} = 250$  [mm]. Nastavení převodů bude stejné jako v režimu „ $\alpha$ “, akorát požadavkem režimu budou tentokrát maximální otáčky na vstupu. Pro účely výpočtu bude počítáno s otáčkami motoru  $n_{0\beta} = 5000$  [ot/min]. Krouticí moment na motoru bude tím pádem:

$$Mk_{0\beta} = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n_{0\beta}} = \frac{30 \cdot 74000}{\pi \cdot 5000} = 141,3 \text{ [Nm]} \quad (4.33)$$

Předpokládaný krouticí moment na nástroji je:

$$Mk_{II\beta} = \frac{Mk_{0\beta}}{i_{\beta}} \cdot \mu_C = \frac{141,3}{0,095} \cdot 0,922 = 1364,5 \text{ [Nm]} \quad (4.34)$$

Obvodová síla na nástroji je:

$$N_{x\beta} = \frac{Mk_{2\beta}}{d_{N\beta}/2} = \frac{1364,5}{0,125} = 10916,1 \text{ [N]} \quad (4.35)$$

Zbývá dodat, že poměrově by tento režim měl zabírat 30% pracovního času.

### 1.7.3 Provozní režim $\gamma$ -gama

Poslední a nejméně zastoupený bude režim gama. Zabere pouze 10% pracovního času, bude zaměřen na maximální otáčky na výstupu a bude v součinnosti s nejmenším nástrojem z dosud popsaných režimů. Průměr nástroje bude  $d_{N\gamma} = 100$  [mm]. Požadované otáčky na výstupu resp. otáčky nástroje budou  $n_{2\gamma} = 3000$  [ot/min]. Oproti ostatním režimům bude také jiné nastavení převodů. Převodovka ve vřetení je pevná, zůstane tedy na převodu  $i_h = 1/2$ , ale

převodovka na motoru bude nastavena na maximální otáčky, tj.  $i_{m\gamma} = 1/1$ . Celkový převod tedy bude:

$$i_{\gamma} = i_{m\gamma} \cdot i_h = 1/1 \cdot 0,477 = 0,477 \quad (4.36)$$

Krouticí moment na nástroji bude:

$$Mk_{II\gamma} = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n_{2\gamma}} = \frac{30 \cdot 74000}{\pi \cdot 3000} = 235,5 \text{ [Nm]} \quad (4.37)$$

A obvodová síla na nástroji je tím pádem:

$$N_{x\gamma} = \frac{Mk_{2\gamma}}{d_{N\gamma}/2} = \frac{235,5}{0,05} = 4710,9 \text{ [N]} \quad (4.38)$$

### 1.7.4 Výpočet středních otáček a silových působení

Nejprve shrnutí všech vypočtených parametrů pro jednotlivé režimy, aby bylo jasné, z jakých hodnot vychází následující výpočty i závěrečný graf.

<b>Režim <math>\alpha</math> (moment max)</b> převody (1:5 + 1:2 maximální moment na výstupu)		
moment na motoru	$Mk_0$	517,9 Nm
moment na hřídeli I	$Mk_I$	2485,8 Nm
moment na hřídeli II	$Mk_{II}$	5000,0 Nm
otáčky motoru	$n_0$	1364,5 ot/min
otáčky hřídele I	$n_I$	284,3 ot/min
otáčky hřídele II	$n_{II}$	141,3 ot/min
poloměr nástroje	$R_N$	0,16 m
obvodová síla na nástroji	$N_x$	31250 N
procentuální časové zastoupení	$\theta$	0,6

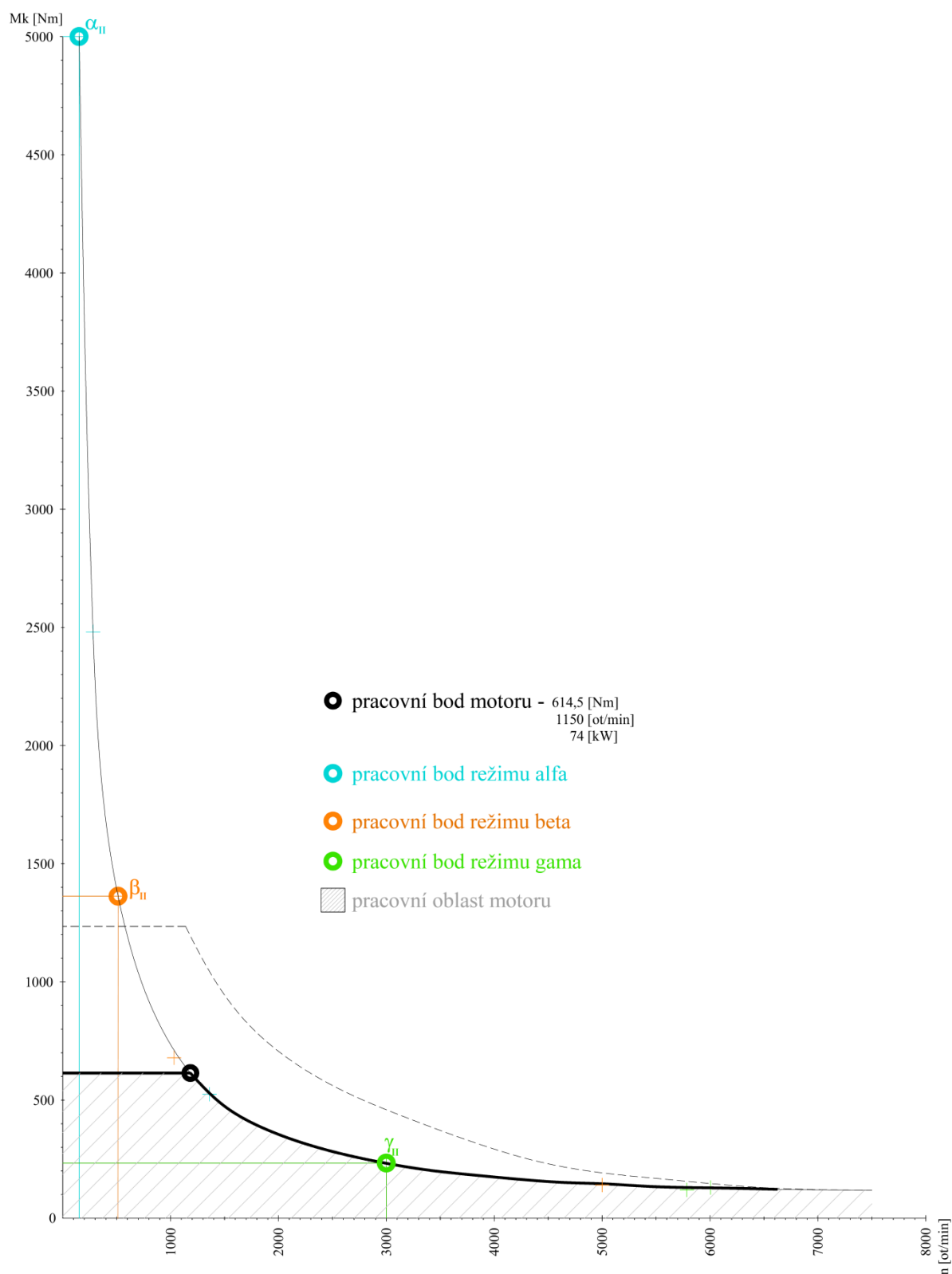
tab. 4) Shrnutí všech hodnot vázaných na režim alfa

<b>Režim <math>\beta</math></b> převody (1:5 + 1:2 maximální otáčky na vstupu)		
moment na motoru	$Mk_0$	141,3 Nm
moment na hřídeli I	$Mk_I$	678,4 Nm
moment na hřídeli II	$Mk_{II}$	1364,5 Nm
otáčky motoru	$n_0$	5000 ot/min
otáčky hřídele I	$n_I$	1041,7 ot/min
otáčky hřídele II	$n_{II}$	517,9 ot/min
poloměr nástroje	$R_N$	0,125 m
obvodová síla na nástroji	$N_x$	10916,1 N
procentuální časové zastoupení	$\theta$	0,3

tab. 5) Shrnutí všech hodnot vázaných na režim beta

<b>Režim <math>\gamma</math> (otáčky max)</b> převody (1:1 + 1:2 maximální otáčky na výstupu)		
moment na motoru	$Mk_0$	122,0 Nm
moment na hřídeli I	$Mk_I$	117,1 Nm
moment na hřídeli II	$Mk_{II}$	235,5 Nm
otáčky motoru	$n_0$	5792,9 ot/min
otáčky hřídele I	$n_I$	6034,3 ot/min
otáčky hřídele II	$n_{II}$	3000 ot/min
poloměr nástroje	$R_N$	0,05 m
obvodová síla na nástroji	$N_x$	4711,0 N
procentuální časové zastoupení	$\theta$	0,1

tab. 6) Shrnutí všech hodnot vázaných na režim gama



obr. 25) Výkonová charakteristika motoru s vyznačenými oblastmi pracovních režimů

Pro další výpočty bude zapotřebí znát i střední hodnoty otáček a momentů na jednotlivých hřídelích (v poměrném zastoupení dle výše popsanych režimů)

Střední otáčky na první hřídeli jsou:

$$\begin{aligned} n_{SI} &= (n_{I\alpha} \cdot \theta_{\alpha}) + (n_{I\beta} \cdot \theta_{\beta}) + (n_{I\gamma} \cdot \theta_{\gamma}) = \\ &= (284,3 \cdot 0,6) + (1041,7 \cdot 0,3) + (6034,3 \cdot 0,1) = 1086,5 \text{ [ot/min]} \end{aligned} \quad (4.39)$$

Podobně střední moment a první hřídeli:

$$\begin{aligned} Mk_{SI} &= (Mk_{I\alpha} \cdot \theta_{\alpha}) + (Mk_{I\beta} \cdot \theta_{\beta}) + (Mk_{I\gamma} \cdot \theta_{\gamma}) = \\ &= (2485,8 \cdot 0,6) + (678,4 \cdot 0,3) + (117,1 \cdot 0,1) = 1706,7 \text{ [Nm]} \end{aligned} \quad (4.40)$$

Střední otáčky na druhé hřídeli:

$$\begin{aligned} n_{SII} &= (n_{II\alpha} \cdot \theta_{\alpha}) + (n_{II\beta} \cdot \theta_{\beta}) + (n_{II\gamma} \cdot \theta_{\gamma}) = \\ &= (141,3 \cdot 0,6) + (517,9 \cdot 0,3) + (3000 \cdot 0,1) = 540,2 \text{ [ot/min]} \end{aligned} \quad (4.41)$$

Podobně střední moment a první hřídeli:

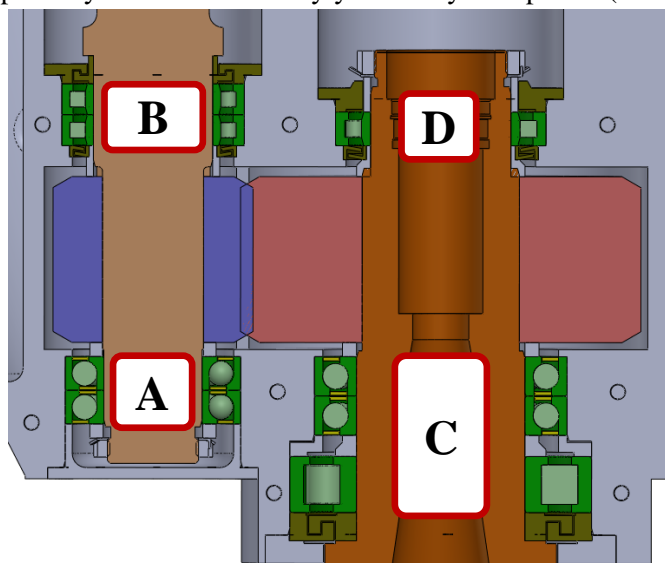
$$\begin{aligned} Mk_{SII} &= (Mk_{II\alpha} \cdot \theta_{\alpha}) + (Mk_{II\beta} \cdot \theta_{\beta}) + (Mk_{II\gamma} \cdot \theta_{\gamma}) = \\ &= (5000 \cdot 0,6) + (1364,5 \cdot 0,3) + (235,5 \cdot 0,1) = 3432,9 \text{ [Nm]} \end{aligned} \quad (4.42)$$

U druhé hřídele je důležitý i údaj o střední radiální zátěži působící na nástroj (resp. na hřídel II)

$$\begin{aligned} F_{SII} &= (N_{x\alpha} \cdot \theta_{\alpha}) + (N_{x\beta} \cdot \theta_{\beta}) + (N_{x\gamma} \cdot \theta_{\gamma}) = \\ &= (3125 \cdot 0,6) + (10916,1 \cdot 0,3) + (4711 \cdot 0,1) = 22495,9 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (4.43)$$

