

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

NÁVRH DVOUOSÉ AUTOMATICKÉ VIDLICOVÉ FRÉZOVACÍ HLAVY OSAZENÉ ELEKROVŘETEM S APLIKACÍ POHONŮ HARMONIC-DRIVE

DESIGN OF CUTTER HEAD WITH HARMONIC-DRIVE APPLICATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. DUŠAN TKADLEC

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MICHAL HOLUB

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Dušan Tkadlec

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh dvouosé automatické vidlicové frézovací hlavy osazené elektrovřetem s aplikací pohonů Harmonic-Drive

v anglickém jazyce:

Design of cutter head with Harmonic-Drive application

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je provést konstrukční návrh dvouosé vidlicové frézovací hlavy osazené elektrovřetenem s aplikací pohonů Harmonic-Drive a požadavky:

- Indexování $0,001^\circ$
- Možnost výměny elektrovřetená
- Náhon hlavy v ose „A“.
- Použít komponenty od společností CyTec, Harmonic-Drive, Berg, Franz-Kessler, Kostyrka, Heidenhain, INA apod.
- Aplikovat hlavu na vyvrtávací vřeteník V150 stroje WRF 150.
- Aplikovat hlavu na frézovací vřeteník stroje VFD 37/1500.
- Velikost a rozměry hlavy musí odpovídat parametrům strojů uvedených výše (Průřez smykadla 430x430 mm).

Cíle diplomové práce:

- rozbor možných variant náhonu os vidlicových hlav
- technicko-ekonomické zhodnocení zadané zadané varianty s porovnáním jiného řešení
- výpočet dosahovaných potřebných momentů a sil od motorů hlavy, natáčení hlavy ve 2 osách.

Seznam odborné literatury:

- WECK, Manfred, BRECHER, Christian. Werkzeugmaschinen : Konstruktion und Berechnung. 2006. überarb. Auflage. Verlag Berlin Heidelberg : Springer, 2006. 701 s. ISBN 3-540-22502-1.
- Marek, Jiří, MM Průmyslové spektrum: Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2006. Speciální vydání. Dostupný z WWW: <www.mmspektrum.com>. ISSN 1212-2572.
- BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. 1. vyd. [s.l.] : [s.n.], 1986. 145 s. ISBN 55-600-86.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Michal Holub


Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 19.11.2009

L.S.


doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 4
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Čestné prohlášení


Prohlašuji, že tato diplomová práce je mým původním dílem, kterou jsem vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Michala Holuba a s použitím uvedené literatury, která je uvedena v seznamu použité literatury.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Poděkování

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Michalu Holubovi, panu Dipl.-Ing. Vladimíru Trhoňovi a kolektivu pracovníků společnosti Fermat.

Velmi bych chtěl také poděkovat svým rodičům za neustálou podporu, pomoc a cenné rady během studia na vysoké škole.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Anotace

TKADLEC, D. *Návrh dvouosé automatické vidlicové frézovací hlavy osazené elektrovřetem s aplikací pohonů Harmonic-Drive*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 90 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Holub.

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem dvouosé vidlicové frézovací hlavy s možnými variantami náhonu jednotlivých os. Součástí práce je i technicko – ekonomické zhodnocení jednotlivých variant, výpočet dosahovaných potřebných momentů a sil od motorů hlavy a konstrukce natáčení hlavy ve 2 osách. Frézovací hlava má být aplikována na vyvrtávací a frézovací vřeteník daného typu s možností adaptivní výměny elektrovřeten.

Klíčová slova: hmotnost, řezná síla, krouticí moment, valivé ložisko, elektrovřeten, brzda, snímač polohy, harmonická převodovka, servomotor

Annotation

TKADLEC, D.

Design of cutter head with Harmonic-Drive application. Brno: Brno university of technology, Faculty of mechanical engineering, 2010. 90pp. Supervisor Ing. Michal Holub.

This master's work deal with design two axis cutter head with possible variants drive of axis. Part of this work is also technical– economics valuation of single variants, calculation torque and force from motor head and design taking head in two axis. Cutter head should be applicated to boring and cutting headstock given to type with posibility of adaptive exchanges spindle.

Key words: mass, cutting force, torque, roller bearing, spindle, break, position sensor, harmonic gearbox, servomotor

Obsah

1	Úvod	13
2	Zásady pro konstrukci	14
2.1	Pracovní přesnost.....	15
2.2	Kvalita zpracování obráběcího stroje	16
2.3	Tuhost obráběcího stroje	16
2.4	Tepelné deformace	17
3	Zadání práce	18
3.1	Vidlicová frézovací hlava.....	18
3.2	Pohon osy C.....	19
3.3	Pohon osy A	22
3.3.1	Přehled frézovacích hlav jednotlivých firem.....	25
3.3.1.1	Přehled hlav firmy Zimmermann	25
3.3.1.2	Technologie pohonu	26
3.3.1.3	Pohon Torque	26
3.3.1.4	Šnekový pohon	27
3.3.1.5	Pohon Harmonic Drive.....	28
3.3.2	Ukázka frézovacích hlav od firmy Tramec	28
3.3.3	Pohon jednotlivých os pomocí ozubených kol	29
4	Rekapitulace a zhodnocení jednotlivých pohonů os.....	32
5	Vlastní konstrukce	33
5.1	Stanovení řezných podmínek.....	33
5.2	Výpočet velikostí řezných sil	34
5.2.1	Maximální zatížení pro ocel 11 523 při čelním frézování.....	34
5.2.2	Maximální zatížení pro ocel 11 523 při vrtání	36
6	Vřeteno vidlicové frézovací hlavy.....	39
6.1	Stavba a funkce elektrovřetena.....	39
6.2	Výběr vhodného elektrovřetena.....	40
6.3	High-end frézovací vřetena firmy Zimmermann.....	42
7	Harmonic Drive	43
7.1	Stavba harmonické převodovky	43
7.2	Princip harmonické převodovky.....	44
7.3	Profil zubu	44
7.4	Výhody harmonické převodovky	46
7.5	Použití harmonických převodovek	46
8	Brzda.....	48
8.1	Hydraulická brzda od firmy Kostyrka.....	48
9	Volba a výpočet pohonu pro osu A	49

9.1	Návrh harmonické převodovky osy A.....	49
9.2	Stanovení počátečních podmínek pro pohon osy A	50
9.2.1	Pracovní cyklus pro rychloposuv	51
9.2.2	Pracovní cyklus pro maximální obráběcí sílu.....	54
9.3	Návrh a výpočet servomotoru	57
9.4	Výpočet šířky řemene.....	59
10	Volba a návrh pohonu pro osu C	61
10.1	Stanovení počátečních podmínek pro osu C.....	61
10.2	Návrh a výpočet pohonu osy C	61
10.2.1	Pracovní cyklus pro rychloposuv a obrábění.....	62
10.2.2	Režim obrábění.....	65
10.3	Upínací pouzdro	68
11	Návrh a výpočet valivých ložisek.....	69
11.1	Volba a výpočet ložiska pro osu A.....	69
11.2	Volba a výpočet ložiska pro osu C	70
11.3	Volba a výpočet ložiska pro uložení hřídele převodovky	72
11.4	Volba a výpočet ložisek pro uložení napínací kladky	75
12	Systém snímání polohy.....	78
12.1	Rotační úhlový snímač	78
13	Konstrukční řešení rozvodu médií k jednotlivým osám.....	79
13.1	Rozvod elektrických kabelů	79
13.2	Rozvod tekutin.....	79
14	Pohledy a popis frézovací hlavy.....	81
15	Závěr.....	81
	Seznam použité literatury	87
	Příloha.....	88

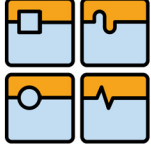
Seznam použitých symbolů

A_D	- průřez třísky	mm^2
A_{Di}	- jmenovitý průřez třísky pro i-tý zub	mm^2
a	- vzdálenost řezné síly k ose otáčení	mm
a_e	- pracovní záběr	mm
a_p	- šířka záběru ostří	mm
B	- výška řemene	mm
b	- jmenovitá šířka třísky	mm
C	- čas cyklu	s
C_r	- dynamická únosnost	kN
C_{rs}	- radiální základní dynamická únosnost	kN
C_{ors}	- radiální základní statická únosnost	kN
D	- průměr frézy (vrtáku)	mm
DZ	- doba zapnutí servomotoru	$\%$
d	- brzdny průměr	m
d_m	- roztečný průměr valivých elementů	m
d_p	- roztečný průměr pastorku	m
d_s	- škodlivá šířka brzdy	m
d_v	- roztečný průměr ozubeného věnce	m
F	- napínací síla	N
F_A	- reakce v bodě A	N
F_a	- axiální síla	N
F_B	- reakce v bodě B	N
F_c	- řezná síla	N
F_p	- axiální předpětí	N
F_r	- radiální síla	N
f	- posuv na otáčku	mm
f_l	- mezní frekvence	min^{-1}
f_n	- rezonanční frekvence	Hz
f_z	- posuv na zub	mm
G	- tíha osy A	kg
g	- gravitační zrychlení	N/s^2
h	- jmenovitá tloušťka třísky	mm
h_d	- průřez třísky	mm
I_C	- moment setrvačnosti osy C k vlastní ose	kgm^2
I_{CT}	- celkový moment setrvačnosti osy C	kgm^2
I_h	- moment setrvačnosti hřídele	kgm^2
I_M	- moment setrvačnosti servomotoru	kgm^2

I_p	- moment setrvačnosti pastorku	kgm^2
I_{r1}	- moment setrvačnosti velké řemenice	kgm^2
I_{r2}	- moment setrvačnosti malé řemenice	kgm^2
I_v	- moment setrvačnosti věnce	kgm^2
I_{ZA}	- celkový moment setrvačnosti osy A	kgm^2
I_{ZRM}	- redukovaný moment setrvačnosti	kgm^2
I_{ZPR}	- redukovaný moment setrvačnosti zátěže	kgm^2
I_1	- moment setrvačnosti obalu vřetena	kgm^2
I_2	- moment setrvačnosti vřetena	kgm^2
I_3	- moment setrvačnosti nástroje	kgm^2
I_4	- moment setrvačnosti kroužku ložiska	kgm^2
I_5	- moment setrvačnosti kroužku ložiska	kgm^2
I_6	- moment setrvačnosti trubky brzdy	kgm^2
i	- převodový poměr harmonické převodovky	-
i_r	- převodový poměr řemenic	-
i_s	- převodový poměr soukolí	-
K_1	- první tuhostní konstanta	Nm/rad
K_2	- druhá tuhostní konstanta	Nm/rad
K_3	- třetí tuhostní konstanta	Nm/rad
k_c	- měrná řezná síla	MPa
k_{c1}	- koeficient	MPa
k	- koeficient	-
L	- délka brzdy	m
L_h	- koeficient životnosti	h
L_{10}	- trvanlivost v milionech otáčkách	-
L_{10h}	- trvanlivost ložiska v hodinách	h
L_{50}	- životnost harmonické převodovky	h
l	- vzdálenost prvního ložiska k napínací síle	m
n_{AV}	- průměrné otáčky servomotoru CHM	s^{-1}
n_{Cmax}	- maximální otáčky osy C při rychloposuvu	s^{-1}
n_{C2max}	- maximální otáčky servomotoru	s^{-1}
n_{maxC}	- maximální vstupní otáčky planetové převodovky	s^{-1}
n_{maxl}	- maximální možné otáčky ložiska	s^{-1}
n_{maxm}	- maximální dosažitelné otáčky servomotoru	s^{-1}
n_{prs}	- průměrné otáčky servomotoru	s^{-1}
$n_{l\text{jmen}}$	- jmenovité otáčky servomotoru	s^{-1}
n_{lmax}	- maximální přípustné vstupní otáčky	s^{-1}
n_{lmaxC}	- maximální otáčky servomotoru CHM	s^{-1}

n_{1maxm} - maximální otáčky servomotoru	s^{-1}
n_{1pr} - maximální vstupní otáčky	s^{-1}
n_{2max} - maximální otáčky osy A	s^{-1}
n_{2pr} - průměrné otáčky pro rychloposuv	s^{-1}
M_b - brzdná moment	Nm
M_{ef} - efektivní krouticí moment servomotoru	Nm
M_{kdyn} - maximální dynamický moment	Nm
M_{kmax} - maximální rozběhový moment servomotoru	Nm
M_{kmaxC} - maximální krouticí moment servomotoru CHM	Nm
M_{kpas} - pasivní odpor	Nm
M_{kstat} - statický krouticí moment	Nm
M_{ktech} - maximální technologický odpor	Nm
m - vzdálenost druhého ložiska k napínací síle	m
m_A - hmotnost osy A	kg
m_C - hmotnost osy C	kg
m_c - hodnota exponentu	-
m_1 - hmotnost obalu vřetena	kg
m_2 - hmotnost elektrovřetena	kg
m_3 - hmotnost nástroje	kg
n_{max} - maximální otáčky na výstupu převodovky	s^{-1}
P_c - řezná výkon	W
P_r - radiální ekvivalentní dynamické zatížení	N
P_{0r} - radiální ekvivalentní statické zatížení	N
p - tlak	MPa
r - vzdálenost těžiště k ose otáčení	mm
r_C - vzdálenost těžiště osy C k ose otáčení	mm
r_1 - vzdálenost těžiště obalu vřetena k ose otáčení	m
r_2 - vzdálenost těžiště elektrovřetena k ose otáčení	m
r_3 - vzdálenost těžiště nástroje k ose otáčení	m
T - výška zubu řemene	mm
T_A - maximální průměrný moment planetové převodovky	Nm
T_{AV} - průměrný krouticí moment	Nm
T_{AVmax} - maximální průměrný moment harmonické převodovky	Nm
T_{ef} - efektivní krouticí moment servomotoru	Nm
T_M - kolizní moment harmonické převodovky	Nm
T_N - jmenovitý moment harmonické převodovky	Nm
T_R - maximální rozběhový moment harmonické převodovky	Nm
T_I - maximální rozběhový moment	Nm

T_2	- maximální statický krouticí moment	Nm
T_3	- maximální doběhový moment	Nm
t_1	- doba rozběhu	s
t_2	- pracovní doba	s
t_3	- doba doběhu	s
t_p	- doba prodlevy	s
v_c	- řezná rychlost	m/min
z	- počet zubů	-
z_z	- počet zubů v záběru	-
α	- pomocný úhel	°
ε_{pmax}	- maximální úhlové zrychlení pastorku	rad/s ²
ε_{max}	- maximální úhlové zrychlení	rad/s ²
η	- účinnost harmonické převodovky	-
η_o	- účinnost ozubení	-
κ_r	- úhel nastavení hlavního ostří	°
μ	- součinitel tření	-
μ_1	- součinitel tření valivých elementů	-
π	- Ludolfovo číslo	-
φ	- úhel posunového pohybu	°
ψ	- úhel záběru ostří	°
ω_{max}	- maximální rozběhová úhlová rychlost	rad/s
ω_{Cmax}	- maximální úhlová rychlost osy C	rad/s
ω_{pmax}	- maximální úhlová rychlost pastorku	rad/s

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 13
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1 Úvod

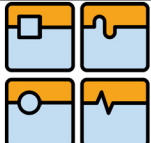
Požadavky kladené na obráběcí stroje se z technicko - ekonomického hlediska soustřeďují především na jeho výkonnost a pracovní přesnost. Mezi další požadavky, které vstupují do popředí podle způsobu zařazení obráběcího stroje do výrobního procesu, lze uvést malou půdorysnou plochu, ovladatelnost, přístupnost pracovního prostoru, provozní spolehlivost, trvanlivost, bezpečnost práce, vhodné odstraňování třísek, design stroje, aj.

Velký technický rozvoj a moderní doba se snaží všechny výše popsané požadavky zlepšovat, především výkonnost obráběcího stroje. Výkonnost se posuzuje v podstatě podle množství hodnot vyprodukovaných v časové jednotce, např. podle množství odebraného materiálu v třískách za jednotku času, tj. objemová výkonnost obrábění nebo podle velikosti obrobeného povrchu za jednotku času tj. plošná výkonnost obrábění. Vyšší výkonnost obráběcího stroje je dána větším množstvím vyprodukovaných hodnot v porovnané době, tj. kratším časem pracovního cyklu.

Takového zlepšení lze dosáhnout, např. zkracováním vedlejších časů, tj. času potřebného kupínání a vyjímání obrobků, výměně nástrojů a jejich přisunutí k místu obrábění, nastavení pracovního režimu nebo u 3D obrábění, rozšířením jednotlivých os na 4D nebo 5D obrábění, čímž se zvýší produktivita obráběcího stroje. V takovém případě se jedná o zdokonalení obráběcího stroje, kdy může daný obráběcí stroj provádět operace, aniž by se muselo použít jiného obráběcího stroje nebo uvolnění a nového upnutí obrobku.

Firma Fermat se zabývá výrobou obráběcích strojů, především horizontálních vyvrtávaček, ale i brousicími stroji a vertikálními soustruhy. Snahou je docílit maximální efektivitu při práci na horizontální vyvrtávače, a to zvýšením řídicích os. Jedná se o použití dvouosé vidlicové frézovací hlavy, která se upíná na vyvrtávací nebo frézovací vřeteník s maximální adaptibilitou a využitím obráběcího stroje. Frézovací hlava dokáže plynule natáčet s nástrojem ve dvou osách najednou, čímž dokáže obrábět i tvarově složité výrobky, např. formy vstříkovacích strojů, lopatky turbín, tvarově složité výrobky, aj.

Cílem diplomové práce je provést konstrukční návrh frézovací hlavy pro zadaný typ vřeteníku s nejvhodnějšími nastavbovými rozměry a odpovídající hmotností.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 14
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2 Zásady pro konstrukci

Jde většinou o zásady zahrnování pod pojmem technologičnost konstrukce. Tento požadavek je v podstatě splněn, zajišťuje-li konstrukce stroje jak z hlediska funkčně technického, tak i co do řešení z hlediska technologicko-výrobního účelného splnění provozních úkolů s dosažením snížené pracnosti a optimální hmotnosti.


Má-li být obráběcí stroj výkonnějším a zároveň splňovat požadavek přesnosti obrábění, potom je nutné při zvýšeném příkonu a působících větších řezných silách zamezit nežádoucím deformacím činných částí obráběcího stroje a chvění, které mohou nepříznivě ovlivnit přesnost tvaru a kvalitu povrchu obráběné plochy. Vyžaduje se proto především zvýšená statická tuhost a dynamická stabilita konstrukce.

Volbou vhodné koncepce obráběcího stroje lze příznivě ovlivňovat též jeho dynamické namáhání. Nepříznivé působení dynamických sil (rázy, chvění) je zvyšováno zrychlováním funkčních pohybů obráběcího stroje. Vhodná koncepce konstrukčních řešení z hlediska dynamiky proto přivádí rychlé pracovní pohyby na členy systému stroj – nástroj – obrobek s menší pohybovou energií (menší hmotnost).

Významným přínosem pro technologičnost konstrukce je také využití stavebnicového řešení, přičemž se použije stejného funkčního uzlu (obal vřetena) v provedení s více typy funkčních jednotek (různě výkonná elektrovřetena). Tím se výrazně sníží doba konstrukčního vývoje a i počet výrobních výkresů.

Z energetického hlediska směřuje technologičnost konstrukce ke snižování ztrát přiváděného výkonu pro pohon, pracovních a pomocných jednotek obráběcího stroje vlivem pasivních odporů, dynamických účinků, apod., tedy ke zvyšování účinnosti. Pasivní odpory vyskytující se v pohybových mechanismech obráběcích strojů lze snižovat zdokonalováním mazacího systému (např. tlaková mazání s nuceným oběhem), hlavně však přeměnou kluzného tření u pohyblivých částí na valivé, popř. hydrostatické nebo hydrodynamické s nižším součinitelem tření. U dnes již používaných číslově řízených strojů jsou použita buď valivá nebo hydrostatická vedení s nízkým a stálým součinitelem tření. V převodovkách pro posuvy jsou nahrazovány prvky s malou účinností (např. šnekové převody, pohybové šrouby s kluznými maticemi) převodovými prvky se zvýšenou účinností (např. pastorek a hřeben s vymezenou vůlí v ozubení, kuličkové šrouby). Poháněcí jednotky posuvů s plynule měnitelnými otáčkami (servomotory).

Technologičnost konstrukce musí být posuzována také z hlediska správné volby a optimálního využití materiálu. Nejvíce je používána šedá a velmi kvalitní litina, která má mj. přednost, že součásti z ní vyrobené jsou podstatně tužší. Šedou litinu, z níž se převážně vyrábějí rámy obráběcích strojů, lze uspořít volbou tenčích stěn odlitků zpevněných vhodným žebrováním. U číslicově řízených strojů je značná tuhost rámu velmi důležitým požadavkem, aby se vyloučily škodlivé jevy vznikající rezonančním kmitáním při nízkých frekvencích.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 15
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Dalším nejpoužívanějším materiálem je ocel, kde je výchozím materiálem válcovaný materiál vhodného profilu, nebo výkovek, výlisek, popř. svařenec z plechů a profilů, nebo i odlitek. Jelikož součásti z oceli jsou v obráběcích strojích namáhány většinou pod mez úměrnosti (s výjimkou malého počtu součástí, např. některých ozubených kol, čelistí upínacích desek aj.), je zbytečné je vyrábět z drahých legovaných ocelí (modul pružnosti je prakticky tentýž); tuhost lze zvyšovat vyhovujícím dimenzováním.

Nedílnou součástí požadavků na technologičnost konstrukce je i bezpečnost práce na stroji. Konstruktor má respektovat nejen snadnost ovládní, ale i ochranu před úrazem. Konstrukce má vyhovovat bezpečnostním předpisům pro obráběcí stroje na kovy (ČSN 20 0700 až 20 0725).

Také mechanismy mají být chráněny před poškozením nebo zničením v důsledku poruch zaviněných nevhodnou obsluhou nebo jinými vlivy (např. zadření ložiska při nedostatečném mazání). Z požadavků bezpečnosti práce vyplývá pro konstruktéra také úkol, aby zvláště u těžších dílů obráběcího stroje, dopravovaných a manipulovaných při jejich výrobě a montáži, pamatoval na jejich tvarování k bezpečnému uchycení na jeřáb apod. (závěsné nálitky, otvory aj.) [4].

2.1 Pracovní přesnost


Pracovní přesnost a vůbec kvalita práce obráběcích strojů je požadována se stále rostoucí náročností. Pracovní přesnost obráběcího stroje, může ovlivňovat řada činitelů. Především obráběcí stroj co do konstrukční koncepce (zvláště z hlediska tuhosti), volby materiálu, z něhož je vyroben (pevnost, vzdornost opotřeбенí), kvality zpracování a montáže důležitých funkčních částí a uzlů (přesnost uložení pracovních vřeten, zpracování vodičích ploch apod.) bez škodlivých vůlí, popř. mrtvých chodů aj.

Pracovní přesnost obráběcího stroje je v podstatě ovlivňována:

1. kvalitou zpracování jeho funkčních částí (členů) a pečlivostí provedení dílčí i celkové montáže;
2. tuhostí celku i prvků (pracovní vřeteno, ložiska, vodičí dráhy apod.);
3. přesností nastavení nástroje vzhledem k obrobku;
4. tepelnými deformacemi.

Dalšími činiteli ovlivňujícími pracovní přesnost je zejména nástroj (jeho materiál, tvar, kvalita ostří, tuhost upnutí aj.) a obráběná součást (materiál, tvar, způsob upnutí), volba technologie obrábění (postup). Tyto vlivy však jsou většinou mimo dosah konstrukce stroje.

Firma Fermat požaduje po frézovací hlavě precizní zpracování a výbornou přesnost polohování ($0,001^\circ$). Pro koncepci pohonů se rozhodla použít prvky společnosti Harmonic Drive, především harmonické převodovky a kompaktní servopohony s pracovní přesností menší než 1 arcsec .

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 16
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2.2 Kvalita zpracování obráběcího stroje

Před začleněním do výrobního procesu obráběcí stroj podstoupí přijímací zkoušky geometrické a pracovní přesnosti podle předepsaných norem (viz ČSN 20 0300 až 20 0389). Zkoušky geometrické přesnosti mohou především ověřit přesnost montáže stroje a jeho celkové seřízení. U zkoušky pracovní přesnosti se odebírá tříska malého průřezu, odpovídajícím dokončovacím operacím, tj. zkouška probíhá v příznivějších podmínkách, než jaké jsou v provozu. Tudíž se nezjistí chování stroje při plném zatížení.

V provozu bývá obráběcí stroj zatěžován podstatně nepříznivěji, zvláště při hrubování, kdy může dojít k místnímu namáhání jeho funkčních částí až k mezi úměrnosti a tím k poruchám, k rychlému opotřebení mechanismů, ke vzniku nepřijatelných vůlí a podstatnému snížení pracovní přesnosti a provozní spolehlivosti.

Kromě nepřesnosti ve zpracování obráběcího stroje ovlivňuje jeho pracovní přesnost také tzv. *kinematické přesnost*, pramenící z úchylek v kinematické vazbě převodů mezi jednotlivými pohyby, jejichž složení vzniká výsledný pracovní pohyb.

2.3 Tuhost obráběcího stroje

Působením řezných sil se deformují části obráběcího stroje (i obrobku a nástroje), jehož výsledkem je změna nastavení vzájemné polohy ostří nástroje vůči obrobku, a tím porušení požadovaných rozměrů a tvaru obrobenej plochy. Tuhost vyjadřuje odolnost proti přetvoření. Může být rozdělena na:

- Statická tuhost – při klidném zatížení
- Dynamická tuhost – při kmitajícím zatížení, závisí na statické tuhosti a na poměru mezi frekvencí kmitajícího zatížení a frekvencí kmitající soustavy. Podle druhu zatížení a deformace se dělí na:
 - Tuhost v posunutí
 - Tuhost v natočení
- Tuhost dílčí – je tuhost jednotlivých součástí (např. vřetena, ložisek, apod.)
- Tuhost celková – tuhost skupiny součástí spolu spojených (např. vřeteno se stojanem)

Charakteristika tuhosti je grafické vyjádření závislosti mezi deformací a zatížením. Dílčí tuhost součástí z materiálu, pro něž platí Hookeův zákon, je konstantní.

Někdy je vhodné zavést *poddajnost*, což je reciproká hodnota tuhosti. Dynamická poddajnost se označuje jako *receptance*.

2.4 Tepelné deformace

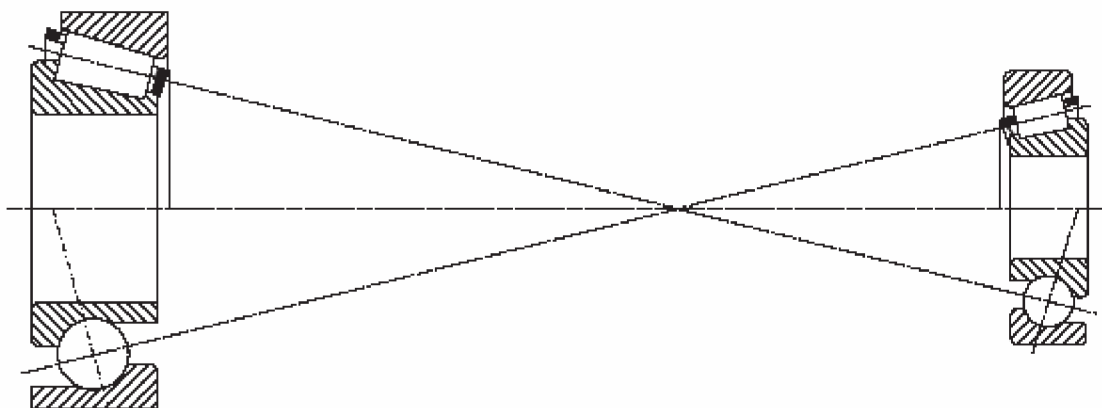
Obráběcí stroj v běhu, zvláště při obrábění, avšak i v klidu může být vystaven nerovnoměrným teplotním změnám. Vznikající tepelné deformace ovlivňují vzájemnou polohu obrobku a nástroje a jsou příčinou nepřesností.

Příčinou oteplení jsou zdroje tepla. Jedná se hlavně o řezný proces a pasivní odpory v poháněcích mechanismech. Mimo obráběcí stroj je zdrojem tepla např. systém vytápění dílny nebo ozáření slunečními paprsky apod.

Teplo vyvíjené při přesném obrábění je třeba co nejintenzivněji odvádět z místa řezu. Někdy však může značná část tepla přestupovat do obrobku (např. při broušení). Deformacím obrobku lze zabránit intenzivním chlazením, např. řeznou kapalinou.

Teplo vyvinuté při obrábění, může také přestupovat do nástroje a z něj do dalších částí obráběcího stroje. V tomto případě se šíří teplo z frézovacího nástroje do upínacího kužele a přední části pracovního vřetena, kde může dojít k přehřátí předního ložiska a snížení jeho přesnosti a životnosti. Tomuto může být zabráněno externím chlazením nástroje řeznou kapalinou a interním chlazením elektrovřetena vodou současně s vnějším chlazením celého jádra elektrovřetena.

