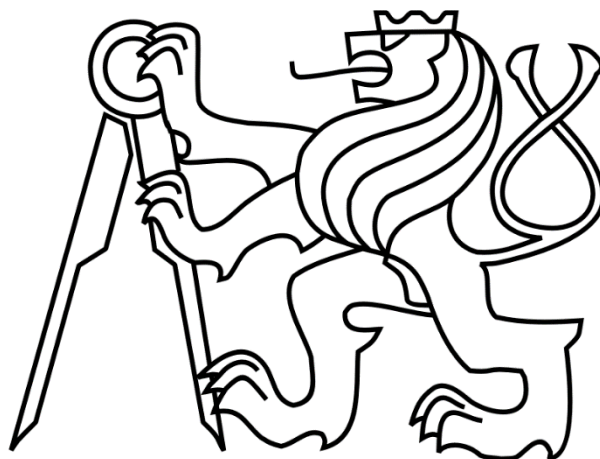


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Konstrukční návrh frézovacího vřetene s možností soustružení

2019

Bc. Petr Marek

Prohlášení

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

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

V Praze dne 15.7.2019

.....

podpis

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval především doc. Ing. Petru Kolářovi, Ph.D. za odborné vedení této práce, cenné rady a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Eduardu Stachovi, Ph.D. za konzultace a praktické rady a v neposlední řadě své rodině a přátelům za neustálou podporu během studia.

Anotace

Autor:	Bc. Petr Marek
Název BP:	Konstrukční návrh frézovacího vřetene s možností soustružení
Rozsah práce:	87 str., 47 Obr., 9 graf., 10 tab.
Školní rok vyhotovení:	2018/2019
Škola:	ČVUT – Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 - Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Petr Kolář, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Eduard Stach, Ph.D.
Zadavatel:	RCMT
Využití:	Instalace do polohovatelné frézovací hlavy na multifunkčním obráběcím stroji
Klíčová slova:	Vřeteno, elektrovřeteno, frézování, soustružení
Anotace:	Diplomová práce se zabývá návrhem frézovacího vřetene, použitelného i pro operace soustružení. Na základě průzkumu situace na trhu byly zvoleny optimální komponenty a provedeny návrhové výpočty vzhledem k cíleným parametrům. Výstupem práce jsou kontrolní výpočty, vytvoření 3D modelů a zpracování výkresové dokumentace.

Annotation

Author:	Petr Marek
Title of bachelor dissertation:	Design of milling spindle suitable also for turning operations
Extent:	87 p., 47 fig., 9 char., 10 tab.
Academic year:	2018/2019
University:	CTU – Faculty of mechanical engineering
Department:	Ú12135 - Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	doc. Ing. Petr Kolář, Ph.D.
Consultant:	Ing. Eduard Stach, Ph.D.
Submitter of the Theme:	RCMT
Application:	Mounting to positionable milling head on a multifunction machine tool
Key words:	Spindle, motor spindle, milling, turning
Annotation:	Diploma thesis deals with problematic of designing milling spindle, suitable also for turning operations. Based on market situation research optimal components were chosen and design calculation were conducted. The outputs of the work are control calculations, 3D design and drawing documentation.

Obsah

1.	Úvod.....	- 13 -
2.	Cíl práce	- 14 -
3.	Situace na trhu.....	- 15 -
3.1.	Příklady strojů	- 15 -
3.1.1.	Multicut 630 - Kovosvit MAS.....	- 15 -
3.1.2.	DMU 125 FD duoBLOCK – DMG Mori	- 16 -
3.2.	Dostupná elektrovřetena	- 17 -
3.2.1.	Přehled parametrů dostupných vřeten.....	- 19 -
4.	Hlavní komponenty.....	- 20 -
4.1.	Vestavné motory	- 20 -
4.1.1.	Přehled parametrů vestavných motorů.....	- 21 -
4.2.	Ložiska	- 23 -
4.2.1.	Materiály	- 24 -
4.2.2.	Mazání ložisek	- 25 -
4.3.	System pro automatické upnutí nástroje	- 28 -
4.4.	Zpevňovací mechanismus	- 31 -
4.4.1.	Hirthovo ozubení.....	- 31 -
4.4.2.	Hydraulické svěrné pouzdro.....	- 32 -
4.4.3.	Hydraulický přítlační prstenec.....	- 34 -
5.	Návrhy řešení	- 35 -
5.1.	Varianta 1 – Svěrné pouzdro.....	- 35 -
5.2.	Varianta 2 – Kotoučová brzda	- 36 -
5.3.	Výběr varianty	- 37 -
6.	Konstrukční zpracování.....	- 38 -



6.1. Výběr vestavného motoru	- 38 -
6.2. Systém automatického upínání nástroje	- 41 -
6.3. Dimenzování ložisek.....	- 42 -
6.3.1. Určení reakcí.....	- 44 -
6.3.2. Teorie volby ložisek	- 45 -
6.3.3. Volba ložisek a jejich kontrola.....	- 51 -
6.3.4. Statická kontrola ložisek při soustružení.....	- 55 -
6.4. Zpevňovací mechanismus	- 58 -
6.5. Konstrukční návrh – konstrukční uzly a montáž	- 60 -
6.5.1. Konstrukční uzel rotoru vřetene.....	- 60 -
6.5.2. Konstrukční uzel uložení rotoru vřetene	- 61 -
6.5.3. Konstrukční uzel vyvažování.....	- 62 -
6.5.4. Konstrukční uzel mechanismu zpevnění	- 63 -
6.5.5. Konstrukční uzel tubusu vřetene.....	- 64 -
6.5.6. Sestava elektrovřetene.....	- 66 -
6.6. Ostatní periferie	- 69 -
6.6.1. Teplotní stabilizace.....	- 69 -
6.6.2. Chlazení řezu	- 70 -
6.6.3. Mazací systém	- 71 -
6.6.4. Snímání natočení hřídele	- 73 -
6.6.5. Diagnostika	- 75 -
6.7. Kontrolní výpočet tuhosti vřetene na čele hřídele	- 77 -
6.7.1. Radiální tuhost.....	- 77 -
6.7.2. Axiální tuhost	- 80 -
6.7.3. Zhodnocení tuhosti.....	- 80 -

7. Závěr	- 81 -
Seznamy	- 83 -
Seznam použité literatury	- 83 -
Seznam obrázků	- 85 -
Seznam grafů.....	- 86 -
Seznam tabulek.....	- 87 -
Seznam příloh.....	- 87 -
Textové přílohy	- 87 -
Výkresová dokumentace.....	- 87 -
Elektronické přílohy	- 87 -

Seznam symbolů, jednotek a značek

a	[mm]	Vyložení nástroje před čelem vřetenového hřídele
A	[mm ⁻²]	Styková plocha mezi kotoučem a bronzovým prstencem
$A1$	[μm]	Velikost deformace ložiska A
a_{p1}	[mm]	Hloubka řezu při silovém obrábění
a_{p2}	[mm]	Hloubka řezu při rychlostním obrábění
b	[mm]	Vzdálenost mezi čelem vřetenového hřídele a středem přední ložiskové sady
$B1$	[μm]	Velikost deformace ložiska B
C	[N]	Dynamická únosnost ložiska
C_0	[N]	Statická únosnost ložiska
C_a	[N·μm ⁻¹]	Axiální tuhost ložiska
$C_{ax\ sady}$	[N·μm ⁻¹]	Axiální tuhost přední sady ložisek
C_r	[N·μm ⁻¹]	Radiální tuhost ložiska
d	[mm]	Průměr drátu pružiny
D_1	[mm]	Průměr nástroje pro silové obrábění
D_2	[mm]	Průměr nástroje pro rychlostním obrábění
D_e	[mm]	Vnější průměr pružiny
D_{in}	[N]	Vnější průměr styčné plochy bronzového prstence
d_m	[mm]	Roztečný průměr ložiska
D_m	[mm]	Ekvivalentní průměr nástroje
D_{out}	[N]	Vnitřní průměr styčné plochy bronzového prstence
D_p	[mm]	Průměr svěrného pouzdra/hřídele
D_{Tin}	[mm]	Vnitřní průměr náhradní trubky vřetenového hřídele
D_{Tout}	[mm]	Vnější průměr náhradní trubky vřetenového hřídele
δ_0	[μm]	Posunutí vnitřního kroužku ložiska pro dosažení předpětí
e	[mm]	Excentricita špičky soustružnického nástroje
E	[N·mm ⁻²]	Modul pružnosti v tahu
E_{tk}	[mm]	Roztečný průměr vstřikování maziva do ložiska
f	[-]	Součinitel tření
f	[mm·ot ⁻¹]	Posuvová rychlost při soustružení
f_0	[-]	Statický součinitel tření mezi kotoučem a třecí vložkou
F_{10}	[hod]	Trvanlivost tuku
F_A	[N]	Axiální zatížení vřetena
F_A	[N]	Axiální síla zatěžující vřeteno
F_{Am}	[N]	Ekvivalentní axiální síla zatěžující vřeteno
F_{c1}	[N]	Řezná síla
F_{c2}	[N]	Řezná síla
F_{C-S}	[N]	Řezná síla soustružení
F_{f-S}	[N]	Posuvová složka řezné síly soustružení
F_i	[N]	Síla jedné pružiny pro předepnutí ložiska
F_n	[mm]	Síla stlačení pružina na délku
F_N	[N]	Normálová síla přitlačující kotouč k třecí vložce

F_{P-S}	[N]	Pasivní složka řezní síly soustružení
F_R	[N]	Radiální síla zatěžující vřeteno
F_{RE}	[N]	Volená zátěžná radiální síla pro výpočet tuhosti vřetene
F_{Rm}	[N]	Ekvivalentní radiální síla zatěžující vřeteno
F_{R-S}	[N]	Radiální zátěž vřetene při soustružení
f_s	[-]	Statický faktor ložiska
f_{SA}	[-]	Statický faktor předního ložiska
f_{SB}	[-]	Statický faktor zadního ložiska
F_v	[N]	Předepínací síla ložisek
f_{z1}	[mm]	Posuv na zub při silovém obrábění
f_{z2}	[mm]	Posuv na zub při rychlostním obrábění
l	[-]	Počet pružin
J	[mm ⁴]	Kvadratický modul průřezu trubky v ohybu
k	[N·mm ⁻¹]	Tuhost pružiny
K_{aE}	[N]	Síla odtržení (ložisek)
k_{Ax}	[N·μm ⁻¹]	Axiální tuhost vřetene
k_{C1}	[N·mm ⁻²]	Měrný řezný odpor oceli
k_{C2}	[N·mm ⁻²]	Měrný řezný odpor duralu
k_f	[-]	Součinitel typu ložiska
k_R	[N·μm ⁻¹]	Radiální tuhost vřetene
k_{RA}	[N·μm ⁻¹]	Radiální tuhost přední skupiny ložisek
k_z	[-]	Součinitel bezpečnosti zpevnění
L	[mm]	Rozteč ložisek
L_0	[mm]	Volná délka pružiny
L_{10h}	[hod]	Trvanlivost ložisek
L_n	[mm]	Délka pružiny po stlačení silou F_n
l_p	[m]	Délka stykové plochy svěrného pouzdra
M_1	[N·m]	Krouticí moment silového obrábění
M_2	[N·m]	Krouticí moment rychlostním obrábění
M_s	[N·m]	Krouticí moment působící na vřeteno při soustružení
M_Z	[N·m]	Krouticí moment udržitelný zpevňovacím mechanismem
n	[min ⁻¹]	Rychlost otáčení (vřetena)
n_1	[min ⁻¹]	Rychlost otáčení nástroje při silovém obrábění
n_2	[min ⁻¹]	Rychlost otáčení nástroje při rychlostním obrábění
n_m	[min ⁻¹]	Ekvivalentní otáčky
p	[-]	Exponent rovnice trvanlivosti ložiska
P	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
P_0	[N]	Ekvivalentní statické zatížení ložiska
p_m	[N·m ⁻²]	Tlak hydraulického média
R_A	[N]	Radiální reakce v předním ložisku
R_{AE}	[N]	Radiální reakce v ložisku A od síly F_{RE}
R_{A-S}	[N]	Radiální reakce v předním ložisku při soustružení
R_{Ax}	[N]	Axiální reakce v předním ložisku
R_{Ax-S}	[N]	Axiální reakce v předním ložisku při soustružení
R_B	[N]	Radiální reakce v zadním ložisku

R_{BE}	[N]	Radiální reakce v ložisku B od síly F_{RE}
R_{B-S}	[N]	Radiální reakce v zadním ložisku při soustružení
$tg(\beta)$	$[\mu\text{m}\cdot\text{mm}^{-1}]$	Směrnice sklonu hřídele při deformaci ložisek
$Y1$	$[\mu\text{m}]$	Dílčí deformace vlivem poddajnosti ložisek
$Y1$	$[\mu\text{m}]$	Dílčí deformace vlivem průhybu vřetenového hřídele
ΔL	[mm]	Stlačení pružin pro vyvolání předepínací síly ložiska
MQL		Mazání minimálním množstvím maziva
DB		Uspořádání ložisek do „O“
TBT		Uspořádání ložisek do „O“ + tandem
QBC		Uspořádání tandemu ložisek do „O“
QBT		Uspořádání ložisek do „O“ + dvojitý tandem

1. Úvod

Vřetena obráběcích strojů jsou rotační součásti zajišťující hlavní řezný pohyb. V případě frézovacích strojů je tento pohyb konán rotací upnutého nástroje. Zároveň jsou vřetena významným spojovacím článkem mezi nosnou strukturou stroje a obráběcím procesem. Hlavním požadavkem je dodání dostatečného výkonu do řezného procesu, tedy krouticího momentu umožňujícího odřezávání materiálu obrobku a rychlosti otáčení pro dosažení požadované řezné rychlosti. Vřetena mají zásadní vliv na výslednou geometrickou přesnost obrobku a jakost povrchu, proto musí zaručit velmi přesný chod (minimální radiální a axiální házení). Dalšími požadavky jsou zejména vysoká statická tuhost a nízká dynamická poddajnost, dobrý útlum vibrací, minimální vývin tepla a vysoká dynamika rotačního pohybu (zrychlení / zpomalení). V neposlední řadě je to pak kompaktnost sestavy vřetena, zejména při umísťování do polohovatelných frézovacích hlav.