## 1.8 Předvýpočtová představa o uložení ložisek

Než budou ložiska dimenzována, musí být známa jejich pozice na hřídelích. Některé příklady řešení uložení byly uvedeny v kapitole (1.3.3.) Bylo rozhodnuto, že ozubená kola budou umístěna mezi ložiska. Půjde

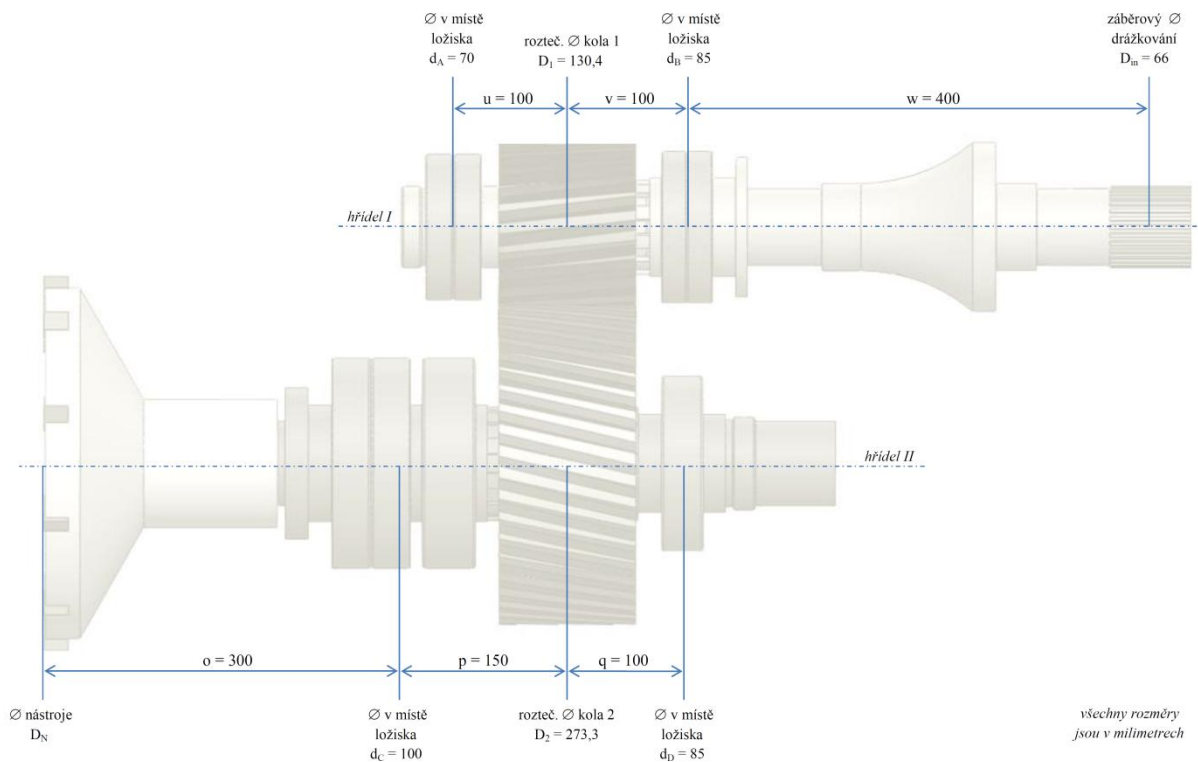


o soustavu kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem a válečkových ložisek. Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jsou schopna přenášet i axiální zatížení a budou umístěna v přední části hřídelí. Válečková ložiska přispívají vyšší únosností a vnášejí do uložení možnost axiálního posunutí. Za účelem zpřehlednění výpočtů byla jednotlivá ložisková hnízda označena písmeny A, B, C a D viz schéma (obr. 26).

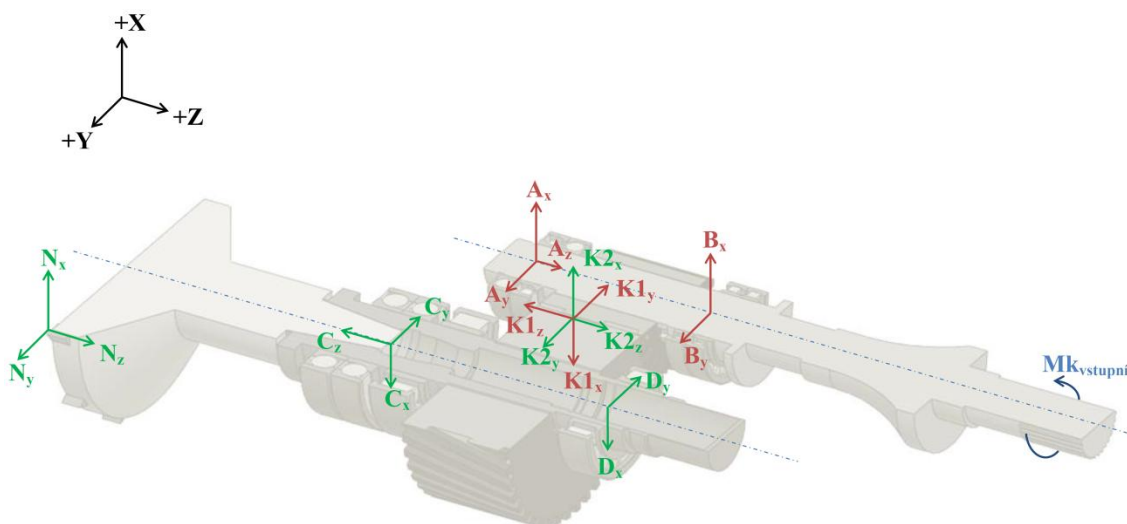
obr. 26) schéma uložení ložisek a jejich označení

## 1.9 Výpočty reakčních sil v místě ložisek

Níže uvedené nákresy přehledně zobrazují jednak rozměrové hodnoty (obr. 27), a pak také rozložení mechanických působení (obr. 28) na hřídelích.



obr. 27) Nákres hřídelí s uvedenými základními rozměry uložení.



obr. 28) Rozložení mechanických působení na hřídelích. Červeně jsou zobrazeny účinky na hřídeli I a zeleně síly působící na hřídel II.



### 1.9.1 Jednotlivé režimy

Opět bude potřeba provést výpočty reakčních sil pro každý režim zvlášť. Kompletní výpočet bude uveden pouze pro režim alfa. Ostatní režimy mají výpočtový postup stejný, jen s jinými hodnotami, výsledné hodnoty všech režimů jsou shrnuty v tabulkách výsledků (tab. 8, tab. 11, tab. 14).

#### ○ Reakční síly v převodu pro režim alfa

Pro každou hřídel jsou síly počítány zvlášť.

#### ● Hřídel I

Výchozí hodnoty pro výpočty reakčních sil pocházejí s předchozích výpočtů nebo z geometrie modelu a jsou takovéto:

poloměr ozubeného kola:  $r_1 = 65,22$  [mm]

vzdálenost mezi předním ložiskem (A) a kolem ( $K_1$ ):  $u = 100$  [mm]

vzdálenost mezi kolem ( $K_1$ ) a zadním ložiskem (B):  $v = 100$  [mm]

vzdálenost mezi zadním ložiskem (B) a vstupním drážkování:  $w = 400$  [mm]

tečná síla na kole ( $K_1$ ):  $K1_x = Ft_1 = 38112,6$  [N]

radiální síla na kole ( $K_1$ ):  $K1_y = Fr_1 = 14361,2$  [N]

axiální síla na kole ( $K_1$ ):  $K1_z = Fa_1 = 10212,2$  [N]

Točivý moment na vstupním drážkování:  $Mk_{in} = 2485,8$  [Nm]

poloměr hřídele v místě vstupního drážkování:  $r_{in} = 33$  [mm]

$$B_x = \frac{(K1_x \cdot u)}{(u+v)} = \frac{38112,6 \cdot 0,1}{(0,1+0,1)} = 19056,3 \text{ [N]} \quad (4.44)$$

$$B_y = \frac{(K1_y \cdot u) - (K1_z \cdot r_1)}{(u+v)} = \frac{(14361,2 \cdot 0,1) - (10212,2 \cdot 0,0652)}{(0,1+0,1)} = 3850,3 \text{ [N]} \quad (4.45)$$

$$A_x = K1_x - B_x = 38112,6 - 19056,3 = 19056,3 \text{ [N]} \quad (4.46)$$

$$A_y = K1_y - B_y = 14361,2 - 3850,3 = 10510,9 \text{ [N]} \quad (4.47)$$

$$A_z = K1_z = 10212,2 \text{ [N]} \quad (4.48)$$

Součet radiálních působení v místě ložisek:

Přední ložisko hřídele I:

$$R_A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{19,06^2 + 10,51^2} = 21,8 \text{ [N]} \quad (4.49)$$

Zadní ložisko hřídele I:

$$R_B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{19,06^2 + 3,85^2} = 19,4 \text{ [N]} \quad (4.50)$$

• **Hřídel II**

Výchozí hodnoty pro výpočty reakčních sil pocházejí s předchozích výpočtů nebo z geometrie modelu a jsou takovéto:

poloměr ozubeného kola ( $K_2$ ):  $r_2 = 136,7$  [mm]

vzdálenost mezi zadním ložiskem (B) a vstupním drážkování:  $o = 300$  [mm]

vzdálenost mezi předním ložiskem (C) a kolem ( $K_2$ ):  $p = 150$  [mm]

vzdálenost mezi kolem ( $K_2$ ) a zadním ložiskem (D):  $q = 100$  [mm]

tečná síla na kole ( $K_2$ ):  $K_{2x} = Ft_1 = 38112,6$  [N]

radiální síla na kole ( $K_2$ ):  $K_{2y} = Fr_1 = 14361,2$  [N]

axiální síla na kole ( $K_2$ ):  $K_{2z} = Fa_1 = 10212,2$  [N]

poloměr nástroje:  $r_N = 160$  [mm]

tečné zatížení nástroje řezným procesem:  $N_x = 31250$  [N]

radiální zatížení nástroje řezným procesem:  $N_y = N_x/2 = 31250/2 = 15625$  [N]

axiální zatížení nástroje řezným procesem:  $N_z = N_x/4 = 31250/4 = 7812,5$  [N]

$$D_x = \frac{(K_{2x} \cdot p) - (N_x \cdot o)}{(p+q)} = \frac{(38112,6 \cdot 0,15) - (31250 \cdot 0,3)}{(0,15+0,1)} = -14632,4 \quad (4.51)$$

$$D_y = \frac{(K_{2y} \cdot p) + (K_{2z} \cdot r_2) - (N_y \cdot o) - (N_z \cdot r_N)}{(p \cdot q)} =$$

$$= \frac{(14361,2 \cdot 0,15) + (10212,2 \cdot 0,1366) - (15625 \cdot 0,3) - (7812,5 \cdot 0,16)}{(0,15 \cdot 0,1)} = -9551$$
 [N] (4.52)

$$C_x = K_{2x} + N_x - D_x = 38112,6 + 31250 + 14632,4 = 83995$$
 [N] (4.53)

$$C_y = K_{2y} + N_y - D_y = 14361,2 + 15625 + 9551,01 = 39537,2$$
 [N] (4.54)

$$C_z = K_{2z} + N_z = 10212,2 + 7812,5 = 18024,7$$
 [N] (4.55)

Součet radiálních působení v místě ložisek:

Přední ložisko hřídele II:

$$R_C = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} = \sqrt{83,96^2 + 39,54^2} = 92,8$$
 [N] (4.56)

Zadní ložisko hřídele II:

$$R_D = \sqrt{D_x^2 + D_y^2} = \sqrt{(-14,63)^2 + (-9,55)^2} = 17,5$$
 [N] (4.57)

Součet radiálních sil v místě kola 1 resp. 2:

$$R_{K1} = R_{K2} = \sqrt{K1_x^2 + K1_y^2} = \sqrt{38,11^2 + 14,36^2} = 40,7 \text{ [N]} \quad (4.58)$$

Součet radiálních sil na nástroji:

$$R_N = \sqrt{N_x^2 + N_y^2} = \sqrt{31,25^2 + 15,63^2} = 34,9 \text{ [N]} \quad (4.59)$$