Aby tepelné deformace ovlivňovaly co nejméně polohu pracovního vřetena, a tím přesnost obrábění, je vhodné zvolit souměrnou konstrukci rámu a funkční části stroje (pokud možno rovnoměrné rozložení hmot kolem os, atd.). Jedná se o tzv. *termosymetrickou konstrukci* viz Obr. 1.



Obr. 1 Příklad použití termosymetrické konstrukce u kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem resp. u kuželíkových ložisek [1]

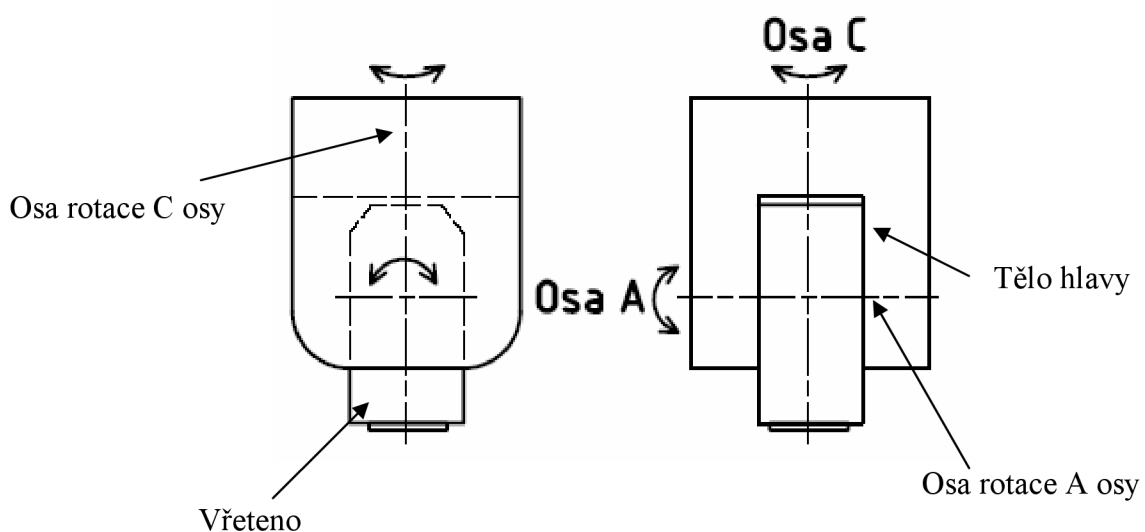
3 Zadání práce

3.1 Vidlicová frézovací hlava

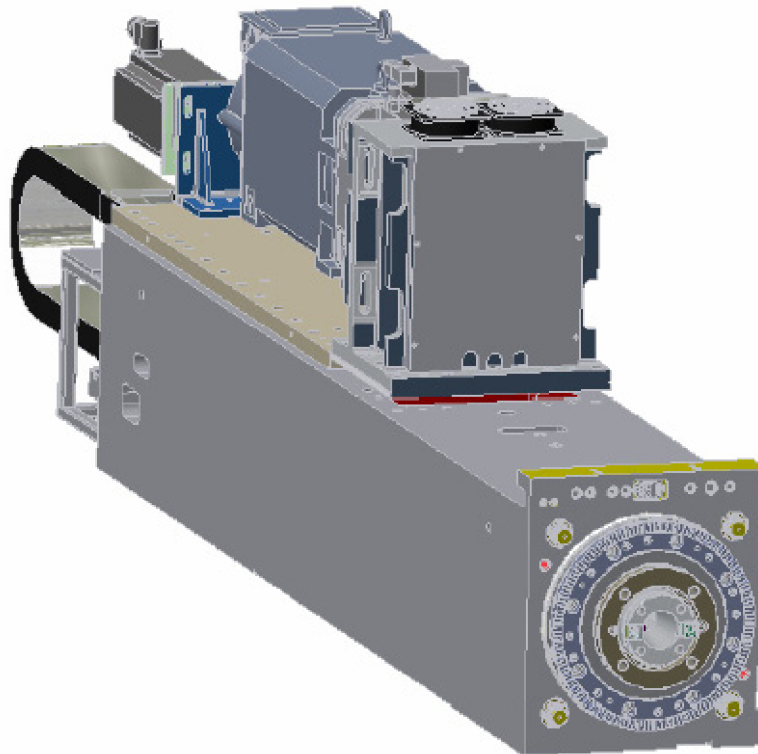
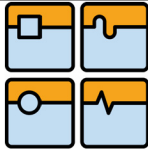
Rozdíl mezi tří- a pětiosým obráběcím centrem při simultánním obrábění je dán frézovací hlavou, kterou můžeme označit za srdce portálového stroje. Výběr frézovací hlavy je ovlivněn výkonností, obráběnými materiály, množstvím odebraného materiálu a kvalitou povrchu. S frézovací hlavou jsou bezprostředně svázány také další faktory, jako je strategie frézování, simultánní obrábění a rozměry obrobku. Všechna tato kritéria se přirozeně projeví v investičních nákladech a dlouhodobé hospodárnosti. [7]

Na začátku návrhu jednotlivých řešení pohonů os, je zapotřebí zvážit možné výhody a nevýhody jednotlivých pohonů, respektive zaměřit se na klíčové vlastnosti každého pohonu tzn. náročnost na řízení, cena, konstrukčního řešení pohonu, velikosti, docílení celkové přesnosti polohování (např. kinematické vazby), hmotnosti a dalších faktorů ovlivňujících celkovou konstrukci vidlicové frézovací hlavy.

Prvním krokem je seznámení se s danou problematikou vidlicové frézovací hlavy (viz Obr. 2). Vidlicová frézovací hlava bude použita především pro obrábění oceli v dokončovacích a méně výkonných operacích. Předpokládá se malý úběr třísky při vyšších rychlostech posuvu a otáček vřeten. Dalším prvkem je vhodná velikost hlavy a seznámení se s připojovacím prvkem, kterým je vřeteník. Vidlicová hlava má být aplikována na vyvrtávací nebo frézovací vřeteník (viz Obr. 3) o rozměrech 430 x 430 cm, popř. 460 x 460 cm, tudíž se vychází z půdorysu vřeteníku. Vřeteník obsahuje výsuvné vřeteno, Hirthovo ozubení se čtyřmi fixačními čepy k přesnému a tuhému připojení a přípojku pro rozvod médií (olej, vzduch, voda, atd.). Vřeteník obsahuje samozřejmě také mnoho dalších komponent, které ale nejsou prioritní pro daný úkol.



Obr. 2 Skica vidlicové frézovací hlavy



Obr.3 Vyrvtávací vřeteník V150 [19]

3.2 Pohon osy C

Pro návrh pohonu osy C se vychází z výše známých údajů, čili velikosti půdorysné plochy a možnosti aretace hlavy pomocí Hirthova ozubení.

Jako **první varianta** se nabízí pohon osy přímo pomocí vřetena, zabudovaného ve vřeteníku.

Výhody:

- Není nutné volit externí pohon
- Menší rozměry frézovací hlavy
- Menší celková hmotnost frézovací hlavy

Nevýhody:

- Náročné ovládání velmi malých otáček vřetena
- Znepřístupnění vedení médií k elektrovřetenu a pohonu osy A
- Zmenšená torzní tuhost

Tato varianta se jeví ze začátku jako velmi pravděpodobné řešení pohonu osy C. Není nutné navrhovat externí pohon, velikost a hmotnost osy by výrazně klesly, což by vedlo k dobrým dynamickým vlastnost. Dostí závažným problémem nastává ovládání osy, tzn. samotná rotace osy s polohovací přesností $0,001^\circ$. Firma Fermat vyžaduje plynulé natáčení osy během obrábění, tzn. bez možnosti přerušování obrábění, zastavení rezného pohybu a

opětovného zafixování osy s danou přesností. Tato podmínka je prioritní a nemůže být splněna pohonem pouze od vřetena. Důvodem je složité ovládání vřetena při velmi malých otáčkách, které je ovládáno přes řemenový převod synchronním motorem. Další závažný problém je s přívodem medií pro osu A a elektrovřeteno, kdy je zapotřebí značně velkého otvoru v ose pro průchod kabelů, tlakových trubek a hadic a dalšího příslušenství, nutného k funkci celé hlavy. Další problém nastává s torzní tuhostí osy C, kde je zapotřebí bezvúlové vazby (uložení) na osu C.

Z výše popsanych nevýhod vzniká řada těžko řešitelných problémů a tato varianta pro pohon osy C se **zamítá**.

Druhá varianta pohonu osy C je použití harmonické převodovky od firmy HarmonicDrive. Koncept řešení vychází z pohonu typu Master & Slave s použitím dvou pastorků a ozubeného věnce (viz obr. 4).

Výhody:

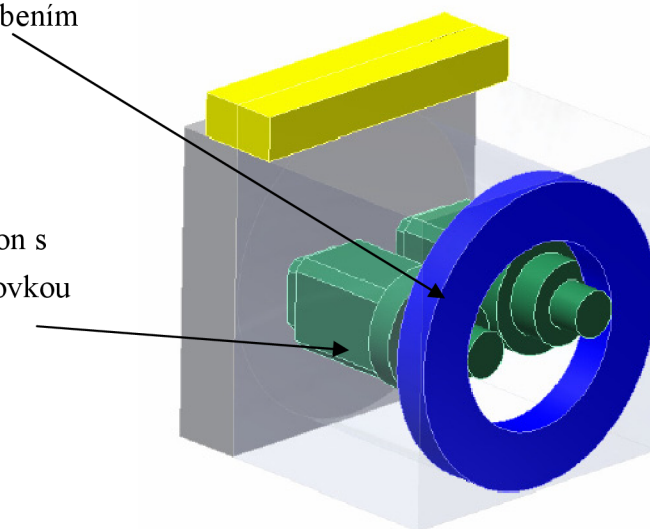
- Velká torzní tuhost a opakovaná přesnost
- Snadné řízení a dosažení elektrického předpětí
- Využití dutiny nálitku pro vedení energetiky

Nevýhody:

- Zvětšení délky a hmotnosti hlavy
- Zvětšení půdorysné plochy
- Celkově dražší a složitější koncepce pohonu

Věnc s vnitřním ozubením

Kompaktní servopohon s harmonickou převodovkou

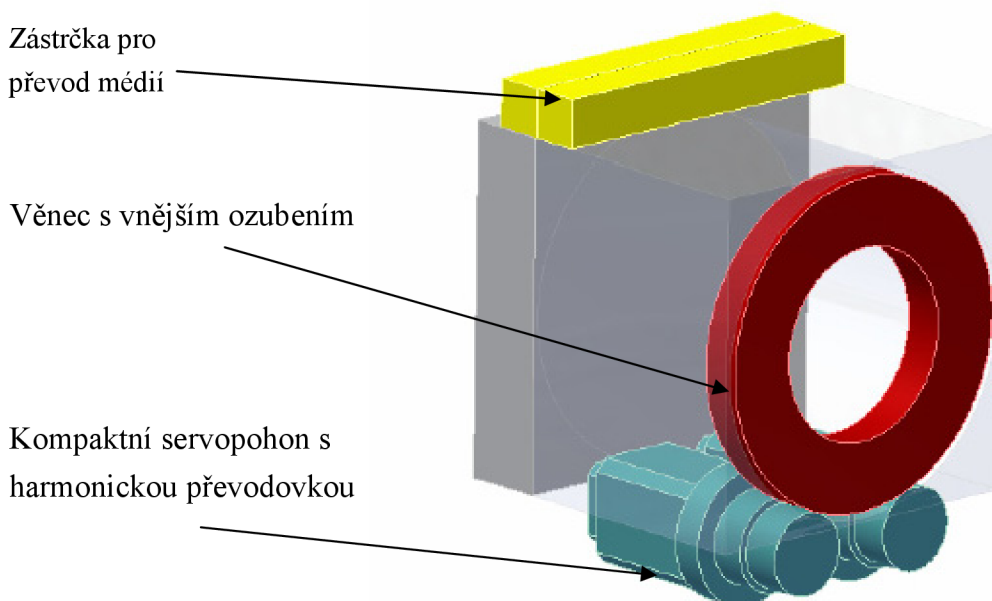


Obr. 4 Pohon osy C koncepce Master & Slave – věnc s vnitřním ozubením

Použitím tohoto pohonu se výrazně zvýší torzní tuhost osy C a polohovací přesnost, zejména při mikroindexování. Velkou mírou na to mají harmonické převodovky spolu

s vhodným uspořádáním pohonu, kde je docíleno ideálního předpětí mezi pastorkem a ozubeným věncem vzájemnou elektrickou vazbou obou motorů. Dalším pozitivem, při koncepci věnce s vnějším ozubením, je využití prostoru (otvoru v odlitku) pro přívod veškerých energetických medií. Nevýhodou této koncepce je zvětšení frézovací hlavy minimálně o rozměr délky servomotorů a následného zvětšení půdorysné plochy. Při použití koncepce věnce s vnitřním ozubením, brání servomotory průchodu energetického svazku s nebezpečím namotání na věnec. Výhodou je naopak zachování půdorysné plochy frézovací hlavy totožné s vřeteníkem.

Nevýhodou obou těchto variant je zvětšení délky a celkové hmotnosti frézovací hlavy, což vede k horším dynamickým vlastnostem obráběcího stroje. Tato varianta je jak cenově tak i konstrukčně náročnější. Z velké části výhod, co se týče výborných funkčních vlastnostech konceptu je **zvolena** varianta pohonu pro osu C Master & Slave s věncem s vnějším ozubením (viz Obr. 5).



Obr.5 Pohon osy C koncepce Master & Slave věnec s vnějším ozubením

Třetí možnost pohonu osy C je použití torzního motoru (viz Obr.6).

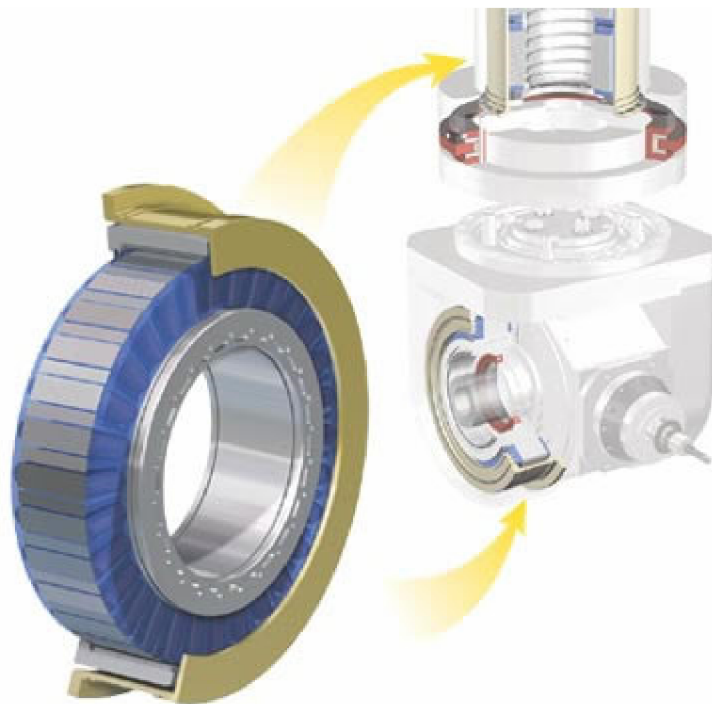
Výhody:

- Velká torzní tuhost osy a rychlost natáčení
- Snadné řízení
- Malé nastavbové rozměry
- Výborné dynamické vlastnosti

**Nevýhody:**

- Velké energetický příkon
- Nedokáže tlumit dynamické rázy a kmitání
- Nemožnost použití z důvodu patentové ochrany

Koncepce pohonu osy C s použitím torzních motorů je z hlediska nastavbových rozměrů i mechanických vlastností pohonu velmi dobrá. Mezi její nevýhody patří velký energetický příkon (velký průřez kabelů) a neschopnost jakkoli tlumit dynamické rázy – kmitání. Z důvodu patentové ochrany je tato možnost pohonu pro osu C **znemožněna**.

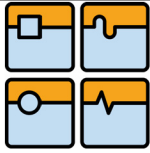


Obr. 6 Torzní motor aplikován na pohon osy C [12]

Torzní motory jsou více pólové synchronní motory, koncipovány jako vnější motory. Skládají se z rotoru a statoru, kde rotor je opatřen brzdou a permanentními magnety a na statoru jsou uspořádány statorové plechy a vinutí. Jedná se respektive o svinutý lineární motor, fungující na stejném principu.

3.3 Pohon osy A

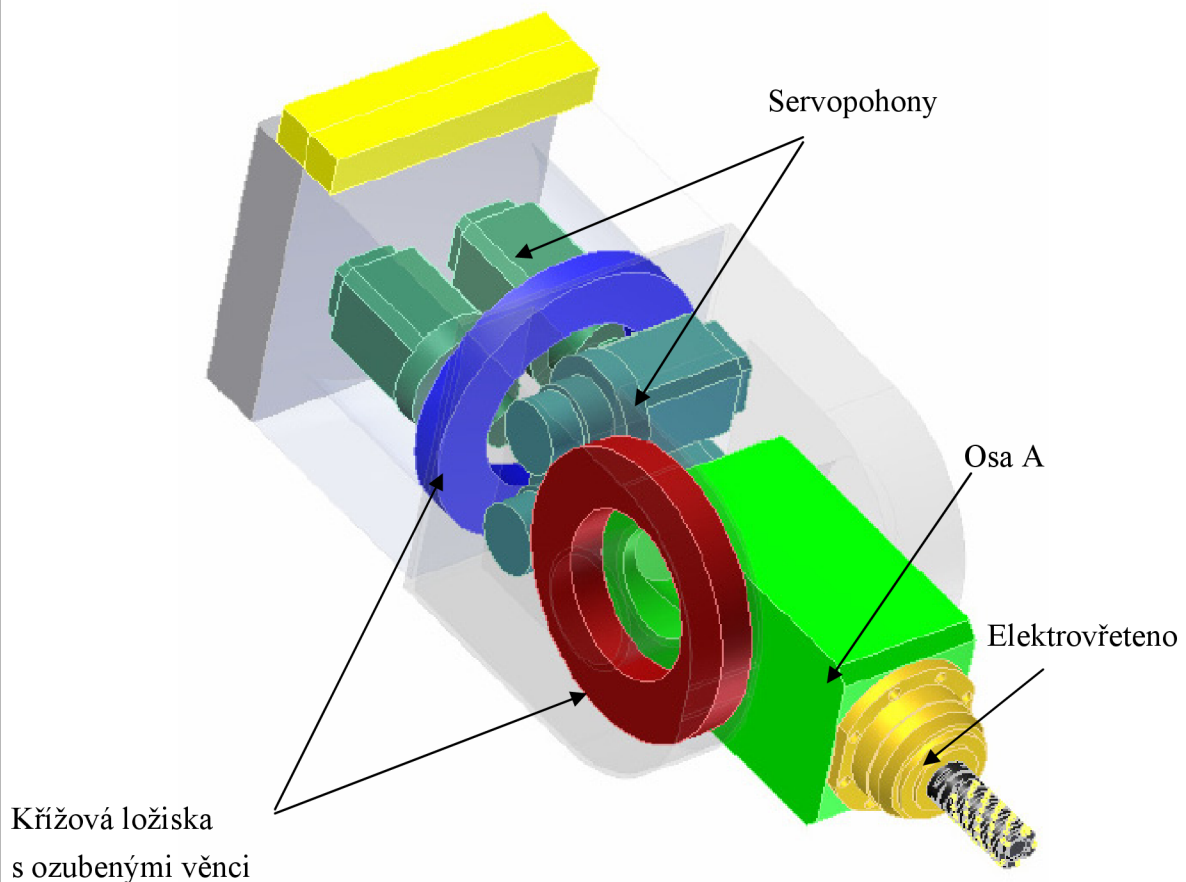
Pro pohon osy A se vychází z obdobných konceptů, jako pro volbu pohonu osy C. Jednotlivé varianty jsou znázorněny na obrázcích. Pro stanovené požadavky vidlicové frézovací hlavy se volí typy jednotlivých pohonů, kde je zapotřebí předběžný výpočet a zvolení následného typu pohonu. Následné virtuální modely zpřesňují celkové nastavbové rozměry a také možné úpravy pohonu, např. změna nebo úprava jednotlivých komponent v sestavě. Po vymodelování virtuálních modelů v grafickém programu se získá dostatečný



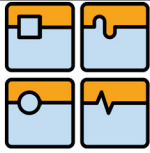
přehled o velikosti, hmotnosti a dalších fyzikálních veličinách (moment setrvačnosti), důležitých pro výpočet a konkrétní volbu pohonu osy A. Každý návrh pohonu je nutno předběžně napočítat, poté vymodelovat a sestavit do sestavy. Tato metoda je časově velmi náročná.

Firma Fermat preferuje k použití pohonů osy A prvků společnosti Harmonic Drive. Jedná se o použití harmonických převodovek nebo kompaktních pohonů (servomotor s harmonickou převodovkou). Jednotlivé návrhy se budou týkat převážně těchto prvků. Samozřejmě zde budou uvedeny i jiné možnosti pohonu osy A, které používají další firmy.

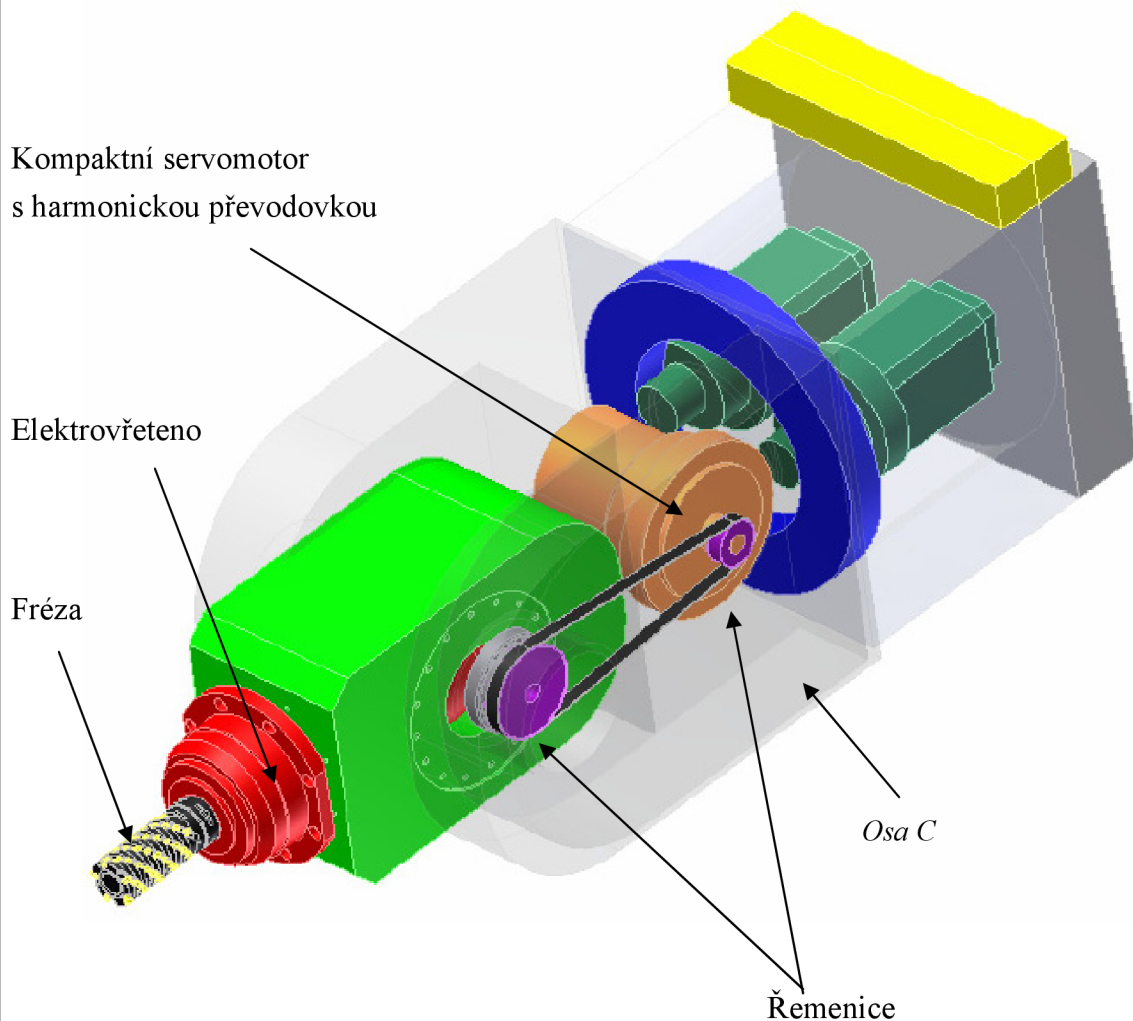
První varianta konceptu pohonu osy A pro vidlicovou frézovací hlavu, je použití pohonu Master & Slave znázorněna (viz Obr. 7). Tato varianta se po předběžném výpočtu a vymodelování jeví jako nepravděpodobné řešení. Její nevýhodou je velký prostor potřebný k umístění servomotorů a tím posunutí osy obalu vřetena k jejímu konci, čímž se výrazně zvyšuje jak klopný moment na ložisko osy C, tak i moment pro dimenzování servomotoru. Zvětšuje se také rádius osy A při obrábění, který negativně působí při obrábění v málo dostupných místech. Výhodou tohoto pohonu je dostatečná tuhost (vymezení vůlí mezi pastorkem a věncem), dosažená elektrickou vazbou obou motorů.



Obr. 7 Pohon osy A pomocí pohonu Master & Slave – věnec s vnějším ozubením



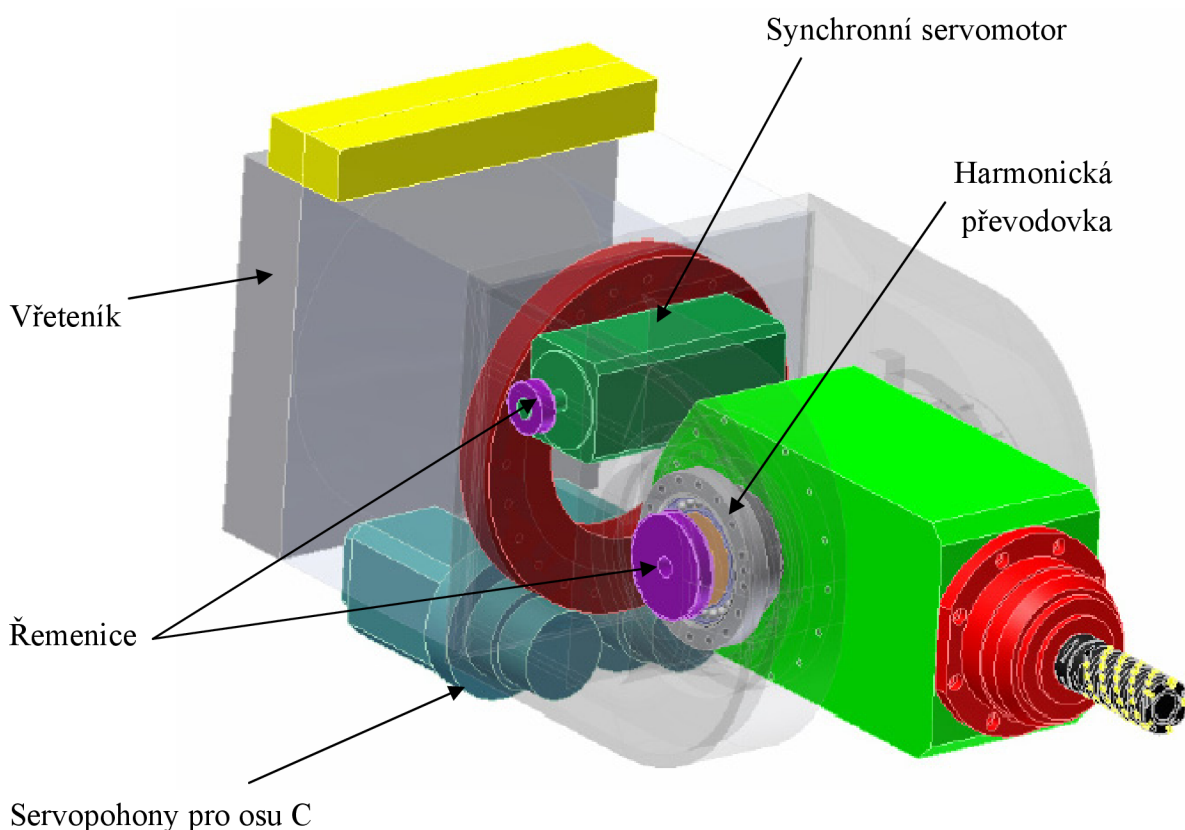
Druhá varianta pohonu osy A vidlicové frézovací hlavy je použití kompaktního servomotoru a vestavné harmonické převodovky a řemenového převodu znázorněného (viz Obr. 8). Tento koncept má obdobnou nevýhodu jako výše uvedený, a to velký prostor pro uložení kompaktního servopohonu, který vychází po předběžném výpočtu do velkých zástavbových rozměrů. Výhodou je snížení hmotnosti oproti první variantě. Nevýhodou je, jak už bylo zmíněno, velký klopný moment a nepřipustné celkové rozměry vidlicové frézovací hlavy.