Tyto zcela zřejmé požadavky představují širokou škálu nutností, kterých je obtížné dosáhnout v jediném konstrukčním provedení, neboť některá kritéria jsou vzájemně protichůdná. Rozhodující vliv mají také výsledné finanční náklady. Vysoce kvalitní vřetena nenaleznou uplatnění na levnějších strojích, naopak v technicky pokročilejších podmínkách budou přímo vyžadována. Proto je nutná optimalizace vybraných parametrů vzhledem k maximálním užitným vlastnostem vřetena pro konkrétní aplikaci.

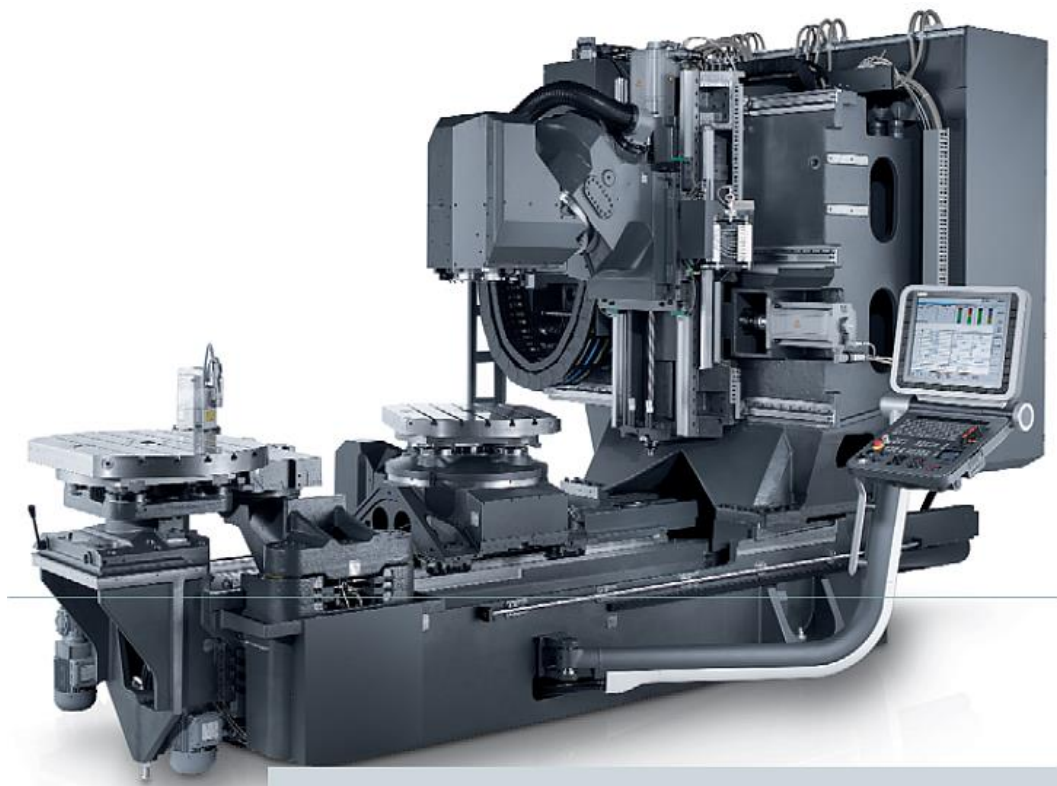
2. Cíl práce

Cílem této diplomové práce je návrh a konstrukční zpracování frézovacího vřetene s integrovaným pohonem, použitelným i pro soustružnické operace.

Pro frézovací operace by se parametry vřetene měly blížit hodnotám:

- maximální otáčky **15 000** [min⁻¹]
- maximální krouticí moment **300** [N·m] (v režimu S6).

Pro zajištění trvale správné polohy špičky nástroje při soustružení bude vřeteno vybaveno mechanismem zpevnění hřídele. Dalším požadavkem je minimalizace délky zástavby z důvodu instalace do dvouosé frézovací hlavy. Výsledná sestava pak bude použitelná na multifunkčních obráběcích strojích jak na bázi soustruhu, tak na bázi frézky (např. stroj DMU duoBLOCK od firmy DMG MORI, *Obr. 1* [1])



Obr. 1 - DMU duoBLOCK, DMG MORI [1]

3. Situace na trhu

Vřetena s integrovaným pohonem neboli elektrovřetena se na obráběcích strojích objevují čím dál častěji a hodnotami krouticích momentů postupně pronikají do oblastí, které byly donedávna výsadou pouze vřeten s mechanickými převody. Díky absenci převodových mechanismů se snižuje riziko vzniku vibrací. Maximální otáčky u vřeten s automatickou váženou nástroje se běžně pohybují v rozmezí 10 až 30 tis. [ot·min⁻¹], kdy hovoříme o vysokorychlostním obrábění (HSM – High Speed Machining).

Elektrovřetena jsou schopna dosahovat i mnohem vyšších otáček, a to až 90 tis. [ot·min⁻¹]. Velmi vysoké rychlosti otáčení jsou však nad rámec možností valivých ložisek, proto je nutné hřídel uložit jiným způsobem, jako například pomocí aktivních bezdotykových ložisek. Výhodou takového uložení je vysoká spolehlivost a dlouhá životnost [2].

3.1. Příklady strojů

Jak bylo řečeno v kapitole 2. *Cíl práce*, návrh vřetena je směřován pro použití na multifunkčních strojích na bázi soustruhu nebo frézky. Zde jsou pro představu uvedeny příklady strojů, jejichž vřetena mají parametry blízké cíleným parametrům navrhovaného řešení.

3.1.1. Multicut 630 - Kovosvit MAS

Multifunkční soustružnicko-frézovací centrum rozšiřuje technologické možnosti jednoho univerzálního stroje na více technologií (soustružení, závitování, zapichování, vrtání, vyvrtávání, frézování, frézování vaček, odvalování ozubení, broušení a měření). Standardně jsou tyto stroje vybaveny osou B, která přináší možnost mimoosého vrtání a pětiosého frézování. V případě vybavení protivřetenem umožňuje stroj komplexní obrábění dílců z obou stran [3].

Parametry frézovacího vřetená [3]

Maximální / jmenovité otáčky	12 000 / 2 100 [ot·min ⁻¹]
Jmenovitý / maximální krouticí moment	119 (S1) / 162 (S6 25 %) [N·m]
Výkon	25 (S1) / 34 (S6 25 %) [kW]
Upínací rozhraní	HSK-A63



Obr. 2 - MULTICUT 630, Kovosvit MAS [3]

3.1.2. DMU 125 FD duoBLOCK – DMG Mori

Pětiosé frézovací centrum schopné vykonávat i technologie soustružení a broušení. Díky vysoké tuhosti rámu stroje a obsáhlému systému chlazení výrobce udává objemovou přesnost obráběných dílců 13 μm. Stroj disponuje revolverovým zásobníkem nástrojů až s 453 pozicemi při minimálním zastavěném prostoru [4]. K dostání je několik variant vřeten pro technologické operace frézování - soustružení, z nichž byla dvě vybrána pro porovnání s cílenými parametry této práce.

Parametry frézovacích vřeten [4]
Varianta 1

Maximální / jmenovité otáčky	15 000 / 2 500 [ot·min ⁻¹]
Jmenovitý / maximální krouticí moment	86 (S1) / 130 (S6 40 %) [N·m]
Výkon	25 (S1) / 35 (S6 40 %) [kW]
Upínací rozhraní	HSK-A63

Varianta 1

Maximální / jmenovité otáčky	12 000 / 1 400 [ot·min ⁻¹]
Jmenovitý / maximální krouticí moment	187 (S1) / 288 (S6 40 %) [N·m]
Výkon	32 (S1) / 44 (S6 40 %) [kW]
Upínací rozhraní	HSK-A 100



Obr. 3 - DMU 125 FD duoBLOCK, DMG Mori [4]

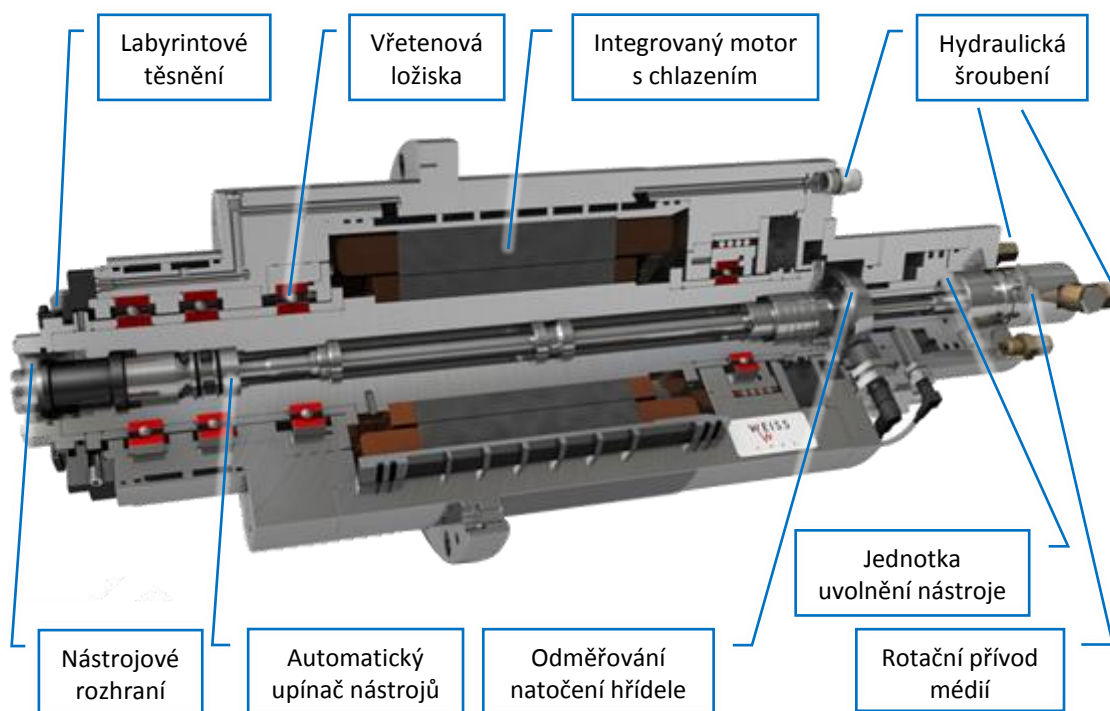
3.2. Dostupná elektrovřetena

Tato kapitola dává do souvislosti rámcové zadání práce a tržně dostupná řešení, neboť výrobců, kteří se zabývají vývojem a výrobou elektrovřeten, je na trhu celá řada. Za zmínku stojí německé firmy jako Kessler, GMN a Fischer nebo anglický CYTEC Systems. Současně má tato analýza doplnit další parametry zadání tak, aby výsledný návrh byl široce uplatnitelný a konkurenceschopný.

Vřetena jsou nabízena v širokých škálách lišících se především výkonovými parametry (krouticí moment a maximální dosahované otáčky). Tyto parametry jsou vzájemně protichůdné. S rostoucím požadavkem na maximální rychlost otáčení klesá dosažitelný krouticí moment a naopak. Dalšími sledovanými parametry jsou zástavbové

rozměry, především celková délka a průměr tubusu. Snahou výrobců je sjednotit vnější rozměry pro rozdílné výkonové parametry. V praxi to znamená možnost sdílení některých komponent mezi jednotlivými modely, a tudíž i snížení ceny vřetena. Díky tomu může výrobce obráběcích strojů osazovat své stroje různými vřeteny dle potřeb zákazníka, aniž by bylo nutné provádět konstrukční zásahy [2].

Současná elektrovřetena mohou disponovat paletami doplňkových funkcí. Jedná se například o teplotní čidla propojená se systémem chlazení hřídele, motoru a ložisek, Optimalizované mazání minimálním množstvím maziva (*MQL = Minimum quantity lubrication*) pro maximální otáčky a spolehlivost, odměřováním polohy hřídele pro automatickou výměnu nástrojů, senzorů teplotní dilatace pro úpravu předpětí ložisek, chlazení místa řezu středem nástroje a další.