## Výchozí hodnoty - režim $\alpha$

tečná síla na kole 1 (2)	$K1_x = K2_x$	38112,6 N
radiální síla na kole 1 (2)	$K1_y = K2_y$	14361,2 N
axiální síla na kole 1 (2)	$K1_z = K2_z$	10212,2 N
krouticí moment na vstupním drážkování	$Mk_{in}$	2485,8 Nm
tečné zatížení nástroje řezným procesem	$N_x$	31250,0 N
radiální zatížení nástroje řezným procesem	$N_y$	15625,0 N
axiální zatížení nástroje řezným procesem	$N_z$	7812,5 N

tab. 7) Výchozí hodnoty momentu a sil příslušející režimu alfa

## Reakční síly v místě ložisek - režim $\alpha$

### hřídel I

reakční síla ve směru osy X v předním ložisku A	$A_x$	<b>19,06 kN</b>
reakční síla ve směru osy Y v předním ložisku A	$A_y$	<b>10,51 kN</b>
reakční síla ve směru osy Z v předním ložisku A	$A_z$	<b>10,21 kN</b>
reakční síla ve směru osy X v zadním ložisku B	$B_x$	<b>19,06 kN</b>
reakční síla ve směru osy Y v zadním ložisku B	$B_y$	<b>3,85 kN</b>

### hřídel II

reakční síla ve směru osy X v předním ložisku C	$C_x$	<b>84,00 kN</b>
reakční síla ve směru osy Y v předním ložisku C	$C_y$	<b>39,54 kN</b>
reakční síla ve směru osy Z v předním ložisku C	$C_z$	<b>18,02 kN</b>
reakční síla ve směru osy X v zadním ložisku D	$D_x$	<b>-14,63 kN</b>
reakční síla ve směru osy Y v zadním ložisku D	$D_y$	<b>-9,55 kN</b>

tab. 8) Shrnutí výsledných reakčních sil pro režim alfa

## Celková radiální zatížení - režim $\alpha$

reakce v předním lož. A	$R_A$	<b>21,8 kN</b>
reakce v zadním lož. B	$R_B$	<b>19,4 kN</b>
reakce v předním lož. C	$R_C$	<b>92,8 kN</b>
reakce v zadním lož. D	$R_D$	<b>17,5 kN</b>
výslednice radiálních sil v místě kola 1 (2)	$R_{K1} = R_{K2}$	<b>40,7 kN</b>
výslednice radiálních sil na nástroji	$R_N$	<b>34,9 kN</b>

tab. 9) Součet radiálních sil ve stěžejních místech

## Výchozí hodnoty - režim $\beta$

tečná síla na kole 1 (2)	$K1_x = K2_x$	10401,1 N
radiální síla na kole 1 (2)	$K1_y = K2_y$	3919,2 N
axiální síla na kole 1 (2)	$K1_z = K2_z$	2787,0 N
kroučící moment na vstupním drážkování	$Mk_{in}$	678,4 Nm
tečné zatížení nástroje řezným procesem	$N_x$	10916,1 N
radiální zatížení nástroje řezným procesem	$N_y$	5458,1 N
axiální zatížení nástroje řezným procesem	$N_z$	2729,0 N

tab. 10) Výchozí hodnoty momentu a sil příslušející režimu beta

## Reakční síly v místě ložisek - režim $\beta$

### hřídel I

reakční síla ve směru osy X v předním ložisku A	$A_x$	5,20 kN
reakční síla ve směru osy Y v předním ložisku A	$A_y$	2,87 kN
reakční síla ve směru osy Z v předním ložisku A	$A_z$	2,79 kN
reakční síla ve směru osy X v zadním ložisku B	$B_x$	5,20 kN
reakční síla ve směru osy Y v zadním ložisku B	$B_y$	1,05 kN

### hřídel II

reakční síla ve směru osy X v předním ložisku C	$C_x$	28,18 kN
reakční síla ve směru osy Y v předním ložisku C	$C_y$	13,80 kN
reakční síla ve směru osy Z v předním ložisku C	$C_z$	5,52 kN
reakční síla ve směru osy X v zadním ložisku D	$D_x$	-6,86 kN
reakční síla ve směru osy Y v zadním ložisku D	$D_y$	-4,42 kN

tab. 11) Shrnutí výsledných reakčních sil pro režim beta

## Celková radiální zatížení - režim $\beta$

reakce v předním lož. A	$R_A$	5,9 kN
reakce v zadním lož. B	$R_B$	5,3 kN
reakce v předním lož. C	$R_C$	31,4 kN
reakce v zadním lož. D	$R_D$	8,2 kN

tab. 12) Součet radiálních sil ve stěžejních místech

## Výchozí hodnoty - režim $\gamma$

tečná síla na kole 1 (2)	$K1_x = K2_x$	1795,5 N
radiální síla na kole 1 (2)	$K1_y = K2_y$	676,6 N
axiální síla na kole 1 (2)	$K1_z = K2_z$	481,1 N
krouticí moment na vstupním drážkování	$Mk_{in}$	117,1 Nm
tečné zatížení nástroje řezným procesem	$N_x$	4711,0 N
radiální zatížení nástroje řezným procesem	$N_y$	2355,5 N
axiální zatížení nástroje řezným procesem	$N_z$	1177,7 N

tab. 13) Výchozí hodnoty momentu a sil příslušející režimu gama

## Reakční síly v místě ložisek - režim $\gamma$

### hřídel I

reakční síla ve směru osy X v předním ložisku A	$A_x$	0,90 kN
reakční síla ve směru osy Y v předním ložisku A	$A_y$	0,50 kN
reakční síla ve směru osy Z v předním ložisku A	$A_z$	0,48 kN
reakční síla ve směru osy X v zadním ložisku B	$B_x$	0,90 kN
reakční síla ve směru osy Y v zadním ložisku B	$B_y$	0,18 kN

### hřídel II

reakční síla ve směru osy X v předním ložisku C	$C_x$	11,08 kN
reakční síla ve směru osy Y v předním ložisku C	$C_y$	5,94 kN
reakční síla ve směru osy Z v předním ložisku C	$C_z$	1,66 kN
reakční síla ve směru osy X v zadním ložisku D	$D_x$	-4,58 kN
reakční síla ve směru osy Y v zadním ložisku D	$D_y$	-2,91 kN

tab. 14) Shrnutí výsledných reakčních sil pro režim gama

## Celková radiální zatížení - režim $\gamma$

reakce v předním lož. A	$R_A$	1,0 kN
reakce v zadním lož. B	$R_B$	0,9 kN
reakce v předním lož. C	$R_C$	12,6 kN
reakce v zadním lož. D	$R_D$	5,4 kN

tab. 15) Součet radiálních sil ve stěžejních místech

## 1.9.2 Celkové namáhání a životnost ložisek

Tím byly získány všechny hodnoty potřebné pro výpočet ekvivalentního zatížení v místě ložisek.

Ekvivalentní zatížení ložiska A:

$$P_A = \sqrt[3]{\left[ R_{A\alpha}^3 \cdot \left( \frac{n_{I\alpha}}{n_{SI}} \right) \cdot \theta_\alpha \right] + \left[ R_{A\beta}^3 \cdot \left( \frac{n_{I\beta}}{n_{SI}} \right) \cdot \theta_\beta \right] + \left[ R_{A\gamma}^3 \cdot \left( \frac{n_{I\gamma}}{n_{SI}} \right) \cdot \theta_\gamma \right]}$$

$$P_A = \sqrt[3]{\left[ 21,8^3 \cdot \frac{284,3}{1086,5} \cdot 0,6 \right] + \left[ 5,9^3 \cdot \frac{1041,7}{1086,5} \cdot 0,3 \right] + \left[ 1^3 \cdot \frac{6034,3}{1086,5} \cdot 0,1 \right]} = 11,9 \text{ [kN]} \quad (4.60)$$

Podle téže rovnice byla spočtena ekvivalentní zatížení ložiska B, C a D:

$$P_B = 10,6 \text{ [kN]}$$

$$P_C = 50,4 \text{ [kN]}$$

$$P_D = 10,3 \text{ [kN]}$$

## 1.10 Definitivní stanovení velikostí, počtu a pozic ložisek

V návaznosti na předcházející výpočty byla zvolena tato ložiska:

A - kuličkové (2x)						
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	Co [kN]	Pu [kN]	stř. ot [ot/min]
70	125	24	83	68	2,9	6700

tab. 16) parametry ložiska SKF - 7214 ACCBM

B - válečkové (2x)						
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	Co [kN]	Pu [kN]	stř. ot [ot/min]
85	130	22	68,2	86,5	10,8	6000

tab. 17) parametry ložiska SKF - NU 1017

C - kuličkové (2x)						
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	Co [kN]	Pu [kN]	stř. ot [ot/min]
120	180	28	87,1	93	3,2	4000

tab. 18) parametry ložiska SKF - 7224 BCBM

C - válečkové (1x)						
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	Co [kN]	Pu [kN]	stř. ot [ot/min]
120	215	40	390	430	49	3400

tab. 19) parametry ložiska SKF - NUP 224 ECP

D - válečkové (1x)						
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	Co [kN]	Pu [kN]	stř. ot [ot/min]
100	150	24	85,8	114	13,7	5000

tab. 20) parametry ložiska SKF - NU 1020 M

Výpočet životnosti ložiskového uložení:

$$L_{10hA} = \left( \frac{C_A + C_A}{P_A} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{SI}} = \left( \frac{83 + 83}{11,6} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1086,5} = \mathbf{41\,792 \text{ [hod]}} \quad (4.61)$$

$$L_{10hB} = \left( \frac{C_B + C_B}{P_B} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{SI}} = \left( \frac{68,2 + 68,2}{10,4} \right)^{3,3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1086,5} = \mathbf{76\,170 \text{ [hod]}} \quad (4.62)$$

$$L_{10hC} = \left( \frac{C_{Ck} + C_{Ck} + C_{Cv}}{P_C} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{SII}} = \left( \frac{87,5 + 87,5 + 390}{50,1} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 540,2} = \mathbf{40\,869 \text{ [hod]}} \quad (4.63)$$

$$L_{10hD} = \left( \frac{C_D}{P_D} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{SII}} = \left( \frac{85,8}{9,9} \right)^{3,3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 540,2} = \mathbf{36\,535 \text{ [hod]}} \quad (4.64)$$

## 1.11 Návrh těsnění a mazání ložisek

Tato kapitola zahrnuje i těsnění a mazání ozubených kol protože jsou součástí vnitřního uložení hlavy a mají s ložisky společnou část těsnění.

### 1.11.1 Těsnění

Vzhledem k rychlostem otáčení (hřídel I až 6000 [ot/min], hřídel II až 3000 [ot/min]) není možné použít kontaktní ložiska. Proto všechna ložiska budou bezkontaktní.

Všechna ložiska s kosoúhlým stykem jsou vyráběna i ve verzi s vnitřním bezkontaktním těsněním (obr. 29 - 4). Ložiska s vnitřním těsněním jsou navíc při výrobě naplněna mazivem na celou dobu jejich trvanlivosti, tím odpadá i problém s mazáním těchto ložisek.

Válečková ložiska musejí mít vnější těsnění. K těsnění uvnitř ložiskového uložení (mezi ložisky a ozubenými koly) bylo použito labyrintových kroužků (obr. 29 - 3). Ty by měly zabránit úniku maziva z ložisek a přenosu nečistot vznikajících v místě styku ozubených kol. Vstupy do ložiskových uložení chrání víčka s labyrintovým provedením (obr. 29 - 2). Tam kde to bylo možné, je navíc celý tubus uzavřen pevným víkem (obr. 29 - 1)

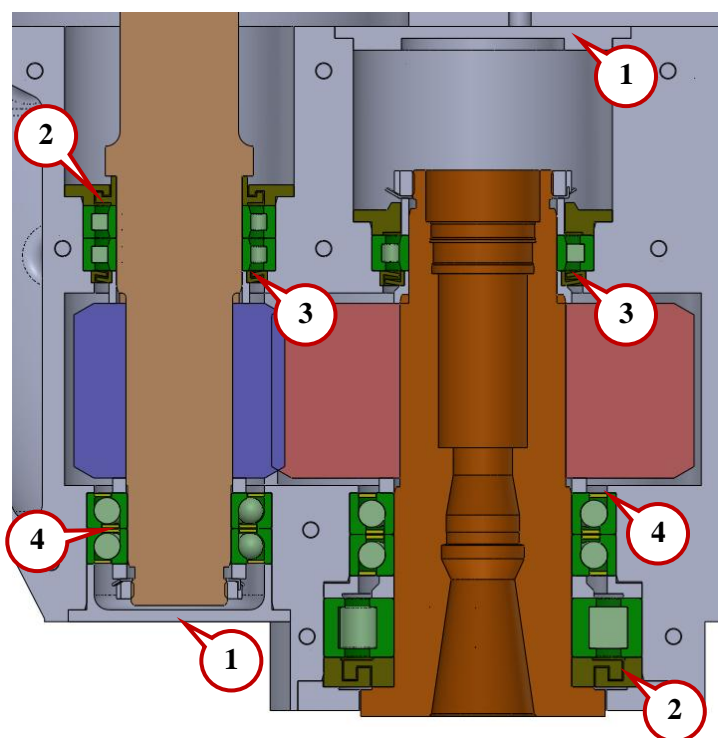
### 1.11.2 Mazání

Mechanismus je v tomto ohledu navržen jako bezúdržbový. Ložiska s kosoúhlým stykem mají již od výroby tukovou náplň postačující na celou dobu jejich životnosti.