Obr. 8 Koncept pohonu osy A s kompaktním servomotorem a harmonickou převodovkou

Třetí variantou je použití synchronního servomotoru a harmonické převodovky přes řemenový převod (viz Obr. 9). Díky velkému převodovému poměru harmonické převodovky ($i = 30$ až 160) a tím i značné kapacitě krouticího momentu, je docíleno relativně malého synchronního motoru (vyznačuje se vysokými otáčky a menším krouticím momentem). Tímto se zkrátí celková délka hlavy a využije se maximálně horní prostor odlitku pro umístění servomotoru. Rovněž se může osa rotace osy A umístit blíže k těžišti osy A, čímž se výrazně

sníží klopný moment a zlepši se tím i dynamické vlastnosti hlavy. Pravá strana odlitku, resp. levá zůstává prázdná, kde se předpokládá zakomponování brzdy a průchod pro energetiku, chlazení a jiná média. Na druhé straně bude uložena harmonická převodovka a řemenový převod s ozubeným řemenem, napínaným pravděpodobně pomocí servomotoru nebo napínací kladkou.

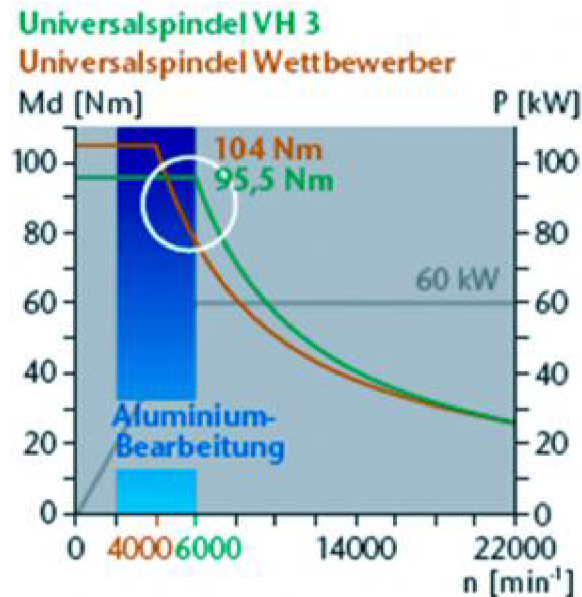
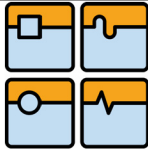


Obr. 9 Návrh pohonu pomocí synchronního servomotoru a harmonické převodovky

3.3.1 Přehled frézovacích hlav jednotlivých firem

3.3.1.1 Přehled hlav firmy Zimmermann

- VH6 - extrémně výkonná frézovací hlava s flexibilním výměnným konceptem vřetena MuST;
- VH5 - rychlejší, dynamičtější high-tech frézovací hlava s malými rozměry a NC řízeným odsáváním;
- VH4 - extrémně stabilní poháněná hlava s velkým točivým momentem pro těžké obrábění;
- VH3 - univerzální hlava pro širokou oblast použití;
- VH2 - lehká frézovací hlava pro obzvláště velké pracovní rozsahy;
- VH1 - kompaktní frézovací hlava pro lehké materiály a velké pracovní rozsahy.



Obr. 10 Srovnání univerzálních vřeten při obrábění hliníku

Porovnání univerzálního vřetená frézovací hlavy VH3 (zeleně) s konkurenčním univerzálním vřetenem (hnědě) na příkladu obrábění hliníku (viz Obr.10). Na první pohled má konkurenční vřeten vyšší točivý moment. Rozhodující však je, že vřeten VH3 udržuje nejvyšší točivý moment v nejpoužívanějších otáčkách.

3.3.1.2 Technologie pohonu

Jedním z nejdůležitějších kritérií pro kvalitu frézovací hlavy je technologie poháněných os. V této oblasti existuje mnoho různých konceptů. Pro každý typ frézovací hlavy a účel použití je tedy volen přesně ten typ pohonu, který je pro dané použití optimální.

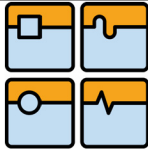
3.3.1.3 Pohon Torque

Pohon Torque je určen pro přímo poháněné frézovací hlavy pro aplikace vyžadující extrémně vysoké otáčky a zrychlení v osách, který je nutností při rychlých změnách pozic hlavy a výměny nástrojů. Pohon umožňuje pravý permanentní simultánní provoz na rychlých strojích.

Výhody:

- extrémně rychlý pohon;
- vysoké zrychlení posuvů os;
- téměř bez opotřebení.

Použití: frézovací hlavy VH 6, VH 5 (viz Obr. 11)



Obr. 11 Vidlicová hlava s pohonem Torque [7]

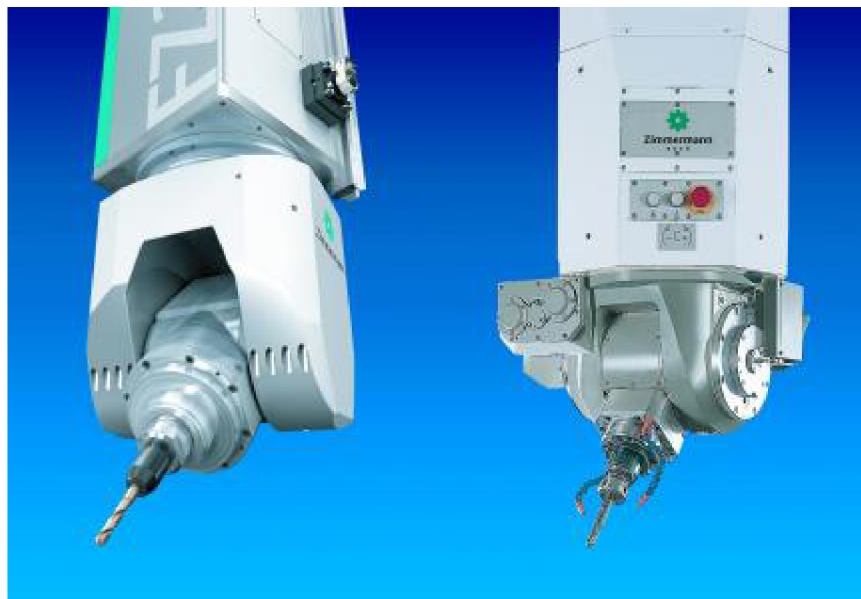
3.3.1.4 Šnekový pohon

Šnekový pohon splňuje požadavky na přenos velkých sil a vysokou přesnost. Je vhodný téměř pro všechny oblasti použití, zejména pro smíšený pohon při simultánním a tříosém frézování.

Výhody:

- výborné tlumení vibrací, velmi dobrý povrch obrobku;
- široké možnosti regulace;
- silné převody pro silné frézovací hlavy při zachování malých rozměrů;
- cenově výhodný.

Použití: frézovací hlavy VH 4, VH 3, VH 2 (viz Obr. 12)



Obr. 12 Vidlicové hlavy se šnekovými pohony os A [8]

3.3.1.5 Pohon Harmonic Drive

Jedná se o nejjednodušší a nejlehčí systém pohonu, který vykazuje velmi malé vůle. Hodí se pro lehké materiály a odpovídajícím způsobem dimenzované stroje.

Výhody:

- lehký a malý;
- výborná přesnost - minimální vůle;
- cenově výhodný.

Nevýhody:

- při přetížení se pohon totálně zničí

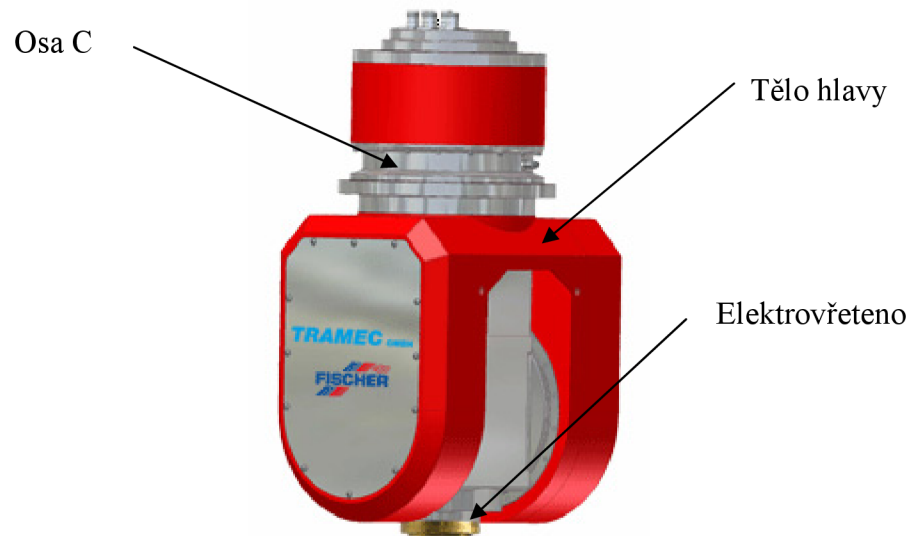
Použití: frézovací hlavy VH 1 (viz Obr. 13).



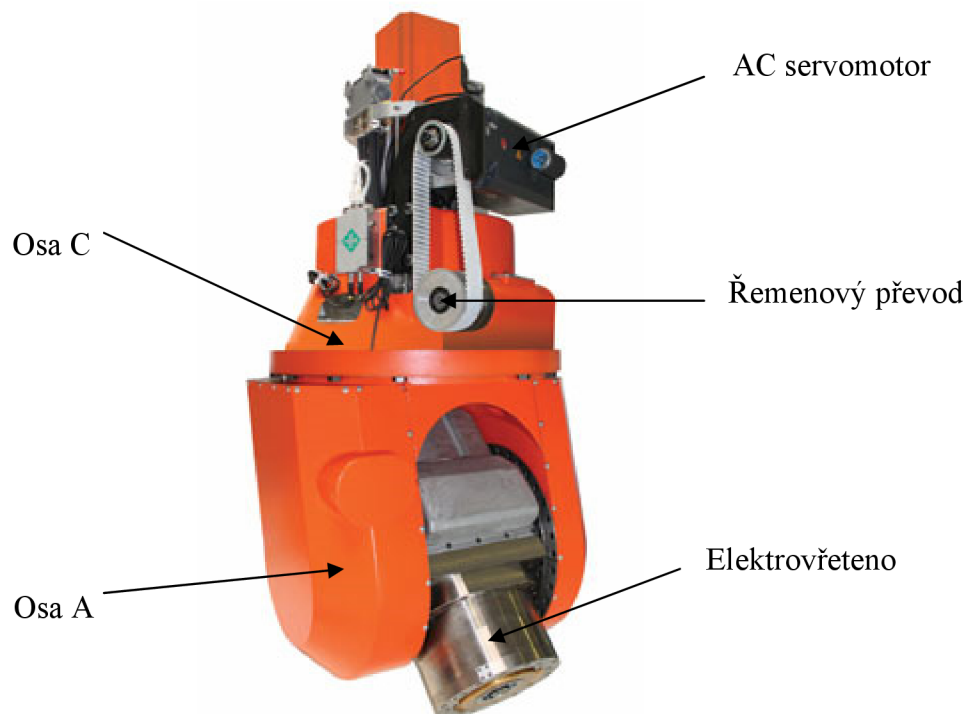
Obr. 13 Vidlicová hlava s pohonem osy A pomocí harmonické převodovky[9]

3.3.2 Ukázka frézovacích hlav od firmy Tramec

Firma Tramec se zabývá výrobou frézovacích hlav, především vidlicových. Ukázky vybraných modelů jsou znázorněny níže (viz Obr. 14). Šnekový pohon osy C je znázorněn na Obr. 15.



Obr.14 Ukázka vidlicové frézovací hlavy od firmy Tramec



Obr. 15 Šnekový pohon osy C použit firmou Tramec

3.3.3 Pohon jednotlivých os pomocí ozubených kol

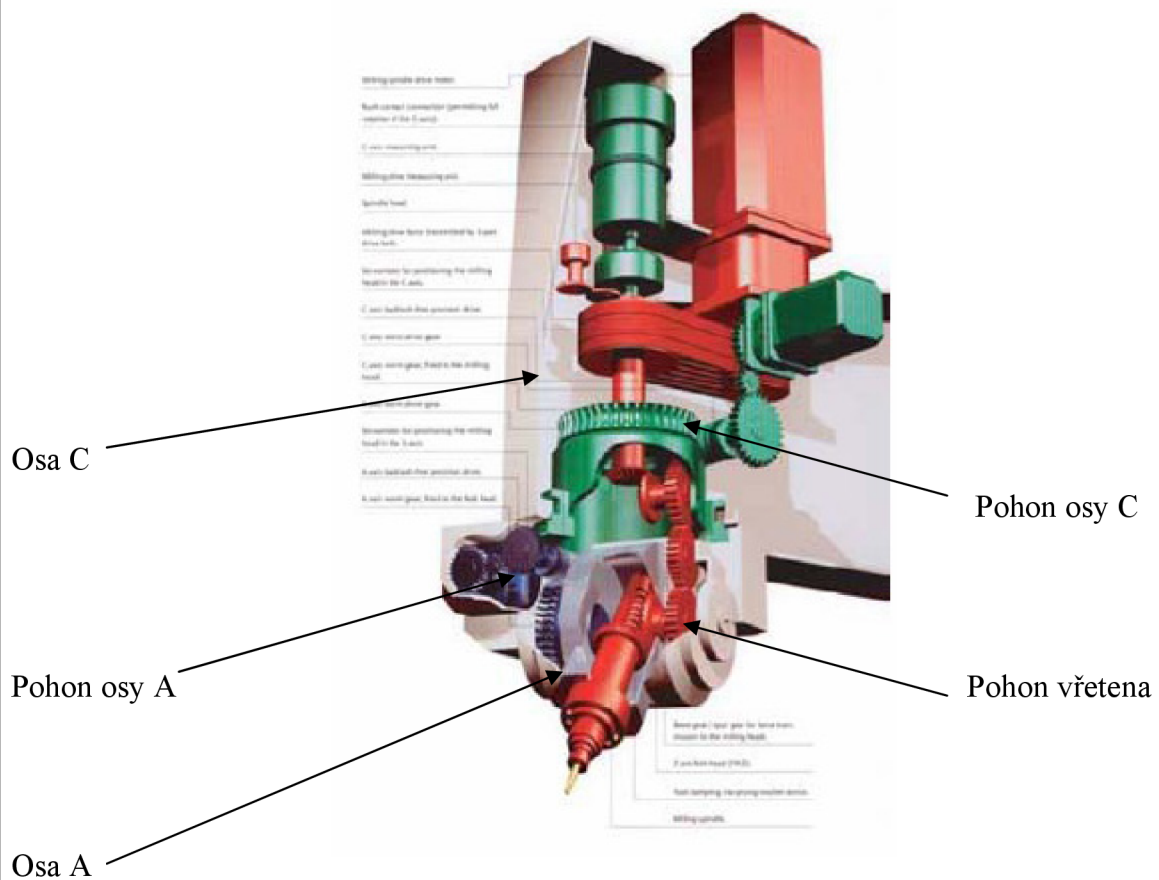
Mezi další alternativu pohonů osy frézovacích hlav patří pohon pomocí ozubených kol. Většinou se jedná o použití kuželových ozubených kol s kombinací se šnekovým



ozubením (viz Obr. 16 a obr 18). Lze jimi pohánět jak osu C, tak osu A. U této varianty pohonu je náročné dodržet stále předpětí v celé kinematické vazbě ozubených kol. Tento pohon se také používá pro pohon vřetena (viz Obr. 17). Na tomto obrázku lze povšimnout pohon vřetena pomocí kuželových kol a výměna vřetena za jiné.

Výhody:

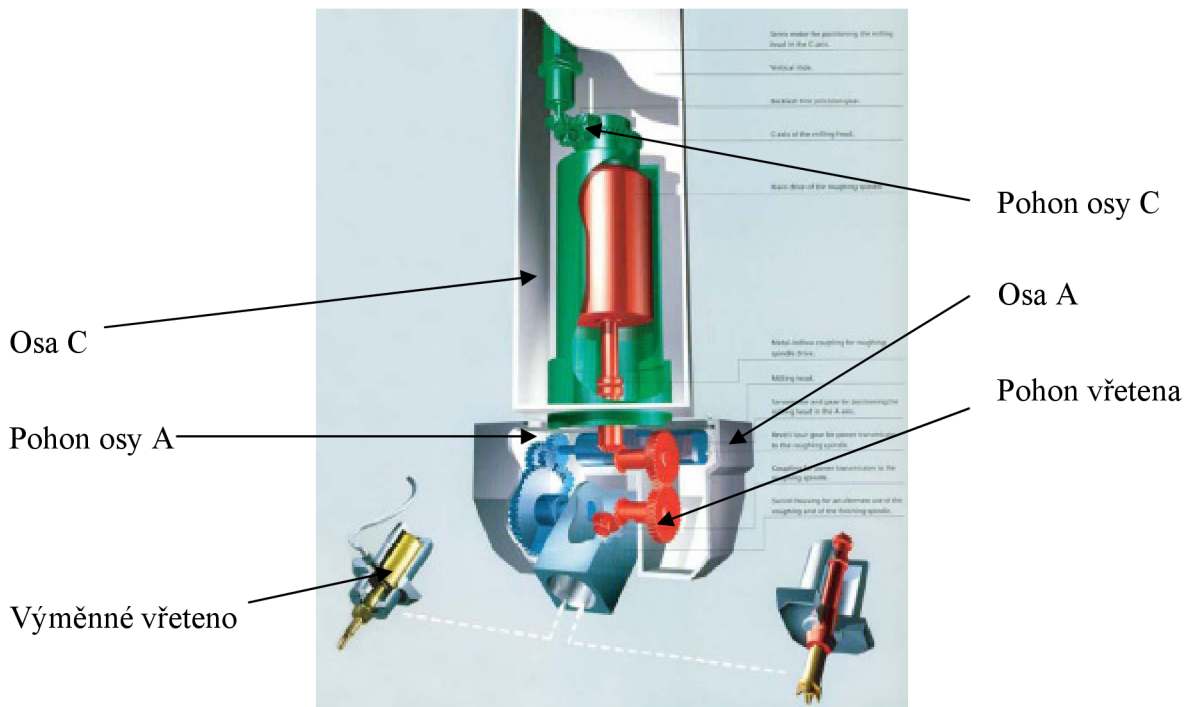
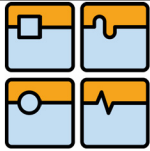
- Schopnost dobře tlumit dynamické rázy a vibrace
- Cenově nejprístupnější varianta
- Velká torzní tuhost



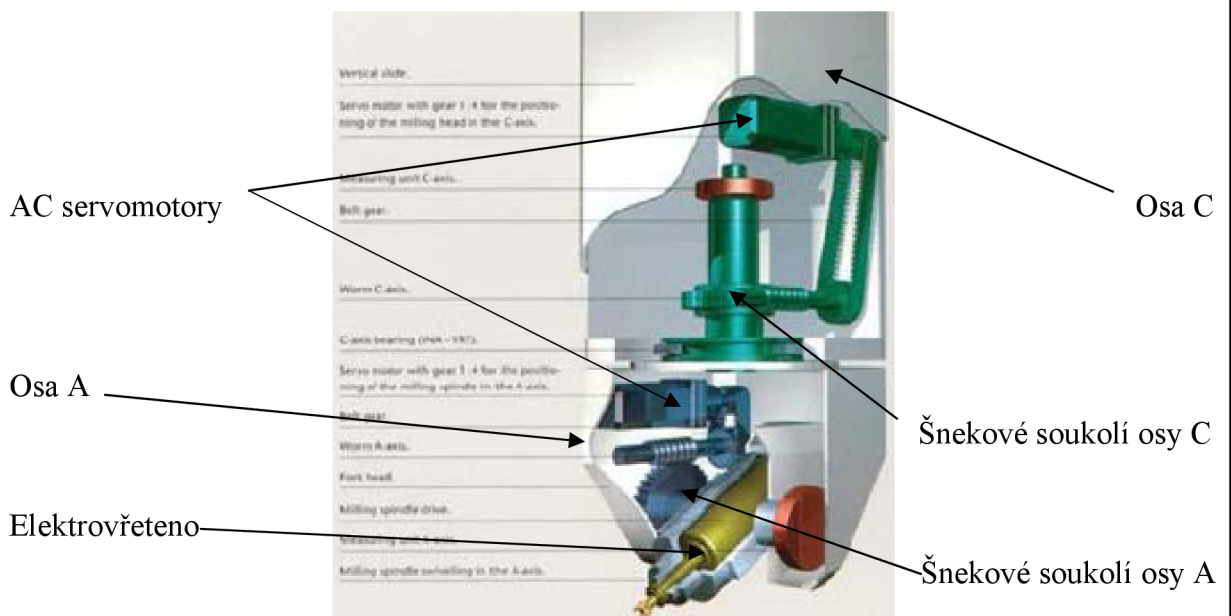
Obr. 16 Ukázka vidlicové frézovací hlavy od firmy BK Bokö [3]

Nevýhody:

- Složitost celé konstrukce
- Nepřesnost díky kinematickému řetězci ozubení (vůle v ozubení, nepřesnost ozubení, aj.)
- Hlučnost



Obr. 17 2D otáčivá hlava stroje FZ 40 od Zimmermann Bokö [3]



Obr. 18 Pohon os pomocí šnekového soukolí [3]

4 Rekapitulace a zhodnocení jednotlivých pohonů os

Technické a ekonomické shrnutí jednotlivých pohonů os je stručně zobrazeno - viz Tab. 1. Každý z vybraných pohonů je hodnocen počtem hvězdiček. Čím více hvězdiček jednotlivá atributa pohonu získá, tím je pohon lepší. Pohon s nejvíce získanými počty hvězdiček je neoptimálnější variantou.

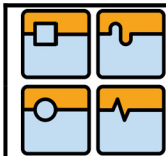
Tab. 1 Technicko ekonomické shrnutí jednotlivých pohonů

	Ozubené převody (šneková + kuželová soukolí)	Harmonic Drive	Torque motor
Přesnost polohování	*	***	***
Dynamika pohonu	*	**	***
Schopnost tlumit vibrace	***	**	*
Tuhost pohonu	***	**	**
Příznivá cena	***	**	*
Životnost	*	**	***
Jednoduchost konstrukce	**	***	***

Legenda:

- * dobrá
- ** velmi dobrá
- *** výborná

Za optimální variantu je vyhodnocen pohon pomocí Harmonic Drive. Ve všech atributech splňuje minimálně velmi dobrou úroveň.



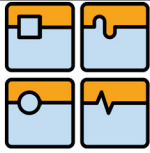
5 Vlastní konstrukce

5.1 Stanovení řezných podmínek

Řezné podmínky jsou stanoveny zadavatelem (fa Fermat). Předpoklad pro použití vidlicové frézovací hlavy jsou ve většině případů dokončovací a méně náročné řezné operace, kde nejsou kladeny velké požadavky na krouticí momenty a řezné výkony vidlicové frézovací hlavy. Řezné podmínky jsou určeny především pro dvě řezné operace, a to čelní frézování a vrtání. Pro frézování se vychází z třech režimů obrábění: frézování při maximálním zatížení (hrubování), střední zatížení a dokončovací operace. V daných řezných operacích se obrábí tři druhy materiálů, a to konstrukční ocel 11523, litina GG 30 a slitina hliníku. Vidlicová frézovací hlava bude použita ve většině případů pro obrábění oceli. Přehled řezných podmínek, řezných operací a použitých nástrojů je zpracován – viz Tab.2.

Tabulka 2. Přehled řezných podmínek [19]

Maximální zatížení						
Nástroj	D [mm]	v_c [m/min]	f_z [mm/zub]	a_p [mm]	a_e [mm]	z
11523	80	180	0,2	4	1/4	10
GG30	80	200	0,22	4	1/4	10
Slitina hliníku	50	700	0,15	6	2/3	3
Střední obrábění						
Nástroj	D [mm]	v_c [m/min]	f_z [mm/zub]	a_p [mm]	a_e [mm]	z
11523	32	180	1,2	1	1/5 z Φ	3
GG30	32	200	1,3	1	1/5	3
Slitina hliníku	25	700	0,15	3	2/3	3
Dokončovací operace (kulové frézy)						
Nástroj	D [mm]	v_c [m/min]	f_z [mm/zub]	a_p [mm]	a_e [mm]	z
n(5700)	16	260	0,15	1	1	2
n(12000)	12	470	0,139	0,5	0,5	2
n(16100)	12	630	0,139	0,5	0,5	2
Vrtací operace (plátkové vrtáky)						
Nástroj	D [mm]	v_c [m/min]	f_z [mm/zub]	z	úhel Kr 135°	
11523	18	100	0,27	2		
GG30	13	120	0,2	2		
Slitina hliníku	9,5	396	0,17	2		



5.2 Výpočet velikostí řezných sil

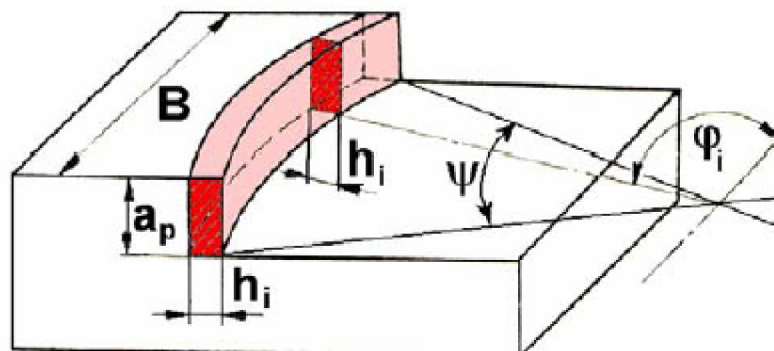
Řezná síla je důležitým faktorem, který hraje velkou roli při návrhu a konstrukci, co se týče stanovení velikosti krouticích momentů v osách otáčení hlavy a také dimenzování jednotlivých uzlů hlavy, (např. vhodná volba elektrovřetena, ložisek, servopohonů, tuhosti rámu, aj.), ale také celkové velikosti, namysli jsou nástavbové rozměry, které jsou závislé také od celkové koncepce vidlicové frézovací hlavy.

Pro přehlednost výpočtu je zde použit výpočet pro frézování a vrtání oceli při maximálním možném zatížení (omezeno výše danými řeznými podmínkami). Pro tento režim obrábění se předpokládá působení největší velikosti řezné síly, která je směrodatným argumentem pro další postup návrhu pohonů jednotlivých os vidlicové frézovací hlavy. Ostatní výpočty (střední obrábění, dokončovací operace) jak pro litinu, tak pro hliník, jsou analogické a budou vloženy jako příloha této práce.

5.2.1 Maximální zatížení pro ocel 11 523 při čelním frézování

Vstupní hodnoty:

Průměr frézy:	$D = 80 \text{ mm}$
Řezná rychlost:	$v_c = 180 \text{ m/min}$
Posuv na zub:	$f_z = 0,2 \text{ mm}$
Šířka záběru ostří:	$a_p = 4 \text{ mm}$
Pracovní záběr:	$a_e = \frac{1}{4} D \text{ mm}$
Počet zubů:	$z = 10$
Úhel nastavení hlavního ostří:	$\kappa_r = 90^\circ$
Úhel posunového pohybu:	$\varphi = 90^\circ$



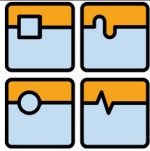
Obr. 19 Průřez třísky při čelním frézování [8]

Průřez třísky:

$$h_d = f_z \cdot \sin \varphi \cdot \sin \kappa_r \quad (5.1)$$

$$h_d = 0,2 \cdot \sin 90^\circ \cdot \sin 90^\circ$$

$$h_d = 0,2 \text{ mm}$$

**Jmenovitá šířka třísky:**

$$b = \frac{a_p}{\sin \kappa_r} \quad (5.2)$$

$$b = \frac{4}{\sin 90^\circ}$$

$$b = 4\text{mm}$$

Jmenovitý průřez třísky pro i-tý zub:

$$A_{Di} = h_d \cdot b = f_z \cdot a_p \cdot \sin \varphi \quad (5.3)$$

$$A_{Di} = 0,2 \cdot 4 \cdot \sin 90^\circ$$

$$A_{Di} = 0,8\text{mm}^2$$

Hodnota exponentu $mc = 0,25$ [2]

Koeficient $k_{C1} = 1500\text{MPa}$ [2]

Měrná řezná síla:

$$k_C = \frac{k_{C1}}{h_d^{mc}} \quad (5.4)$$

$$k_C = \frac{1500}{0,2^{0,25}}$$

$$k_C = 2243\text{MPa}$$

Úhel záběru frézy:

$$\psi = 2 \cdot \alpha \quad \sin \alpha = \frac{\frac{a_e}{2}}{\frac{D}{2}} = \frac{8}{8} = \frac{1}{4} = 0,25 \Rightarrow \alpha = 14^\circ 28' \quad (5.5)$$

$$\psi = 2 \cdot 14^\circ 28'$$

$$\psi = 28^\circ 51'$$

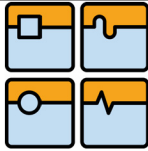
Počet zubů v záběru:

$$z_z = \frac{\psi}{360^\circ} \cdot z \quad (5.6)$$

$$z_z = \frac{28^\circ 51'}{360^\circ} \cdot 10$$

$$z_z = 0,804$$

Stanovený počet zubů je zapotřebí zaokrouhlovat vždy nahoru, tudíž počet zubů v záběru $z_z = 1$.