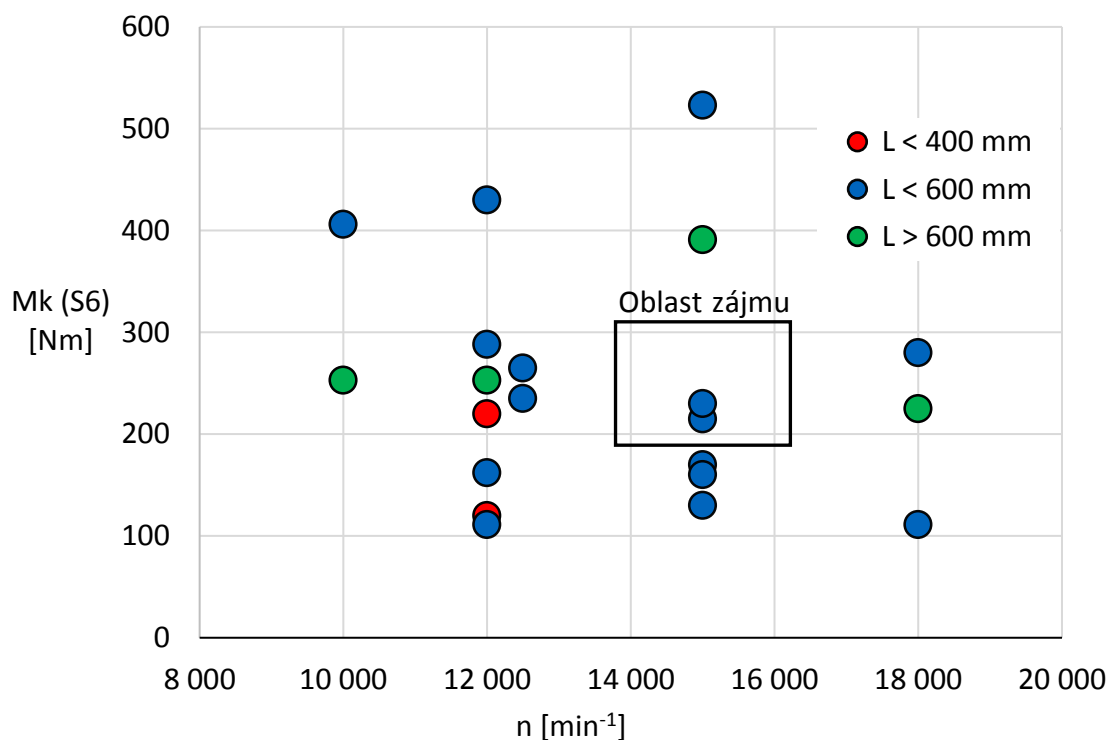


Obr. 4 - Řez frézovacím elektrovřetenem WEISS [5]

3.2.1. Přehled parametrů dostupných vřeten

Graf 1 zobrazuje na trhu dostupná elektrovřetena s výkonovými parametry (krouticí moment a dosažitelné otáčky) přibližně srovnatelnými s cílenými parametry této práce. Barevně jsou odlišeny délky vřeten.

Z grafu je patrné, že v oblasti cílových parametrů je nabídka velmi slabá, tudíž je možné zaujmout na trhu výhodnou pozici. Vřetena s maximálními otáčkami 15 000 [min⁻¹] dosahují krouticích momentů v režimu přetížení S6 nejvýše 230 [N·m]. Délka takových vřeten se pohybuje pod hranicí 600 [mm]. Aby bylo navrhované vřeteno konkurenceschopné, mělo by dosahovat krouticího momentu nejméně 250 [N·m] a maximálních otáček 15 000 [min⁻¹], přičemž délka vřetena by se měla pohybovat okolo 600 [mm]. Dosažení těchto parametrů je závislé především na parametrech dostupných vestavných elektromotorů.



Graf 1 - Přehled parametrů dostupných elektrovřeten - maximálních krouticích momentů a maximálních rychlostí otáčení

4. Hlavní komponenty

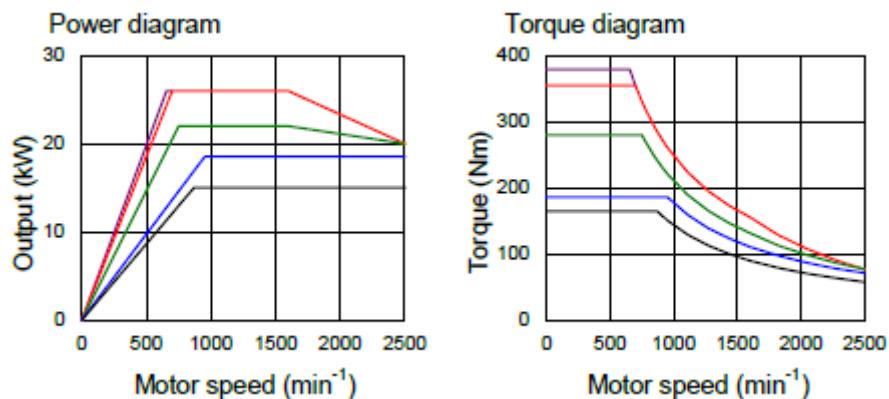
V této kapitole jsou rozebrány komponenty, které jsou klíčové pro dosažení vytyčených parametrů. Základem je volba dostatečně výkonného vestavného motoru. Následuje volba ložisek, která musí být schopna zachytit reakce od sil obrábění a také musí být schopna pracovat při maximálních otáčkách motoru. Volba typu a umístění zpevňovacího mechanismu pro soustružnické operace pak ovlivňuje zástavbové rozměry vřetena.

4.1. Vestavné motory

Pro pohon vřetena přicházejí v úvahu střídavé synchronní nebo asynchronní motory. Synchronní motory dosahují vyšších krouticích momentů oproti asynchronním při stejných rozměrech. Jednodušší je i přesné řízení polohy natočení. Na druhé straně vykazují větší vývin tepla, tudíž je nutné intenzivnější chlazení. Další nevýhodou je velikost indukovaného elektromotorického napětí rostoucího s rychlostí otáčení, které klade vysoké nároky na odbuzovací algoritmy frekvenčního měniče.

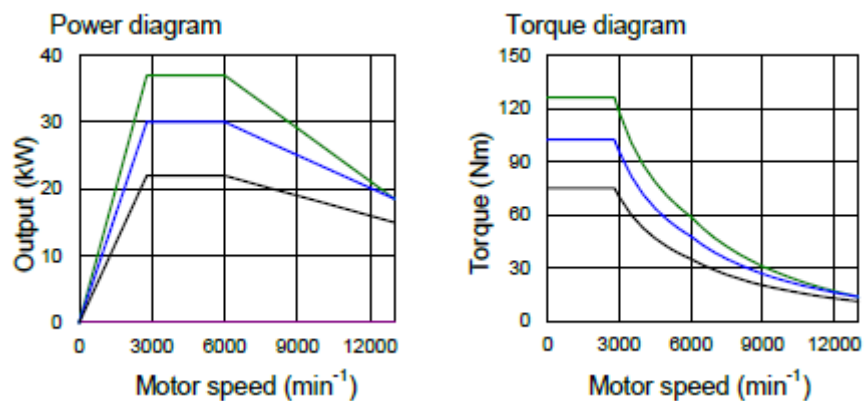
Zvláštností v pohonech elektrovřeten jsou vestavné asynchronní motory série Bil firmy Fanuc. Disponují možností přepínání vinutí mezi režimem „HIGH winding“ pro vysoké otáčky a nižší krouticí momenty, a režimem „LOW winding“ pro vysoké krouticí momenty a nižší otáčky. Například motor *Bil 160M/13000* dosahuje v režimu „LOW“ (*Graf 2*) maximálních otáček 2 500 [min⁻¹] a 165 [N·m] / 11,3 [kW] (S1). V režimu „HIGH“ (*Graf 3*) pak dosahuje maximálních otáček 13 000 [min⁻¹] a 75 [N·m] / 22 [kW] (S1) [6].

LOW winding



Graf 2 - Charakteristiky motoru Bil 160M/13000 v režimu LOW winding [6]

HIGH winding






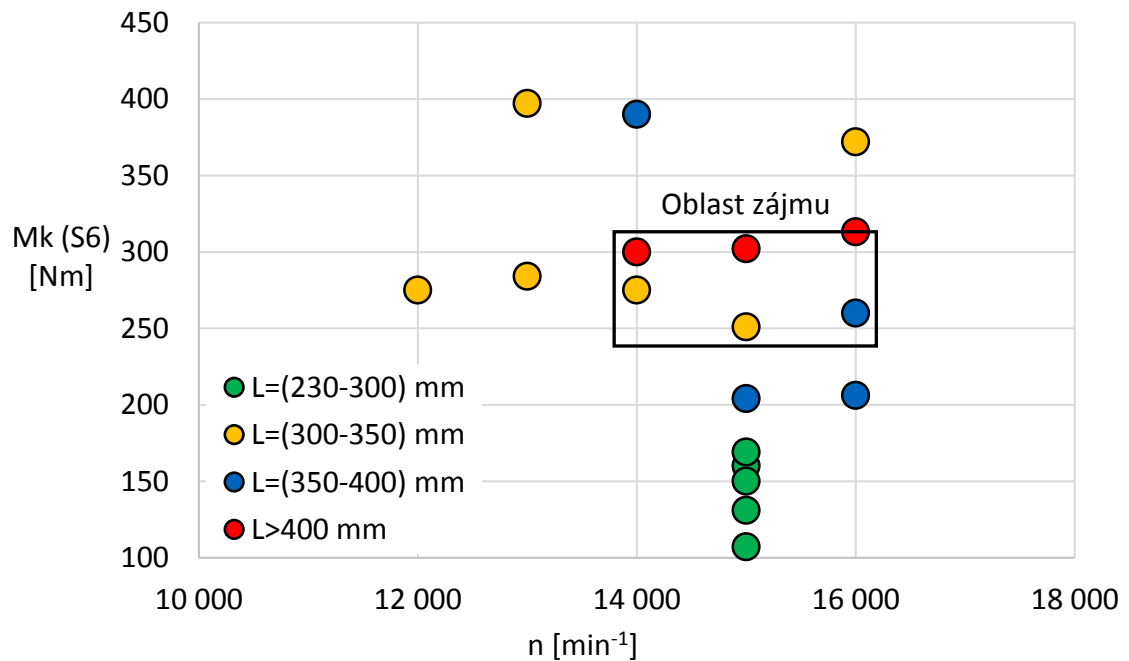
Graf 3 - Charakteristiky motoru Bil 160M/13000 v režimu HIGH winding [6]

4.1.1. Přehled parametrů vestavných motorů

Graf 4 vycházející z Tab. 1 zobrazuje na trhu dostupné vestavné elektromotory s výkonovými parametry (krouticí moment a dosažitelné otáčky) přibližně srovnatelnými s cílenými parametry této práce. Barevně jsou odlišeny délky motorů, neboť tento parametr zásadně ovlivňuje celkové zástavbové rozměry vřetene.

Tab. 1 – Přehled dostupných vestavných elektromotorů

Výrobce	Označení	Max. moment [N·m]	Max. otáčky [min ⁻¹]	Délka [mm]
 antriebtechnik und entwicklungs GmbH & Co. KG	DC 190 / 180 / 6	160	15 000	260
	DC 160 / 220 / 8	150	15 000	290
	DC 160 / 300 / 8	204	15 000	370
	Bil 112M/15000	131	15 000	272
	Bil 160M/13000	284	13 000	305
	Bil 112S/15000	107	15 000	237
	Bil 112M/15000	169	15 000	299
	Bil 112L/15000	251	15 000	350
	Bil 112LL/15000	302	15 000	414
	Bil 160M/13000	397	13 000	342
	Bil 160L/13000	589	13 000	421
	1FE1124-4WQ.1-6BA.	275	12 000	315
	1FE1124-4WN.1-6BA.	275	14 000	315
	1FE1106-4WN.1-.BA.	313	16 000	415
	1FE1105-4WN.1-.BA.	260	16 000	365
	1FE1106-4WR.1-.BA.	300	14 000	415
	1FE1125-4WN.1-.BA.	390	14 000	365
	1FE1096-4WN.1-6BA.	206	16 000	400



Graf 4 – Přehled parametrů dostupných vestavných motorů – maximálních krouticích momentů a maximálních rychlostí otáčení

Aby se délka navrhovaného vřetena pohybovala okolo 600 [mm], hledáme motor s délkou přibližně 300 [mm]. Zbylý prostor musí být vyhrazen pro ložiska, zpevňovací mechanismus, labyrintová těsnění aj. V úvahu tedy přicházejí pouze dva motory.