Podobně to bude řešeno i u válečkových ložisek. Jsou uložena za víky případně labyrintovými těsněními, a tak nehrozí příliš velké ztráty maziva. Mohou být tedy při montáži namazána tukem, který vydrží celou dobu jejich životnosti.

Ozubená kola musí být mazána rovněž a i u nich je řešením jednorázové mazání tukem při montáži.





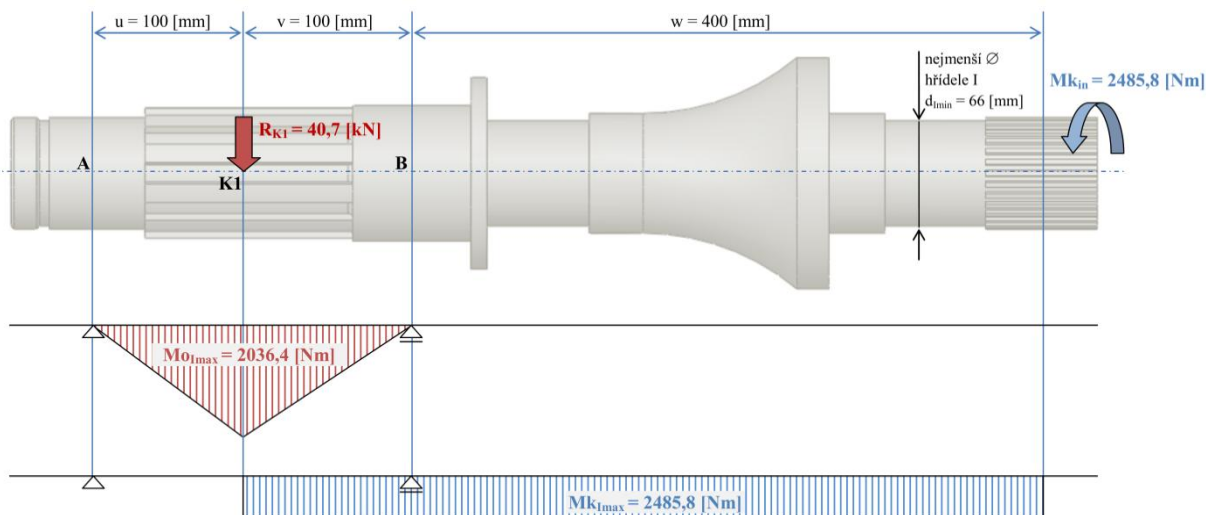
obr. 29) Těsnění ložisek a jejich uložení

## 1.12 Výpočet kombinovaného namáhání hřídelí na krut a ohyb

Pro výpočet kombinovaného namáhání budeme uvažovat zatížení od nejnáročnějšího režimu a tím je režim Alfa.

### o Hřídel I

Nejprve shrnutí výchozích hodnot



obr. 30) Maximální namáhání na krut a ohyb hřídele I

Největší ohybové zatížení očekávám v místě prvního kola přesně mezi ložisky a a B. Souhrnné radiální zatížení v tomto místě je  $R_{K1} = 40,7$  [kN]

První kolo je umístěno přesně uprostřed tedy 100 [mm] od každého ložiska. To stačí na výpočet ohybového momentu v tomto místě.

$$M_{olmax} = \frac{F \cdot u \cdot v}{u+v} = \frac{40700 \cdot 100 \cdot 100}{100+100} = 2036427,4 \text{ [Nmm]} \quad (4.65)$$

Modul pružnosti v ohybu:

$$W_{ol} = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi \cdot 66^3}{32} = 28224,8 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (4.66)$$

Ohybové napětí na první hřídeli:

$$\sigma_{ol} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{2036427,4}{28224,8} = 72,15 \text{ [MPa]} \quad (4.67)$$

Krouticí moment je dán:

$$M_{in} = 2485,8 \text{ [Nm]} \quad (4.68)$$

Modul pružnosti v krutu:

$$W_{kl} = \frac{\pi D^3}{16} = \frac{\pi \cdot 66^3}{16} = 56449,7 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (4.69)$$

Napětí v krutu pro první hřídel:

$$\tau_{kl} = \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{2485800}{56449,7} = 44,04 \text{ [MPa]} \quad (4.70)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{redl} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + (\alpha \cdot \tau_{k1})^2} = \sqrt{72,15^2 + (\sqrt{3} \cdot 44,04)^2} = 92,54 \text{ [MPa]} \quad (4.71)$$

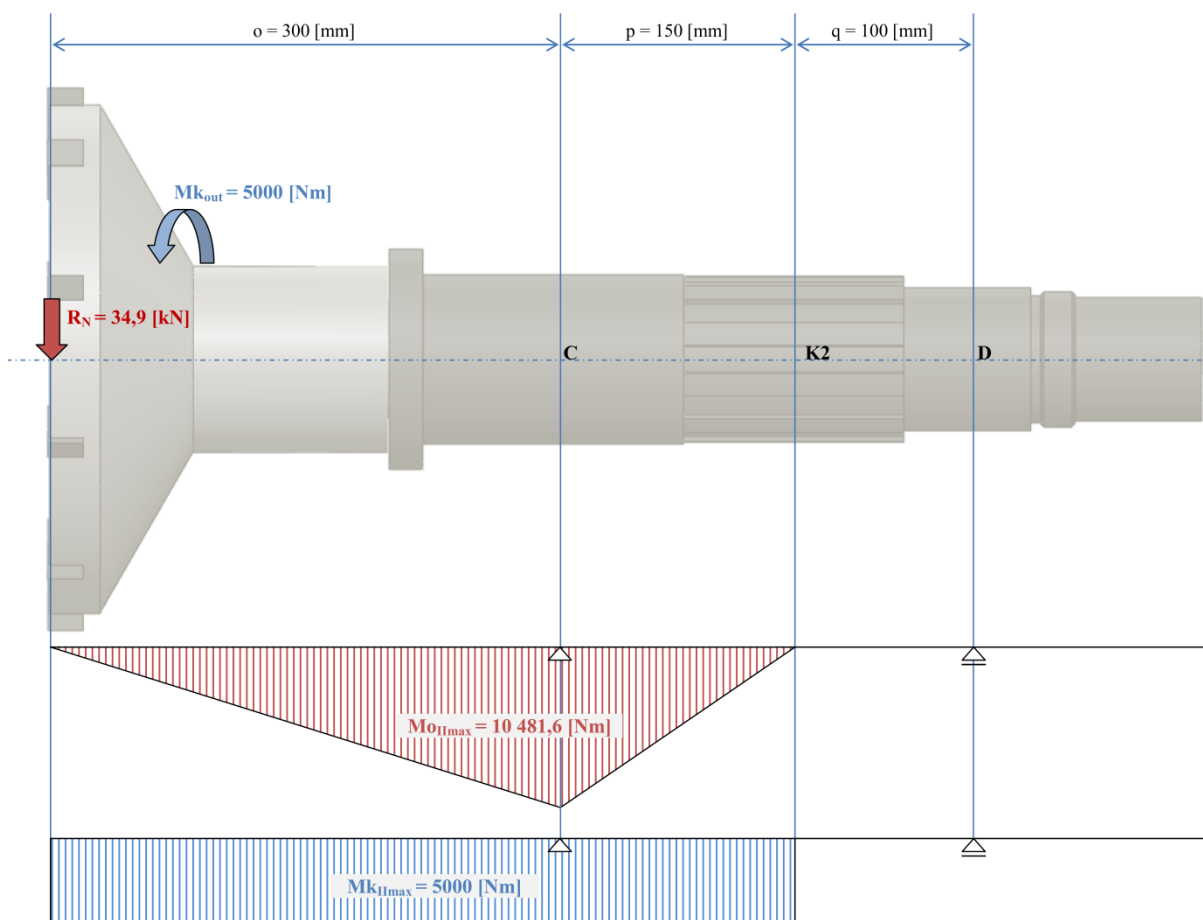
Podle zvoleného materiálu ČSN 12 060 je dovolené napětí  $\sigma_d = 400$  [MPa]. Celková bezpečnost kombinovaného namáhání na krut a ohyb bude tedy:

$$K_{kl} = \frac{\sigma_d}{\sigma_{redl}} = \frac{400}{92,54} = 4,3 \quad (4.72)$$

Minimální bezpečnost je 2. Na první hřídeli je tedy kombinované namáhání **vyhovující**.

○ **Hřídel II**

Nejprve opět shrnutí výchozích hodnot



obr. 31) Maximální namáhání na krut a ohyb hřídele II

Největší ohybové zatížení bude v místě uložení ložiska C. Souhrnné radiální zatížení na nástroji, které je příčinou ohybového momentu je  $R_N = 34,9$  [N]

Vzdálenost od čela nástroje ke středu uložení ložisek je 300 [mm]

$$M_{oII max} = R_N \cdot o = 34938,6 \cdot 300 = 10481568,6 \text{ [Nmm]} \quad (4.73)$$

Modul pružnosti v ohybu:

$$W_{oII} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(100^4 - 60^4)}{100} = 85451,3 \text{ [mm}^3] \quad (4.74)$$

Ohybové napětí na první hřídeli:

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \frac{10481568,6}{85451,3} = 122,66 \text{ [MPa]} \quad (4.75)$$

Krouticí moment je zadán:

$$M_{kII} = 5000 \text{ [Nm]} \quad (4.76)$$

Modul pružnosti v krutu:

$$W_{kII} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(100^4 - 60^4)}{100} = 170902,6 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (4.77)$$

Napětí v krutu pro první hřídel:

$$\tau_{kII} = \frac{M_{kII}}{W_{kII}} = \frac{5000000}{170902,6} = 29,25 \text{ [MPa]} \quad (4.78)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{redII} = \sqrt{\sigma_{oII}^2 + (\alpha \cdot \tau_{kII})^2} = \sqrt{122,66^2 + (\sqrt{3} \cdot 29,25)^2} = 128,56 \text{ [MPa]} \quad (4.79)$$

Podle zvoleného materiálu ČSN 12 060 je dovolené napětí  $\sigma_d = 400$  [MPa]. Celková bezpečnost kombinovaného namáhání na krut a ohyb bude tedy:

$$K_{kII} = \frac{\sigma_d}{\sigma_{redII}} = \frac{400}{128,56} = 3,11 \quad (4.80)$$

Minimální bezpečnost je 2. Bezpečnost není velká, ale je **dostačující** i pro druhou hřídel.

## 1.13 Návrh drážkování uložení kol

Aby se krouticí moment hřídele přenesl na ozubená kola, musí být hřídel opatřena pery nebo drážkováním. Početně jsem ověřil, že dosáhnout tohoto přenosu pomocí per by bylo velmi obtížné, proto navrhuji přenos momentu pomocí rovnobokého drážkování dle ČSN ISO 14 (01 4942), které skýtá několikanásobně větší bezpečnost.

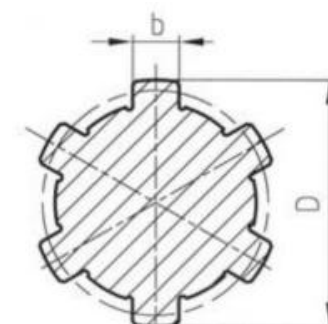
### 1.13.1 Volba drážkování

Drážkování musí být zvoleno tak, aby dokázalo přenést požadovaný moment. Ale zároveň musí korespondovat s koncepcí hřídele, aby bylo možné bez problémů umístit ložiska těsnění a další součásti.

#### • Hřídel I

Přední ložisko (A) je uloženo na průměru 70 [mm] a zadní (B) na průměru 85 [mm]. Drážkování musí být mezi těmito hodnotami. Možnosti jsou v podstatě dvě:

Lehká řada drážkování:	malý průměr $d = 72$ [mm]
	velký průměr $D = 78$ [mm]
Střední řada drážkování:	malý průměr $d = 72$ [mm]
	velký průměr $D = 82$ [mm]



obr. 32) řez drážkovanou hřídelí

Zvolena byla střední řada. Šířka zubu bude tím pádem  $b_1 = 12$  [mm] a počet zubů  $N_1 = 10$ .

- **Hřídel II**

U druhé hřídele je rozpětí větší, Přední ložisko (C) leží na průměru 120 [mm] a zadní (D) na průměru 100 [mm], ale možnost je jen jedna.