**Řezná síla:**

$$F_c = \sum_{i=1}^{z_z} (A_{Di} \cdot k_{Ci}) \quad (5.7)$$

$$F_c = \sum_{i=1}^1 (0,8^2 \cdot 2243 \text{MPa})$$

$$F_c = 1794 \text{N}$$

Řezný výkon:

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{6 \cdot 10^4} \quad (5.8)$$

$$P_c = \frac{1794 \cdot 180}{6 \cdot 10^4}$$

$$P_c = 5382 \text{W} = 5,382 \text{kW}$$

5.2.2 Maximální zatížení pro ocel 11 523 při vrtání

Vstupní hodnoty:

Průměr vrtáku:

 $D = 18 \text{ mm}$

Řezná rychlost:

 $v_c = 100 \text{ m/min}$

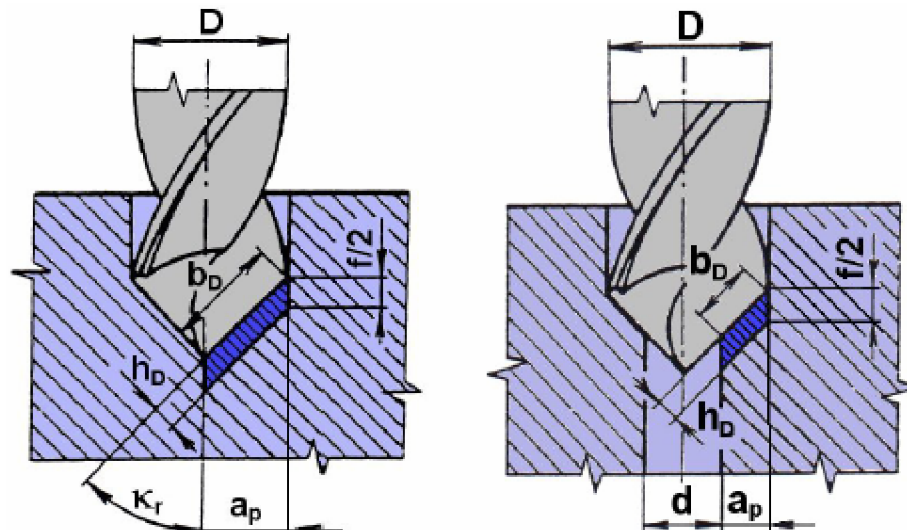
Posuv na zub:

 $f_z = 0,27 \text{ mm}$

Počet zubů:

 $z = 2$

Úhel nastavení hlavního ostří:

 $\kappa_r = 135^\circ$ 

Obr. 20 Průřez třísky při vrtání a vyvrtávání [8]

Posuv na otáčku:

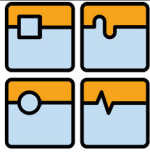
$$f = z \cdot f_z$$

$$f = 2 \cdot 0,27$$

$$f = 0,54 \text{mm}$$

(5.9)

Jmenovitá tloušťka třísky:



$$h = \frac{f}{2} \cdot \sin\left(\frac{\kappa_r}{2}\right) \quad (5.10)$$

$$h = \frac{0,54}{2} \cdot \sin\left(\frac{135^\circ}{2}\right)$$

$$h = 0,249\text{mm}$$

Jmenovitá šířka třísky:

$$b = \frac{D}{2 \cdot \sin\left(\frac{\kappa_r}{2}\right)} \quad (5.11)$$

$$b = \frac{18}{2 \cdot \sin\left(\frac{135^\circ}{2}\right)}$$

$$b = 9,742\text{mm}$$

Průřez třísky:

$$A_D = h \cdot b \quad (5.12)$$

$$A_D = 0,249 \cdot 9,742$$

$$A_D = 2,43\text{mm}^2$$

Hodnota exponentu $mc = 0,25$ [2]

Koeficient $k_{C1} = 1500\text{MPa}$ [2]

Měrná řezná síla:

$$k_C = \frac{k_{C1}}{h^{mc}} \quad (5.13)$$

$$k_C = \frac{1500}{0,249^{0,25}}$$

$$k_C = 2122\text{MPa}$$

Řezná síla:

$$F_c = k_C \cdot A_D \quad (5.14)$$

$$F_c = 2122 \cdot 2,43$$

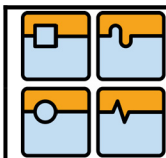
$$F_c = 5158\text{N}$$

Řezný výkon:

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{2 \cdot 60} \quad (5.15)$$

$$P_c = \frac{2122 \cdot 100}{2 \cdot 60}$$

$$P_c = 42982\text{W} = 4,298\text{kW}$$

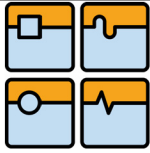


Přehled velikostí řezných sil a řezných výkonů ostatních režimů obrábění při frézování a vrtání pro výše zmíněné materiály jsou uvedeny - viz. Tab. 3.

Tabulka 3. Přehled řezných sil a řezných výkonů

Druh operace	Režim obrábění	Materiál	Řezná síla [kN]	Řezný výkon [kW]
Frézování	Maximální zatížení	ocel 11523	1,794	5,383
		litina GG30	1,882	6,273
		slitina hliníku	1,302	15,18
	Střední obrábění	ocel 11523	1,72	7,319
		litina GG30	1,691	6,154
		slitina hliníku	0,655	7,592
	Dokončovací operace (kulové frézy)	ocel 11523	0,361	1,567
		litina GG30	0,169	1,324
		slitina hliníku	0,102	1,07
Vrtání	(plátkové vrtáky)	ocel 11523	5,158	4,298
		GG30	2,92	2,92
		slitina hliníku	1,154	3,81

Z výše uvedených řezných sil je prioritní největší možná síla a řezný výkon, tzn. $F_c = 5158 \text{ N}$ a $P_c = 15180 \text{ W}$. Tato řezná síla působí při vrtání, tudíž nezatěžuje dynamicky pohony jednotlivých os a neovlivní vlastní výpočet pohonu. Jednotlivé osy budou při vrtání aretovány svíracím momentem cca 3000 Nm (moment převyšující několikrát maximální krouticí moment jednotlivých os). K docílení svíracího momentu bude použito hydraulické brzdy. Při návrhu a dimenzování kinematického řetězce, pohonů, ložisek a volby vhodného elektrovřetená bude dále počítáno se silou vyvozenou při maximálním zatížení, tzn. $F_c = 1882 \text{ N}$. Při výpočtu pohonů a dalších komponentů z důvodu mírného předdimenzování, kde se mohou reálné řezné síly lišit od vypočtených bude počítáno se silou $F_c = 2000 \text{ N}$.



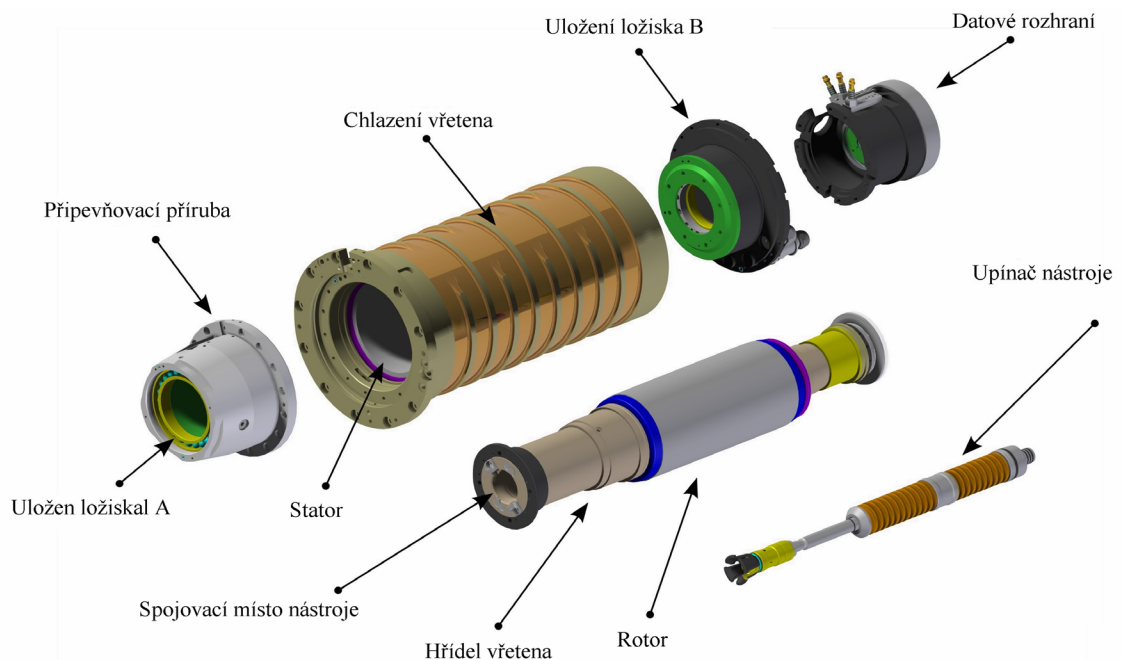
6 Vřeteno vidlicové frézovací hlavy

6.1 Stavba a funkce elektrovřetena

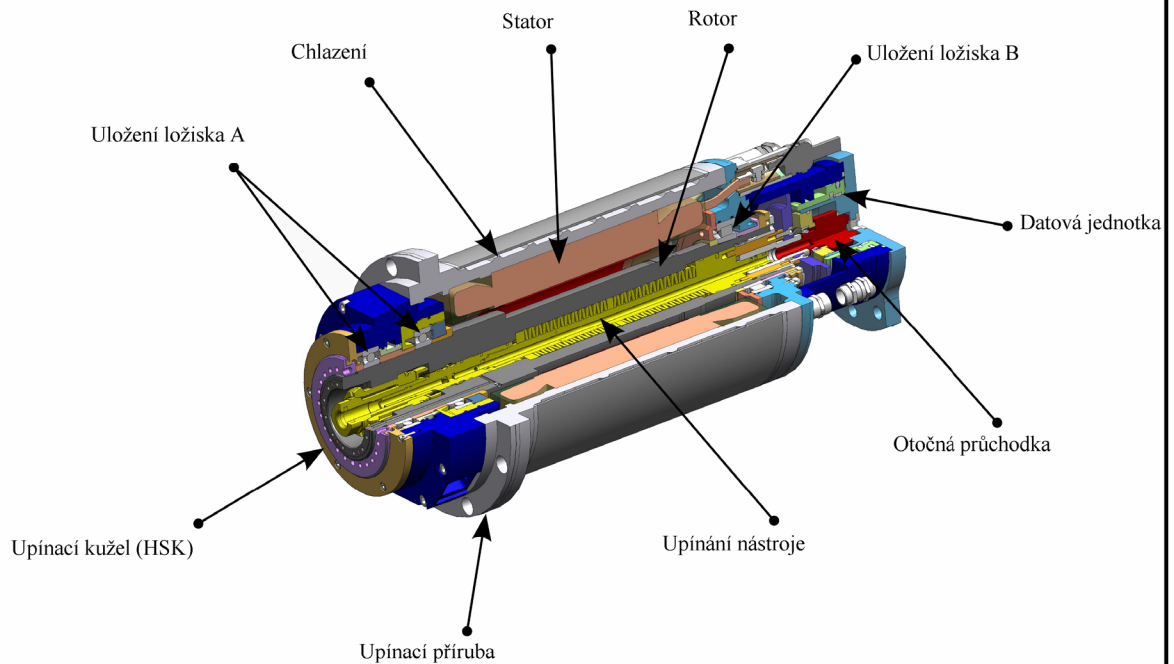
Elektrovřeteno je kompaktní jednotka přesně uloženého tubusu většinou ve valivých ložiskách a přímého pohonu s integrovaným systémem upínání nástrojů. Elektrovřeteno je důležitá součást mnoha moderních obráběcích strojů.

Většinou jsou elektrovřetena uložena ve valivých ložiskách a poháněna elektricky. Přímým spojením pohonu a precizně uloženou hřídelí je možné obrábět velmi přesné výrobky při velmi vysokých otáčkách. Elektrovřeteno může být použito jak pro upínání nástrojů (frézovací, vrtací, brousící stroje), tak i pro upínání obrobků (soustruhy). Vedle pohonu a uložení hřídele je důležitým prvkem také systém upínání nástroje, který patří také k velmi důležitým komponentům elektrovřetena. Nástroj je automaticky měněn a fixován pomocí upínacího systému. Proto je elektrovřeteno často centrálním modulem obráběcího stroje a je zodpovědné pro rozhodující výkon a přesnost. Na základě komplexní stavby a souhry jednotlivých komponentů elektrovřetena můžou být vyvinuta podle individuálních požadavků.

Hlavní použití elektrovřeten jsou obráběcí centra a CNC – řízené stroje v oblasti frézek, soustruhů, brousících nástrojů, vysoko výkonného a vysoko rychlostního obrábění, ale také výroba nástrojů a forem. [6]



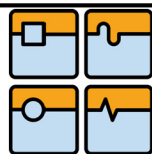
Obr. 21 Hlavní části elektrovřetena [11]



Obr. 22 3D model elektrovřetena [13]

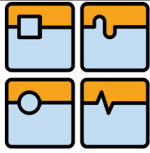
6.2 Výběr vhodného elektrovřetena

Požadavek na elektrovřeteno a jeho vhodný výběr závisí od druhu aplikace (hrubování, dokončování, typ obráběného materiálu, aj.), řezných podmínek, resp. hodnot řezných sil, krouticích momentů a výkonů. Počáteční volba elektrovřetena vychází také z celkových rozměrů vidlicové frézovací hlavy, tzn. odpovídající délka a průměr, který se pohybuje v rozmezí od 160 mm po 190 mm. Tomuto rozměru odpovídají i výkonové a momentové charakteristiky pro vypočtené krouticí momenty a výkony. Velikost vřetena výrazně ovlivňuje hmotnost a celkovou velikost hlavy. Požadavek firmy Fermat je také výměna elektrovřetena na přání zákazníka v jednotlivé rozměrové řadě, tzn. kompaktní výměna elektrovřetena s odlišnými výkonovými charakteristiky a maximálním počtem otáček. Vybraná elektrovřetena by měla splňovat řadu pracovních otáček 6000, 10000 a 16000 ot/min nebo se v těchto hodnotách surčitou tolerancí pohybovat. Pro přehled parametrů elektrovřeten jednotlivých výrobců je uvedena srovnávací tabulka – viz Tab.4. Modelová řada elektrovřeten volena od firmy Fischer.



Tab. 4 Přehled a základní parametry elektrovřeten

Franz Kessler	SMS 080.40.8	SMS 080.40.6	SMS 080.36.4
výkon S1/S6 [kW]	25/30	28/37	43/64
kroučící moment S1/S6 [Nm]	120/144	90/120	60/90
max. otáčky [1/min]	12000	10000	20000
jmenovité otáčky [1/min]	2000	3000	6800
průměr vřetena cca [mm]	180-190	180-190	180-190
upínání nástroje	HSK-A 100	HSK-A 63	HSK-A 63
Cytec M21	CS-21-180-A	CS-27-180-A	CS-34-180
výkon S1/S6 [kW]	21/27	27/32	34/43
kroučící moment S1/S6 [Nm]	100/130	130/170	72/91
max. otáčky [1/min]	18000	12000	24000
jmenovité otáčky [1/min]	2000	2000	4500
průměr vřetena [mm]	180	180	180
upínání nástroje	HSK-A 63	HSK-A 63	HSK-A 63
Fischer	MFWS-1709	MFW-1718	MFW-1716
výkon S1 [kW]	27	20	42
kroučící moment S1 [Nm]	16	21,2	22,3
max. otáčky [1/min]	16000	30000	30000
průměr vřetena [mm]	170	170	170
upínání nástroje	HSK-A 63	HSK-A 63	HSK-A 63
hmotnost [kg]	45	50	53,5
Omlat	OMC - 170		
výkon S1/S6 [kW]	20/21	27/28	30/31
kroučící moment S1/S6 [Nm]	16/18	22/24	26/28
max. otáčky [1/min]	18000	18000	20000
jmenovité otáčky [1/min]	12000	12000	11000
průměr vřetena [mm]	170	170	170
upínání nástroje	ISO 40	HSK-A 63	HSK-A 63

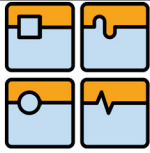


6.3 High-end frézovací vřetena firmy Zimmermann

Frézovací hlavy Zimmermann jsou vybaveny vysoce výkonnými standardními frézovacími vřeteny od firmy Weiss nebo Fischer (viz Obr.23). Pro téměř všechny frézovací hlavy je standardem dodání více vřeten (hrubovací, dokončovací a univerzální). Pro individuální řešení lze nabídnout i jiná vřetena. Vřetena jsou vybavena monitorovacím systémem, který se skládá ze senzoru otáček, teploty ložisek a motoru. Při výběru vřetena je třeba vést v patrnosti, že rozhodující pro posuzování výkonnosti nejsou pouze jeho štičkové údaje, ale průběh těchto veličin v rozsahu otáček potřebných pro plánované frézovací operace. Vhodná kombinace frézovacího stroje, frézovací hlavy a frézovacího vřetena je základem vyváženého uceleného systému frézovacích technologií, který firma Zimmermann nabízí. [7]

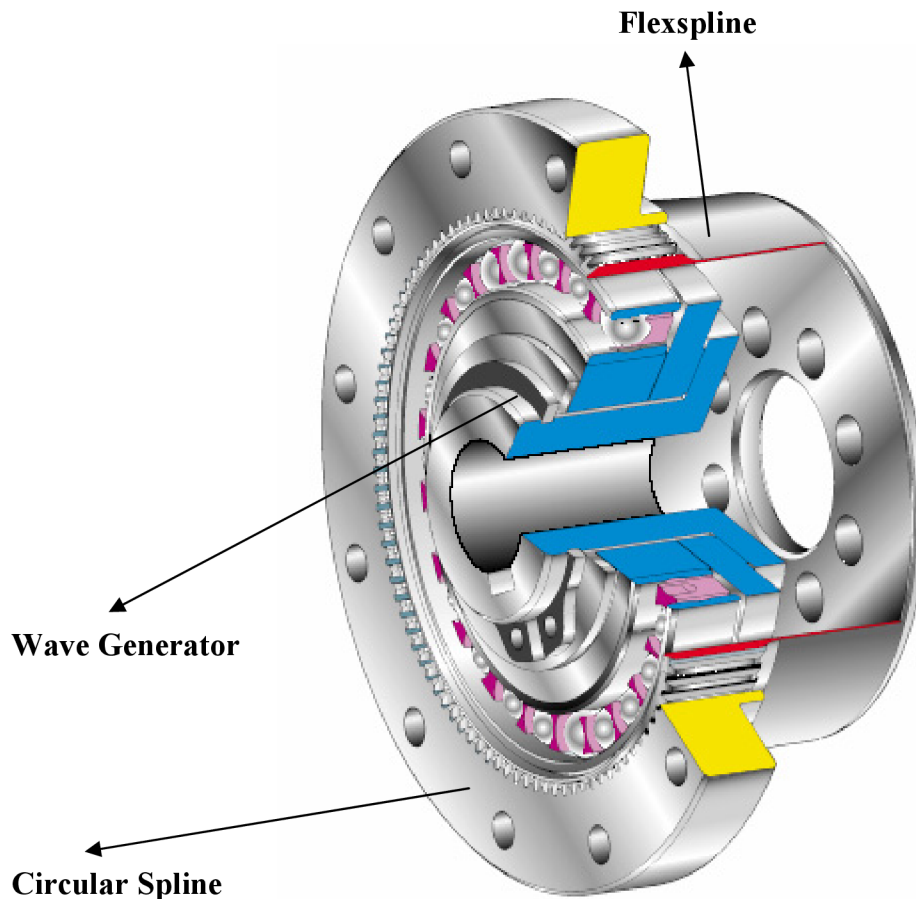


Obr. 23 Frézovací vřeteno od firmy Fischer [14]



7 Harmonic Drive

7.1 Stavba harmonické převodovky



Obr. 24 Částečný řez harmonickou převodovkou[18]

Flexspline – válcové ocelové pouzdro s vnějším ozubením, které se může přetvářet a přírubou, jako výstupním členem

Wave Generator – eliptický ocelový kotouč (generátor vln) s centrickým pouzdem a nasunutým, elipticky deformovatelným speciálním kuličkovým ložiskem vybaveným vysoce efektivním měničem krouticího momentu

Circular Spline – válcový ocelový kroužek s vnitřním ozubením a otvory pro fixaci k základně

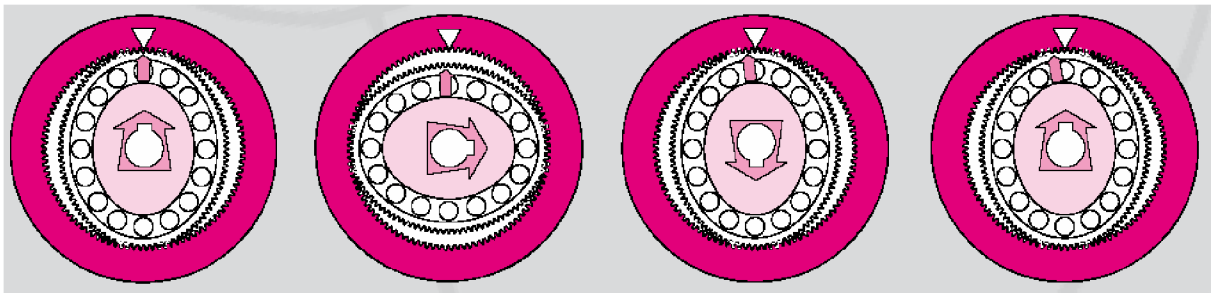
7.2 Princip harmonické převodovky

Eliptický generátor vln Wave Generator, jako hnací člen, deformuje přes kuličkové ložisko Flexspline, který se nachází v záběru v protilehlých oblastech záběru zubů velké osy elipsy s vnitřním ozubením Circular Spline.

Otáčením generátoru vln (Wave Generator) se přemísťuje velká osa elipsy a tím i oblast zubů v záběru.

Protože Flexspline má o dva zuby méně jako Circular Spline, vztahuje se na jednu půlotáčku generátoru vln (Wave Generator) relativní pohyb (přemístění) o jeden zub mezi Flexspline a Circular Spline a na jednu celou otáčku relativní pohyb (přemístění) o dva zuby.

Při fixaci Circular Spline se otáčí Flexspline, jako výstupní element, opačným směrem než pohon.

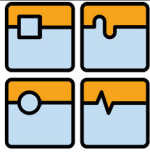


Obr. 25 Princip činnosti [18]

7.3 Profil zubu

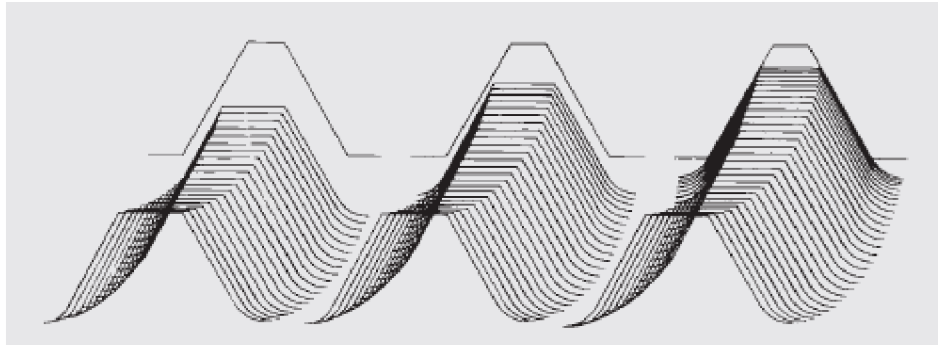
U převodovek Harmonic Drive se používá dvou profilů zubu. Jedná se o obvyklý profil zubu, u kterého je z celkového počtu zubů v záběru asi 15% zubů (viz Obr. 28) a o specifický, patentovaný IH profil zubu s podstatným zvýšením záběru zubů asi na 30% z celkového počtu zubů (viz Obr.29). Tím je docíleno i zvýšení přenositelnosti krouticích momentů. Výsledná nepatrná zátěž kuličkového ložiska Wave Generatoru vede jasně k prodloužení životnosti převodovky.

Pozoruhodné je také zdvojnásobení torzní tuhosti u převodovek s použitím IH ozubení. Se zvětšením rádiusu paty zubu je napětí v patě zubu nepatrné, což umožňuje zvýšení kapacity krouticího momentu v dané sérii.

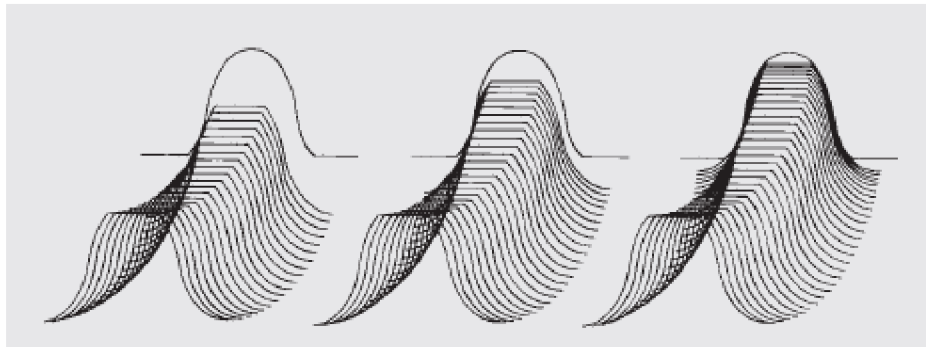


DIPLOMOVÁ PRÁCE

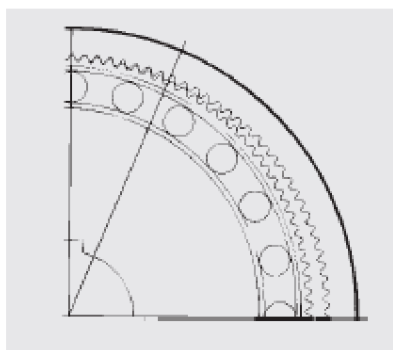
Převodovky s IH ozubením umožňují použití u vysoce dynamických servosystémů, při kterých je zapotřebí vysoké torzní tuhosti a přenosu vysokých krouticích momentů. Tyto převodovky jsou bezvúlové a dosahují výborných přenosových a opakujících se přesností.