- **Siemens 1FE1124-4WN.1-6BA [7]**

Maximální otáčky	14 000 [min ⁻¹]
Krouticí moment	275 [N·m] (S6 40 %)
Délka motoru	315 [mm]

- **Fanuc Bil 112L/15000 [6]**

Maximální otáčky	15 000 [min ⁻¹]
Krouticí moment	250 [N·m] (S3 10 %)
Délka motoru	350 [mm]

4.2. Ložiska

K uložení vřetene do vřeteníku a zachycení sil z obráběcího procesu se nejčastěji používají vysoce přesná valivá ložiska. K dostání jsou od výrobců jako FAG, SKF, NSK nebo GMN. Důvody použití valivých ložisek jsou zejména vysoká tuhost, nízký součinitel tření a jednoduchá vyměnitelnost. Ložiska mohou být s bodovým stykem (kuličková) nebo čárovým stykem (válečková, kuželíková, soudečková, jehlová). Z mnoha konstrukčních provedení valivých ložisek se ve vřetenech nejčastěji používají kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Mohou totiž pracovat při vysokých otáčkách a zároveň jsou schopna přenášet axiální síly. Dalšími hojně používanými typy jsou válečková a kuličková radiálně-axiální ložiska. Následující část je zpracována s ohledem na použití vřetenových ložisek firmy FAG.



Obr. 5 - Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem, dvouřadé válečkové a kuličkové radiálně-axiální ložisko, INNA FAG [8]

4.2.1. Materiály

Základem správné funkce ložiska je výběr kvalitního materiálu. Standardním materiálem ložiskových kroužků je velmi kvalitní legovaná ocel 100Cr6 s vysokou odolností vůči korozi. Pro velmi náročné aplikace nabízí FAG ložiska s kroužky z materiálu Cronidur 30. Taková ložiska nesou označení X-life. Oproti standardně používané ložiskové oceli má Cronidur 30 mnohem jemnější strukturu a vyšší tvrdost, což má za následek menší vývin tepla a větší přípustné napětí v místě dotyku. Ložiska X-life mohou pracovat při vyšších otáčkách a vykazují delší životnost maziva. Dosahovaná únavová životnost pak několikanásobně překračuje výpočtové hodnoty, takže může být uvažována prakticky trvalá životnost [8].

U vřeten je dnes velmi rozšířené používání tzv. hybridních ložisek, kdy jsou ocelové valivé elementy nahrazeny keramickým materiálem. Nejlepších parametrů dosahuje nitrid křemíku. Sníží se tak vzájemné tření mezi dotýkajícími se částmi, nižší hustota nitridu křemíku znamená menší hmotnost, a tedy menší odstředivé síly působící na valivá tělesa. Díky nižšímu součiniteli tepelné roztažnosti nedochází k výrazné změně předpětí vlivem teplotních změn v ložisku [8].

Ložiskové klece, sloužící především pro oddělení a rovnoměrné rozmístění valivých těles, mohou být vyrobeny z několika materiálů. Fenolická pryskyřice zesílená bavlněnou tkaninou je standardním materiálem pro vysoce přesná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Schopností absorbovat olej napomáhá mazání kontaktu klece

a valivého tělesa. Jedná se o lehký materiál schopný odolávat velkým setrvačným silám a provozním teplotám do 120 [°C]. Pro náročnější aplikace s vyššími rychlostmi otáčení a vyššími teplotami se používá polyetereterketon (PEEK) zesílený skelnými nebo uhlíkovými vlákny, chemicky odolný materiál bez známek stárnutí. Masivní mosazné klece, odolné vůči běžně používaným mazivům a teplotám do 250 [°C] se používají u válečkových nebo obousměrných axiálních kuličkových ložisek, schopných přenášet velká zatížení [9].

4.2.2. Mazání ložisek

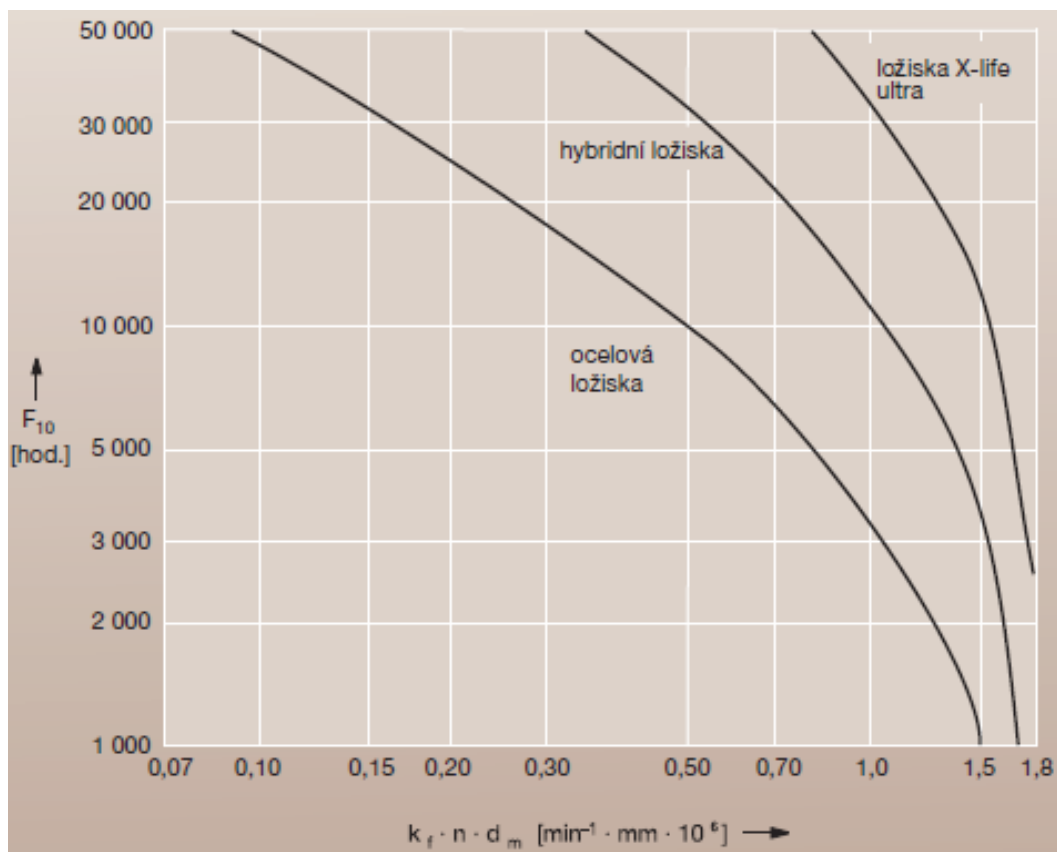
Hlavním předpokladem pro dostatečnou trvanlivost, chod bez opotřebení a nízkou hladinu vibrací je mazací film oddělující valivé elementy od oběžných drah. K tomu je zapotřebí zvolit metodu mazání odpovídající požadovaným otáčkám a mazivo se správnými vlastnostmi [8].

Plastická maziva

Plastická maziva jsou nejčastěji používaným způsobem mazání. Hlavní výhody jsou trvanlivost maziva po celou dobu životnosti ložiska, nižší náklady na systém a jednodušší zapracování do konstrukce. Díky utěsněné konstrukci zadržující mazivo uvnitř ložiska je vnitřní prostor chráněn před nečistotami zvenčí, což snižuje nároky na manipulaci a montáž [8].

Trvanlivost tuku je v mnoha aplikacích rozhodujícím faktorem životnosti ložiska oproti únavové životnosti. Trvanlivost tuku závisí na druhu tuku, jeho množství, typu ložiska, otáčkách, teplotě a provozních poměrech. Trvanlivost tuku v závislosti na otáčkách udává *Graf 5*, kde F_{10} je trvanlivost tuku [hod], k_f součinitel typu ložiska, n otáčky [min^{-1}] a d_m roztečný průměr ložiska [mm] [8].

Po uvedení do provozu je nutné správné rozložení tuku v ložisku. FAG doporučuje zařazení záběhového režimu složeného ze start – stop cyklů při různých otáčkách a době provozu. Při tom jsou velmi důležité přestávky mezi jednotlivými běhy, kdy dochází k vyrovnávání teplot. Záběhový režim je možné ukončit ve chvíli, kdy je dosažena stabilní teplota ložiska [8].

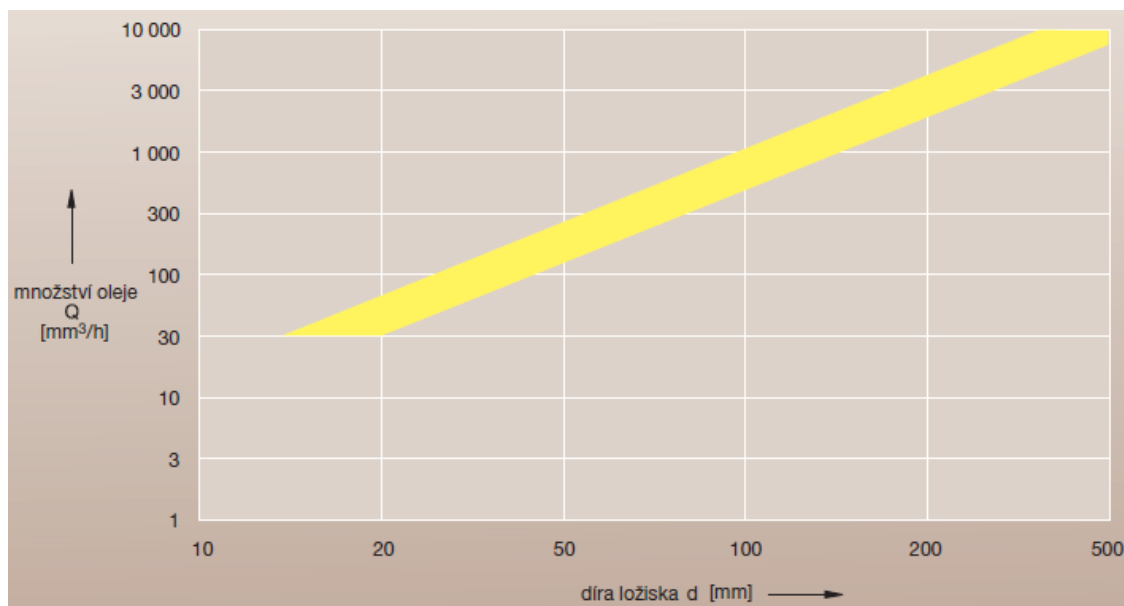


Graf 5 - Trvanlivost tuku v závislosti na otáčkách [8]

Mazání minimálním množstvím oleje

Mazání minimálním množstvím oleje (směsí olej-vzduch) se používá v případech, kdy jsou otáčky příliš vysoké pro mazání tukem. Pro správnou funkci postačí, když jsou všechny valivé a kluzné plochy pouze navlhčeny olejem. Spotřeba maziva tak činí řádově 100 [mm³·h⁻¹]. Díky tomu jsou v ložisku minimalizovány třecí ztráty [8].

Pro mazání se používají oleje s dle označení ISO VG 68 + EP. Číslo udává jmenovitou viskozitu při 40 [°C], zkratka EP pak přísady *Extreme Pressure*. Množství oleje pro tento způsob mazání udává Graf 6 [8].



Graf 6 - Množství oleje pro mazání vřetenových ložisek FAG systémem olej-vzduch [8]

Mazání směsí olej-vzduch zajišťují automatické mazací systémy dostupné od výrobců jako např. SKF nebo TriboTec. Ty zaručují dodávku přesného množství maziva ve správných intervalech. Kromě snížení třecích ztrát a optimalizace životnosti ložisek přinášejí automatické systémy další výhody v podobě úspory nákladů na opravy, zvýšenou spolehlivost strojů, snížení nákladů na mazivo, a tedy i snížení dopadu na životní prostředí. [12]

Systémy fungují tak, že proud stlačeného vzduchu protahuje jednotlivé kapky oleje úzkou trubičkou. Ty se rozvinou do olejového proužku, který je dopravován k mazanému ložisku. Tryska pak neustále dodává ložisku olej ve formě jemných kapek, přičemž nosný vzduch odchází z prostoru prakticky bez oleje. Součástí systému SKF je odměřovací jednotka se zabudovanými pístovými dávkovači (např. model OLA72) nebo kompaktní jednotka se zubovým čerpadlem a sadou regulačních ventilů, spínači a řídicí jednotkou (např. OLA02) [13].



Obr. 6 - Mazací jednotka SKF OLA02 [13]

Parametry mazací jednotky OLA02 [13]

Objem zásobníku:	3 l
Dodávaný průtok:	0,2 l; 0,24 l/min
Provozní tlak:	30 +1/-2 bar
Provozní teplota:	+10 až 40 °C

Řídící jednotka

Označení modelu:	IG54-20-S4-I
Doba intervalu:	1 až 99 min, tovární nastavení 10 min
Frekvence spínání:	200/min

4.3. Systém pro automatické upnutí nástroje

V důsledku snahy o zkracování nevýrobních časů a automatizaci výroby musí být systém výměny a upnutí nástroje jednoduchý, rychlý a spolehlivý. Spojení musí být dostatečně tuhé a musí zaručit přenos krouticího momentu z vřetena na nástroj.