Střední řada drážkování: malý průměr  $d = 102$  [mm]

velký průměr  $D = 112$  [mm]

Zbývající údaje jsou, šířka zubu  $b_{II} = 16$  [mm] a počet zubů  $N_{II} = 10$ .

### 1.13.2 Výpočet drážkování stříh, otlačení

- **Hřídel I**

Střední průměr:

$$D_{sI} = \frac{d_I + D_I}{2} = \frac{72 + 82}{2} = 77 \text{ [mm]} \quad (4.81)$$

$$\text{Délka drážkování: } l_I = b = 118 \text{ [mm]} \quad (4.82)$$

$$\text{Výška zubu: } h_I = \frac{D_I - d_I}{2} = \frac{82 - 72}{2} = 5 \text{ [mm]} \quad (4.83)$$

korekční součinitel pro rovnoboké drážkování  $K = 0,75$

Styková plocha drážek:

$$S_I = \frac{D_{sI} \cdot l_I \cdot h_I \cdot K \cdot N_I}{1000} = \frac{77 \cdot 118 \cdot 5 \cdot 0,75 \cdot 10}{1000} = 340,7 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (4.84)$$

Síla působící na drážkování:

$$F_{dI} = 2 \cdot M k_I = 2 \cdot 2485,8 = 4971,6 \text{ [N]} \quad (4.85)$$

Napětí na drážkování:

$$p_I = \frac{F_{dI}}{S_I} = \frac{4971,6}{340,7} = 14,6 \text{ [MPa]} \quad (4.86)$$

Dovolené napětí na drážkování volím z tabulky (tab. 21). Jako jednosměrné zatížení s velkými rázy. Materiál je ocel.

$$p_D = 90 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost drážkování je:

$$k_{dI} = \frac{p_D}{p_I} = \frac{90}{14,6} \cong 6,17 \quad (4.87)$$

Jak je vidět drážkování na první hřídeli s přehledem **vyhovuje** navrhovanému zatížení.

- **Hřídel II**

Střední průměr:

$$D_{sII} = \frac{d_{II} + D_{II}}{2} = \frac{102 + 112}{2} = 107 \text{ [mm]} \quad (4.88)$$

$$\text{délka drážkování: } l_{II} = b = 118 \text{ [mm]} \quad (4.89)$$

$$\text{Výška zubu: } h_{II} = \frac{D_{II} - d_{II}}{2} = \frac{98 - 92}{2} = 5 \text{ [mm]} \quad (4.90)$$

Korekční součinitel pro rovnoboké drážkování  $K = 0,75$

Styková plocha drážek:

$$S_{II} = \frac{D_{sII} \cdot l_{II} \cdot h_{II} \cdot K \cdot N_{II}}{1000} = \frac{107 \cdot 118 \cdot 5 \cdot 0,75 \cdot 10}{1000} = 473,5 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (4.91)$$

Síla působící na drážkování:

$$F_{dII} = 2 \cdot M k_{II} = 2 \cdot 5000 = 10000 \text{ [N]} \quad (4.92)$$

Napětí na drážkování:

$$p_{II} = \frac{F_{dII}}{S_{II}} = \frac{10000}{473,5} = 21,1 \text{ [MPa]} \quad (4.93)$$

Dovolené napětí na drážkování volím z tabulky (tab. 21). Jako jednosměrné zatížení s velkými rázy. Materiál je ocel.

$$p_D = 90 \text{ [MPa]}$$

Bezpečnost drážkování je:

$$k_{dII} = \frac{p_D}{p_{II}} = \frac{90}{21,1} \cong 4,26 \quad (4.94)$$

I na druhé hřídeli je drážkování **vyhovující**.

DOVOLENÝ TLAK NA BOCÍCH DRÁŽEK $p_D$ (MPa)					
MATERIÁL	ZATÍŽENÍ				
	JEDNOSMĚRNÉ			STŘÍDAVÉ	
	KLIDNÉ	MALÉ RÁZY	VELKÉ RÁZY	MALÉ RÁZY	VELKÉ RÁZY
OCEL KALENÁ	160	140	120	90	50
OCEL, OCEL NA ODLITKY	120	105	90	67	37
ŠEDÁ LITINA	72	63	54	40	22,5
TEMPEROVANÁ LITINA	88	77	66	49,5	27,5
BRONZ, MOSAZ	40	35	30	22,5	12,5
VYTVRZENÁ SLITINA AlCuMg	80	70	60	45	25
VYTVRZENÁ SLITINA AlMg, AlMn	72	63	54	40	22,5
VYTVRZENÁ SLITINA AlSiMg	56	49	42	31,5	17,5

tab. 21) dovolený tlak v rovnobokém drážkování

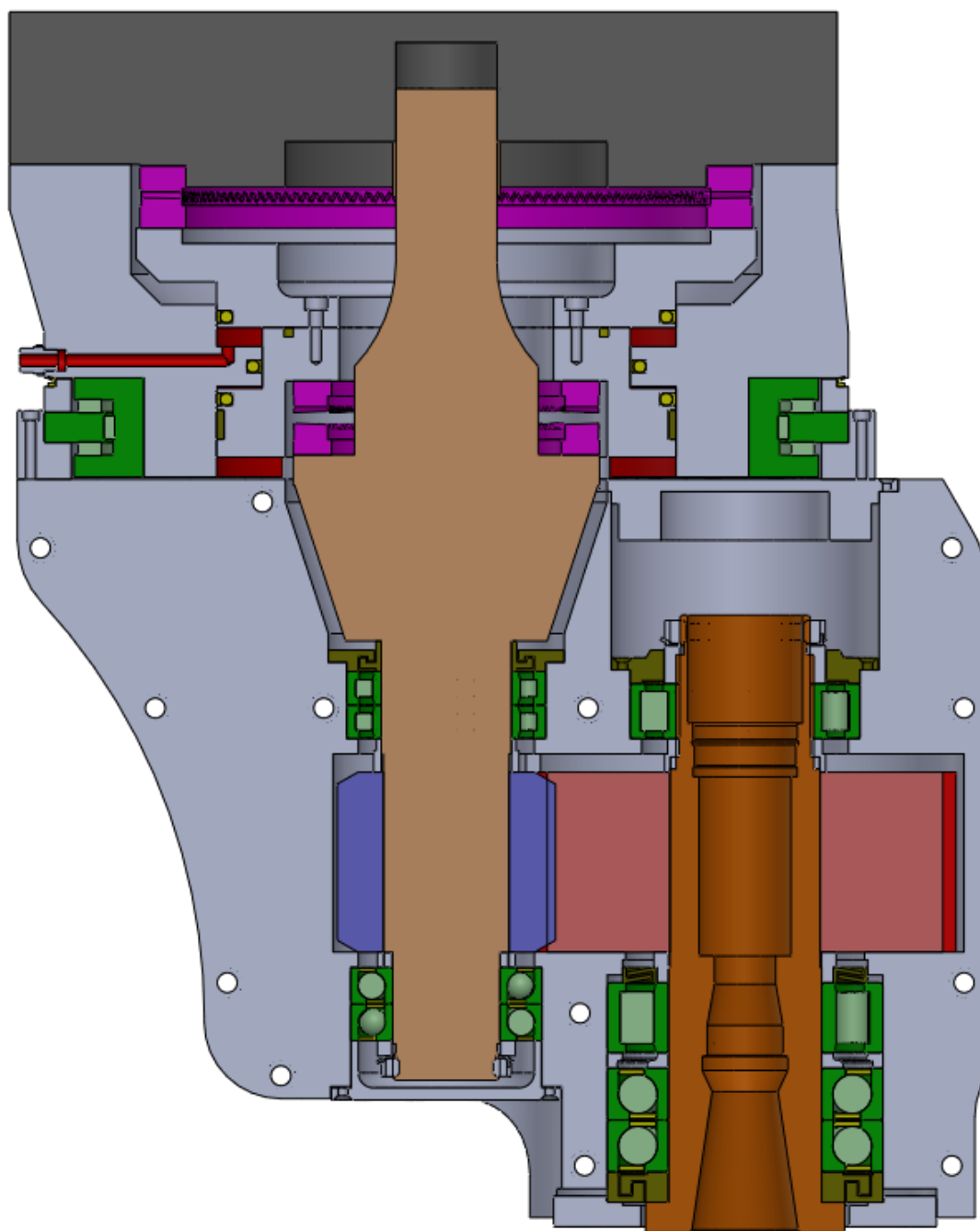
## 1.14 Natáčecí mechanismus

### 1.14.1 Varianty natáčecího mechanismu

Byly navrženy dvě možné varianty provedení mechanismu otáčení. Obě využívají ke zpevnění hirthovy včence a přímočarý hydromotor. Zde je zhodnocení hlavních rozdílů.

○ **Varianta 1.**

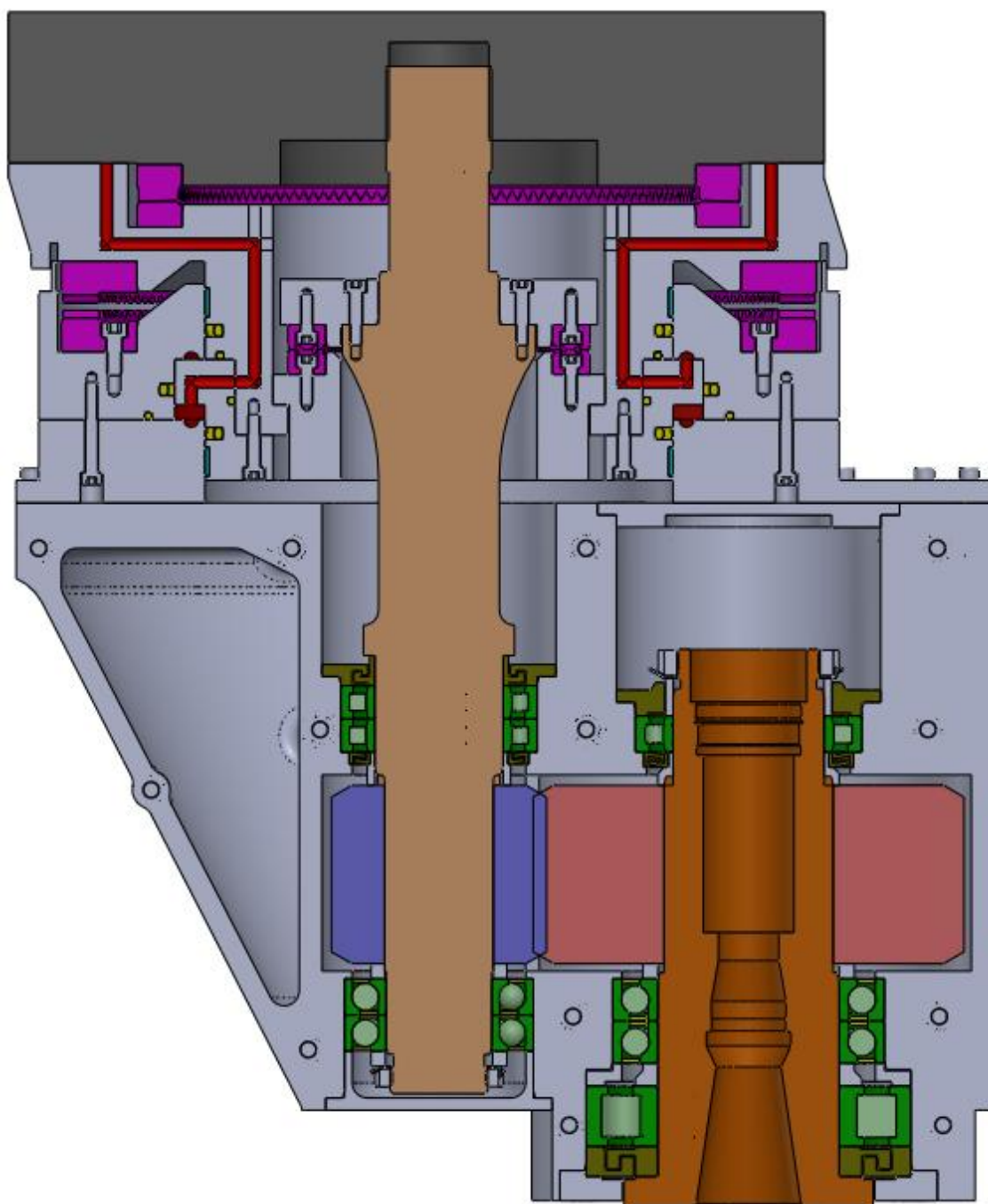
- **Využívá při zpevněné poloze hirtovo ozubení přímo z přípojovacího rozhraní.** Má tím pádem o jednu dvojici věnců méně ale je sporné jestli je možné toto "hlavní" ozubení rozpojovat jindy než za účelem výměny hlavy.
- **Hydraulická kapalina je přiváděna externím kanálkem.** Není třeba přizpůsobovat se přípojovacímu rozhraní nebo jej upravovat, nicméně je to na úkor kompaktnosti tělesa.
- **Přestavení mezi polohami uvolněno/zpevněno probíhá uvnitř hlavy.** Přestavení proběhne bez posuvu tělesa, potažmo nástroje, v axiálním směru.
- **Součástí mechanismu je axiálně-radiální ložisko.** Otáčení probíhá plynule a hladce, zároveň je ložisko výrazně slabým článkem z hlediska tuhosti.



obr. 33) Natáčecí mechanismus první varianta

○ **Varianta 2.**

- **Pro zpevnění je použito dalšího většího hirthova věnce.** Přestavování se netýká připojovacího rozhraní a větší rozměr věnce zlepšuje tuhost mechanismu.
- **Vnitřní vedení hydraulické kapaliny.** Přívod hydraulické kapaliny je složitější, ale je napojen přímo k rozhraní hlavy.
- **V pracovní poloze je sepnutý hirt zatížen.** Síly působící na hlavu během pracovního procesu se přenášejí tělesem až k hirthovu ozubení a zvyšují přitlak.
- **Mechanismus nevyžaduje ložisko.** Absence ložiska znamená výrazně vyšší tuhost celého řetězce.



obr. 34) Natáčecí mechanismus druhá varianta



Nejistota ohledně použití hlavního hirthova ozubení a nízká tuhost byly shledány jako příliš závažné nedostatky. Proto byla ke zpracování vybrána varianta č. 2. I za cenu nutnosti axiálního posuvu hlavy v natáčecí poloze.