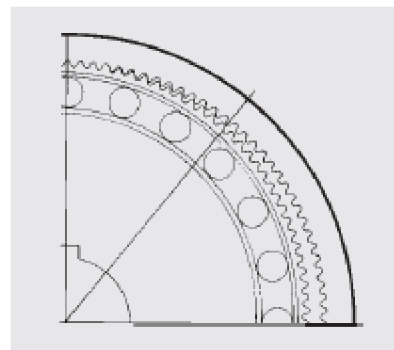
Obr.26 Obvyklý profil zubu [18]




Obr.27 IH profil zubu [18]



Obr.28 Úhel záběru s obvyklým profilem zubu [18]



Obr.29 Úhel záběru s IH profilem zubu [18]


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 46
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

7.4 Výhody harmonické převodovky

- **Bezvůlovost** - převodovky Harmonic Drive nevykazují po celou dobu životnosti žádný nárůst vůle v ozubení
- **Vynikající polohovací a opakovaná přenosová přesnost** – převodovky Harmonic Drive mají vynikající přenosovou přesnost polohování pod jednou úhlovou minutou a opakovanou přesnost pouze několika úhlových sekund.
- **Malé rozměry a nepatrná hmotnost** – převodovky Harmonic Drive jsou výrazně kompaktnější a lehčí jako konvenční převodovky
- **Vysoká přenositelnost krouticích momentů** – protože silový přenos se děje přes velkou oblast záběru zubů, mohou převodovky Harmonic Drive přenášet vyšší krouticí momenty oproti konvenčním převodovkám
- **Vysoké převodové poměry v jednom stupni** – pouze s třemi součástmi se dosahují jednostupňové převodové poměry od 30:1 až 320:1
- **Vysoká účinnost** – v nominálním provozu se dosahuje účinnost až 85 %. Převodovky Harmonic Drive nejsou samosvorné a nevykazují žádný Stisk – Slip – efekt
- **Vysoká torzní tuhost** – převodovky Harmonic Drive mají přes celou oblast krouticího momentu vysokou torzní tuhost a k tomu téměř hysterezní lineární závislost
- **Centrální dutá hřídel** – převodovky Harmonic Drive nabízí možnost centrální duté hřídele, kterou můžou být provedeny jednoduše energetické kabely, laserové paprsky, atd.
- **Vysoká spolehlivost a dlouhá životnost** – převodovky Harmonic Drive dosahují mnohem vyšší MTBF hodnoty než jiné typy převodovek

7.5 Použití harmonických převodovek

- obráběcí stroje
- průmyslové roboty a montážní automaty
- tiskařské a zpracovatelské stroje na papír
- lékařská technika
- dřevoobráběcí stroje a stroje pro obrábění umělých hmot
- polovodičová technika
- měřicí a zkušební stroje
- letecká technika
- textilní stroje

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 47
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- papírenské stroje
- sklářské stroje
- balicí stroje
- telekomunikační technika
- tvářecí stroje
- optické přístroje a fotografická technika [18]

8 Brzda

8.1 Hydraulická brzda od firmy Kostyrka

Brzda slouží k pevnému zafixování osy při obrábění, tzn. znehybnění požadované osy, což zaručí dostatečnou tuhost při obrábění v jakékoli poloze. Vzhledem k nastavbovým rozměrům a nutnosti co největšího středového otvoru (pro přívod médií) je zapotřebí volit takovou brzdu aby splňovala tyto požadavky a byla schopna dostatečně velkého brzdného momentu v rozmezí od 2000 Nm do 5000 Nm. Výše uvedené požadavky splňuje hydraulická brzdy od firmy Kostyrka, jenž nabízí hydraulickou brzdu prstencovitého tvaru s ideálními nastavbovými rozměry a jednoduchým ovládním.

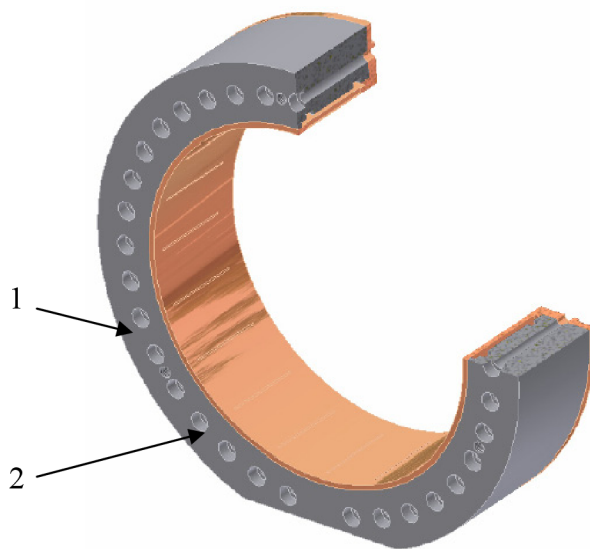
Brzda se skládá z vnějšího, pevného kroužku 1 a vnitřního, svírajícího kroužku 2. Pracuje na bázi elastické roztažnosti materiálu, kde vnitřní kroužek se díky přivedené tlakové tekutině začne deformovat (dochází k elastickým deformacím) a svírá rotující část. Její brzdný moment je omezen velikostí svírající plochy a přiváděného tlaku a spočítá se podle následujícího vztahu:

$$M_b = d_s \cdot (L - 2 \cdot a) \cdot \pi \cdot p \cdot \mu \cdot \frac{d_s}{2} \quad (8.1)$$

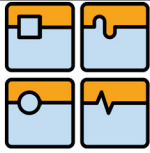
$$M_b = 0,2 \cdot (0,0065 - 2 \cdot 0,005) \cdot \pi \cdot 9 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \cdot \frac{0,2}{2}$$

$$M_b = 3110 Nm$$

Zadané hodnoty jsou známy z předem získaného modelu brzdy a z hodnot udávající výrobce. Tento brzdný moment se nachází v požadované toleranci a je dostatečně velký pro bezpečné zpevnění obou os. Rozměrově stejný typ hydraulické brzdy bude použita jak u osy C tak i u osy A.



Obr. 30 Částečný řez hydraulickou brzdou firmy Kostyrka

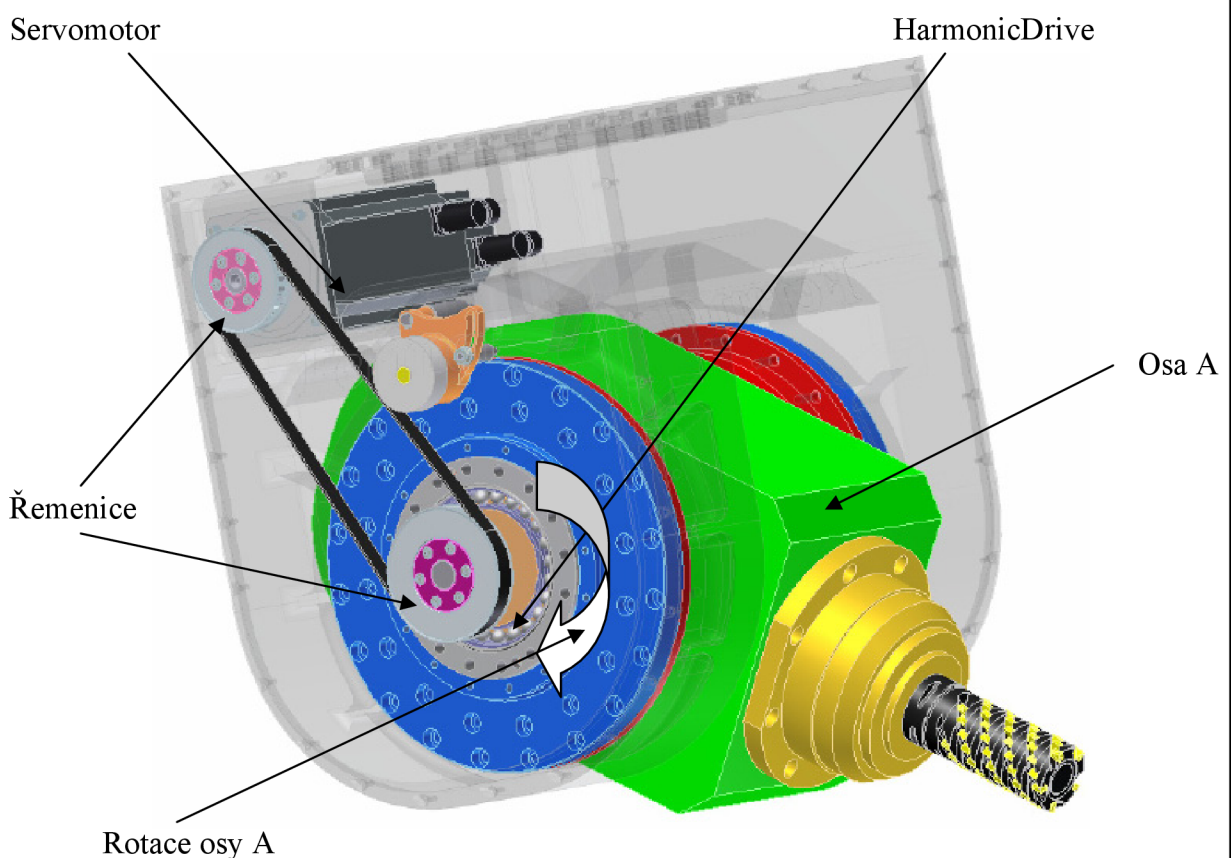


9 Volba a výpočet pohonu pro osu A

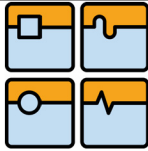
9.1 Návrh harmonické převodovky osy A

Pro optimální stanovení hmotností, které jsou nutné pro stanovení momentů setrvačnosti a dalších výpočtů (např. statické a dynamické momenty) je nutné zhotovit nejprve co nejpřesněji virtuální model osy A, tzn. vhodná volba elektrovřetena, jeho uložení do obalu a všech potřebných komponentů pro správnou funkci hlavy (ložiska, brzda, přívod médií, systém odměřování, aj.). Z předem sestavených modelů a možných variant pohonů osy A, byla upřednostněna a zvolena varianta „a“, tzn. servomotor, řemenový převod a harmonická převodovka Harmonic Drive (viz Obr. 31).

K výpočtu hmotností (pokud nejsou uvedeny přímo výrobcem daného komponentu) a momentů setrvačnosti (pokud výpočet není uveden zde) je použito grafického programu Inventor 2009 společnosti Autodesk, ve kterém je modelována i celá sestava vidlicové frézovací hlavy. Jedná se většinou o tvarově složité a těžko počítatelné součásti. U výpočtu budou použity dva režimy, a to rychloposuv (bez zátěže) a pracovní posuv (obrábění). K zvolení správné harmonické převodovky se bude vycházet z pracovního režimu obrábění.

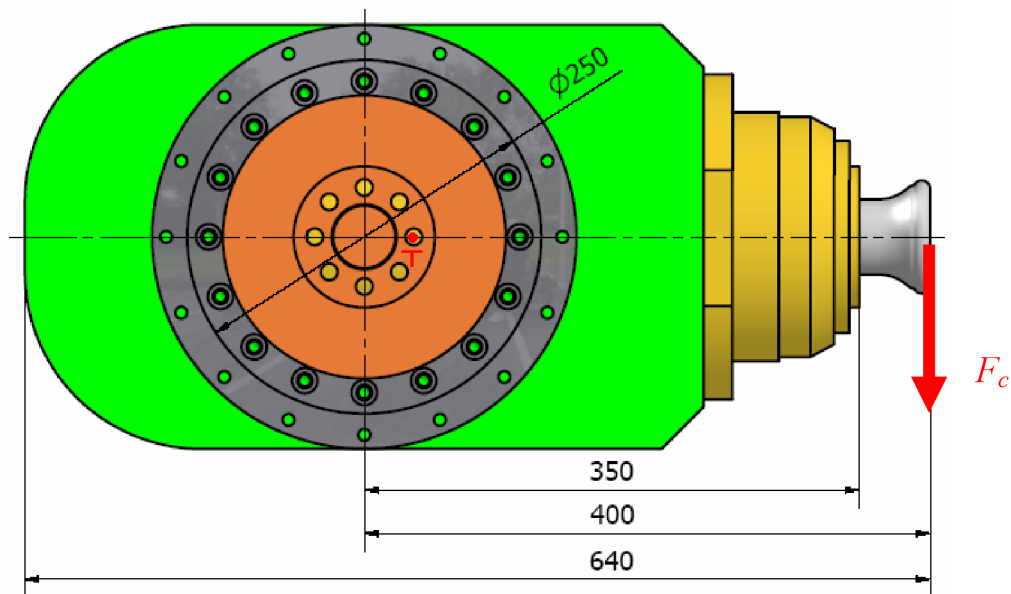


Obr. 31 Koncept pohonu osy A



9.2 Stanovení počátečních podmínek pro pohon osy A

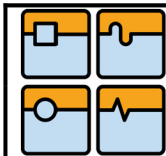
Maximální krouticí moment:	1000 Nm
Maximální rychlost otáčení:	$0,5 \text{ s}^{-1}$
Přesnost polohování:	$0,001^\circ$
Brzdící moment:	3000 Nm
Úhel natáčení:	$\pm 110^\circ$



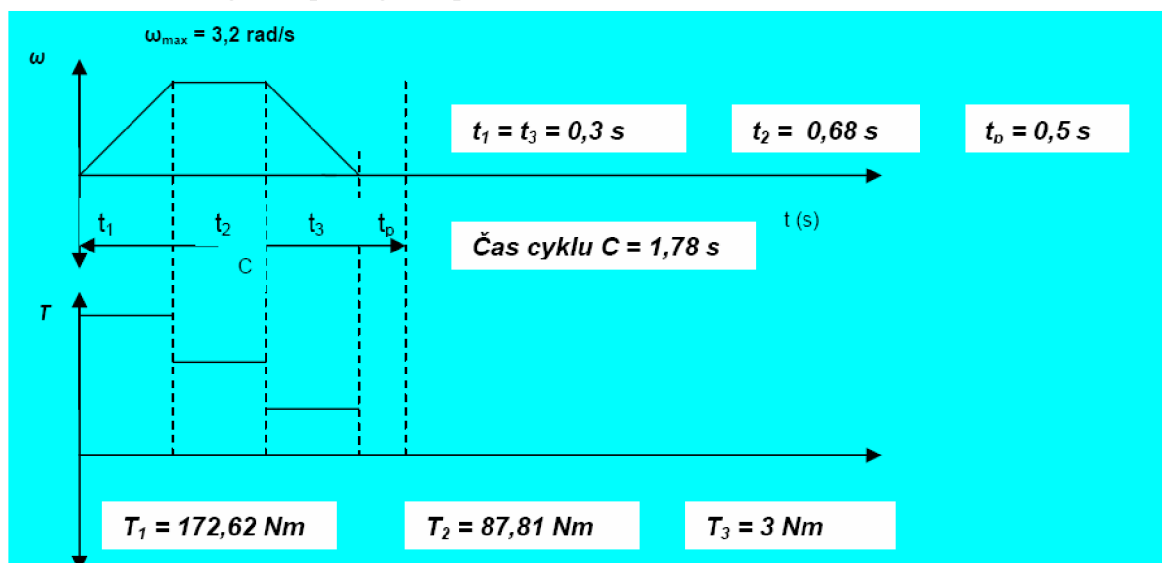
Obr. 32 Pohled osa A

Vstupní data:

Řezná síla:	$F_c = 2000 \text{ N}$
Hmotnost osy A:	$m_A = 240 \text{ kg}$
Roztečný průměr valivých elementů:	$d_m = 0,25 \text{ m}$
Součinitel tření valivých elementů:	$\mu = 0,0024$
Účinnost harmonické převodovky:	$\eta = 0,75$
Vzdálenost působení řezné síly k ose A:	$a = 0,45 \text{ m}$
Vzdálenost těžiště k ose otáčení:	$r = 0,037 \text{ m}$



9.2.1 Pracovní cyklus pro rychloposuv



Obr. 33 Pracovní cyklus pro rychloposuv [18]

Tíha osy A:

$$G = m_A \cdot g \quad (9.1)$$

$$G = 240 \cdot 9,81$$

$$G = 2354,4N$$

Pasivní odpor osy A stanovíme na základě celkové její hmotnosti a valivých odporů v uložení osy:

$$M_{kpas} = G \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \mu \quad (9.2)$$

$$M_{kpas} = 2354,4N \cdot \frac{0,25m}{2} \cdot 0,0024$$

$$M_{kpas} = 0,7Nm$$

Největší **statický kroučící moment** pro osu A je v poloze pootočení o 90°:

$$M_{kstat} = G \cdot r \quad (9.3)$$

$$M_{kstat} = 2354,4N \cdot 0,037m$$

$$M_{kstat} = 87,113Nm$$

Z toho vyplývá **maximální statický kroučící moment**:

$$T_2 = M_{kpas} + M_{kstat} \quad (9.4)$$

$$T_2 = 0,7Nm + 87,113Nm$$

$$T_2 = 87,81Nm$$

Dále je nutno vzít v úvahu dynamické rozběhové a brzdicí momenty a moment setrvačnosti zátěže osy A.

Je nutno přepočítat momenty setrvačnosti k ose otáčení, jedná se o obal vřetena, elektrovřeteno a nástroj. Ostatní komponenty mají těžiště na ose rotace. Z virtuálního modelu jsou známi následující parametry:

Vzdálenost těžiště obalu vřetena k ose otáčení:	$r_1 = 0,006 \text{ m}$
Vzdálenost těžiště elektrovřetena k ose otáčení:	$r_2 = 0,1 \text{ m}$
Vzdálenost těžiště nástroje k ose otáčení:	$r_3 = 0,38 \text{ m}$
Moment setrvačnosti obalu vřetena:	$I_1 = 4,471 \text{ kgm}^2$
Moment setrvačnosti vřetena:	$I_2 = 1,893 \text{ kgm}^2$
Moment setrvačnosti nástroje:	$I_3 = 0,000132 \text{ kgm}^2$
Moment setrvačnosti kroužku ložiska:	$I_4 = 0,053 \text{ kgm}^2$
Moment setrvačnosti příruby:	$I_5 = 0,0376 \text{ kgm}^2$
Moment setrvačnosti trubky brzdy:	$I_6 = 0,0823 \text{ kgm}^2$
Hmotnost obalu vřetena:	$m_1 = 115 \text{ kg}$
Hmotnost elektrovřetena:	$m_2 = 87 \text{ kg}$
Hmotnost nástroje:	$m_3 = 0,8 \text{ kg}$

Celkový moment setrvačnosti osy A:

$$I_{zA} = I_1 + m_1 \cdot r_1^2 + I_2 + m_2 \cdot r_2^2 + I_3 + m_3 \cdot r_3^2 + I_4 + I_6 \quad (9.5)$$

$$I_{zA} = 4,471 + 115 \cdot 0,006^2 + 1,893 + 87 \cdot 0,1^2 + 0,000132 + 0,3 \cdot 0,362 + 2 \cdot 0,053 + 0,376 + 0,0823$$

$$I_{zA} = 7,596 \text{ kgm}^2$$

Maximální rozběhová rychlost:

$$\varpi_{\max} = 3,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (9.6)$$

Maximální otáčky na výstupu převodovky:

$$n_{\max} = \frac{\varpi_{\max}}{2\pi} \quad (9.7)$$

$$n_{\max} = \frac{3,2}{2\pi}$$

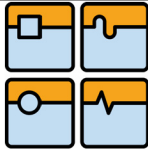
$$n_{\max} = 0,509 \text{ s}^{-1} = 30,57 \text{ min}^{-1}$$

Maximální úhlové zrychlení:

$$\text{Doba rozběhu: } t_1 = 0,3 \text{ s}$$

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\varpi_{\max}}{t_1} \quad (9.8)$$

$$\varepsilon_{\max} = \frac{3,2}{0,3}$$



$$\varepsilon_{\max} = 10,667 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Maximální dynamický moment:

$$M_{kdyn} = I_{zA} \cdot \varepsilon_{\max} \quad (9.9)$$

$$M_{kdyn} = 7,596 \cdot 10,667$$

$$M_{kdyn} = 84,81 \text{Nm}$$

Maximální rozběhový moment:

$$T_1 = T_2 + M_{kdyn} \quad (9.10)$$

$$T_1 = 87,81 + 84,81$$

$$T_1 = 172,62 \text{Nm}$$

Maximální doběhový moment:

$$T_3 = T_2 - (T_1 - T_2) \quad (9.11)$$

$$T_3 = 87,81 - (172,62 - 87,81)$$

$$T_3 = 3 \text{Nm}$$

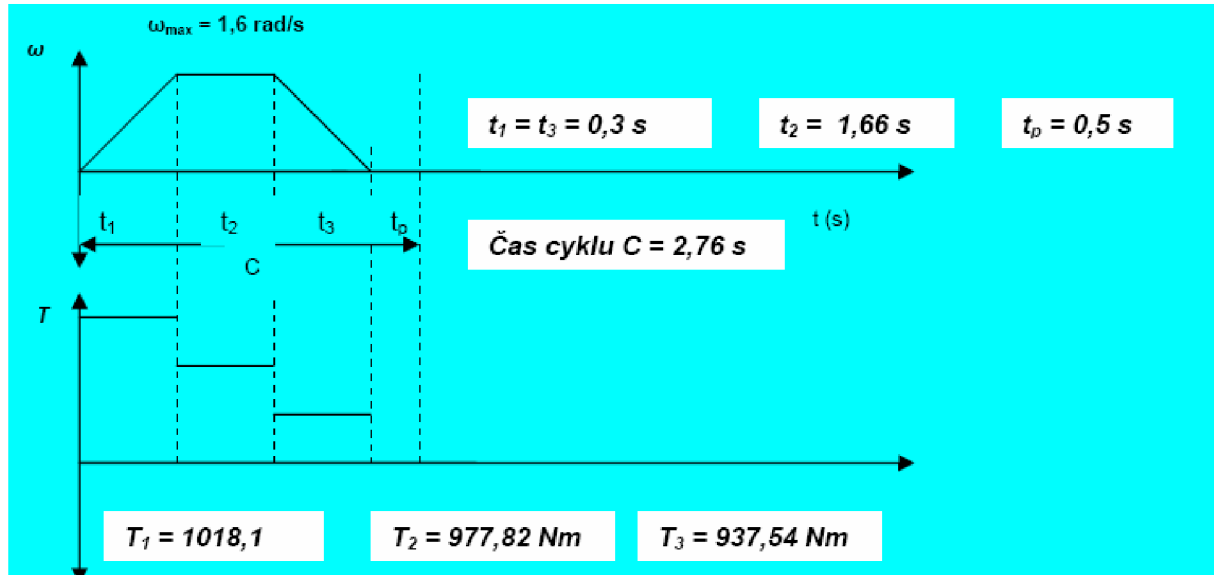
Stanovení průměrného krouticího momentu pro výše uvedený pracovní cyklus:

$$T_{AV} = \sqrt[3]{\frac{n_1 \cdot T_1^3 \cdot t_1 + n_2 \cdot T_2^3 \cdot t_2 + n_3 \cdot T_3^3 \cdot t_3}{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + n_3 \cdot t_3}} \quad (9.12)$$

$$T_{AV} = \sqrt[3]{\frac{0,255 \cdot 172,62^3 \cdot 0,3 + 0,509 \cdot 87,81^3 \cdot 0,68 + 0,255 \cdot 3^3 \cdot 0,3}{0,255 \cdot 0,3 + 0,509 \cdot 0,68 + 0,255 \cdot 0,3}}$$

$$T_{AV} = 107,666 \text{Nm}$$

9.2.2 Pracovní cyklus pro maximální obráběcí sílu



Obr. 34 Pracovní cyklus pro obrábění [18]

Maximální obráběcí síla $F_c = 2000 \text{ N}$ vyvodí **maximální technologický odpor**:

$$M_{ktech} = F_c \cdot a \quad (9.13)$$

$$M_{kdyn} = 2000 \cdot 0,45$$

$$M_{kdyn} = 890 \text{ Nm}$$

Statický maximální moment osy A se tedy zvýší o tento technologický odpor:

$$T_2 = M_{kpas} + M_{kstat} + M_{ktech} \quad (9.14)$$

$$T_2 = 0,7 \text{ Nm} + 87,113 \text{ Nm} + 890 \text{ Nm}$$

$$T_2 = 977,82 \text{ Nm}$$

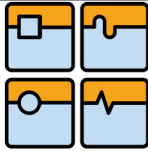
Opět je nutno vzít v úvahu menší dynamické rozběhové a brzdící momenty a moment setrvačnosti zátěže osy A

Maximální rozběhová úhlová rychlost $\omega_{\max} = 1,6 \text{ rad/s}$, tudíž maximální otáčky na výstupu převodovky $n_{\max} = 15,25 \text{ ot/min}$.

Maximální úhlové zrychlení:

Doba rozběhu: $t_1 = 0,3 \text{ s}$

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\omega_{\max}}{t_1} \quad (9.15)$$



$$\varepsilon_{\max} = \frac{1,6}{0,3}$$

$$\varepsilon_{\max} = 5,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Z toho vyplývá maximální dynamický moment:

$$M_{kdyn} = I_{zA} \cdot \varepsilon_{\max} \quad (9.16)$$

$$M_{kdyn} = 7,596 \cdot 5,3$$

$$M_{kdyn} = 40,26 \text{ Nm}$$

Maximální rozběhový moment:

$$T_1 = T_2 + M_{kdyn} \quad (9.17)$$

$$T_1 = 977,82 + 40,26$$

$$T_1 = 1018,1 \text{ Nm}$$

Maximální doběhový moment:

$$T_3 = T_2 - (T_1 - T_2) \quad (9.18)$$

$$T_3 = 977,82 - (1018,1 - 977,82)$$

$$T_3 = 937,54 \text{ Nm}$$

Stanovení průměrného krouticího momentu na výstupu převodovky pro výše uvedený pracovní cyklus:

$$T_{AV} = \sqrt[3]{\frac{n_1 \cdot T_1^3 \cdot t_1 + n_2 \cdot T_2^3 \cdot t_2 + n_3 \cdot T_3^3 \cdot t_3}{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + n_3 \cdot t_3}} \quad (9.19)$$

$$T_{AV} = \sqrt[3]{\frac{0,255 \cdot 1018,1^3 \cdot 0,3 + 0,509 \cdot 977,82^3 \cdot 0,68 + 0,255 \cdot 937,54^3 \cdot 0,3}{0,255 \cdot 0,3 + 0,509 \cdot 0,68 + 0,255 \cdot 0,3}}$$

$$T_{AV} = 978 \text{ Nm}$$

Pro volbu převodovky se vychází z maximálního rozběhového momentu, tzn. z momentu $T_1 = 1018,1 \text{ Nm}$ s přihlédnutím k maximálnímu průměrnému momentu pro případ obrábění v nejnepříznivější poloze $T_{AV} = 978 \text{ Nm}$ při působení maximální technologické síle. Tato síla ovšem nebude vždy působit v celém rozsahu obrábění. Z momentové rozvahy a konceptu osy A v samostatných ložiskách vyplývá volba vestavné sady harmonická převodovka **CSG-58-100-2A-GR-E**, která má následující parametry:

Převodový poměr:	$i = 100$
Maximální rozběhový moment:	$T_R = 2067 \text{ Nm}$
Maximální průměrný moment:	$T_{AV\max} = 1378 \text{ Nm}$
Jmenovitý moment:	$T_N = 905 \text{ Nm}$
Kolizní moment:	$T_M = 4134 \text{ Nm}$

Tuhostní konstanta: $K_1 = 400000 \text{ Nm/rad}$
Tuhostní konstanta: $K_2 = 610000 \text{ Nm/rad}$
Tuhostní konstanta: $K_3 = 710000 \text{ Nm/rad}$

Zároveň je ale nutné zohlednit maximální otáčky pro rychloposuvy. Pro volbu harmonické převodovky je nutné brát v úvahu maximální otáčky rychloposuvu a maximální momentové zatížení pro případ obrábění. Proto je důležité stanovit průměrné otáčky pro rychloposuv.

Průměrné otáčky pro rychloposuv:

$$n_{2pr} = \frac{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + n_3 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_p} \quad (9.20)$$

$$n_{2pr} = \frac{0,254 \cdot 0,3 + 0,5 \cdot 0,68 + 0,254 \cdot 0,3}{0,3 + 0,68 + 0,3 + 0,5}$$

$$n_{2pr} = 0,28s^{-1} = 16,85 \text{ min}^{-1}$$

Maximální vstupní otáčky:

$$n_{1pr} = i \cdot n_{2pr} \quad (9.21)$$

$$n_{1pr} = 100 \cdot 0,28$$

$$n_{1pr} = 28s^{-1} = 1685 \text{ min}^{-1}$$

Pro harmonickou převodovku typu CSG mazanou tukem jsou **maximální přípustné vstupní otáčky** $n_{1max} = 2200 \text{ min}^{-1}$, takže je splněna **podmínka**:

$$n_{1pr} \leq n_{1max}$$

$$1685 \text{ min}^{-1} \leq 2200 \text{ min}^{-1}$$

Dále je splněna **podmínka** i pro **maximální rozběhový moment**:

$$T_1 \leq T_R$$

$$1018N \leq 2067N$$

Pro obrábění budou maximální průměrné otáčky vždy menší než pro případ rychloposuvu.

Životnost harmonické převodovky při maximálním zatížení:

$$L_{50} = L_h \cdot \frac{n_{1jmen}}{n_{1pr}} \cdot \left(\frac{T_N}{T_{AV}} \right)^3 \quad (9.22)$$

$$L_{50} = 50000 \cdot \frac{2000}{1685} \cdot \left(\frac{905}{978} \right)^3$$

$$L_{50} = 47025h$$

Kontrola tuhosti harmonické převodovky – stanovení rezonanční frekvence:

Rezonanční frekvenci stanovíme podle konstantní tuhosti K_1 a momentu setrvačnosti zátěže I_{ZA} k ose A.

Pro oblast zatížení **do 168 Nm** je rezonanční frekvence f_n :

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_1}{I_{ZA}}} \quad (9.23)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{400000}{7,596}}$$

$$f_n = 36,5 \text{ Hz}$$

Pro oblast zatížení **do 598 Nm** je rezonanční frekvence f_n :

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_1}{I_{ZA}}} \quad (9.24)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{610000}{7,596}}$$

$$f_n = 45,1 \text{ Hz}$$

Pro oblast zatížení **nad 598 Nm** je rezonanční frekvence f_n :

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_1}{I_{ZA}}} \quad (9.25)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{710000}{7,596}}$$

$$f_n = 48,68 \text{ Hz}$$

Pro režim obrábění se bude frézovací hlava nacházet v poloze pracovního bodu nad krouticím momentem 598 Nm, tzn. docílení rezonanční frekvence 48,68 Hz, což odpovídá aplikacím pro kovoobráběcí frézovací hlavy, kde se doporučuje rezonanční frekvence kolem 40 Hz.