Pro zaručení vystředění nástrojového držáku ve vřetenovém hřídeli se používají nástrojové kužele. Velmi často používaným rozhraním jsou nástrojové držáky se **strmým kuželem ISO**, vyznačující se jednoduchostí na výrobu, poměrně velkými rozměry

a menšími pořizovacími náklady. Díky výrobním tolerancím se vyznačují zhoršenou přesností upnutí v axiálním směru, protože držák dosedá do hřídele pouze v místě kužele. [15]



Obr. 7 – Upínací rozhraní se strmým kuželem ISO [16]

Oproti tomu systém **HSK** (hollow-shaft taper), vyvinutý v rámci výzkumného projektu na RWTH Aachen University, kombinuje současný dotyk na kuželové i čelní (přírubové) ploše. Díky tomu je zaručena vysoká opakovatelná přesnost upnutí nástroje, a tedy i přesné obrábění dílců. Kratší a lehčí konstrukce umožňuje větší rychlost výměny nástroje, a tedy zkrácení neproduktivních časů výroby. Vzhledem k velké tuhosti a optimálnímu přenosu krouticího momentu se jedná o ideální rozhraní pro těžké obrábění [17].



Obr. 8 - Upínací rozhraní se systémem HSK [17]

Rotační jednotka je mechanická komponenta umožňující přenos tekutinových (příp. tukových) médií ze stacionární části do rotujícího hřídele. Může se jednat o přenos hydraulického oleje pro uvolnění nástroje, stlačeného vzduchu pro očištění rozhraní během výměny nástroje, chlazení pro přívod středem nástroje, MQL mazání nebo chlazeného kapalného CO₂ pro kryogenní obrábění.

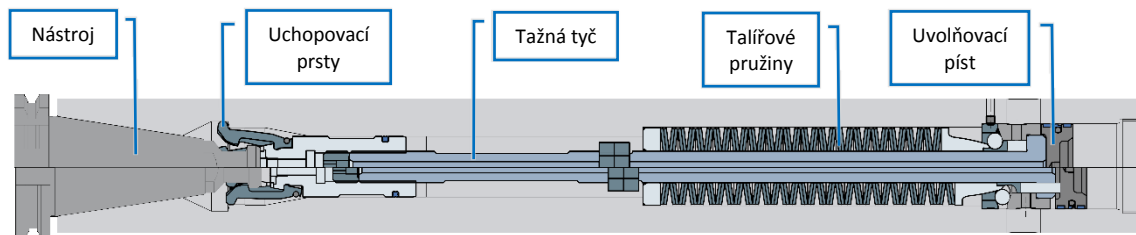


Obr. 9 - Rotační jednotka OTT Jakob [18]

Princip funkce

Nástrojový držák je ve vřetenovém hřídeli držen uchopovacími prsty, které jej prostřednictvím tažné tyče, na níž působí sada talířových pružin, vtahují do kuželu rozhraní. Tažná síla je dále násobena úhlovou konstrukcí upínacího kroužku a dutiny hřídele na řádově desítky [kN]. K uvolnění nástroje dochází přivedením tlaku na píst

umístěný na opačném konci tažné tyče. Tím dojde ke stlačení talířových pružin, rozevření uchopovacích prstů a vysunutí nástroje s řízeným zdvihem [19].



Obr. 10 - Schéma automatického upínacího systému nástrojů [16]

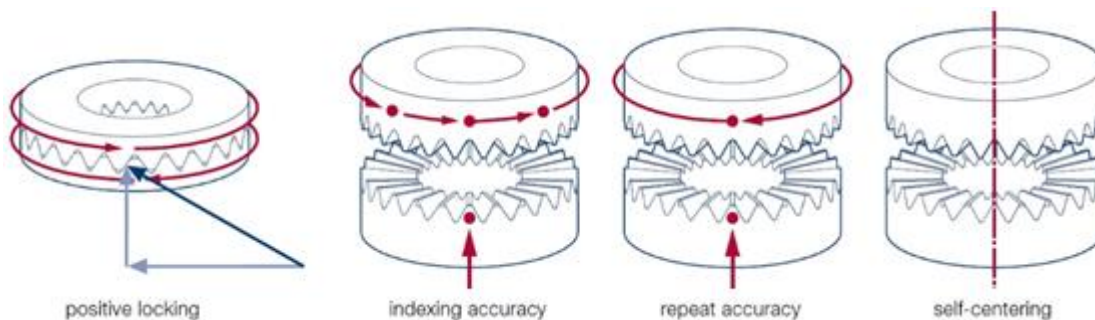
Automatické upínací systémy nástrojů jsou k dostání např. od výrobců OTT Jakob Spanntechnik GmbH, Röhms GmbH nebo Berg & Co. GmbH Spanntechnik.

4.4. Zpevňovací mechanismus

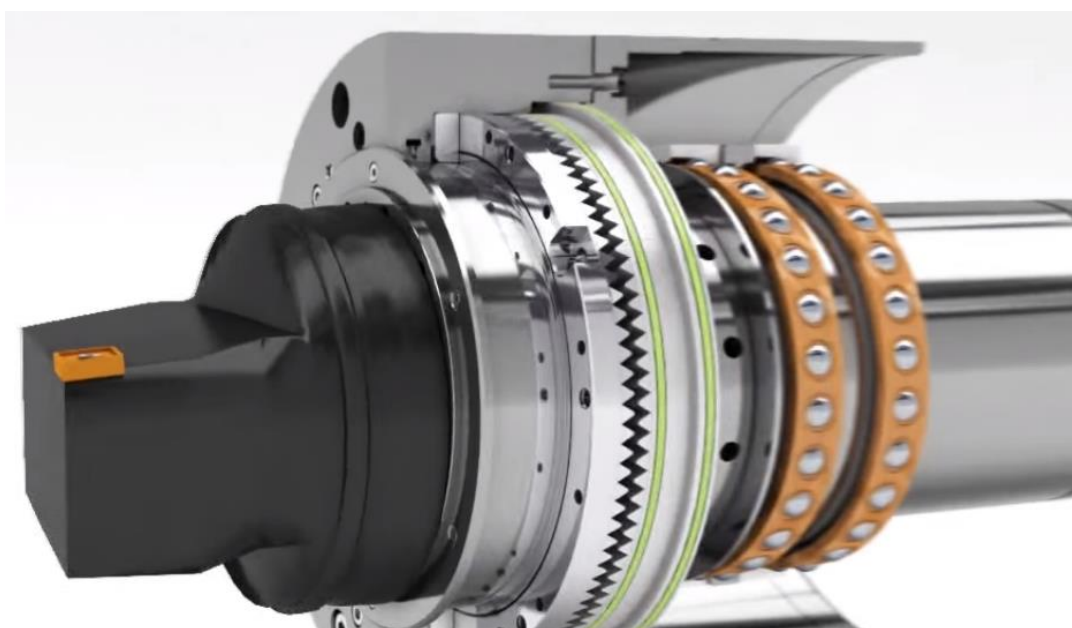
Zpevňovací mechanismus hřídele vřetena zajišťuje hřídel proti otáčení. Tím je zaručena trvale správná poloha špičky nástroje při soustružnických operacích. Pokud je tento mechanismus umístěn před přední sadou ložisek, uzavírá se přes něj silový tok z obráběcího procesu a díky tomu jsou ložiska odlehčena. Principů zpevnění vřetene je několik.

4.4.1. Hirthovo ozubení

Hirthovo ozubení je samostředící bezvůlová čelní spojka s radiálním ozubením. Používá se především pro aretace otočných stolů nebo indexovaných frézovacích hlav. Velikostně se pohybují s průměry od 50 do 900 [mm] s 12 až 720 zuby. Díky velké stykové ploše je schopno přenášet velké krouticí momenty při relativně krátké zástavbě. Pro zajištění pohybu kroužku a vyvození axiální síly se využívá tlak hydraulické kapaliny v kombinaci s vratnými pružinami [11]. Jedná se však o pohyblivý člen. V jeho uložení tedy musí být alespoň minimální vůle, která může snižovat výslednou přesnost obráběného dílce.



Obr. 11 - Princip Hirthova ozubení [20]



Obr. 12 - Hirthovo ozubení použité na vřetenu firmy GMN [21]

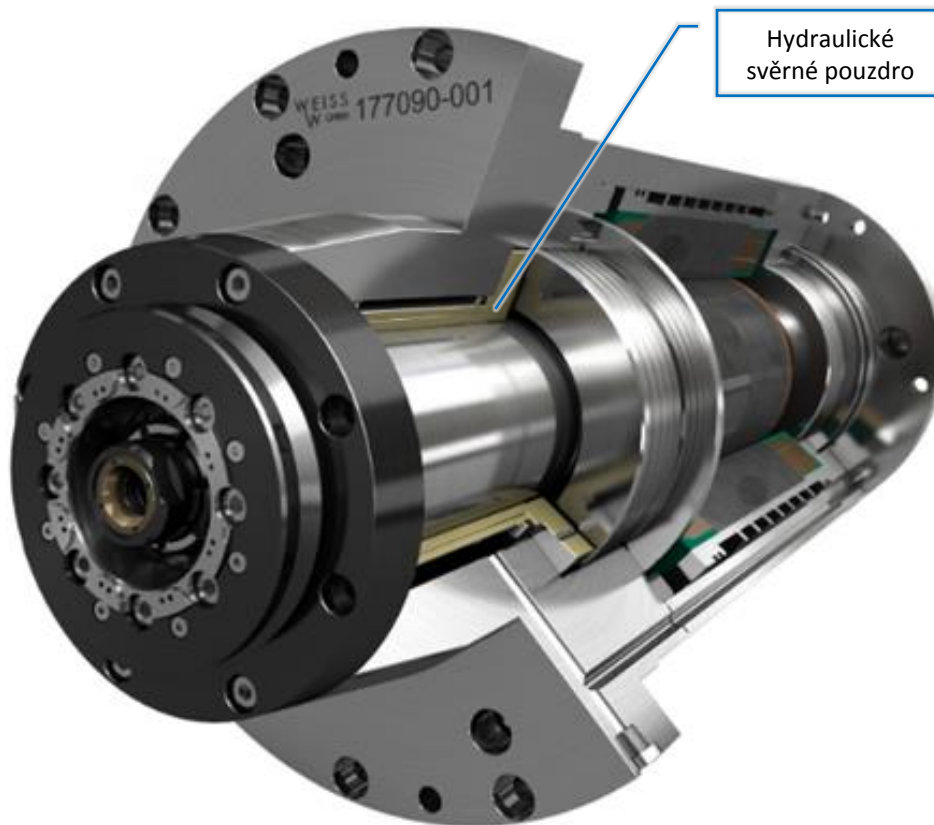
4.4.2. Hydraulické svěrné pouzdro

Další možností aretace hřídele vřetena je pomocí hydraulického svěrného pouzdra. Jedná se o pružný kovový válec s vložkami ze syntetických materiálů. Válec se fixuje to pevné části mechanismu obvykle pomocí šroubů, pohyblivá část (hřídel) prochází skrze pouzdro. Působením hydraulického oleje na stěny pouzdra dojde k jeho elastické deformaci a následkem zvýšení tření mezi stykovými plochami se zablokuje pohyb hřídele. Výhodou tohoto systému je zejména absence pohyblivých částí a krátká

reakční doba. Moment zpevnění M_Z je závislý na tlaku přiváděného média, rozměrech a na součiniteli tření mezi svíranými povrchy. Lze jej přibližně určit dle vztahu

$$M_Z = \pi \cdot \frac{D_p^2}{2} \cdot l_p \cdot p_m \cdot f \text{ [N} \cdot \text{m]}, \quad (4.4.2.1)$$

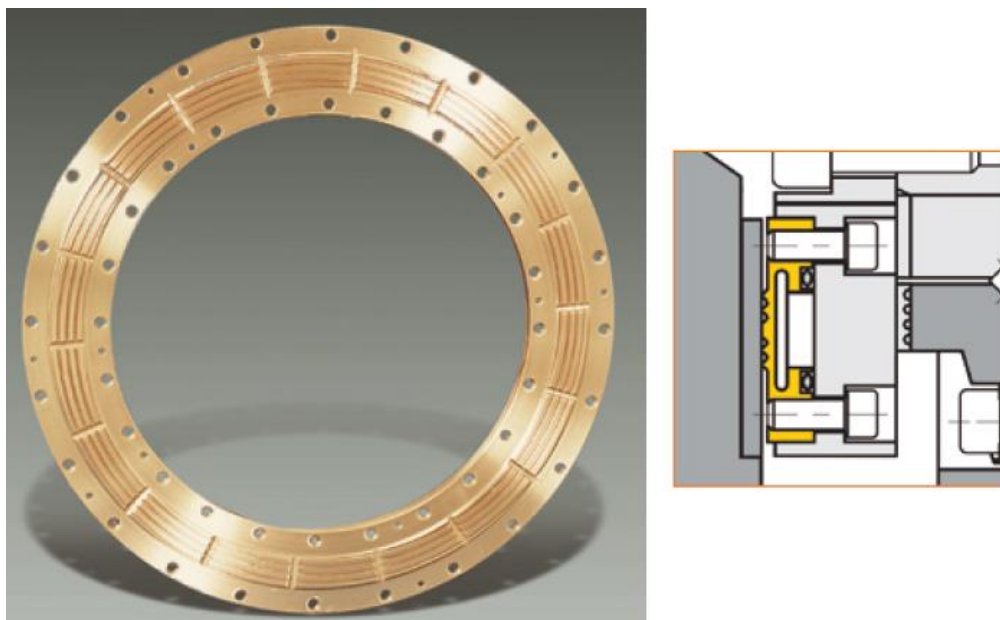
kde D_p [m] je průměr pouzdra/hřídele, l_p [m] je délka stykové plochy, p_m [N·m⁻²] tlak přiváděného média a f [-] součinitel tření [22].