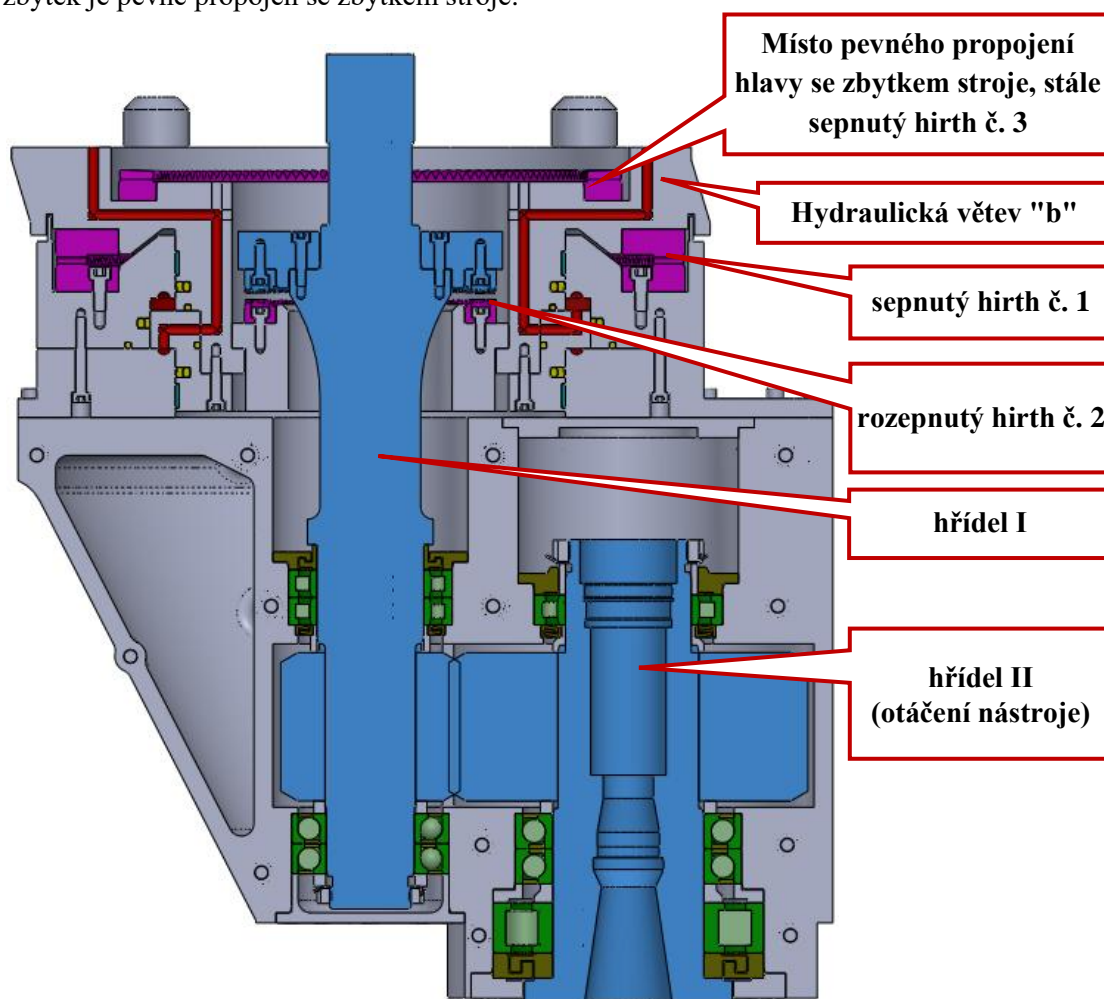
Bližší popis principu vybraného mechanismu je v následující kapitole

### 1.14.2 Návrh způsobu uvolnění, otáčení a zpevnění hlavy

Mechanismus je podobný jako u otočného stolu, o kterém byla zmínka v rešerši. Ke zpevnění bude použito hirthova ozubení v součinnosti s hydraulickým válcem. Otáčení kolem osy C však nebude vyvozováno dalším motorem, nýbrž bude k tomuto účelu použit hlavní motor, resp. hřídel I.

#### o pozice pracovní

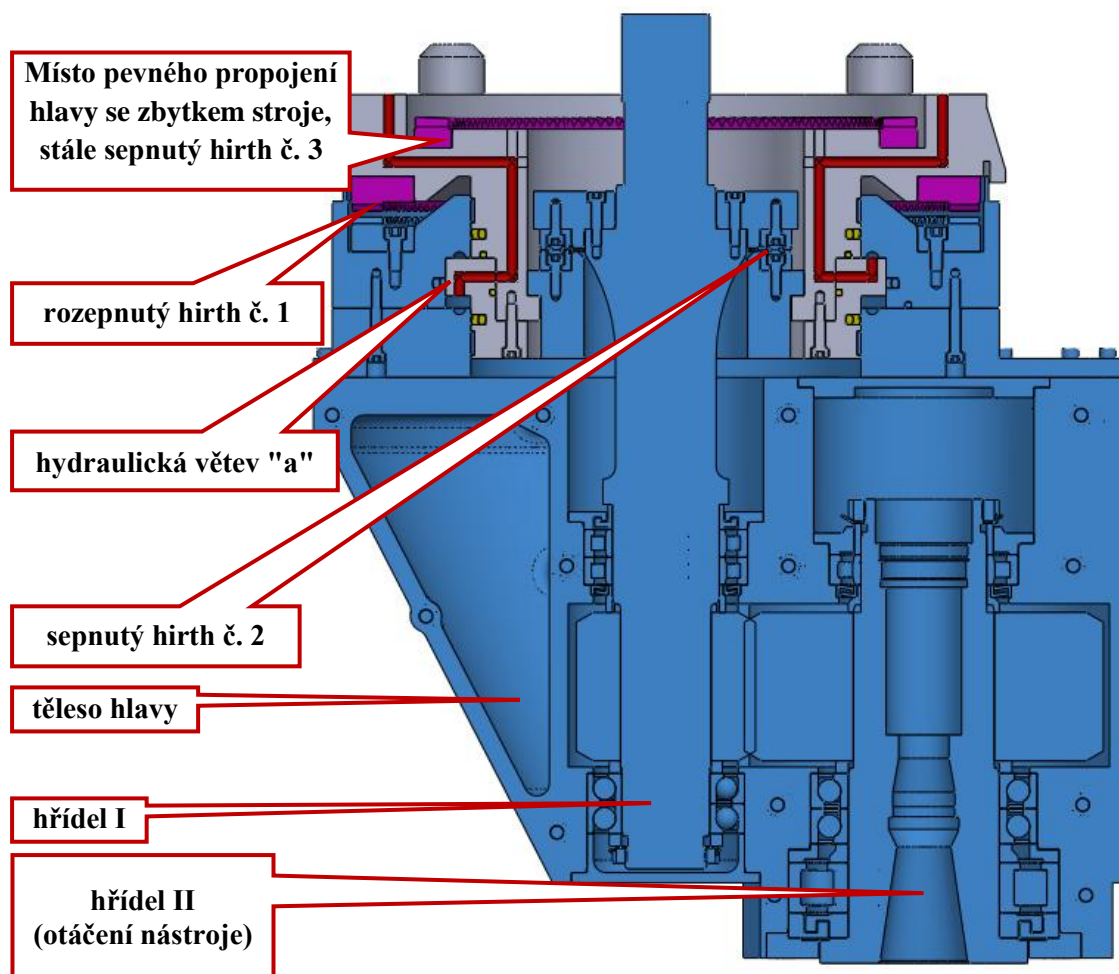
Pevná část stroje a tělo hlavy (obal) jsou pevně propojeny hirthovými spojkami. v hydraulické větvi „b“ je přiveden stálý tlak. Otáčet se může předlohová hřídel, jejíž otáčení způsobuje i pracovní otáčení nástroje. Pohyb konají pouze modře zbarvené součásti, zbytek je pevně propojen se zbytkem stroje.



obr. 35) Řez hlavy v pracovní pozici. Pohyb koná pouze modře zbarvená část zbytek je pevně spojen se strojem.

o **pozice pro natáčení**

Hydraulický píst je vlivem zvýšeného tlaku ve větvi "a" přesunut do dolní polohy. Hirthovo ozubení č. 2 se propojí s ozubením umístěným na předlohové hřídeli a dojde k pevnému propojení. Momentálně jakékoli otočení předlohové hřídele vyvolá nejen otáčení nástroje, ale i otáčení celého obalu hlavy. Nutno podotknout, že v tomto režimu musí být přinejmenším softwareově podchycena maximální přípustná rychlost otáčení, aby nedošlo prudkému roztočení celé hlavy. Jakmile je natáčení dokončeno může se píst opět přesunout do horní polohy.



obr. 36) Řez hlavy v otočné pozici. Pohyb koná celá modře zbarvená část.

### 1.14.3 Volba hirthova ozubení

Mechanismus využívá dvou hirthových spojek. První z nich (horní) by měla být co největší, protože bude sepnuta během pracovního procesu a musí zajišťovat co nejvyšší tuhost. Hlavní průměry horního věnce jsou  $D/d = 500/400$  [mm]. Počet zubů je znám, protože je požadavek na indexaci po  $2,5^\circ$  je počet zubů  $z_h = 360/2,5 = 144$ . Další údaje k hirthovým ozubením od firmy "Tedisa" jsou v tabulce (tab. 22).