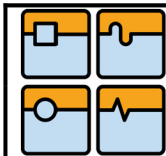
9.3 Návrh a výpočet servomotoru

Servomotor je umístěn v horní části odlitku. Náhon harmonické převodovky je realizován pomocí řemenového převodu s převodovým poměrem 1,33. Zvolený převodový poměr zmenšuje potřebný krouticí moment na servomotoru (menší rozměry motoru), naopak je ale zapotřebí vyšších otáček servomotoru pro dodržení otáček na výstupu harmonické převodovky (požadované otáčky osy A).

Maximální otáčky servomotoru:

$$n_{1\max m} = n_{2\max} \cdot i \cdot i_r \quad (9.26)$$

$$n_{1\max m} = 0,5 \cdot 100 \cdot 1,3$$



$$n_{1\max m} = 65s^{-1} = 3900 \text{ min}^{-1}$$

Redukovaný moment setrvačnosti zátěže na výstupu servomotoru:

$$I_{ZRM} = \frac{\frac{I_{ZA}}{i^2} + I_{r1} + I_h}{i_r^2} + I_{r2} \quad (9.27)$$

$$I_{ZRM} = \frac{\frac{7,596}{100^2} + 0,00075 + 0,000038}{1,3^2} + 0,00026$$

$$I_{ZRM} = 0,001049 \text{ kgm}^2$$

Tento **redukovaný moment setrvačnosti zátěže** by měl být roven nebo **menší** trojnásobku momentu setrvačnosti servomotoru

$$I_{ZRM} \leq 3 \cdot I_M \quad (9.28)$$

Moment setrvačnosti servomotoru by měl mít nejméně:

$$I_M = 0,0003495 \text{ kgm}^2$$

Pro volbu servomotoru se vychází jednak z maximálního rozběhového momentu $T_1 = 1018 \text{ Nm}$ a průměrného momentu při obrábění $T_{AV} = 978 \text{ Nm}$.

Maximální rozběhový moment servomotoru:

$$M_{k\max} = \frac{T_1}{i \cdot i_r \cdot \eta} \quad (9.29)$$

$$M_{k\max} = \frac{1018}{100 \cdot 1,3 \cdot 0,75}$$

$$M_{k\max} = 10,44 \text{ Nm}$$

Efektivní krouticí moment servomotoru:

$$M_{kef} = \frac{T_{AV}}{i \cdot i_r \cdot \eta} \quad (9.30)$$

$$M_{kef} = \frac{978}{100 \cdot 1,3 \cdot 0,75}$$

$$M_{kef} = 10,03 \text{ Nm}$$

Průměrné otáčky servomotoru:

$$n_{prs} = i_r \cdot n_{1pr} \quad (9.31)$$

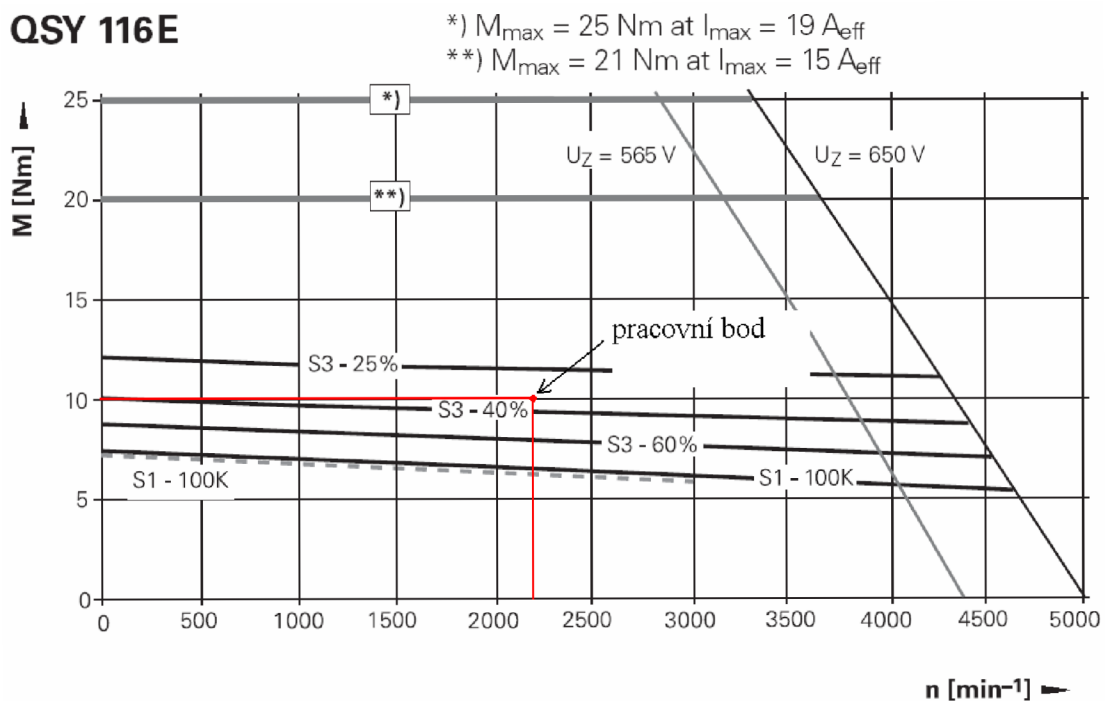
$$n_{prs} = 1,3 \cdot 28,03$$

$$n_{prs} = 36,5s^{-1} = 2190 \text{ min}^{-1}$$

Výše uvedeným parametrům odpovídá synchronní servomotor **Heidenhain QSY 116 E** s momentovou charakteristikou viz Obr. 35, který zároveň také rozměrově odpovídá pro



montáž do odlitku tělesa frézovací hlavy. Motor byl zvolen po konzultaci s pracovníky firmy Fermat, jenž odebírají tyto servomotory a tudíž s nimi mají dostatečné zkušenosti. Pracovní bod odpovídá režimu střídavého zatížení, což je vyhovující. Je počítán pro nejhorší možný režim zatížení, tj. rozběh při maximálním úběru třísky (tato možnost nastává krátkodobě). Z hlediska celkové kapacity krouticího momentu motoru je dostatečně dimenzován pro daný typ pohonu.



Obr. 35 Momentová charakteristika servomotoru Heidenhain QSY 116 E [20]

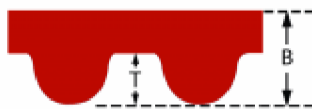
9.4 Výpočet šířky řemene

Pro translaci energie z hnacího členu na hnaný, čili krouticího momentu ze servomotoru na řemenici hřídele harmonické převodovky je použito řemenového převodu. Pohon je umožněn díky ozubenému řemenu, který je výhradně určen pro daný typ aplikace (vysoké obvodové rychlosti, apod.).

Jeho šířka závisí na přenášeném výkonu, krouticím momentu, otáček, osové vzdálenosti a převodovém poměru mezi řemenicemi, z něhož vyplývá úhel opásání.

Vstupní parametry vychází z pracovního bodu servomotoru, tzn. nejhorší varianta rozběhu motoru, kdy může dojít k jeho přetržení. Výpočet byl proveden pomocí vybraného softwaru a je přiložen do přílohy diplomové práce se všemi náležitostmi.

Vypočtený typ řemene: **PowerGrip GT3 – 5M**



Obr. 36 Profil řemene

Šířka řemene je 15 mm; rozteč 5 mm; $T = 1,92$ mm; $B = 3,81$ mm;

řemenice hnací 48 zubů průměr 76,4 mm

řemenice hnaná 64 zubů průměr 101,9 mm

Skleněná spirálovitě vinutá lanka vytváří tahový prvek řemenu a tím jeho nejdůležitější vnitřní část. Vyznačuje se velkou pevností v tahu, mimořádně dobrou ohebností a velkou podélnou tuhostí. Vrstva obklopující skleněné tažné vlákno má trvanlivou ohybovou poddajnost, protože je složena z upraveného polychloroprenu s vysokou adhezí k tažné vrstvě má přiměřenou ohybovou poddajnost. Chrání proti minerálním olejům v malém množství. Zuby jsou z polychloroprenové směsi, která je odolná a pevná ve stříhu, a jsou navulkanizovány k vrstvě hřbetu tak, že tvoří kompaktní celek. Aby byl zaručen dokonalý záběr se zubní mezerou řemenice, mají polychloroprenové zuby přesný tvar zubu a rozteč, při čemž záběrová křivka řemenu se shoduje přesně se záběrovou křivkou řemenice. Spodní stranu řemenu pokrývá houževnatá a otěruvzdorná nylonová tkanina, která chrání zuby před opotřebením, podobně jako povrchové vytvrzení u ozubených kol. Tato speciální tkanina má velmi malý součinitel tření a po určité době je povlak vyleštěn. Elektrostatická vodivost dle ISO 8435 zajišťuje použití v prostředí s nebezpečím výbuchu. Všechny dodávané řemeny 8MGT a 14 MGT jsou standardně vodivé. Ostatní řemeny s elektrostatickou vodivostí se vyrábějí na objednávku. Certifikát je třeba objednat. [14]

10 Volba a návrh pohonu pro osu C

10.1 Stanovení počátečních podmínek pro osu C

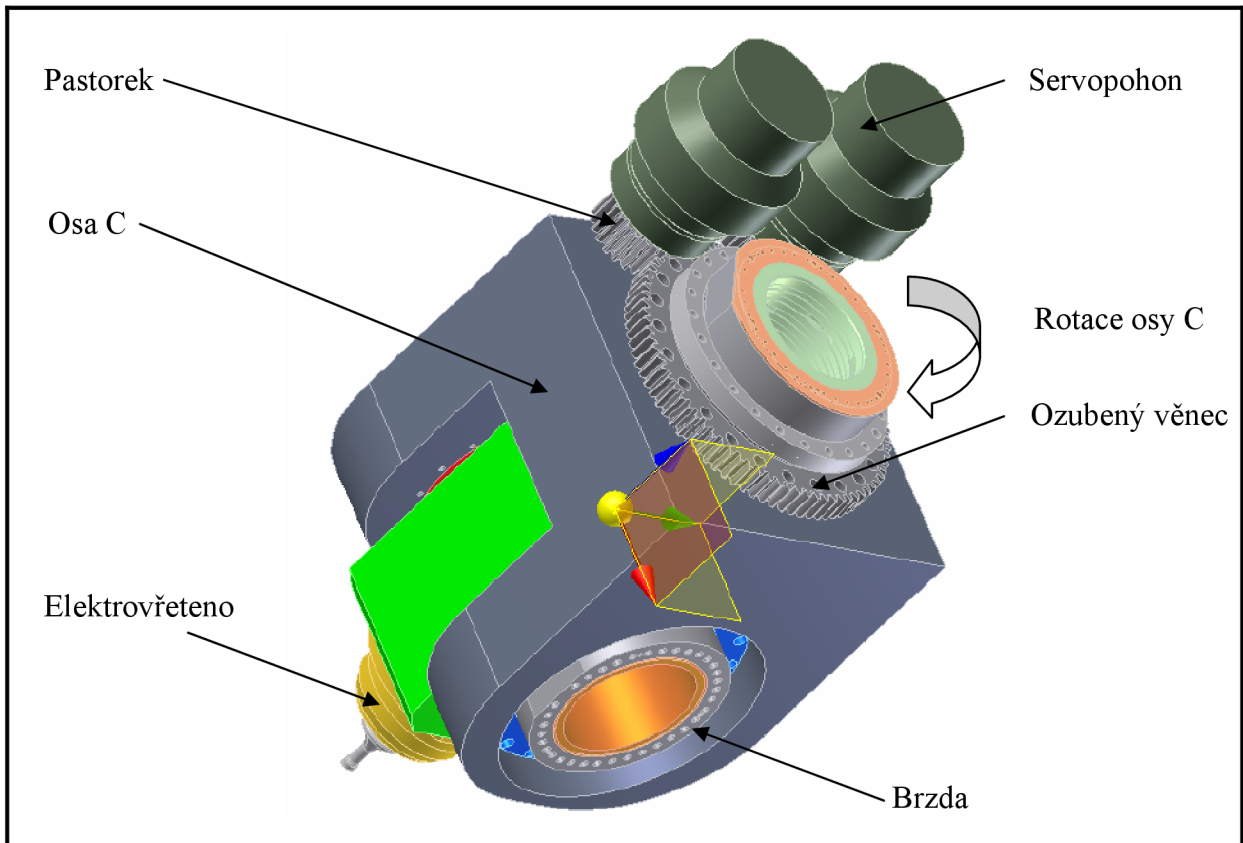
Maximální krouticí moment:	1000 Nm
Maximální rychlost otáčení:	$0,5 \text{ s}^{-1}$
Přesnost polohování:	$0,001^\circ$
Brzdící moment:	3000 Nm
Úhel natáčení:	$\pm 360^\circ$

10.2 Návrh a výpočet pohonu osy C

Osa C bude poháněna pomocí dvou servomotorů, koncept elektricky předepnutého pohonu Master & Slave (Viz Obr. 37 dva pastorky a ozubený věnec s vnějším ozubením). Pro výpočet a vhodné dimenzování servomotorů je nutné vymodelovat co nejreálněji kompletní sestavu kvůli zjištění hmotností a potřebných vzdáleností. Výpočet se odvíjí opět od vypočtené řezné síly. Servomotory se dimenzují při obráběcím režimu hrubování.

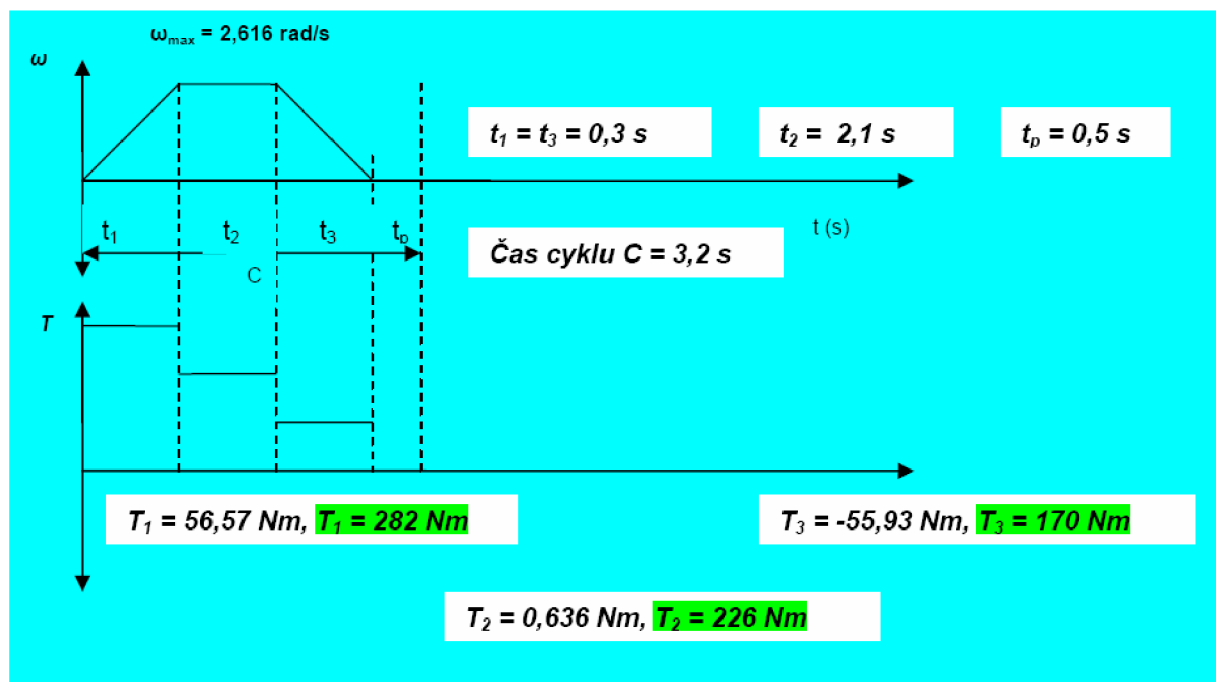
Vstupní data:

Roztečný průměr vnějšího ozubeného věnce	$d_v = 0,395 \text{ m}$
Roztečný průměr pastorku	$d_p = 0,135 \text{ m}$
Roztečný průměr valivých elementů	$d_m = 0,309 \text{ m}$
Převodový poměr soukolí	$i_s = 2,92$
Součinitel tření valivých elementů:	$\mu = 0,0025$
Řezná síla:	$F_c = 2000 \text{ N}$
Hmotnost osy C:	$m_C = 410 \text{ kg}$
Účinnost ozubení:	$\eta_o = 0,98$
Vzdálenost působení řezné síly k ose C:	$a = 0,45 \text{ m}$
Vzdálenost těžiště osy C k ose otáčení:	$r_C = 0,02 \text{ m}$
Moment setrvačnosti osy C k vlastní ose	$I_C = 25 \text{ kgm}^2$
Moment setrvačnosti pastorku	$I_p = 0,00447 \text{ kgm}^2$
Moment setrvačnosti ozubeného věnce	$I_v = 0,9195 \text{ kgm}^2$



Obr. 37 Koncept pohonu osy C pomocí předepnutých pastorků

10.2.1 Pracovní cyklus pro rychloposuv a obrábění



Obr. 38 Pracovní cyklus pro rychloposuv a obrábění [18]

Celkový moment setrvačnosti osy C s excentricitou 20 mm:

$$I_{CT} = I_C + (m_A + m_C) \cdot r_C^2 \quad (10.1)$$

$$I_{CT} = 25 + (240 + 410_C) \cdot 0,02^2$$

$$I_{CT} = 25,26 \text{kgm}^2$$

Pasivní odpor osy C se stanoví na základě valivých odporů v křížovém valivém ložisku

$$M_{kpas} = \left(\frac{(m_A + m_C) \cdot g \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \mu_1}{i \cdot \eta_o} \right) \quad (10.2)$$

$$M_{kpas} = \left(\frac{(240 + 410) \cdot 9,81 \cdot \frac{0,309}{2} \cdot 0,0025}{2,92 \cdot 0,98} \right)$$

$$M_{kpas} = 0,838 \text{Nm}$$

Největší statický kroučící moment pro osu C je v poloze natočení elektrovřetena o 90°, kdy těžiště osy C je v excentricitě s osou rotace o vzdálenost r_C .

Statický kroučící moment k ose otáčení:

$$M_{kstat} = G \cdot r_C \quad (10.3)$$

$$M_{kstat} = 650 \cdot 0,02$$

$$M_{kstat} = 13 \text{Nm}$$

Maximální statický kroučící moment:

$$T_2 = \left(\frac{M_{kstat} + M_{kpas}}{i} \right) \quad (10.4)$$

$$T_2 = \left(\frac{0,838 + 13}{2,92} \right)$$

$$T_2 = 4,613 \text{Nm}$$

Maximální rozběhová úhlová rychlost pastorku:

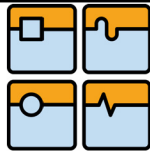
$$\omega_{p \max} = \omega_{C \max} \cdot i_s \quad (10.5)$$

$$\omega_{p \max} = 2,616 \cdot 2,92$$

$$\omega_{p \max} = 7,848 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Maximální úhlové zrychlení na pastorku:

$$\varepsilon_{p \max} = \frac{\omega_{p \max}}{t_1} \quad (10.6)$$



$$\varepsilon_{p \max} = \frac{7,848}{0,3}$$

$$\varepsilon_{p \max} = 26,16 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Redukovaný moment setrvačnosti zátěže na výstupu servomotoru, resp. pastorku:

$$I_{ZRP} = \left(\frac{I_{CT}}{i_s^2} \right) + I_p \quad (10.7)$$

$$I_{ZRP} = \left(\frac{25,26}{2,92^2} \right) + 0,00447$$

$$I_{ZRP} = 2,811 \text{kgm}^2$$

Maximální dynamický moment:

$$M_{kdyn} = I_{ZRP} \cdot \varepsilon_{p \max} \quad (10.8)$$

$$M_{kdyn} = 2,811 \cdot 26,16$$

$$M_{kdyn} = 73,539 \text{Nm}$$

Maximální rozběhový moment:

$$T_1 = T_2 + M_{kdyn} \quad (10.9)$$

$$T_1 = 4,613 + 73,539$$

$$T_1 = 78,152 \text{Nm}$$

Maximální doběhový moment:

$$T_3 = T_2 - (T_1 - T_2) \quad (10.10)$$

$$T_3 = 4,613 - (78,152 - 4,613)$$

$$T_3 = -68,927 \text{Nm}$$

Maximální otáčky servomotoru při rychloposuvu:

$$n_{C2 \max} = n_{C \max} \cdot i_s \quad (10.11)$$

$$n_{C2 \max} = 0,416 \cdot 2,92$$

$$n_{C2 \max} = 1,249 \text{s}^{-1} = 73 \text{min}^{-1}$$

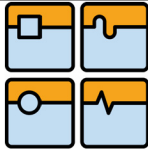
Stanovení efektivního kroutičního momentu servomotoru při rychloposuvu:

$$T_{ef} = \sqrt{\frac{T_1^2 \cdot t_1 + T_2^2 \cdot t_2 + T_3^2 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_p}} \quad (10.12)$$

$$T_{ef} = \sqrt{\frac{78,539^2 \cdot 0,3 + 4,613^2 \cdot 2,1 + (-68,927)^2 \cdot 0,3}{0,3 + 2,1 + 0,3 + 0,5}}$$

$$T_{ef} = 32,124 \text{Nm}$$

Výpočet průměrných otáček:



$$n_{AV} = \frac{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + n_3 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_p} \quad (10.13)$$

$$n_{AV} = \frac{0,624 \cdot 0,3 + 1,249 \cdot 2,1 + 0,624 \cdot 0,3}{0,3 + 2,1 + 0,3 + 0,5}$$

$$n_{AV} = 0,937s^{-1} = 56,22 \text{ min}^{-1}$$

10.2.2 Režim obrábění

Pro režim **obrábění** (hrubování) se volí **menší otáčky** než při rychloposuvu na polovinu, tedy maximální otáčky osy C při hrubování:

$$n_{C \max} = 0,2s^{-1} = 12 \text{ min}^{-1}$$

Z toho vyplývá maximální úhlová rychlost osy C:

$$\omega_{C \max} = 2 \cdot \pi \cdot n_{C \max} \quad (10.14)$$

$$\omega_{C \max} = 2 \cdot \pi \cdot 0,2$$

$$\omega_{C \max} = 1,256 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Maximální rozběhová úhlová rychlost pastorku:

$$\omega_{p \max} = \omega_{\max} \cdot i \quad (10.15)$$

$$\omega_{p \max} = 1,256 \cdot 2,92$$

$$\omega_{p \max} = 3,768 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Maximální úhlové zrychlení na pastorku:

$$\varepsilon_{p \max} = \frac{3,768}{0,3} \quad (10.16)$$

$$\varepsilon_{p \max} = \frac{7,848}{0,3}$$

$$\varepsilon_{p \max} = 12,56 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Maximální dynamický moment:

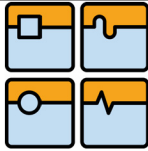
$$M_{kdyn} = I_{ZRP} \cdot \varepsilon_{p \max} \quad (10.17)$$

$$M_{kdyn} = 2,811 \cdot 12,56$$

$$M_{kdyn} = 35,308 \text{ Nm}$$

Maximální technologický odpor nastane při pootočení osy A o 90°.

$$M_{ktech} = \left(\frac{F_C \cdot a}{i_s} \right) \quad (10.18)$$



$$M_{ktech} = \left(\frac{2000 \cdot 0,45}{2,92} \right)$$

$$M_{ktech} = 300Nm$$

Statický maximální moment osy C se tedy zvýší o tento technologický odpor:

$$T_2 = \frac{M_{kpas} + M_{kstat}}{i} + M_{ktech} \quad (10.19)$$

$$T_2 = \frac{0,838 + 13}{2,92} + 300$$

$$T_2 = 304,613Nm$$

Maximální rozběhový moment:

$$T_1 = T_2 + M_{kdyn} \quad (10.20)$$

$$T_1 = 304,613 + 35,308$$

$$T_1 = 339,92Nm$$

Maximální doběhový moment:

$$T_3 = T_2 - (T_1 - T_2) \quad (10.21)$$

$$T_3 = 304,613 - (339,92 - 304,613)$$

$$T_3 = 269,305Nm$$

Maximální otáčky servomotoru při obrábění:

$$n_{C2max} = n_{Cmax} \cdot i_s \quad (10.22)$$

$$n_{C2max} = 0,2 \cdot 2,92$$

$$n_{C2max} = 0,6s^{-1} = 36 \text{ min}^{-1}$$

Bude volen servopohon s bezvúlovou planetovou převodovkou s přesností LM < 1 arcmin, který se nachází v požadované třídě přesnosti.

Stanovení efektivního kroutičního momentu servomotoru při rychloposuvu:

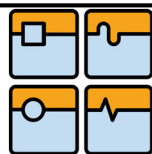
$$T_{ef} = \sqrt{\frac{T_1^2 \cdot t_1 + T_2^2 \cdot t_2 + T_3^2 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_p}} \quad (10.23)$$

$$T_{ef} = \sqrt{\frac{339,92^2 \cdot 0,3 + 304,613^2 \cdot 2,1 + 269,305^2 \cdot 0,3}{0,3 + 2,1 + 0,3 + 0,5}}$$

$$T_{ef} = 280,124Nm$$

Výpočet průměrných otáček servomotoru:

$$n_{AV} = \frac{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + n_3 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_p} \quad (10.24)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$n_{AV} = \frac{0,312 \cdot 0,3 + 0,624 \cdot 2,1 + 0,312 \cdot 0,3}{0,3 + 2,1 + 0,3 + 0,5}$$

$$n_{AV} = 0,468s^{-1} = 28,08 \text{ min}^{-1}$$

Doba zapnutí servomotoru:

$$DZ = \frac{t_1 + t_2 + t_3}{t_c} \cdot 100 \quad (10.25)$$

$$DZ = \frac{0,3 + 2,1 + 0,3}{3,2} \cdot 100$$

$$DZ = 84,3\%$$

Po dlouhodobém výběru a přepočtu jednotlivých servomotorů leží efektivní hodnoty z režimu obrábění (hrubování), tj. efektivní krouticí moment a průměrné otáčky, mimo oblast trvalého pracovního cyklu. Volený servomotor musí splňovat také podmínku rezonanční frekvence, tzn. musí být dostatečně tuhý, což je u většiny servomotorů značný problém. Z důvodu unifikace bude použit pro pohon osy C stejný servomotor jako u univerzální frézovací hlavy. Tudíž volba servopohonu (viz Obr. 39) v kombinaci planetové převodovky **HPG-50-33-BL1-F0** se servomotorem **CHM-58A-A**. Tato kombinace servomotoru a planetové převodovky zaručuje dostatečnou momentovou rezervu při obrábění a vyznačuje se dobrou dynamikou (snížením převodového stupně mezi pastorkem a věncem na $i = 2,92$ z původního $i = 3,98$ se docílí vyšších otáček osy C jak při obrábění, tak při rychloposuvu). Výkres servopohonu je vložen jako příloha k diplomové práci.

Planetová převodovka **HPG-50-33-BL1-F0** má následující technické parametry

Maximální rozběhový moment: $T_R = 850 \text{ Nm}$

Maximální průměrný moment: $T_A = 500 \text{ Nm}$

Kolizní moment: $T_M = 1850 \text{ Nm}$

Jmenovitý moment: $T_N = 270 \text{ Nm}$

Maximální vstupní otáčky: $n_{\text{maxc}} = 4500 \text{ min}^{-1}$

Servomotor **CHM-58A-A** má následující technické parametry:

Maximální krouticí moment: $M_{k\text{maxc}} = 27,3 \text{ Nm}$

Maximální otáčky: $n_{l\text{maxc}} = 4000 \text{ min}^{-1}$

Stanovení rezonanční frekvence:

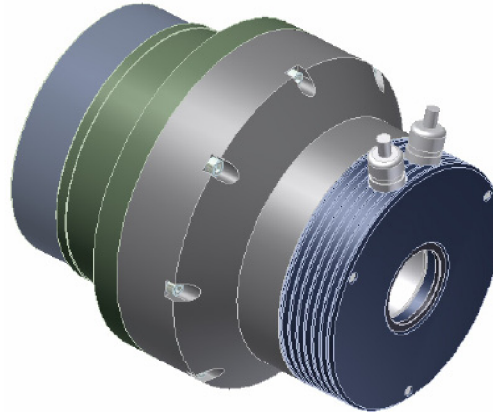
$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{K_1}{I_{ZRP}}\right)} \quad (10.26)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{230000}{2,811}\right)}$$

$$f_n = 45,52 \text{ Hz}$$



Hodnota rezonanční frekvence se pohybuje **nad hranicí 40 Hz**, což je pro stanovené aplikace **vyhovující**.