Obr. 13 - Hydraulické svěrné pouzdro pro zpevnění hřídele vřetena [23]

4.4.3. Hydraulický přítlační prsteneček

Pro aretaci hřídele vřetena je také možné použít princip kotoučové brzdy. Firma Kostyrka GmbH nabízí kromě výše popsaných svěrných pouzder také ploché aretační elementy. Jedním z nich je tzv. *Clamping Ring* - bronzový prsteneček, který se působením tlaku hydraulické kapaliny deformuje a vyvine tak přítlačnou sílu na brzdící kotouč. Tato normálová síla způsobí mezi opačnou stranou kotouče a stykovou plochou tečnou třecí sílu, která na středním poloměru stykových ploch vyvolá brzdný moment. Prstence se využívají především pro aretaci otočných a naklápěcích stolů nebo os frézovacích hlav [24].

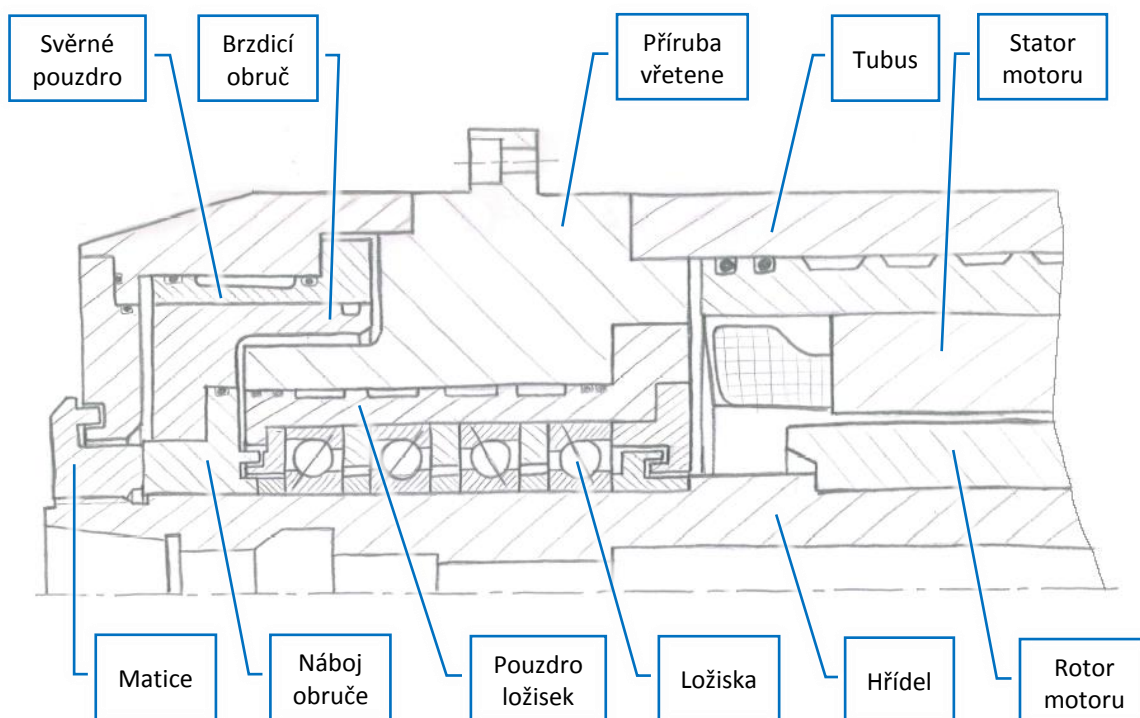


Obr. 14 – Bronzový prsteneček firmy Kostyrka GmbH [24]

5. Návrhy řešení

Vzhledem ke skutečnosti, že základní konstrukční uspořádání elektrovřetene je poměrně jasně definované, omezuje se tato kapitola především na výběr typu a umístění zpevňovacího mechanismu pro fixaci hřídele proti otáčení. Zásadním předpokladem je použití deformačního prvku a zavržení pohyblivých mechanismů (např. Hirthova ozubení), vykazujících nežádoucí vůle v uložení. Tyto vůle by při silovém zatížení mohly způsobit mírnou změnu polohy špičky nástroje a tím snížit výslednou přesnost obrábění.

5.1. Varianta 1 – Svěrné pouzdro

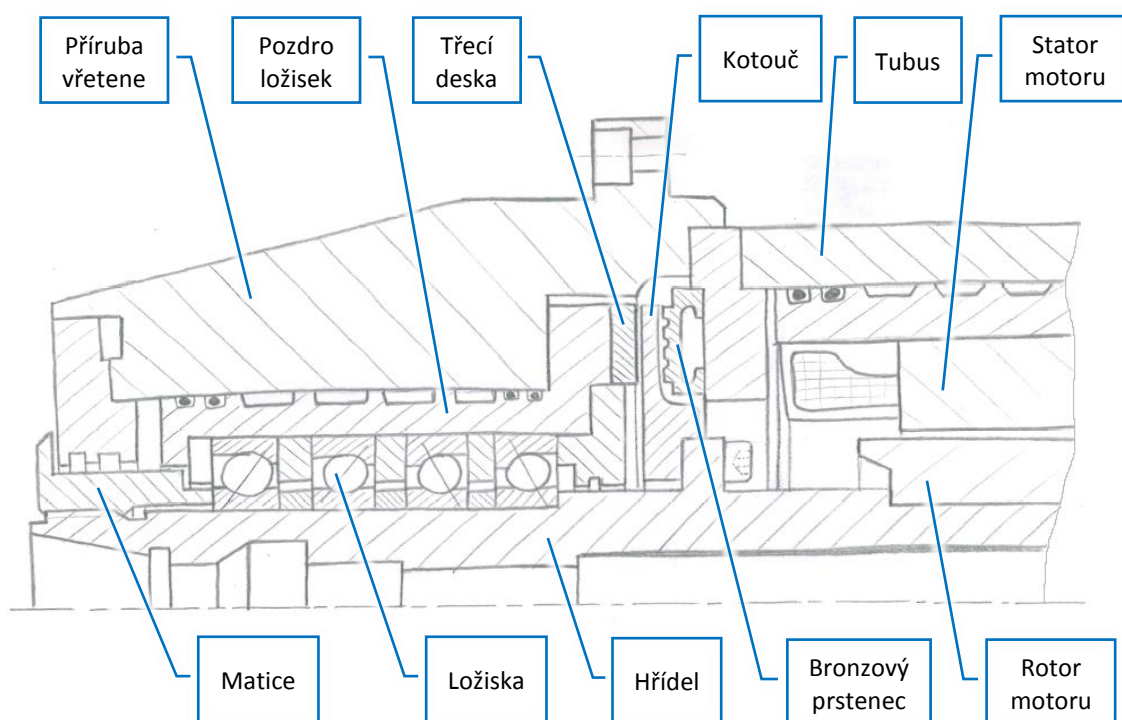


Obr. 15 - Skica varianty se svěrným pouzdem

První varianta využívá pro aretaci vřetenového hřídele hydraulické svěrné pouzdro. Aby se příliš nezvětšovala délky vřetena, nepůsobí pouzdro přímo na hřídel, ale na brzdicí obruč spojenou s hřídelem. Vlivem působení na větším průměru se dosáhne většího momentu sevření, dle předběžných výpočtů více než 2 500 [N·m]. Díky umístění v přední části vřetene nevstupují síly z obráběcího procesu přímo do ložisek, ale jsou přenášeny přes tubus do vřeteníku. Během soustružnických operací by tak

ložiska nebyla vystavena velkému statickému zatížení. Nevýhodou tohoto řešení je zejména velký průměr přední části vřetene, znamenající zhoršený přístup při obrábění dutin nebo jiných tvarově komplikovaných prvků. Dalším značným problémem je možné stékání maziva z přední sady ložisek mezi třecí plochy zpevňovacího mechanismu při naklonění vřetene do svislé polohy. Během soustružení by tak mohlo dojít k prokluzu hřídele s nástrojem, což by mělo za následek zničení nástroje a možné poškození samotného vřetene.

5.2. Varianta 2 – Kotoučová brzda



Obr. 16 - Skica varianty s kotoučovou brzdou

Druhá varianta má přední sadu ložisek umístěnou co nejbližší k čelu vřetenového hřídele pro minimalizaci reakčních sil. Aretační mechanismus využívá plochý hydraulicky ovládaný bronzový prstenec působící na kotouč pevně spojený s hřídelem. Přitlačením kotouče k desce s vyšším součinitelem tření dojde k vyvození brzdného momentu. Umístění aretace je až za sadou ložisek, z důvodu zmenšení průměru přední části vřetene a zlepšení průchodnosti při obrábění tvarově složitějších dílců. Na druhé straně nedochází k odlehčení předních ložisek při soustružnických operacích a je zapotřebí pečlivě provést statickou kontrolu sady. Oproti předchozímu návrhu je aretační mechanismus lépe oddělen od prostoru ložisek, zejména při naklonění vřetene do svislé

polohy, kdy přebytečné mazivo stéká dolů a je odsáváno lekážními kanály. Nehrozí tedy průnik maziva mezi brzdící plochy a selhání funkce zpevnění vřetene.

5.3. Výběr varianty

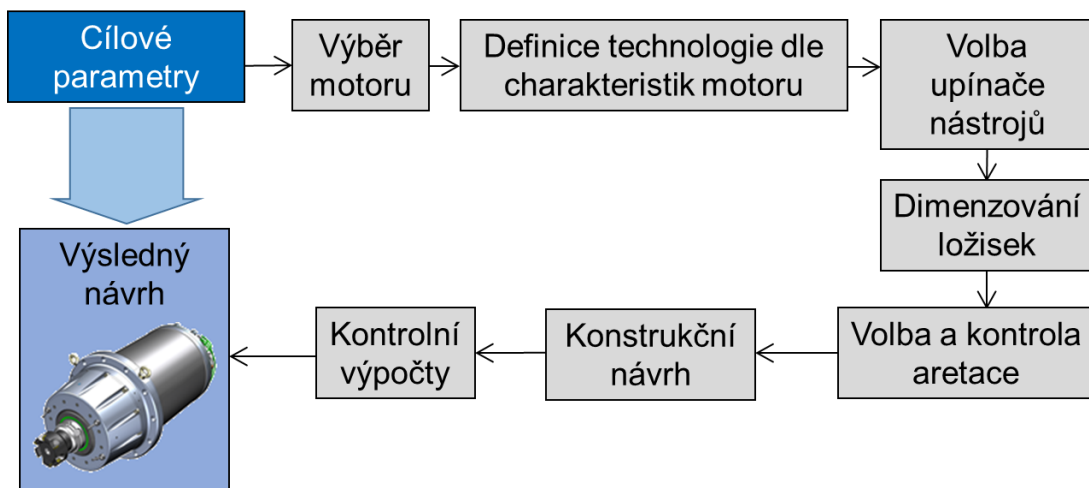
Výhodami první varianty jsou především vysoký brzdný moment svěrného pouzdra a odlehčení přední sady ložisek při soustružnických operacích. Nevýhodami jsou velké zástavbové rozměry přední části vřetene, komplikovanější montáž (zejména spojení brzdící obruče s hřídelem) a velké riziko průniku maziva mezi stykové plochy aretačního mechanismu.

Popsané nevýhody první varianty jsou naopak silnými stránkami varianty druhé. Sestava je jednodušší s menším počtem výrobně náročných dílců, zástavbové rozměry jsou příznivější a konstrukční labyrintové prvky mnohem lépe zabrání průniku maziva mezi kotouč a třecí desku. Dostatečně velkého brzdného momentu lze dosáhnout správnou volbou rozměrů hydraulického prstence, velikosti tlaku hydraulického média pro jeho aktivaci a kombinace materiálů disku a třecí desky s vysokým součinitelem tření. Absenci odlehčení ložisek při soustružnických operacích je možné řešit uspořádáním ložisek do sady s vysokou statickou únosností. Poté se provozuschopnost ověří výpočtem statického bezpečnostního faktoru ložisek na základě sil z obrábění dle příslušných technologických parametrů.

Výše popsané důvody vedou k rozhodnutí pro zpracování varianty 2 s hydraulicky ovládaným plochým bronzovým prstencem a kotoučem spojeným s vřetenovým hřídelem.

6. Konstrukční zpracování

Postup konstrukčního zpracování elektrovřetene je schematicky naznačen na Obr. 17. Na základě cílových parametrů byl vybrán vestavný motor. Podle jeho výkonových charakteristik byly definovány technologie obrábění, ze kterých vyplývá silové zátěžné spektrum. Dle dosahovaných parametrů motoru byl zvolen příslušný systém automatického upnutí nástroje. Ložiska byla dimenzována dle silového zatížení s přihlédnutím k zástavbovým rozměrům upínacího systému. Následně byl navržen systém aretace vřetenového hřídele proti pootočení při soustružnických operacích a výpočtem ověřena jeho funkčnost. Poté byl vytvořen konstrukční návrh v podobě 3D modelů v software Siemens NX a provedeny příslušné kontrolní výpočty.