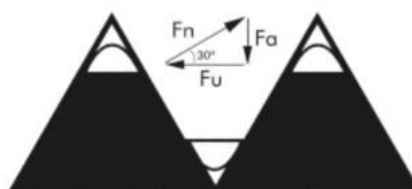
Druhá hirthova spojka bude menší. Nebude přenášet tak veliký moment a navíc se musí vejít dovnitř tělesa hlavy. Aby bylo zachováno krokování po  $2,5^\circ$ , vybírám opět věnec se 144 zuby. Nejmenší z nich má průměry  $D/d = 200/150$  [mm]. I její rozměry jsou uvedeny v tabulce (tab. 22)

vše v [mm]	vnější Ø	vnitřní Ø	počet zubů	počet a velikost šroubů	roztečný Ø	zdvih	výška dvojice věnců
hirth č. 1	200	150	144	6 x M8	175	2,3	35
hirth č. 2	500	400	144	12 x M8	430	5,2	50
hirth č. 3	400	340	144	10 x M8	370	4,2	45

tab. 22) Tabulka rozměrů hirthova ozubení

Pro správnou funkci spoje je zapotřebí vyvinout dostatečnou axiální sílu, aby zuby byly v plném kontaktu a krouticí moment byl spolehlivě přenášen. Potřebná axiální síla se vypočte podle vzorců z obrázku (Obr. 37).

$$F_u = \frac{4 M}{D + d} \quad F_a = F_u \cdot \operatorname{tg} 30^\circ \quad F_a = 2,31 \frac{M}{D + d}$$



Obr. 37) Výpočet přítláčné síly na hirthovo ozubení dle katalogu Tedisa.(6)

#### o Hirth 1 (horní)

$$M_{k_{h1}} = M_{k_{1max}} \approx 2500 \text{ [Nm]}$$

$$D_{h1} = 0,5 \text{ [m]}$$

$$d_{h1} = 0,4 \text{ [m]}$$

$$F_{ah1} = \operatorname{tg} 30^\circ \cdot \frac{4 \cdot M_{k_{1max}}}{D_{h1} + d_{h1}} = 0,577 \cdot \frac{4 \cdot 2500}{0,5 + 0,4} = 6378,6 \text{ [N]} \quad (4.95)$$

Bezpečnost se v tomto případě podle výrobce volí v rozmezí 1,8 až 3. Byla zvolena bezpečnost 2,5 a potřebná přítláčná síla je tedy:

$$F_{ah1} = F_{ah1} \cdot 2,5 = 6378,6 \cdot 2,5 = 15946 \text{ [N]} \approx 16 \text{ [kN]} \quad (4.96)$$

#### o Hirth 2 (dolní)

Dolní spojka bude sloužit pouze k natáčení hlavy. Nároky na rychlost přestavení nejsou nijak definovány (přetáčení může být relativně pomalé), dynamické působení přetáčené hmoty tedy není zásadní. Moment, působící na ozubení, bude pouze odhadnut s předpokladem, že požadavky vypočtené tímto postupem budou několikanásobně překonány neboť píst, který bude vyvozovat přítláčnou sílu, bude dimenzován na výrazně vyšší požadavky horního hirthova ozubení.

$$M_{h2} = 400 \text{ [Nm]}$$

$$D_{h2} = 0,2 \text{ [m]}$$

$$d_{h2} = 0,15 \text{ [m]}$$

$$F'_{ah2} = tg30^\circ \cdot \frac{4 \cdot M_{k2}}{D_{h1} + d_{h1}} = 0,577 \cdot \frac{4 \cdot 400}{0,2 + 0,15} = 2638 [N] \quad (4.97)$$

Bezpečnost opět volena 2,5 a potřebná přítláčná síla je tedy:

$$F_{ah2} = F'_{ah2} \cdot 2,5 = 2638 \cdot 2,5 = 6594,3 [N] \approx 6,6 [kN] \quad (4.98)$$

#### 1.14.4 Návrh hydraulického válce

Hydraulický válec je podobně jako u otočného stolu vestavěn přímo do konstrukce. Hydraulická kapalina je přiváděna/odváděna dvojicí kanálů o průměru 8 [mm]. Rozměry pístu (pracovních ploch) jsou shodné a jsou dány především rozměrovými dispozicemi uvnitř vřetenové hlavy  $S_p = 20684,25 [mm^2]$ . Běžná hydraulická hadice s vnitřním průměrem 8 [mm] je dimenzována na tlak cca 200 [bar] = 20 [N/mm<sup>2</sup>]. Na vyvinutí dostatečné přítláčné síly by měl postačit tlak  $p_t = 10 [bar] = 1 [N/mm^2]$ .

Přítláčná síla při tlaku 10 [bar] je:

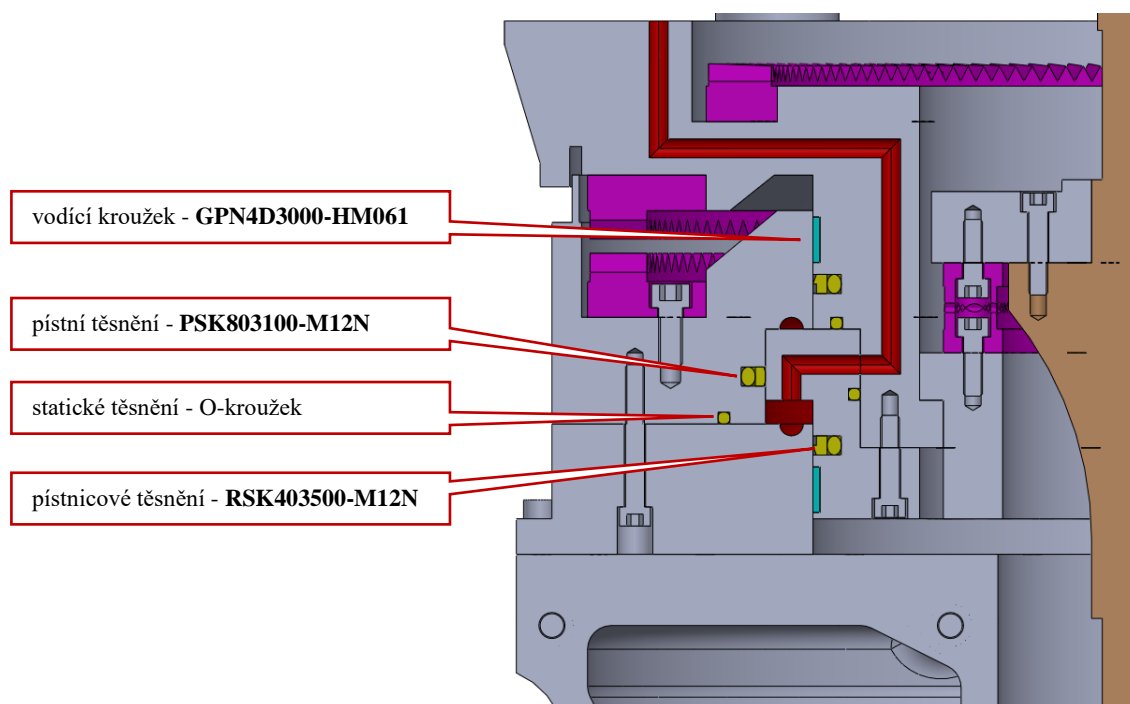
$$F_p = S_p \cdot p_t = 20684 \cdot 1 = 23122 = 23,1 [kN] \quad (4.99)$$

$$F_p = 20,6 [kN] > 16 [kN] = F_a \quad (4.100)$$

Přítláčná síla  $F_p$  při tlaku  $p_t = 10 [bar]$  je dostatečná navíc by neměl být problém přivést na vstup tak i několikanásobně vyšší.

##### o Těsnění a vedení pístu ve válci

Pro těsnění hydromotoru bylo použito klasických těsnění. Konkrétně jde o těsnění od firmy Trelleborg. Umístění ložisek i vodících kroužků, včetně objednacích čísel, přehledně zobrazuje obrázek níže (Obr. 38).



Obr. 38) Umístění těsnění a vodících kroužku vestavěného hydromotoru

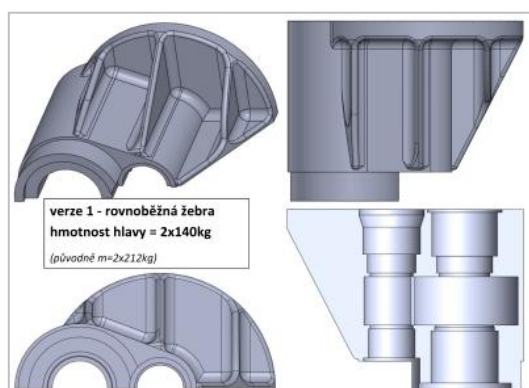
## 1.15 Návrh tělesa hlavy

### 1.15.1 Tvarové varianty

Byly zpracovány tři verze odlehčení tělesa hlavy. Všechny jsou hmotnostně srovnatelné a snižují hmotnost tělesa oproti plnému materiálu cca o 80 kg.

#### ○ Verze 1

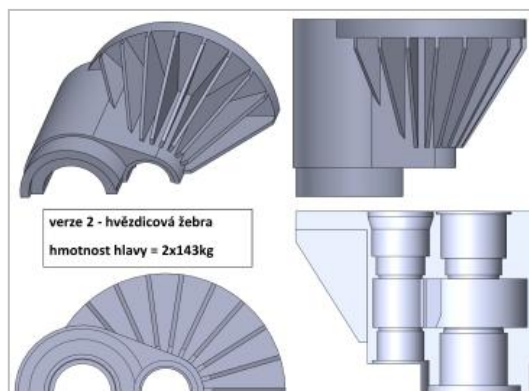
- + jednoduchá výroba odlitku
- + mezi svislými žebry se neusazují nečistoty
- + členitý povrch zlepšuje odvod tepla
- + dobrá tuhost ve svislém směru
- snížená tuhost v jiném než svislém směru



Obr. 39) verze 1. rovnoběžná žebra

#### ○ Varianta 2

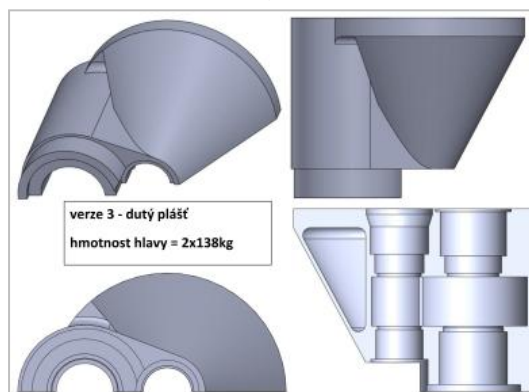
- + mezi svislými žebry se neusazují nečistoty
- + členitý povrch zlepšuje odvod tepla
- + výborná tuhost ve svislém směru
- složitější výroba odlitku
- snížená tuhost v jiném než svislém směru
- tenká žebra znesnadňují odlití



Obr. 40) verze 2. hvězdicová žebra

#### ○ Varianta 3

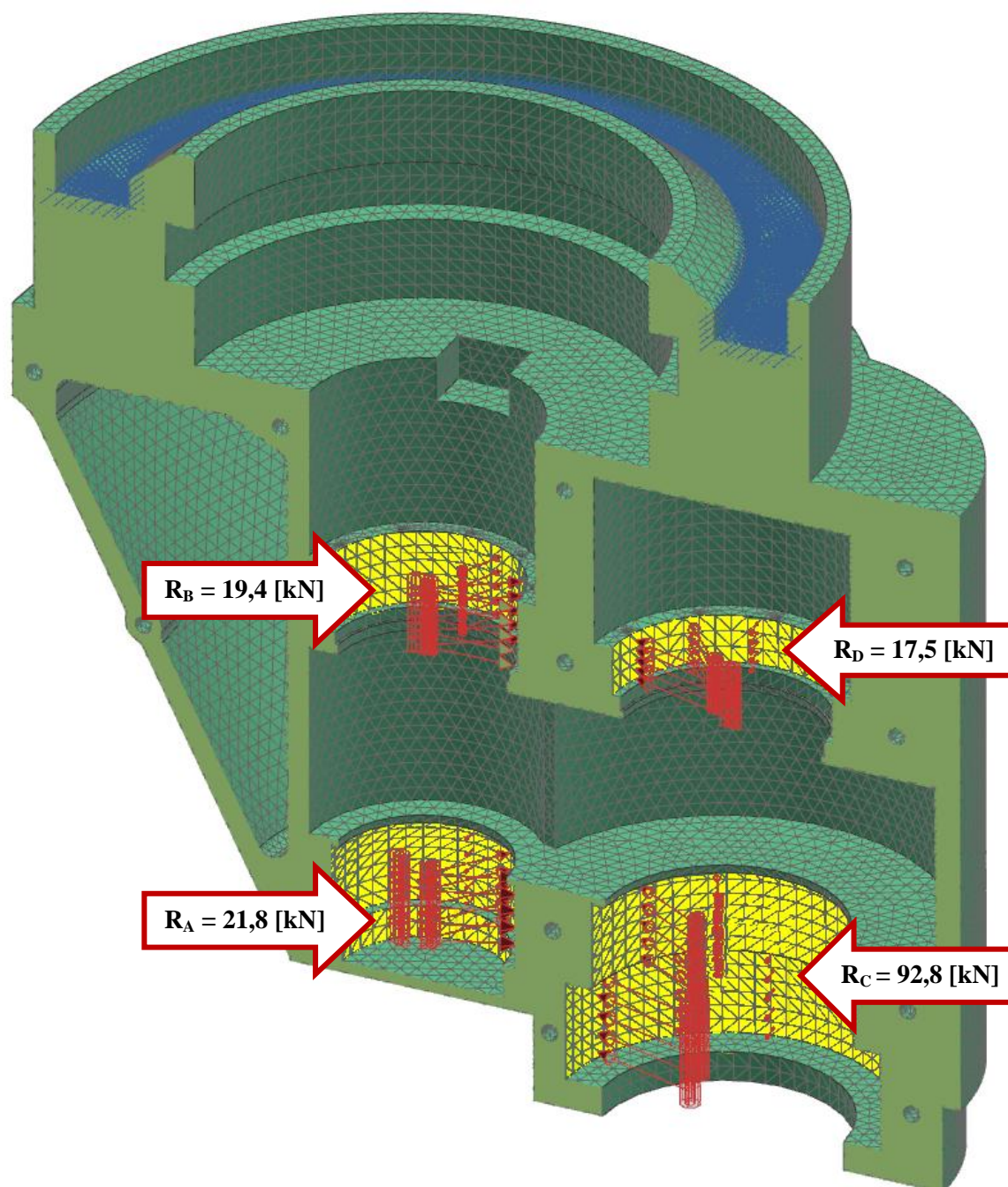
- + komplikovaná výroba odlitku
- + hladká vnější plocha
- + výborná tuhost ve všech směrech
- komplikovaná výroba odlitku
- problematické umístění šroubů