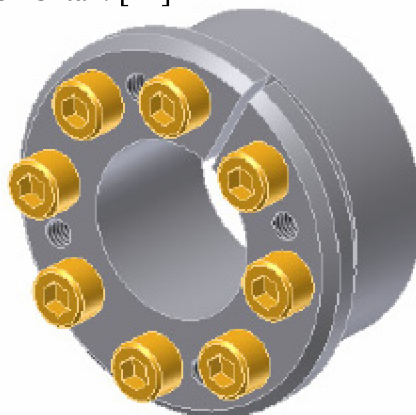
Obr. 39 Servomotor CHM-58A s planetovou převodovkou HPG-50

10.3 Upínací pouzdro

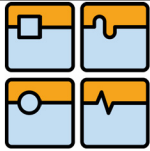
Při dotahování šroubů se proti sobě vzájemně přibližují dva kuželové klíny, které rozvírají vnitřní kroužek prstence k hřídeli a současně vnějším kroužkem tlačí proti náboji. Radiální síly se kombinují se součinitelem tření a pevně svírají hřídel s nábojem. Upínací pouzdro (viz Obr. 40) je použito při upnutí pastorku na hřídel servopohonu.

- **Samostředící:** dotažením vystředí kolmost upínaného náboje k hřídeli a zabrání nežádoucím vibracím
- **Nesamostředící:** slouží pro upevnění náboje, tam, kde je malý otvor (mezera) pro upevňovací pouzdro
- **Stahovací disk SD:** pro spojení hřídel-hřídel nejčastěji na výstupu převodovek

Výhody: Není třeba drahých obráběcích strojů pro výrobu drážky; upevnění bez vůle, která způsobuje stříh pera a otláčení hřídele; velmi dobrý vystředěný běh i při vysokých otáčkách; velmi jednoduchá montáž a demontáž. [15]



Obr. 40 Upínací pouzdro CONFIX



11 Návrh a výpočet valivých ložisek

11.1 Volba a výpočet ložiska pro osu A

Volba ložiska hraje důležitou roli pro přesnost a životnost vidlicové frézovací hlavy. Ložisko musí být schopno přenést a veškeré zatížení, jak dynamické tak statické. V tomto případě bude prioritní dynamické zatížení, při maximální zátěži (hrubování) nebo vrtání v nejnepříznivější poloze (řezná síla cca 5 kN) a samozřejmě vlastní tíha všech komponent pro danou osu.

Při frézování vzniká kombinované namáhání a obzvláště klopný moment, který je značně velký. Pro takové aplikace je zapotřebí ložisek, které se vyznačují extrémní únosností (jak statickou, tak dynamickou) oproti běžným ložiskům a dokáží spolehlivě přenést kombinované zatížení ve všech směrech, včetně klopných momentů. Jedná se o valivá čtyřbodová ložiska s kuličkami viz Obr. 41 nebo se zkříženými válečky viz Obr. 43, které se vyznačují ještě větší únosností jako ložiska s kuličkami.

Uložení osy A je v ložiskách od společnosti PSL, která dlouhodobě komunikuje s firmou Fermat, a je výhradně zaměřena na výrobu velkých karuselových ložisek a ložisek se čtyřbodovým stykem. Ložiska jsou vybrána na základě velikosti odvíjejících komponent (obal včetně, velikost harmonické převodovky) s následnou kontrolou na životnost. Podle katalogových prospektů je voleno ložisko odpovídajících rozměrů typu **90-1B14-0250-0479**.

Jedná se o kuličkové ložisko. Elektrovřetenem je uloženo symetricky do dvou ložisek (viz Obr. 42), čímž je zaručena dostatečná bezpečnost a životnost ložisek při dodržení doporučených řezných podmínek kde působí řezná síla F_c na ramenu $r = 0,445$ m a vlastní tíha G na ramenu $a = 0,037$ m .



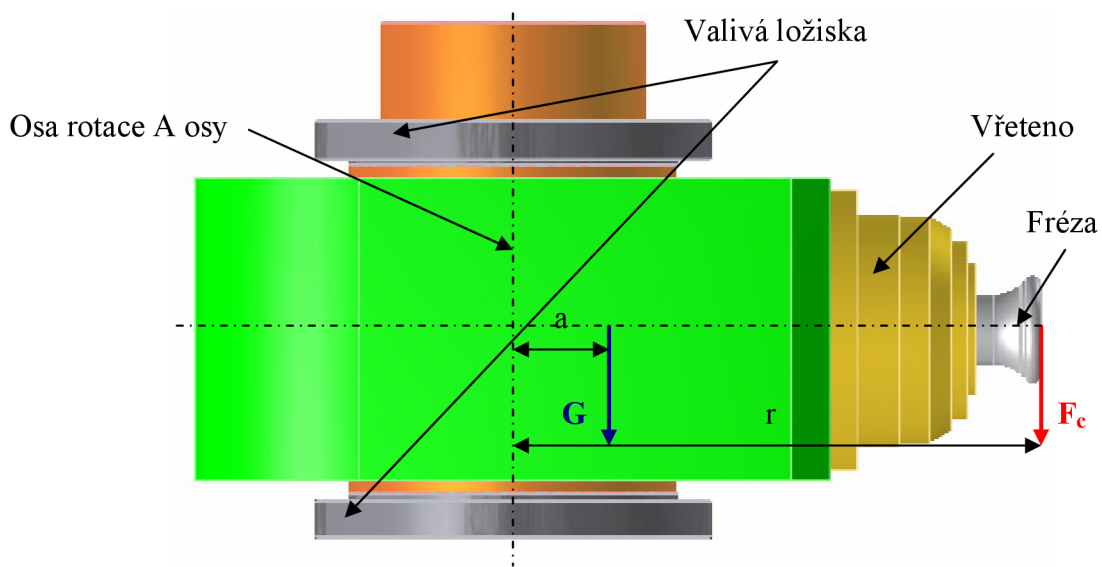
Obr. 41 Valivé kuličkové ložisko se čtyřbodovým stykem a vnějším ozubením

Pro výpočet je použit postup, který upřednostňuje výrobce. Zatížení obou ložisek je prakticky na statické bázi. Obě osy totiž nepřekojí více než jednu otáčku (maximálně jednu otáčku). Jedná se tedy o kývavý pohyb. Výpočet je proveden výrobcem ložisek, tj. PSL. Je přiložen jako příloha diplomové práce. Při řešení této úlohy byl výpočet zjednodušen a byly opomenuty některé faktory. Úloha je staticky neurčitá. Bylo tedy počítáno pouze s radiální silou, klopný moment se neuvažoval.

Uložení ložisek vyžaduje velkou přesnost úložných ploch z hlediska montáže (dodržení sousostí obou ložisek). Pro daný příklad uložení (obráběcí stroj) jsou kladeny jiné požadavky na tuhost, předpětí ložiska a přesnost chodu, z čeho také vyplývá přesnost jednotlivých součástí ložiska a valivých ploch.

Posouzení z hlediska tuhosti vyžaduje podrobnou analýzu ložiska a celého uložení metodou MKP, což je časově velmi náročné.

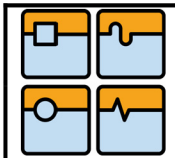
Životnost ložiska je při nepřetržitém provozu **19686** dní. Musí zde být přihlídnuto ke zkreslení výpočtu vlivem zjednodušení výpočtu. Skutečná životnost ložisek je tedy menší. Vzhledem k velmi vysokému číslu se předpokládá i ve skutečném provozu dostatečná životnost ložisek.



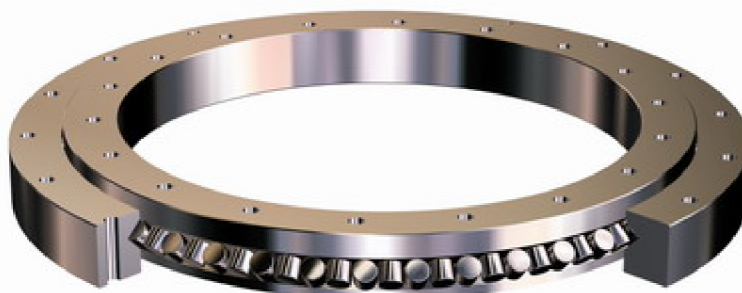
Obr. 42 Zatížení ložisek u osy A

11.2 Volba a výpočet ložiska pro osu C

Volba ložiska u C osy vychází z obdobných kritérií jako u osy A. Je zde nutno zohlednit větší klopný moment, tudíž je voleno ložisko se zkříženými válečky s vnějším ozubením viz Obr. 43. Rovněž se vychází z nejbližší možné rozměrové řady výrobce a přizpůsobení na půdorysnou plochu odlitku tělesa vidlicové frézovací hlavy. Zvolené ložisko je **9E-1Z16-0310-0517**.

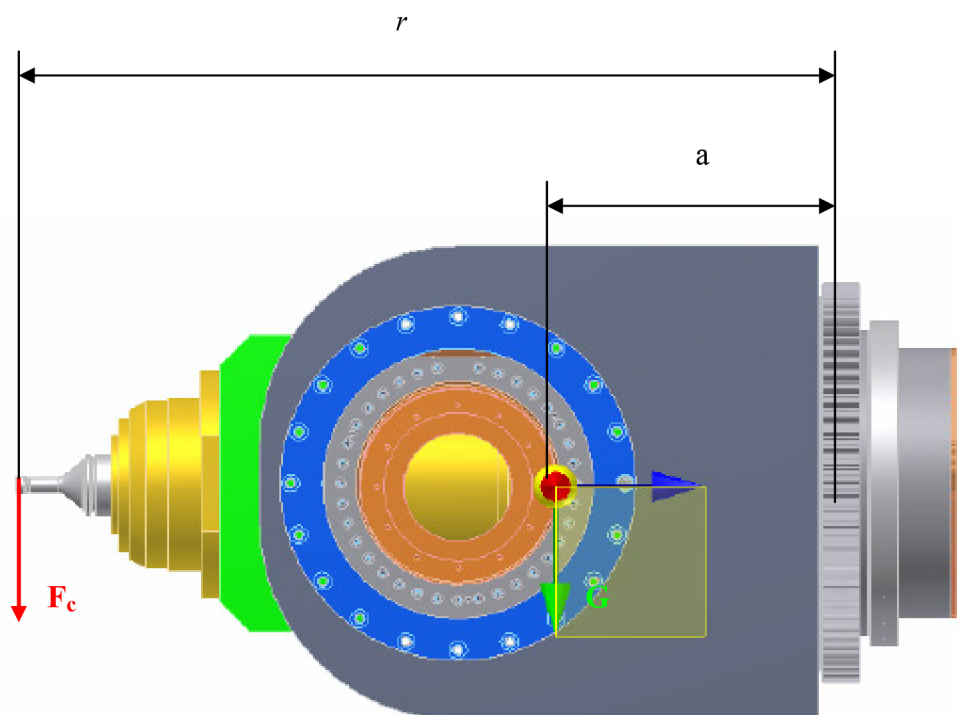


U této varianty uložení proběhlo všechno v pořádku. Výpočet je přiložen jako příloha k diplomové práci. Životnost ložiska je při nepřetržitém provozu 4034 dní..

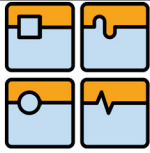


Obr. 43 Valivé ložisko se zkříženými válečky – bez ozubení [17]

Rozbor působení sil na ložisko osy C (viz Obr. 44), kde působí řezná síla F_c na ramenu $r = 0,775$ m a tíha G na ramenu $a = 0,325$ m.

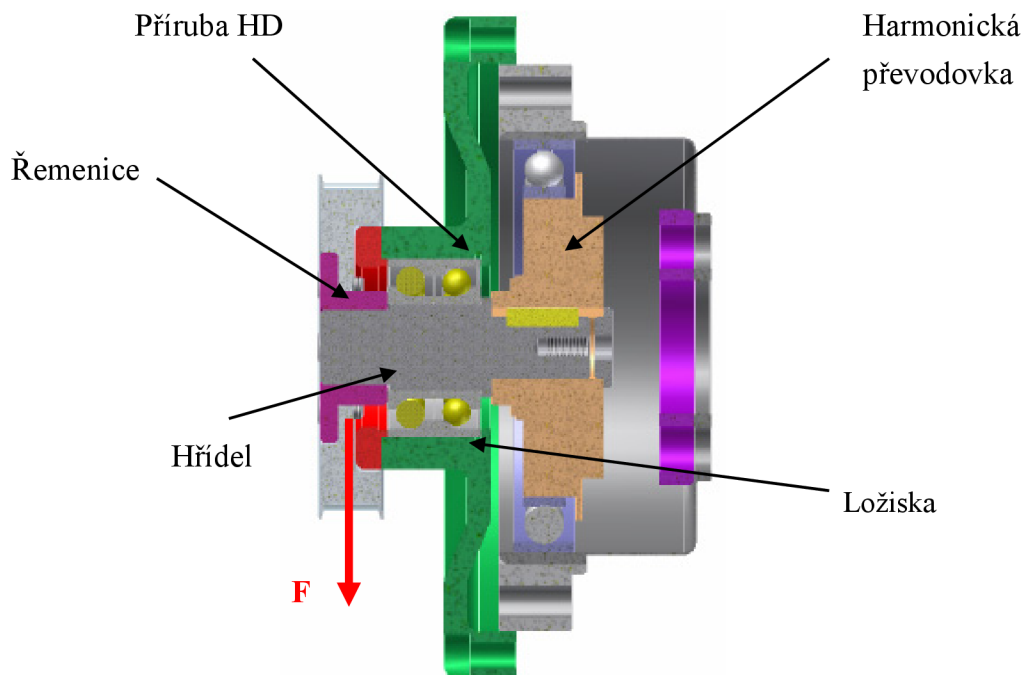


Obr. 44 Ztížení ložiska u osy C

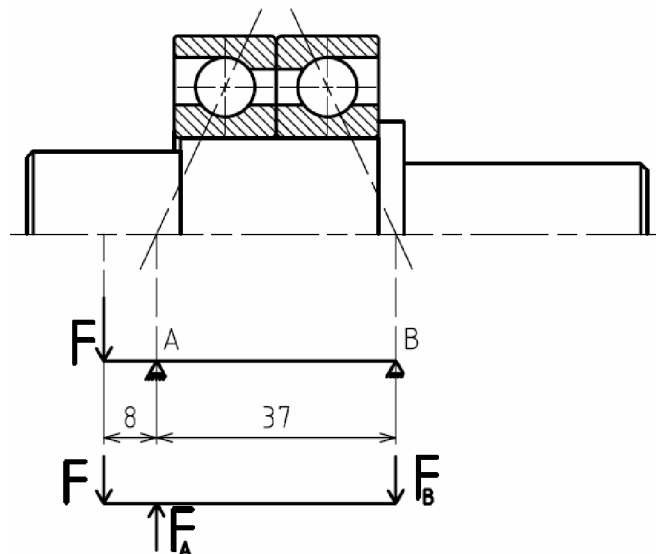


11.3 Volba a výpočet ložiska pro uložení hřídele převodovky

Pro uložení hřídele harmonické převodovky byla zvolena dvojice valivých ložisek od společnosti SKF. Jedná se o valivá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem uložena zády k sobě, tzn. sdružená dvojice uspořádaná do „O“ uložení (viz Obr. 45), jenž se vyznačuje velkou tuhostí vůči naklonění a přenáší axiální síly v obou směrech vždy pouze jedním ložiskem. Využívá se při zachytávání klopného momentu [22]. Ložiska jsou namáhány silou od napínání řemene. Předpokládaná síla při napínání řemene je 100 N.



Obr. 45 Sdružená dvojice ložisek do „O“ uložení



Obr. 46 Rozbor zatížení na ložiska hřídele převodovky

Jsou volena ložiska firmy SKF o to sdružená dvojice ložisek do „O“ uspořádání. Typové označení ložisek **7206 BECB** [21].

Podmínka rovnováhy:

$$\sum F_y = 0: \quad -F + F_A - F_B = 0 \quad (11.1)$$

$$\sum M_B = 0: \quad F \cdot l - F_A \cdot m = 0 \quad (11.2)$$

Výpočet reakce v bodě A:

$$F_A = \frac{F \cdot l}{m} \quad (11.3)$$

$$F_A = \frac{100 \cdot 0,045}{0,037}$$

$$F_A = 121N$$

Výpočet reakce v bodě B:

$$F_B = F_A - F \quad (11.4)$$

$$F_B = 121 - 100$$

$$F_B = 21N$$

Axiální předpětí:

$$F_p = k \cdot C_r \cdot 10^{-2} \quad (11.5)$$

$$F_p = 1,2 \cdot 19,42 \cdot 10^{-2}$$

$$F_p = 0,233kN$$

Radiální základní dynamická únosnost dvojice:

$$C_{rs} = 1,62 \cdot C_r \quad (11.6)$$

$$C_{rs} = 1,62 \cdot 19,42$$

$$C_{rs} = 31,46kN$$

Radiální základní statická únosnost dvojice:

$$C_{ors} = 2 \cdot C_r \quad (11.7)$$

$$C_{ors} = 2 \cdot 19,42$$

$$C_{ors} = 38,84kN$$

Mezní frekvence pro sdruženou dvojici je vlivem předpětí snížena o 20%, než je uvedeno pro samostatné ložisko a činí:

$$f_l = 13600 \text{ min}^{-1}$$

Tato frekvence je větší než **maximální možná frekvence ložiska v provozu**, která je:

$$n_{\max l} = n_{\max m} \cdot i_r \quad (11.8)$$

$$n_{\max l} = 5000 \cdot 1,3$$

$$n_{\max I} = 6500 \text{ min}^{-1}$$

Pozn.: ve všech výpočtech pro ekvivalentní dynamické a statické zatížení je axiální síla rovna velikosti axiálnímu předpětí, tj. $F_a = 233 \text{ N}$

Pro sdružené dvojice, konfigurace ložisek montovány čely nebo zády k sobě platí: případ „1“ $F_a / F_r \leq 1,14$ nebo případ „2“ $F_a / F_r > 1,14$ po dosazení sil je zjištěno $233/142 = 1,64$ tzn. platí případ „2“.

Radiální ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P_r = 0,57F_r + 0,93F_a \quad (11.9)$$

$$P_r = 0,57 \cdot 142 + 0,93 \cdot 233$$

$$P_r = 297,63 \text{ N}$$

Radiální ekvivalentní statické zatížení:

$$P_{or} = F_r + 0,52F_a \quad (11.10)$$

$$P_{or} = 142 + 0,52 \cdot 233$$

$$P_{or} = 263,16 \text{ N}$$

Trvanlivost ložisek:

$$L_{10} = \left(\frac{C_{rs}}{P_r} \right)^p \quad (11.11)$$

$$L_{10} = \left(\frac{38840}{298} \right)^3$$

$$L_{10} = 2,2 \cdot 10^6$$

Trvanlivost ložisek v provozních hodinách:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot n_{\max I}} \cdot L_{10} \quad (11.12)$$

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot 6500} 2,2 \cdot 10^6$$

$$L_{10h} = 5,6 \cdot 10^6 \text{ h}$$

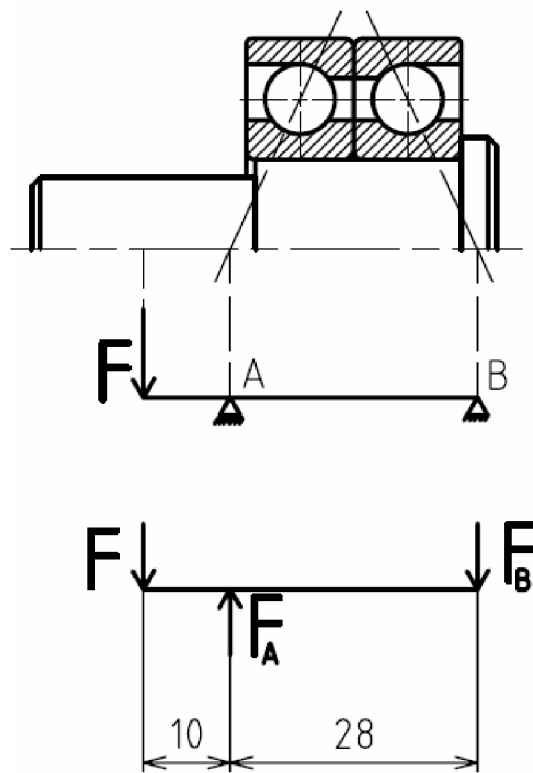
Vypočtená trvanlivost je dostatečně velká a zaručuje bezproblémový chod po celou dobu provozu na úkor jiných komponentů frézovací hlavy.



11.4 Volba a výpočet ložisek pro uložení napínací kladky

Napínací kladka je uložena do valivých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem zády k sobě. Jedná se opět o kombinace dvou sdružených ložisek uspořádaných do „O“ uložení (viz Obr. 30), jenž zaručují bezpečnou trvanlivost. Ložiska budou mazána tukem, tzn. jsou volena ložiska s trvalou tukovou náplní. Vzhledem působení napínací síly se předpokládá opět bezpečná trvanlivost po celou dobu provozu.

Jsou volena ložiska firmy SKF o to sdružená dvojice ložisek do „O“ uspořádání. Typové označení ložisek **7204 BECB** [21].



Obr. 47 Rozbor zatížení na ložiska kladky

Podmínka rovnováhy:

$$\sum F_y = 0: \quad -F + F_A - F_B = 0 \quad (11.13)$$

$$\sum M_B = 0: \quad F \cdot l - F_A \cdot m = 0 \quad (11.14)$$

Výpočet reakce v bodě A:

$$F_A = \frac{F \cdot l}{m} \quad (11.15)$$

$$F_A = \frac{100 \cdot 0,038}{0,028}$$

$$F_A = 135,7N$$

Výpočet reakce v bodě B:

$$F_B = F_A - F \quad (11.16)$$

$$F_B = 135,7 - 100$$

$$F_B = 35,7N$$

Axiální předpětí:

$$F_p = k \cdot C_r \cdot 10^{-2} \quad (11.17)$$

$$F_p = 1,2 \cdot 13 \cdot 10^{-2}$$

$$F_p = 0,156kN$$

Radiální základní dynamická únosnost dvojice C_{rs} :

$$C_{rs} = 1,62 \cdot C_r \quad (11.18)$$

$$C_{rs} = 1,62 \cdot 13$$

$$C_{rs} = 21,06kN$$

Radiální základní statická únosnost dvojice C_{ors} :

$$C_{ors} = 2 \cdot C_r \quad (11.19)$$

$$C_{ors} = 2 \cdot 13$$

$$C_{ors} = 26kN$$

Mezní frekvence pro sdruženou dvojici je vlivem předpětí snížena o 20%, než je uvedeno pro samostatné ložisko a činí:

$$f_l = 17600 \text{ min}^{-1}$$

Která je větší než **maximální možná frekvence ložiska** v provozu, která je:

$$n_{\max l} = n_{\max m} \cdot i_r \quad (11.20)$$

$$n_{\max l} = 5000 \cdot 1,3$$

$$n_{\max l} = 6500 \text{ min}^{-1}$$

Pozn.: ve všech výpočtech pro ekvivalentní dynamické a statické zatížení je axiální síla rovna velikosti axiálnímu předpětí, tj. $F_a = 156 \text{ N}$

Pro sdružené dvojice, konfigurace ložisek montovány čely nebo zády k sobě platí: případ „1“ $F_a / F_r \leq 1,14$ nebo případ „2“ $F_a / F_r > 1,14$ po dosažení sil je zjištěno $156 / 171,4 = 0,91$ tzn. platí případ „1“.

Radiální ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P_r = F_r + 0,55F_a \quad (11.21)$$

$$P_r = 171,42 + 0,55 \cdot 156$$

$$P_r = 257,22N$$

Radiální ekvivalentní statické zatížení:

$$P_{or} = F_r + 0,52F_a \quad (11.22)$$

$$P_{or} = 171,42 + 0,52 \cdot 156$$

$$P_{or} = 252,54N$$

Trvanlivost ložisek:

$$L_{10} = \left(\frac{C_{rs}}{P_r} \right)^p \quad (11.23)$$

$$L_{10} = \left(\frac{21060}{257,22} \right)^3$$

$$L_{10} = 5,48 \cdot 10^5$$

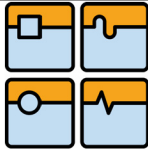
Trvanlivost ložisek v provozních hodinách:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot n_{\max I}} \cdot L_{10} \quad (11.24)$$

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot 6500} 2,2 \cdot 10^6$$

$$L_{10h} = 1,4 \cdot 10^6 h$$

Trvanlivost sdružené dvojice ložisek do „O“ uspořádání je dostatečná.

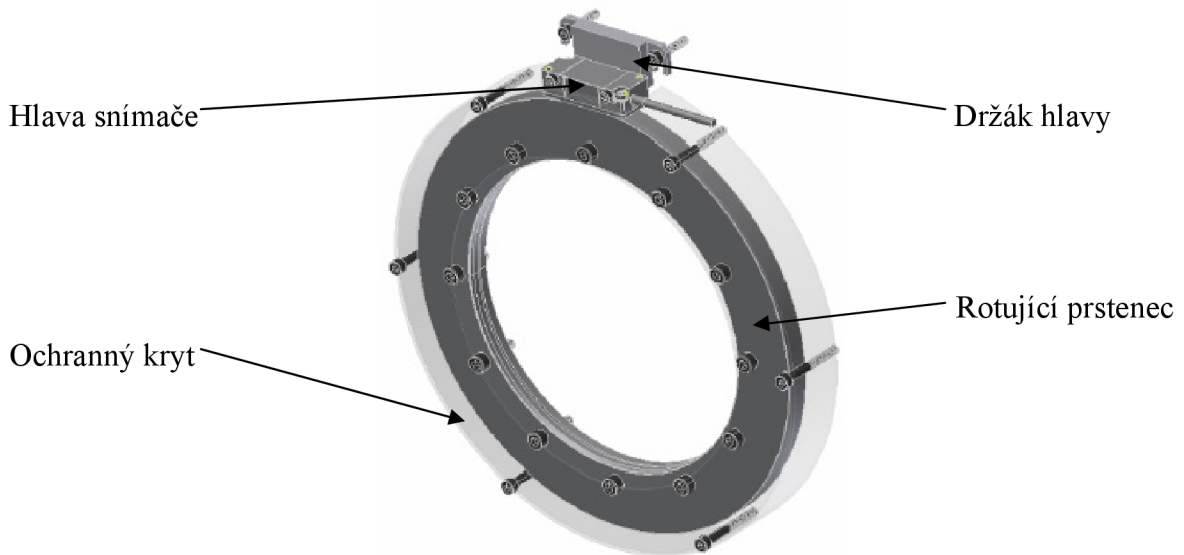


12 Systém snímání polohy


12.1 Rotační úhlový snímač

Systém snímání polohy je řešen pomocí absolutního úhlového snímače od firmy Heidenhain. Jedná se o typ ERA 4000 (viz Obr. 48), který dokáže snímat s přesností $0,001^\circ$ a má zpětnou vazbu, tzn. v případě výpadku elektrické energie a opětovného zapnutí, si systém stále pamatuje v jaké poloze se osa nachází. Je umístěn na rotačních prvcích jak u osy A tak i u osy C. Aktivní plocha prstence, odkud čidlo snímá jednotlivou polohu osy musí být chráněna proti možnému vniknutí nečistot ochranným krytem.

Montáž a zapojení snímače je popsána v manuálu od výrobce, kde jsou také uvedeny veškeré tolerance a kritéria, která jsou důležitá pro správnou funkci snímání polohy.



Obr. 48 Absolutní úhlový snímač ERA 4000

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 79
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

13 Konstrukční řešení rozvodu médií k jednotlivým osám

13.1 Rozvod elektrických kabelů

Prívod elektrické energie k jednotlivým komponentům (napájení servomotru, datové kabely, snímání polohy, napájení elektrovřetena, atd.) hraje velkou roli při celé konstrukci frézovací hlavy. Kritická místa jsou přechody v osách rotace, tzn. přechod mezi pevnou a rotační částí hlavy. Původní záměr rozvodu kabelů elektrické energie k jednotlivým osám, bylo použití speciálních kartáčů, které odebírají elektrickou energii z plochy rotujícího kotouče nebo naopak. Touto technologií přenosu elektrické energie se zabývá firma Stemmann. Při použití této možnosti by bylo možné s osou C otáčet neomezený počet otáček a nedošlo by ke zkroucení nebo přetržení kabelů. Tato technologie přenosu elektrické energie je typická pro tuto oblast použití. U osy A by tato technologie nebyla nutná, protože u osy A dochází pouze ke kývavému pohybu, který je maximálně $\pm 110^\circ$.

Z důvodu velkých finančních nákladů na tuto technologii rozvodu elektrické energie se tato varianta zamítla. Osa C je omezena pouze na výkyv v rozmezí $\pm 360^\circ$, kde není zapotřebí této finančně náročné technologie. Elektrické kabely vedoucí k servomotoru a elektrovřetenu budou stočeny do spirály, která splňuje dostatečnou délkovou dilataci při natáčení jednotlivých os, kde nehrozí přetržení kabelu.