Obr. 17 - Schéma postupu konstrukčního zpracování

6.1. Výběr vestavného motoru

Jak již bylo řečeno v kapitole 4.1 *Vestavné motory*, požadavkům na zástavbové rozměry a výkonové parametry se nejvíce přibližují synchronní motor **Siemens 1FE1124-4WN31-6BA** a asynchronní motor **Fanuc Bil 112L/15000**. Srovnání parametrů těchto motorů je uvedeno v Tab. 2. Barevně je zvýrazněn vždy výhodnější parametr porovnávané dvojice.

Tab. 2 - Porovnání parametrů motorů Siemens a Fanuc

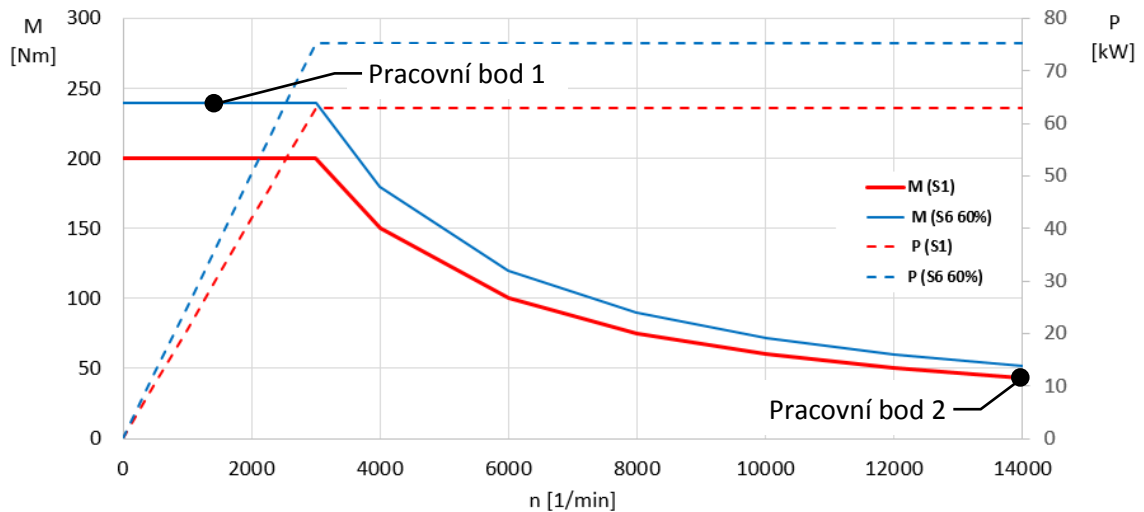
Parametr	Siemens	Fanuc
Maximální otáčky [min^{-1}]	14 000	15 000
Maximální krouticí moment [N·m]	275 (S6 40 %)	250 (S3 10 %)
Výkon [kW]	63	26,4 / 44,4
Průměr motoru [mm]	270	200
Délka motoru [mm]	315	350
Srovnání (počet výhod)	3	2

Na základě srovnání parametrů byl pro pohon vřetene zvolen motor Siemens. Oproti cíleným parametrům práce jsou maximální otáčky nižší, což je ale kompenzováno dosahovaným krouticím momentem, který je v režimu přetížení S6 25 % až 315 [N·m]. Zástavbové rozměry jsou také relativně příznivé. Další výhodou volby motoru značky Siemens je skutečnost, že řídicí systém od tohoto výrobce je jeden z nejčastěji používaných v oblasti obráběcích strojů. Taková kombinace pak zaručuje méně problémů s řízením motoru a snazší komunikaci této dvojice. Další technické parametry jsou uvedeny v Příloze 1.



Obr. 18 - Vestavný motor Siemens Simotics M-1FE1 [25]

Motor sestává ze dvou celků – statoru a rotoru. Stator tvoří chladičho pouzdro, v němž je umístěno vinutí zalité v izolační ochranné vrstvě, včetně dvou teplotních senzorů Pt1000. Montován bude do tubusu se středěním a zajištěn šesti šrouby M8. Rotor s permanentními magnety bude nalisován přímo na vřetenový hřídel.



Graf 7 - Momentové a výkonové charakteristiky motoru Siemens [25]

Podle charakteristik motoru, uvedených v *Grafu 7* a dále v *Příloze 2*, byly vybrány dva pracovní body pro určení referenčních obráběcích podmínek, výpočet středních silových poměrů zatěžujících vřeteno a dimenzování ložisek. **Pracovní bod 1** definuje silové obrábění, motor přitom pracuje v režimu S6 60 % přetížení. Zbylých 40 % pracovního cyklu tvoří **Pracovní bod 2**. Zde se jedná o vysokorychlostní obrábění. Srovnání parametrů pracovních bodů je uvedeno v *Tab. 3*. Technologie soustružení, kdy je motor zastaven a může se ochlazovat, není v této fázi uvažována a je brána jako nadstavbová. Tím se určení silového zatížení pohybuje více na straně bezpečnosti.

Tab. 3 - Srovnání parametrů pracovních bodů

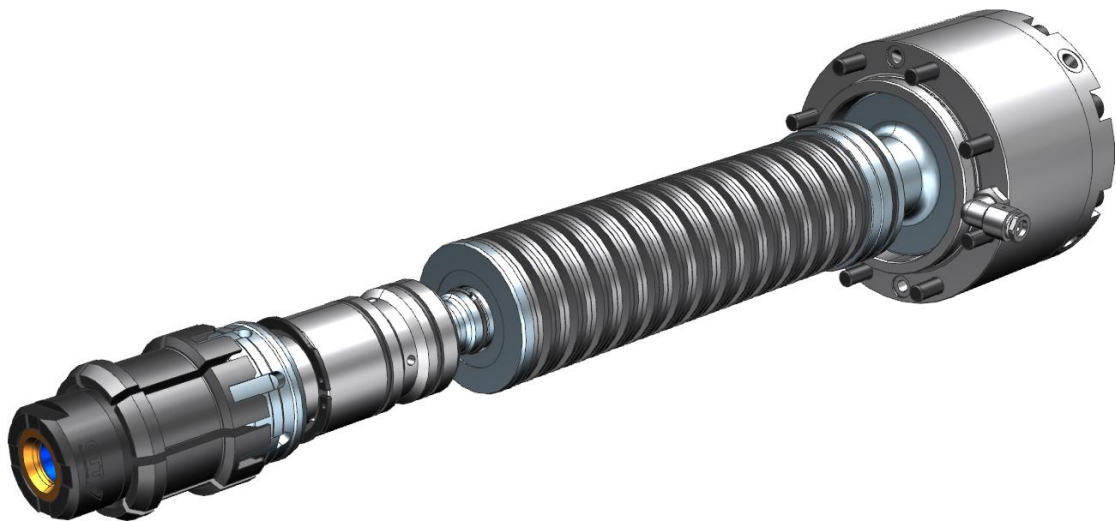
Parametr	Pracovní bod 1 silové obrábění	Pracovní bod 2 rychlostní obrábění
Obráběný materiál	Ocel	Dural
Krouticí moment [N·m]	240	42
Rychlost otáčení [min^{-1}]	1 270	14 000
Poměrné využití v pracovním cyklu	60 %	40 %

Zvolené pracovní body jsou základem pro kapitolu *6.3 Dimenzování ložisek*, kde je z vypočtených řezných sil stanoveno ekvivalentní zatížení vřetena klíčové pro samotný návrh ložisek.

6.2. Systém automatického upínání nástroje

Pro upnutí obráběcího nástroje byl zvolen automatický systém od výrobce OTT Jakob. Dle katalogu *OTT Spanntechnik – Automatic tool clamping* [26] vyhovuje maximálním dosahovaným parametrům vybraného motoru pouze systém HSK100-A s maximální přípustnou rychlostí otáčení $15\,465\text{ [min}^{-1}\text{]}$ a maximálním přípustným krouticím momentem $364\text{ [N}\cdot\text{m]}$.

Konfigurace vnitřního uspořádání byla řešena ve spolupráci s dodavatelem systému. O uvolnění nástroje se stará separátní hydraulicky ovládaná uvolňovací jednotka montovaná na samostatnou stacionární přírubu v zadní části vřetene. Do této jednotky je pak zasazen jednokanálový rotační přívod chlazení řezu středem nástroje za rotace a stlačeného vzduchu pro ofuk kuželové dutiny během klidového stavu. Součástí uvolňovací jednotky je dále pomocný MSU Sensor System, monitorující indukčním senzorem pozici tažné tyče a ovládacího pístu. Díky tomu je schopen rozpoznat tři stavy upínače – uvolněno, upnuto s nástrojem, upnuto bez nástroje. Tato informace je důležitá pro komunikaci s manipulátorem provádějícím automatickou výměnu nástroje. Zabraňuje předčasnému vytahování nástroje manipulátorem z vřetene nebo rozběhu vřetene s nesprávně upnutým nástrojem. Po obdržení informace o správném upnutí nástroje může být vydán povel k rozběhu bez časových zpoždění, což přispívá k minimalizaci vedlejších neproduktivních časů [27].



Obr. 19 – Použitý systém automatického upínače nástrojů OTT Jakob [26]

Volba upínacího systému musí předcházet návrhu ložisek, protože přímo určuje minimální průměry vřetenového hřídele. Podle toho je možné uvažovat ložiska příslušných rozměrových řad a vyšších.

6.3. Dimenzování ložisek

Na základě pracovních bodů stanovených v kapitole 6.1, byly zvoleny adekvátní rozměry nástrojů pro výpočet sil z obráběcího procesu a dopočítány příslušné řezné podmínky.

Silové obrábění

Obráběný materiál	Ocel
Měrný řezný odpor materiálu k_{c1}	2 000 [N·mm ⁻²]
Krouticí moment M_1	240 [N·m]
Rychlost otáčení n_1	1 270 [min ⁻¹]
Průměr nástroje D_1	50 [mm]
Posuv na zub f_{z1}	0,3 [mm]

Výpočet řezné síly

$$F_{C1} = \frac{2 \cdot M_1 \cdot 1000}{D_1} = \frac{2 \cdot 240 \cdot 1000}{50} = 9\,600 \text{ [N]} \quad (6.3.1)$$

Při zvoleném posuvu na zub f_{z1} a měrném řezném odporu materiálu se hloubka řezu stanoví rovnicí

$$a_{p1} = \frac{F_{C1}}{k_{c1} \cdot f_{z1}} = \frac{9\,600}{2\,000 \cdot 0,3} = 16 \text{ [mm]} \quad (6.3.2)$$

Rychlostní obrábění

Obráběný materiál	Dural
Měrný řezný odpor materiálu k_{c1}	800 [N·mm ⁻²]
Krouticí moment M_1	42 [N·m]
Rychlost otáčení n_1	14 000 [min ⁻¹]
Průměr nástroje D_1	40 [mm]
Posuv na zub f_{z1}	0,15 [mm]

Výpočet řezné síly

$$F_{C2} = \frac{2 \cdot M_2 \cdot 1000}{D_2} = \frac{2 \cdot 42 \cdot 1000}{40} = 2\,100 \text{ [N]} \quad (6.3.3)$$

Při zvoleném posuvu na zub f_{z1} a měrném řezném odporu materiálu se hloubka řezu stanoví rovnicí

$$a_{p2} = \frac{F_{C2}}{k_{c2} \cdot f_{z2}} = \frac{2\,100}{800 \cdot 0,15} = 17,5 \text{ [mm]} \quad (6.3.4)$$

Z řezných sil lze zjednodušeně vyjádřit radiální (F_R) a axiální (F_A) síly zatěžující vřeteno podle poměru

$$F_A : F_R : F_C = 1 : 2 : 4 \quad (6.3.5)$$

$$F_{R1} = \frac{F_{C1}}{2} = \frac{9\,600}{2} = 4\,800 \text{ [N]} \quad F_{R2} = \frac{F_{C2}}{2} = \frac{2\,100}{2} = 1\,050 \text{ [N]}$$

$$F_{A1} = \frac{F_{C1}}{4} = \frac{9\,600}{4} = 2\,400 \text{ [N]} \quad F_{A2} = \frac{F_{C2}}{4} = \frac{2\,100}{4} = 525 \text{ [N]}$$

Ze silového zatížení vřetene ve dvou pracovních bodech se na základě jejich poměrného zastoupení vypočítá ekvivalentní silové zatížení (6.3.6 a 6.3.7) a ekvivalentní otáčky (6.3.8) v jediném teoretickém pracovním bodě.