Obr. 41) verze 3. dutý plášť

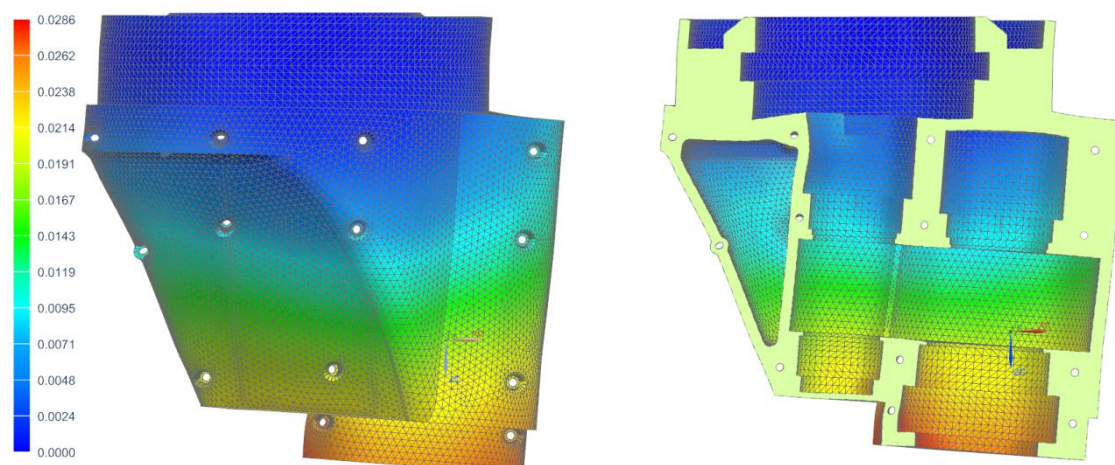
### 1.15.2 Tuhost tělesa hlavy

U vybrané varianty byla výpočtová kontrola tuhosti. Na zjednodušeném modelu tělesa hlavy byla v místě ložisek simulována zátěž od již dříve vypočtených reakčních sil. Spojení v místě hirthova ozubení bylo koncipováno jako vetknutá plocha. Směr, umístění a velikost zatěžujících sil je přehledně zobrazen na obrázku (obr. 42) níže.

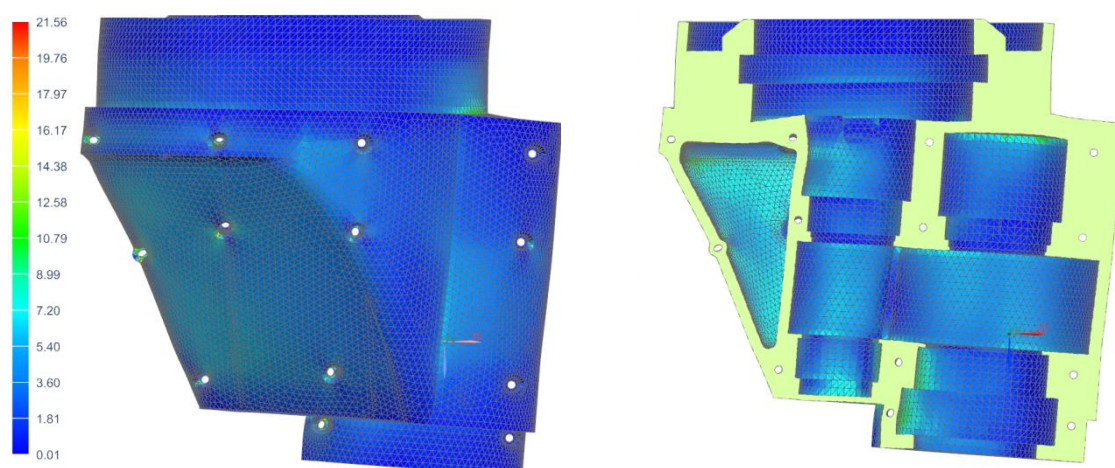


obr. 42) Nastavení modelu pro účely analýzy tuhosti. Červeně zobrazené síly působí na žluté zvýrazněné plochy umístění ložisek. Modře je obarvena plocha, kde je těleso "vetknuté".

○ Vizualizace MKP analýzy:



obr. 43) Posuv tělesa (deformace je zobrazena v měřítku 5:1 a hodnoty jsou uvedeny v [mm])



obr. 44) Napětí v tělese (deformace je zobrazena v měřítku 5:1 hodnoty jsou uvedeny v [N/mm<sup>2</sup>])

○ Shrnutí MKP analýzy

Maximální posuv je dle očekávání na čele tělesa. Při dané zátěži je maximální posuv necelé tři setiny milimetru naprosto vyhovující.

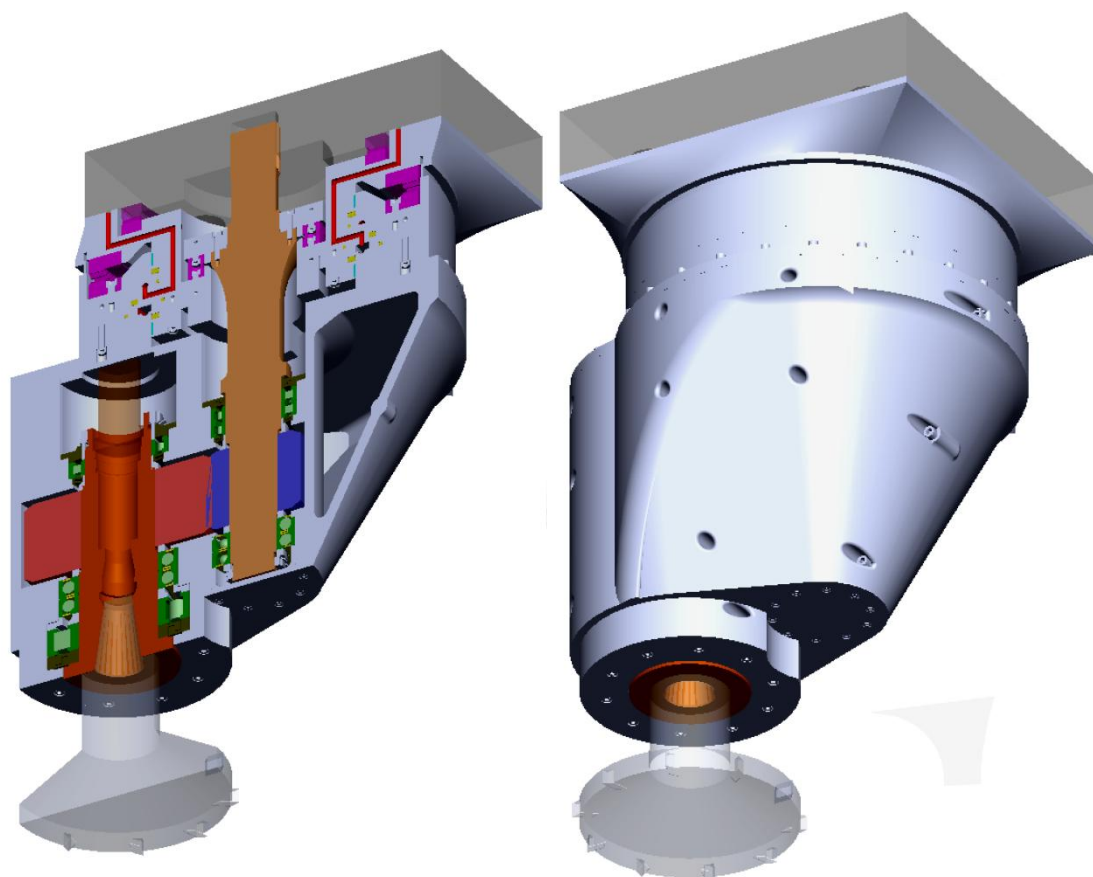
Napětí dosahuje hodnot kolem 22 MPa, což je rovněž uspokojivé.

## 5. Závěr

Byl vytvořen návrh vysokomomentové výměnné vřetenové hlavy. Hlava splňuje všechny požadavky zadání. Umožňuje natáčení hlavy kolem osy C s přesností indexace  $2,5^\circ$ . Byla provedena analýza tuhosti hlavního tělesa s uspokojivým výsledkem maximálního posunutí v řádu setin milimetru. Taktéž byly provedeny kontrolní výpočty týkající se kombinovaného namáhání hřídelí ohybem a krutem. Zároveň byla prověřena únosnost i životnost navrhovaných ložisek. Ta by při zadaném provozu měla vydržet nejméně 36 tisíc hodin.

Díky natáčecímu ústrojí se zlepšila kinematika hlavy. To přispělo k ročiření pracovního prostoru v krajních polohách zdvihu. Uvolňování/zpevnění za účelem natáčení je provedeno pomocí integrovaného přímočarého hydromotoru. K natáčení není potřeba individuální pohon. Jak pracovní rotace, tak natáčení kolem osy C je poháněno stejným motorem. Byl optimalizován tvar pláště hlavy tak, aby hmotnost byla co nejmenší a přitom došlo jen k minimálnímu poklesu tuhosti.

Ačkoli je v místě hřídele II vyhrazen prostor pro rotační jednotku, práce se nezabývá jejím připojením na zdroj chladicí kapaliny a vzduchu.





## Citovaná literatura

1. **Vyplašil, Bc. Jan.** *NÁVRH HORIZONTÁLNÍ VÝMĚNNÉ HLAVY - VAI*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 2011.
2. **Sláma, Jan.** *KONSTRUKČNÍ NÁVRH ODOČNÉHO STOLU*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2014.
3. **Rockford, TAC.** BERG Hydrodock system. [Online]  
[www.tacrockford.com/product/machine-components/milling-machine/berg-hydrodock-system/](http://www.tacrockford.com/product/machine-components/milling-machine/berg-hydrodock-system/).
4. **Mareček, Bc. Vojtěch.** *OTOČNÝ POLOHOVACÍ STŮL*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 2008.
5. **SKF Beyonded Zero.** Vysoce přesná ložiska. [Online] 2015.  
<http://www.skf.com/cz/knowledge-centre/media-library/index.html#tcm:54-129877>.
6. **Tedesia hirth couplings.** Standard series. *Tedesia hirth couplings*. [Online] 2017.  
<http://www.tedisa-hirth.com>.
7. **Inaxes cnc machinery.** *Kg5a řada 17*. [<http://www.cnc-inaxes.cz/frezovani/rada-kg5a/kg5a-rada17>] Dobruška : Inaxes cnc machinery, 2018.
8. **Škoda machine tool.** FRÉZOVACÍ a VYVRTÁVACÍ HLAVY. *Škoda machine tool*. [Online] 2018. [www.skodamt.com/cs/produkty/prislusenstvi-stroju/frezovaci-a-vyvrtavaci-hlavy](http://www.skodamt.com/cs/produkty/prislusenstvi-stroju/frezovaci-a-vyvrtavaci-hlavy).
9. **Cytec Zylindertechnik.** Cytech zylindertechnik GMBH. [Online] 2010.  
<https://www.yumpu.com/en/document/view/7785504/catalogue-pdf-cytec-zylindertechnik-gmbh>.
10. **ZF Driveline and Chassis Technology.** 2K-katalog-english. [Online]  
[www.zf.com/industrial-drives](http://www.zf.com/industrial-drives). ISBN F30938.

## Použité programy

- **SolidWorks 2013 (64 bit)**  
Parametrický, adaptivní 3D modelář
  
- **Siemens NX 11 (64 bit)**  
Parametrický, adaptivní 3D modelář, MKP analýza
  
- **DesignCAD 3D Max 2016 (64 bit)**  
Univerzální grafický systém (2D i 3D navrhování)
  
- **Microsoft Office Excel 2007**  
Tabulkový procesor
  
- **Microsoft Office Word 2007**  
Textový procesor
  
- **Adobe Reader XI**  
Program na prohlížení a úpravu pdf

## Seznam příloh

označení	název	formát
p. 1	připojovací rozhraní vřeteníku	A2
p. 2	výrobní výkres hřídel I	A2
p. 3	výrobní výkres hřídel II	A1
p. 4	návrhový výkres sestavy	2x A0
p. 5	sestavný výkres	A2
p. 6	kusovník	A4