13.2 Rozvod tekutin

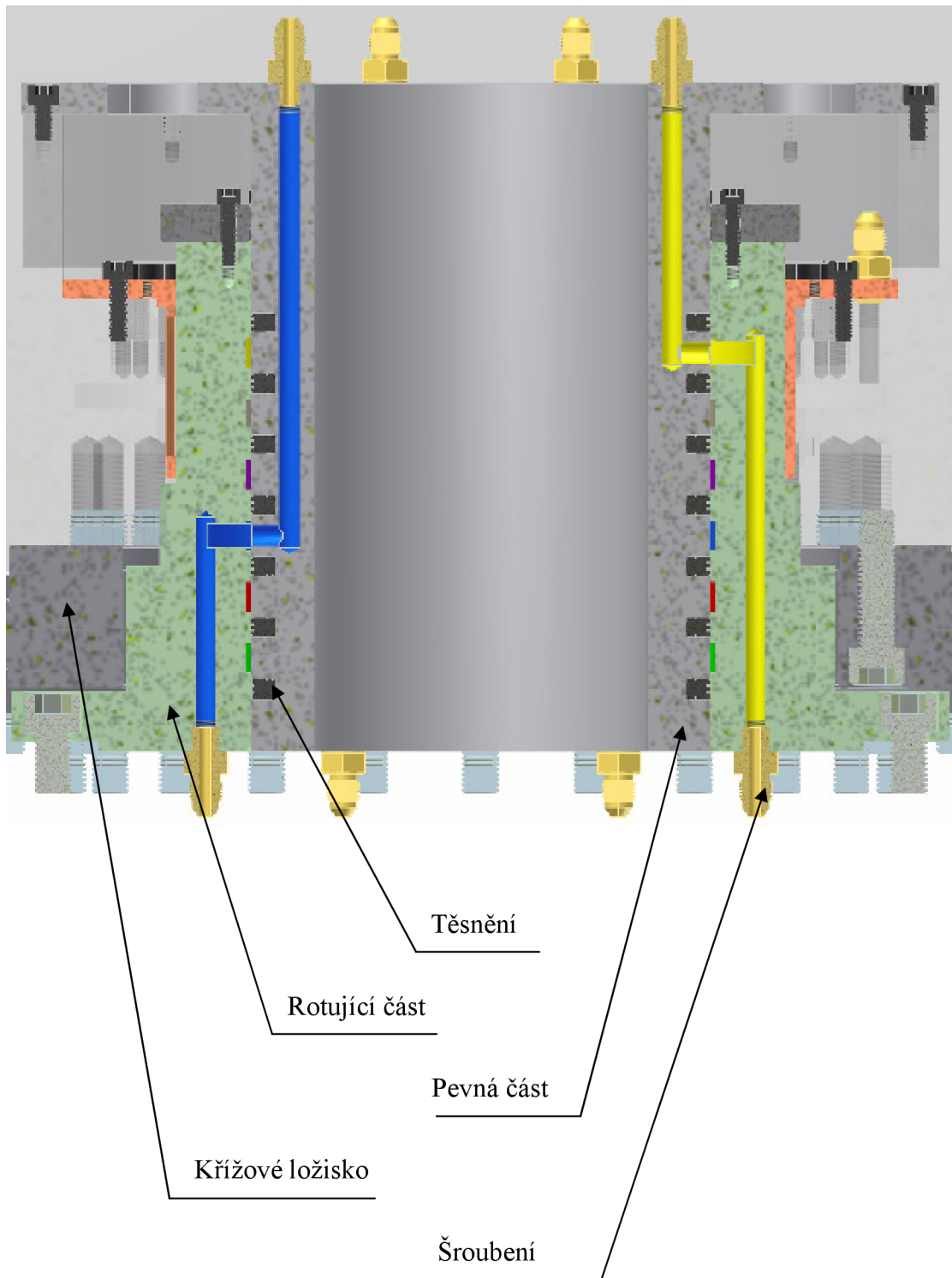
Rozvod tekutin, tzn. voda, vzduch, olej, atd. hraje taktéž důležitou roli pro celkovou konstrukci frézovací hlavy a nesmí být opomenuta. Prívod všech tekutin představuje relativně velké množství hadic a trubek, která vedou až k elektrovřetenu. Patří zde například externí a interní chlazení elektrovřetena, chlazení nástroje oplachem, odepínání nástroje, atd.

U osy C je převod médií v kritickém místě vyřešen pomocí rozvodových válců (viz Obr. 49), které jsou utěsněny speciálními těsněními. Tyto válce dovolují nekonečné natáčení osy v jakémkoli směru. Tato technologie přenosu tekutin je použita u osy C, kde výkyv osy představuje jednu otáčku a při montáži kovových trubek by proděnění tekutin nebylo umožněno. Zejména při přívodu tlakového oleje do hydraulické brzdy.

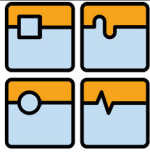
Pro bezrizikový rozvod tekutin k elektrovřetenu by mohla být použita u osy A v kritickém místě také tato varianta. Je zde také přihlédnuto na finanční a výrobní náročnost těchto komponent a u osy A je volena alternativa přechodu z kovových trubek na hadice kde výkyv dovoluje mírné zkroucení hadic a rozvodové trubky zde nemusí být použity.



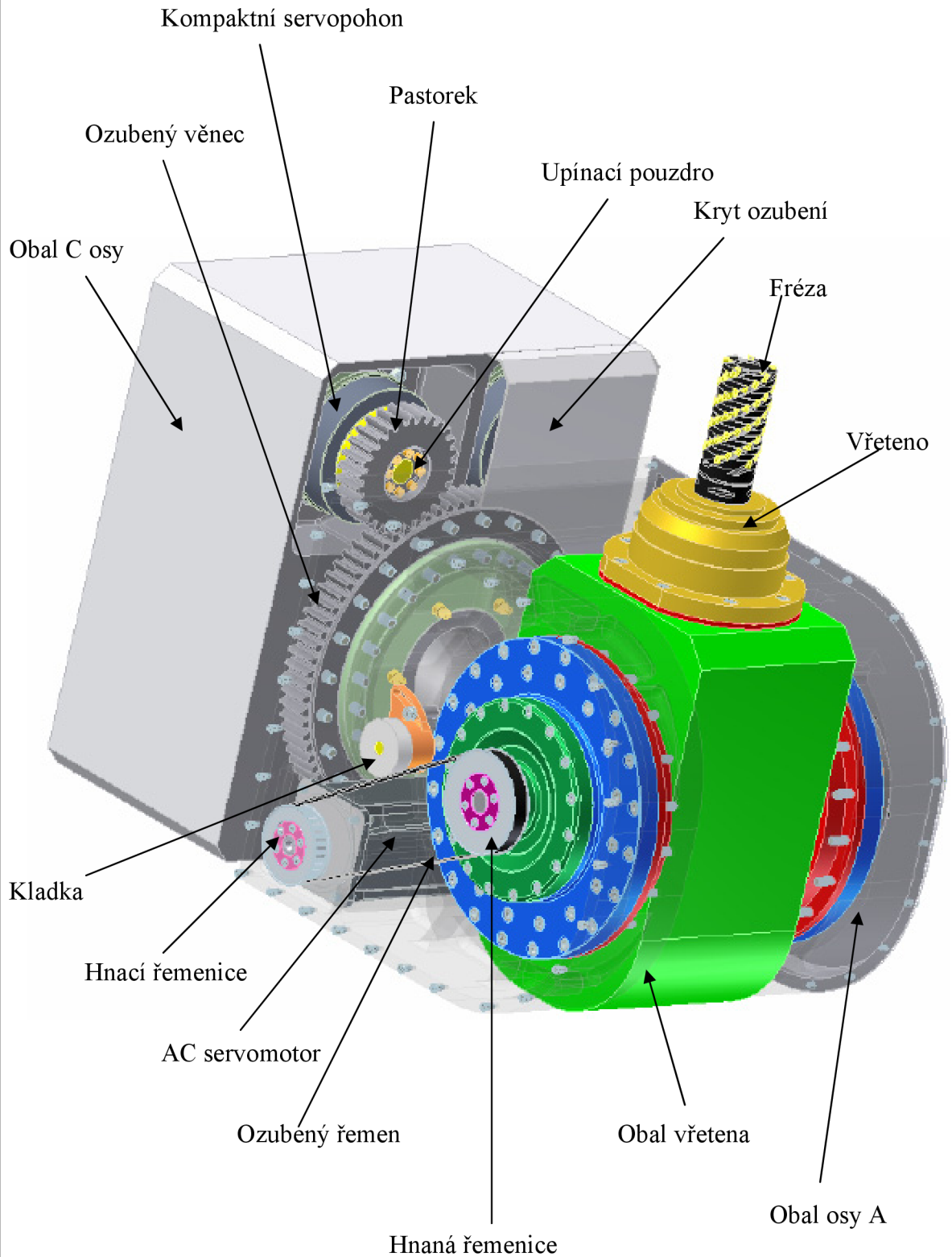
DIPLOMOVÁ PRÁCE



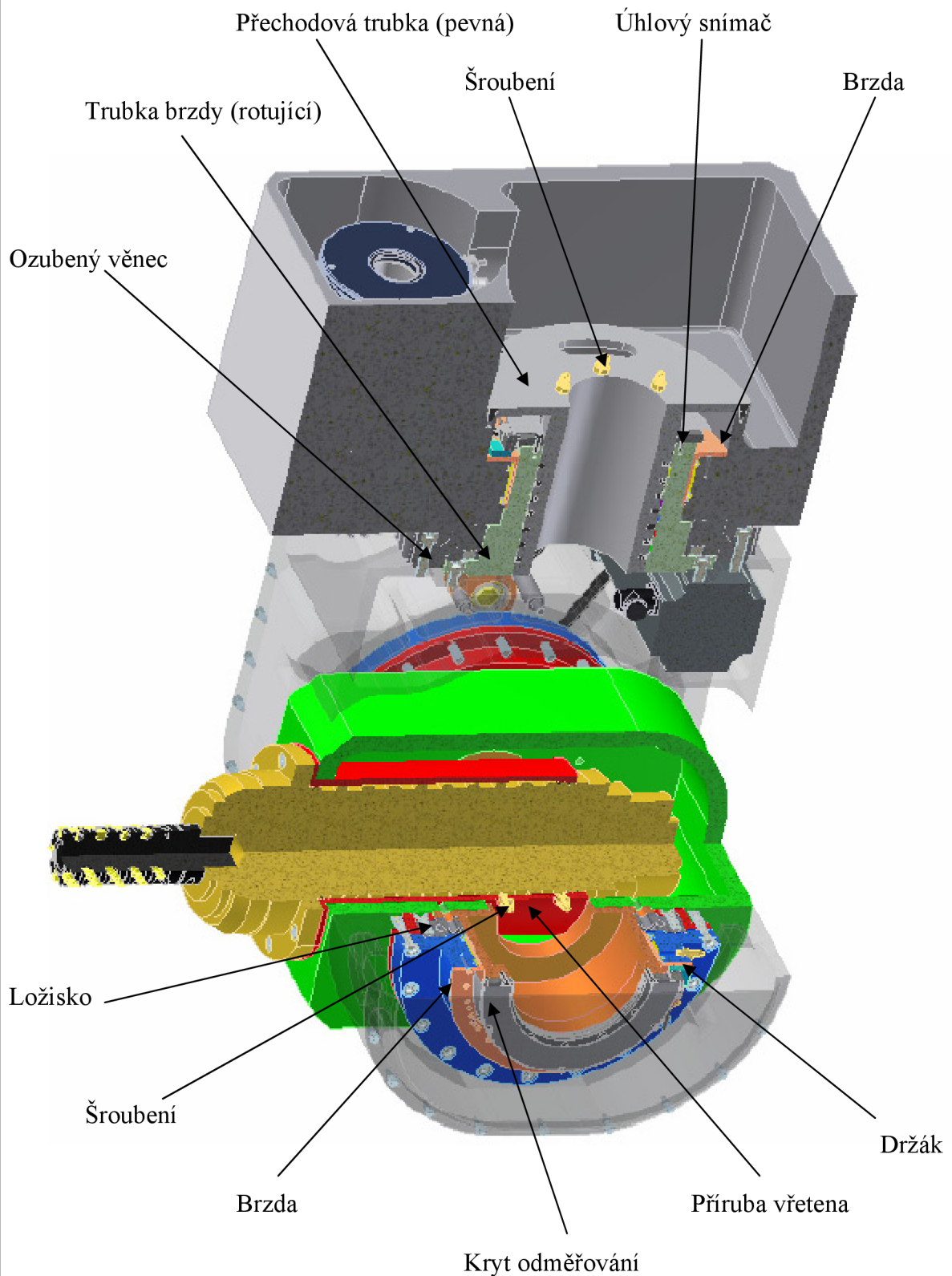
Obr. 49 Řez rozvodovými trubkami



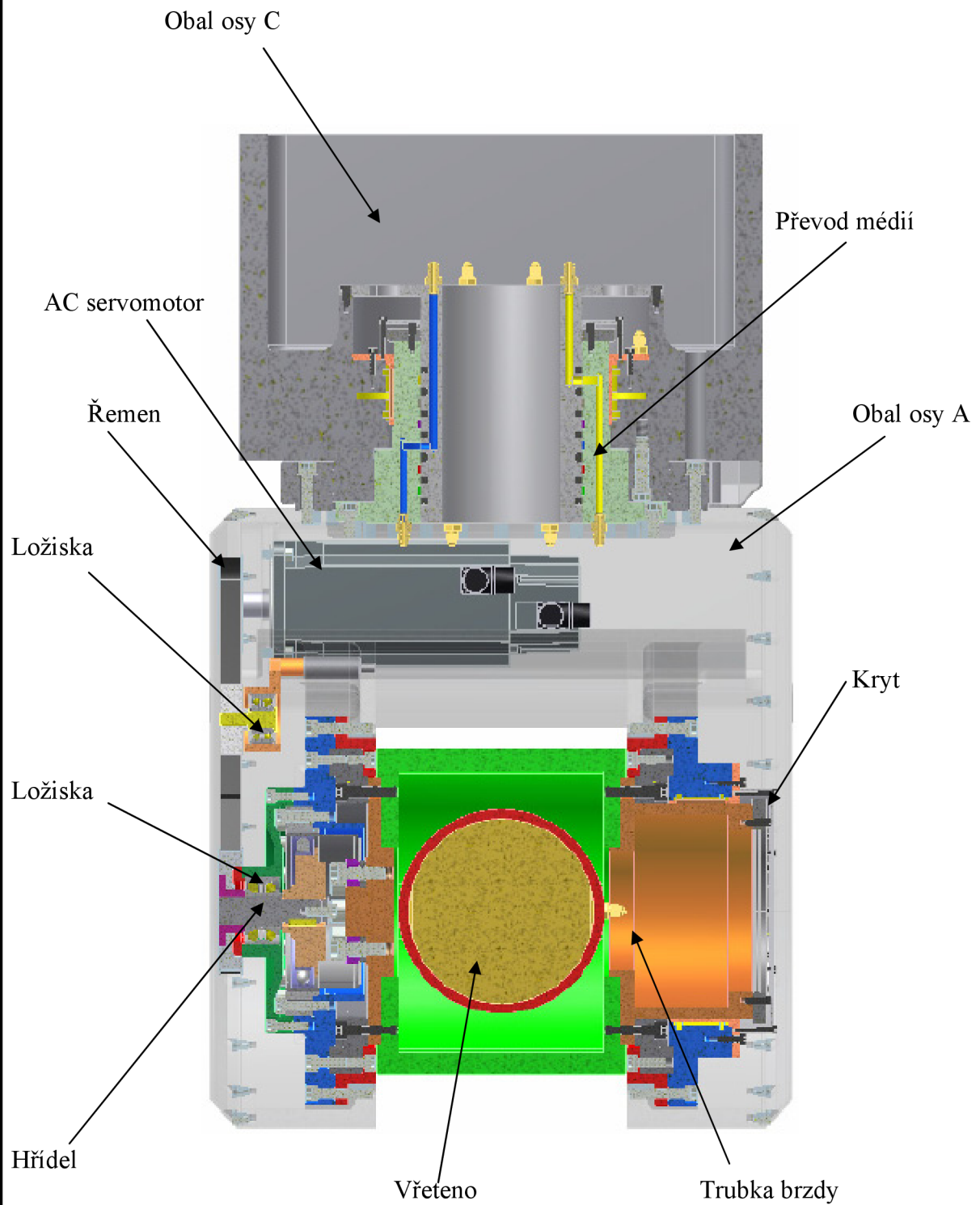
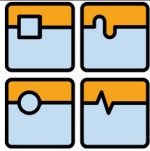
14 Pohledy a popis frézovací hlavy



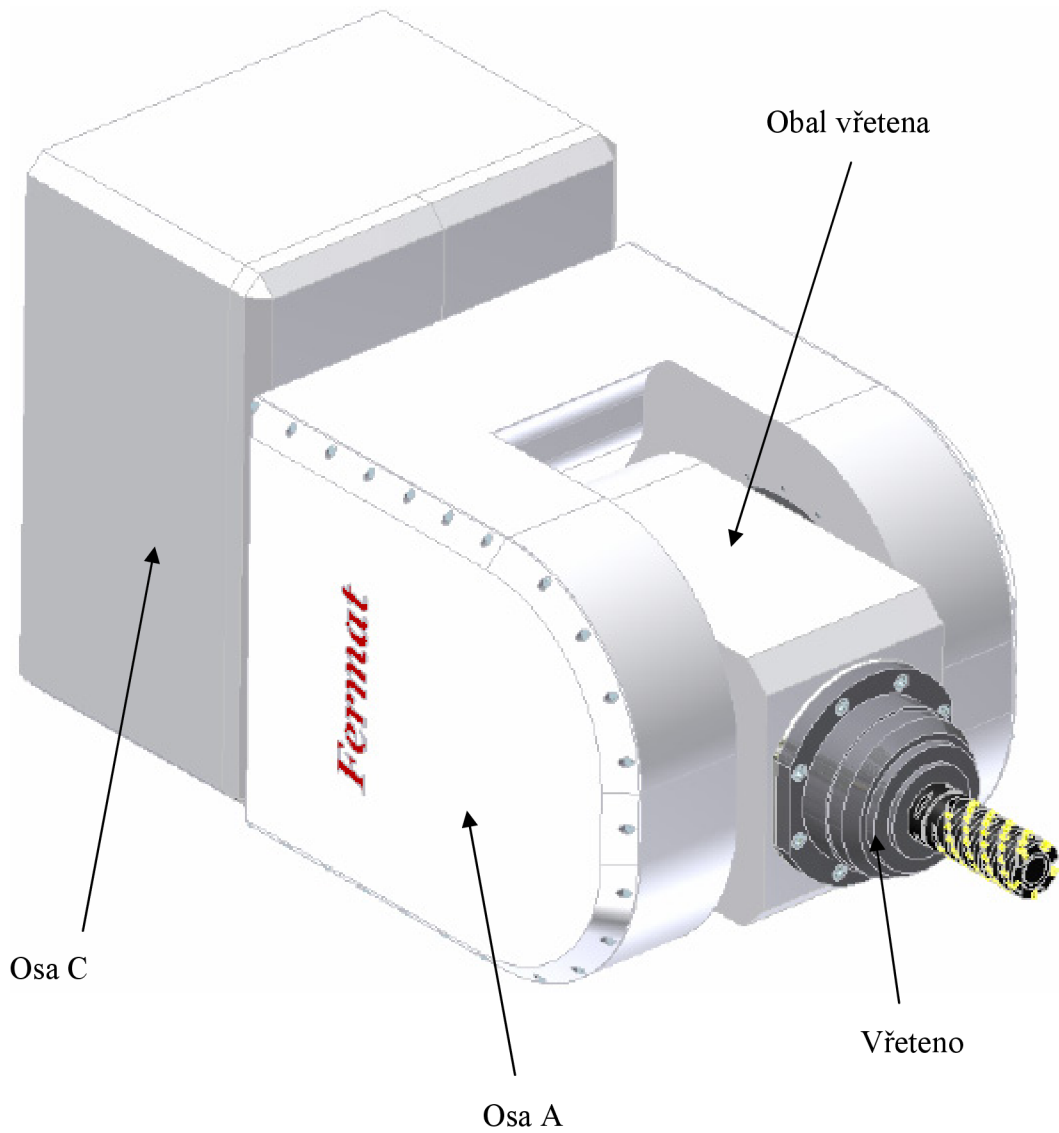
Obr. 50 Pohled na frézovací hlavu



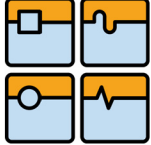
Obr. 51 Částečný řez hlavou



Obr. 52 Řez frézovací hlavou



Obr. 53 Finální pohled na vidlicovou frézovací hlavu

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 85
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

15 Závěr


Vidlicová frézovací hlava je konstruována pro dokončovací operace, tzn. malý úběr třísky při větších posuvových rychlostech a otáčkách vřeten. Je určena především pro obrábění oceli, nevylučuje se ale i obrábění litiny a slitin hliníku.

Pro pohony jednotlivých os byly vybrány prvky od firmy Harmonic Drive. Pro danou aplikaci použití a adaptabilitu hlavy k vyvrtávacímu vřeteníku, bylo nutné zvolit co nejoptimálnější koncepty pohonů jednotlivých os s ohledem na rozměry vřeteníku, možností napájení elektrickým proudem, rozvodem tekutin a konečného splnění požadavků zadavatele (Fermat), jako jsou např. výkonové parametry (krouticí moment), dynamika (rychlost natáčení), ale také precizní chod a přesnost polohování, která hraje velkou roli při volbě konečného pohonu.

Po analytickém výpočtu maximální řezné síly, je nutné zvolit elektorvřetenou od vhodného výrobce. Požadavkem zadavatele je možnost výměny elektorvřeten v dané typové řadě, tzn. výměna elektorvřeten na přání zákazníka za vřetenou s jinou pracovní charakteristikou při zachování stejných rozměrů elektorvřeten. Takovým požadavkům vyhovují elektorvřeten od firmy Fischer.

Koncepce pohonu osy A se skládá ze synchronního servomotoru Heidenhain QSY 116 E , kde pomocí řemenového převodu a vestavné harmonické převodovky CSG 58 s převodovým poměrem $i = 100$ dochází k přenosu velkého krouticího momentu cca 1000 Nm a zároveň k dostatečně rychlému výkyvu osy, kde rychlost osy A může dosáhnout hodnot až 0,36 ot/s a její přesnost dosahuje 0,001°. Přenos krouticího momentu ze servomotoru na harmonickou převodovku se děje pomocí řemenic, které jsou nalisovány na hřídelích, a ozubeného řemene PowerGrip GT3 – 5M. Napínání řemene je řešeno z důvodu maximálního využití prostoru v odlitku osy A napínací kladkou, která zaručuje dostatečné předpětí a zvyšuje úhel opásání řemene. Obal vřeten (výstup z harmonické převodovky) je uložen ve valivých kuličkových ložiskách se čtyřbodovým stykem od firmy PSL, se kterou spolupracuje zadavatel.

Koncepce osy C je složena ze systému pohonu Master / Slave pomocí dvou pastorků a ozubeného věnce s vnějším ozubením jako součástí valivého ložiska se zkříženými válečky rovněž od firmy PSL, kde převodový poměr mezi ozubeným soukolím je $i = 2,98$. Servopohon je složen ze synchronního servomotoru CHM 58 a planetové převodovky Harmonic Drive HPG 50, který zajišťuje dostatečnou rezervu krouticího momentu na ose C, který činí více jak 1000 Nm při rychlosti natáčení osy 0,5 ot/s. Elektrická vazba umožňuje neustálé předpětí a výbornou tuhost při obrábění. Pohon vykazuje také skvělé hodnoty rezonanční frekvence, která se pohybuje nad 40 Hz. Pastorky jsou upnuty na hřídel pomocí upínacích pouzder CONFIX, kde není zapotřebí pera, což výrazně ovlivňuje namáhání hřídele v krutu a eliminuje se vazba „hřídel - pero – náboj“. Pouzdro je dimenzováno na přenos krouticího momentu do 500 Nm.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 86
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Pevná fixace obou os při obrábění je řešena hydraulickou brzdou od firmy Kostyrka s brzdým momentem převyšující 3000 Nm, což opět zaručuje výbornou tuhost při obrábění. U obou os je použita stejné modelová řada brzdy.

Každá osa je opatřena externím absolutním snímačem polohy. Jedná se o absolutní úhlové snímače od firmy Heidenhain. Na obou osách jsou opatřeny snímače stejné modelové i typové řady.

Rozvod médií (vzduch, voda, olej, atd.) u osy C, která má výkyv +/- 350° je řešen pomocí rozvodových válců opatřených speciálním těsněním. U osy A, kde je výkyv +/- 110° nejsou rozvodové válce použity. Rozvod elektrické energie je z finančních důvodů řešen svinutím kabelů do spirál, čímž se umožní dilatace při natáčení. Tato varianta také neumožňuje nekonečné natáčení osy C a je omezena na výše udanou hodnotu.

Možnou inovaci nabízí pohon osy C, kde bylo velmi obtížné najít optimální variantu krouticí moment versus rychlost natáčení, s přihlédnutím na vnější rozměry hlavy. Zvolené servopohony jsou relativně velké a zvětšují celkové rozměry hlavy a mají také negativní vliv na design vidlicové hlavy. Alternativou je volba menších servopohonů na úkor dosažení menšího krouticího momentu a rapidního snížení rychlosti natáčení osy C. V tomto případě je přihlédnuto k variantě, kde je kladen důraz na bezpečnou tuhost a výbornou dynamiku pohonu.

Parametry hlavy:

Rozměry V x Š x D = 600 mm x 537mm x 1073 mm

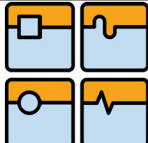
Hmotnost: 680 kg

Přesnost polohování (obě osy): 0,001°

Maximální krouticí moment (obě osy): 1000 Nm


Rychlost otáčení osy A: 0,36 ot/s

Rychlost otáčení osa C: 0,5 ot/s

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 87
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Seznam použité literatury

- [1] WECK, Manfred, BRECHER, Christian. Werkzeugmaschinen : Konstruktion und Berechnung. 2006. überarb. Auflage. Verlag Berlin Heidelberg : Springer, 2006. 701 s. ISBN 3-540-22502-1.
- [2] FOREJT, Milan; PÍŠKA, Miroslav. Teorie obrábění, tváření a nástroje. první. [s.l.] : Akademické nakladatelství Cerm, s.r.o. Brno, 2006. 225 s. ISBN 80-214-2374-9.
- [3] Marek, Jiří, MM Průmyslové spektrum: Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2006. Speciální vydání. ISSN 1212-2572.
- [4] BRENÍK, Přemysl; PÍČ, Josef. OBRÁBĚCÍ STROJE : Konstrukce a výpočty. Druhé, opravené vydání. PRAHA : SNTL-NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1986. 573 s. ISBN 04-235-86.
- [5] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel. STROJNICKÉ TABULKY. Třetí, doplněné vydání. PRAHA : Pedagogické nakladatelství, 1999. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [6] <http://de.wikipedia.org/wiki/Motorspindel#Aufbau>
- [7] http://www.mmspektrum.com/multimedia/image/25/2598_big.jpg
- [8] http://www.mmspektrum.com/multimedia/image/25/2597_big.jpg
- [9] http://www.mmspektrum.com/multimedia/image/25/2595_big.jpg
- [10] <http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/?page=opory>
- [11] http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Datei:Motorspindel_Explosionsdarstellung.jpg&filetimestamp=20090614072358
- [12] http://www.cytecsystems.de/cytecsystems/english/produkte/cytorque/images/torque_element1.jpg
- [13] http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Datei:Motorspindel_Explosionsdarstellung.jpg&filetimestamp=20090614072358
- [14] <http://www.uzimex.cz/Sortiment/Remenove-prevody/Gates/Synchronizacni-remeny-pryz/PowerGrip-GT3.html>
- [15] <http://www.logismarket.cz/opis-engineering/upinaci-pouzdra/1530861044-1339553600-p.html>
- [16] <http://www.directindustry.com/prod/fischer-precise/high-frequency-motor-spindle-53313-374990.html#>
- [17] <http://www.lysnbearing.com/photos/200912190944955070.jpg>
- [18] firemní literatura Harmonic Drive
- [19] firemní literatura Fermat
- [20] firemní literatura Heidenhain
- [21] firemní literatura SKF
- [22] firemní literatura ZKL

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 88
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Příloha

V příloze jsou uvedeny rozsáhlejší výpočty, softwarové výpočty od jednotlivých výrobců, obrázky, pomocné výkresy, výrobní výkres součástí a řez sestavy vidlicové frézovací hlavy.

Příloha je svázaná zvlášť jako samostatný dokument a je součástí diplomové práce.