Ekvivalentní radiální síla

$$F_{Rm} = \sqrt[3]{0,6 \cdot F_{R1}^3 + 0,4 \cdot F_{R2}^3} = \sqrt[3]{0,6 \cdot 4800^3 + 0,4 \cdot 1050^3} = \mathbf{4\ 058\ [N]} \quad (6.3.6)$$

Ekvivalentní axiální síla

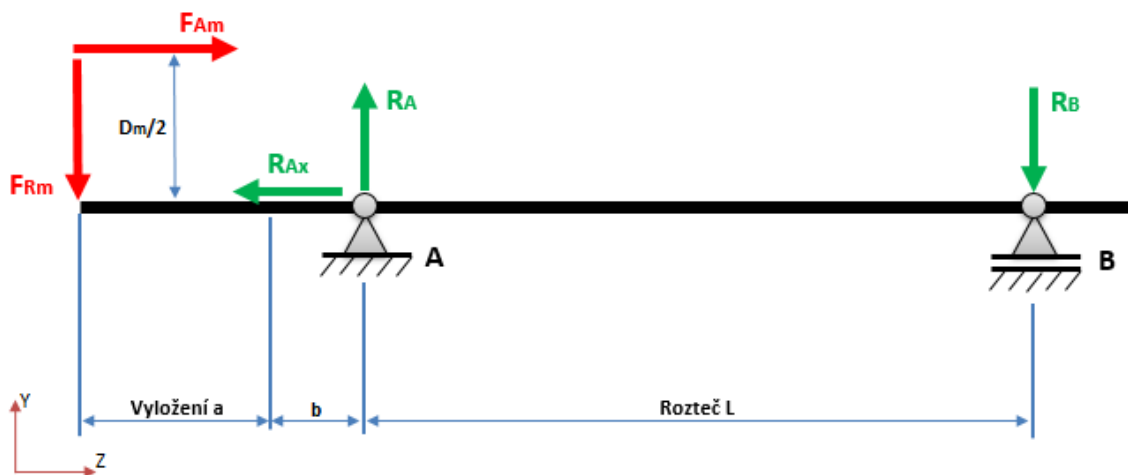
$$F_{Am} = \sqrt[3]{0,6 \cdot F_{A1}^3 + 0,4 \cdot F_{A2}^3} = \sqrt[3]{0,6 \cdot 2400^3 + 0,4 \cdot 525^3} = \mathbf{2\ 029\ [N]} \quad (6.3.7)$$

Ekvivalentní otáčky

$$n_m = \sqrt[3]{0,6 \cdot n_1^3 + 0,4 \cdot n_2^3} = \sqrt[3]{0,6 \cdot 1270^3 + 0,4 \cdot 1400^3} = \mathbf{10\ 319\ [min^{-1}]} \quad (6.3.8)$$

6.3.1. Určení reakcí

Z výše uvedeného ekvivalentního zatížení se určí reakce v uložení vřetene, zjednodušeného do podoby nosníku na dvou podporách (Obr. 20), kde a je vyložení nástroje, b je vzdálenost čela hřídele od středu ložiskové sady, L je rozteč ložisek a D_m střední průměr nástroje.



Obr. 20 - Schéma uložení a zatížení vřetene

Reakce R_B

$$R_B = \frac{F_{Rm} \cdot (a + b) - F_{Am} \cdot \frac{D_m}{2}}{L} = \frac{4580 \cdot (100 + 126) - 2029 \cdot 23,3}{470} \quad (6.3.1.1)$$

$$= \mathbf{1\ 854\ [N]}$$

Reakce R_A

$$R_A = F_{Rm} + R_B = 4058 + 2272 = \mathbf{5\ 909\ [N]} \quad (6.3.1.2)$$

Axiální reakce v ložisku R_{Ax} je přímo rovna ekvivalentní axiální síle F_{Am}

$$R_{Ax} = F_{Am} = \mathbf{2\ 029\ [N]} \quad (6.3.1.3)$$









Vypočítané reakce jsou hlavními vstupy pro volbu velikostí a typů ložisek. Dále je zapotřebí sledovat i parametry, jako jsou tuhosti ložiskových skupin a jejich maximální dosažitelné otáčky, síly odtržení, kdy ložiska vlivem axiálního zatížení ztrácejí předpětí, životnost. V následujících odstavcích jsou popsány důležité aspekty a výpočtové vztahy pro identifikaci kritických parametrů a následnou optimální volbu ložiskové skupiny.

6.3.2. Teorie volby ložisek

Redukce otáček dle uspořádání a předpětí

Maximální dosažitelné otáčky uváděné v katalogu jsou platné pouze pro pružně předepnutá samostatná ložiska. Při použití ložisek ve skupinách je nutné tyto hodnoty vynásobit redukčními faktory uvedenými v *Tab. 4*. Velikost těchto faktorů je odvozena z celkové energetické bilance systému, přičemž zásadními vlivy jsou počet ložisek ve skupině, jejich uspořádání, vůle nebo předpětí, vnější zatížení, mazání a odvod tepla. U válečkových ložisek jsou dosažitelné otáčky závislé na nastavené radiální vůli [8].

Tab. 4 - Redukční faktory otáček pro skupiny vřetenových ložisek [8]

Uspořádání ložisek	Předpětí ložisek		
	L	M	H
	Redukční faktor		
Vzdálenost mezi ložisky větší než dvojnásobek vnitřního průměru			
	0,85	0,75	0,5
	0,8	0,7	0,5
	0,75	0,65	0,45
Vzdálenost mezi ložisky menší než vnitřní průměr nebo nulová			
	0,75	0,6	0,35
	0,65	0,5	0,3
	0,65	0,5	0,3
	0,72	0,57	0,37
	0,54	0,4	0,25

Radiální a axiální tuhost






V tabulkové části katalogu kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem jsou uvedeny hodnoty axiálních tuhostí c_a pro dvojice ložisek v uspořádání „O“ nebo „X“ v závislosti na zvoleném předpětí. Hodnoty radiálních tuhostí c_r se vypočítají dle vztahů [8]:

$$c_r \approx 6 \cdot c_a \quad \text{pro ložiska se stykovým úhlem } 15^\circ \quad (6.3.2.1)$$




$$c_r \approx 2 \cdot c_a \quad \text{pro ložiska se stykovým úhlem } 25^\circ \quad (6.3.2.2)$$

Hodnoty axiálních tuhostí pro další sady vřetenových ložisek se vypočítají vynásobením katalogových hodnot příslušnými koeficienty dle *Tab. 5*. Hodnoty radiálních tuhostí se pak spočítají vynásobením výsledků vztahů (6.3.2.1) nebo (6.3.2.2) příslušnými koeficienty dle *Tab. 6* [8].

Tab. 5 - Přepočty axiálních tuhostí skupin ložisek [8]

Uspořádání ložisek	Axiální tuhost skupiny c_a [$\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$]
	c_a
	$1,64 \cdot c_a$
	$2 \cdot c_a$
	$2,24 \cdot c_a$
	$2,64 \cdot c_a$

Tab. 6 - Přepočty radiálních tuhostí skupin ložisek [8]

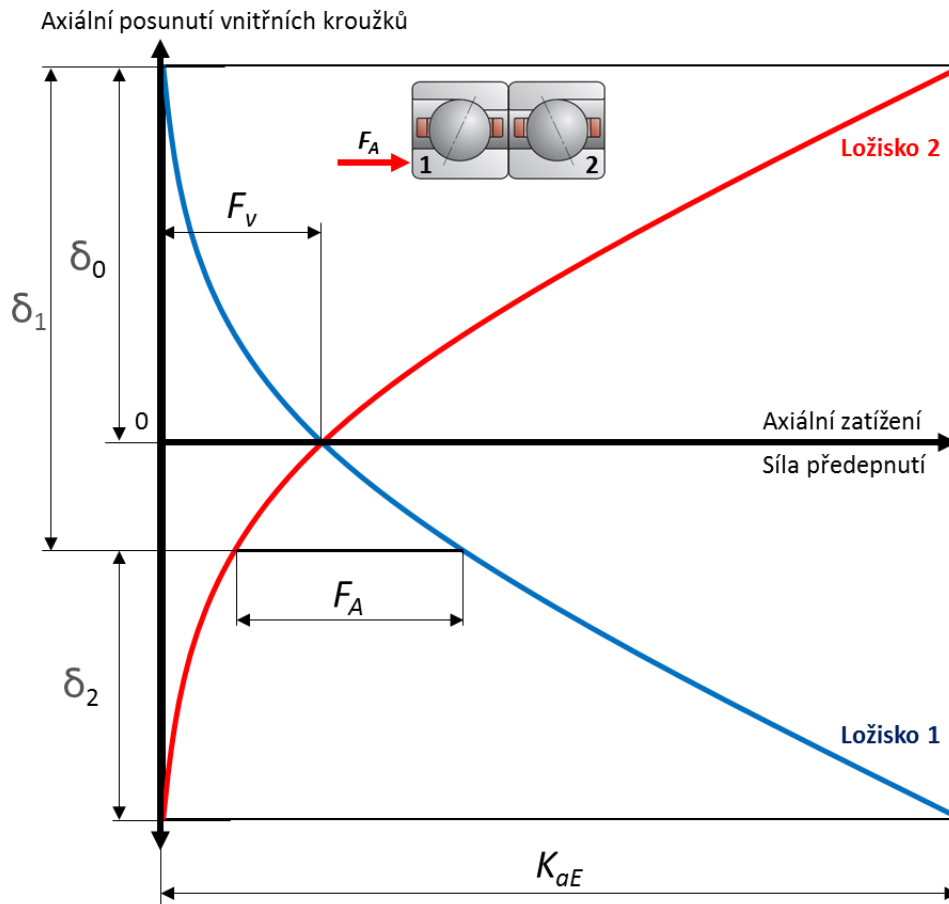
Uspořádání ložisek	Radiální tuhost skupiny c_r [$\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$]
	c_r
	$1,36 \cdot c_r$
	$2 \cdot c_r$

Tuhosti ložisek jsou u vřeten zvláště sledovaným parametrem, protože se významně podílejí na odchylce koncového bodu nástroje od požadované polohy a tím ovlivňují geometrickou přesnost obrobku. Do tuhosti celého systému vřetena vstupují kromě tuhosti uložení také tuhosti hřídele, vnějšího tubusu a vyložení nástroje.

Síla odtržení

Za účelem zvýšení tuhosti, snížení hluku a přesnějšímu vedení hřídele jsou ložiska při montáži předepínána. Předpětí lze v podstatě chápat jako zápornou vůli v ložisku. Vytváří se relativním axiálním posunutím vnitřního a vnějšího kroužku pomocí síly F_v [N], definované výrobcem a danou třídou předpětí (*L – lehké, M – střední, H – těžké*). Spárovaná a univerzálně párovatelná ložiska jsou od výrobce přesně broušena tak, že daného předpětí je dosaženo správnou montáží ložisek bezprostředně vedle sebe [8].





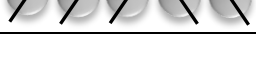
Centricky působící axiální silou F_A na ložiskovou sadu jsou přitěžována ložiska, jejichž stykový úhel směřuje k zátěži. Naopak odlehčována jsou ložiska, jejichž stykový úhel směřuje od zátěže. Pokud vnější axiální síla dosáhne tzv. *síly odtržení* K_{aE} , dané ložisko se stane zcela nezatíženým. Následkem toho se kuličky přestanou odvalovat a začnou prokluzovat, což vede k předčasnému selhání ložiska. Vliv axiálního zatížení na předepnutou ložiskovou sadu ukazuje *Graf 8*, kde F_v je předepínací síla ložisek, F_A vnější axiální síla, δ_0 počáteční posunutí vnitřních kroužků pro dosažení předpětí, δ_1 posunutí kroužku ložiska 1 vlivem předepínací a axiální síly, δ_2 posunutí kroužku ložiska 2 vlivem předepínací a axiální síly neboli zbývající předpětí [9].



Graf 8 - Vliv vnějšího zatížení na předeptnutou sadu ložisek [9]

Velikost síly odtržení K_{aE} pro konkrétní uspořádání ložisek se vypočítá z předeptávací síly F_V podle Tab. 7. Je tedy nutné volit takovou ložiskovou sadu, která bude schopna zachytit axiální síly z řezného procesu.

Tab. 7 - Výpočet síly odlehčení pro sady ložisek [8]

Uspořádání ložisek	Síla odtržení K_{aE} [N]
	$3 \cdot F_V$
	$6 \cdot F_V$
	$6 \cdot F_V$
	$9 \cdot F_V$
	$9 \cdot F_V$

Trvanlivost

Vřetenová ložiska musí zaručit správný přenos sil a přesný chod i při velmi vysokých otáčkách. Z toho důvodu není trvanlivost hlavním kritériem při prvotním návrhu systému, ale uplatní se až při závěrečné kontrole [8].

Aby nedocházelo během provozu k opotřebení ložiska, je potřeba zaručit trvalou přítomnost únosného hydrodynamického mazacího filmu ve všech kontaktních místech valivých součástí. Při dodržení této podmínky vykazují ložiska v mnoha aplikacích trvalou životnost. V takovém případě standardní výpočet životnosti dle normy DIN ISO 281 nehraje žádnou roli [8]. Pokud ale není možné splnění podmínky zaručit, provede se výpočet dle uvedené normy rovnicí

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \text{ [hod]} \quad (6.3.2.3)$$

kde C [N] je dynamická únosnost ložiska, P [N] ekvivalentní zatížení, p [-] exponent rovnice trvanlivosti (=3 pro ložiska s bodovým stykem, =10/3 pro ložiska s čarovým stykem), n [min^{-1}] ekvivalentní otáčky [10].

Dle katalogu výrobce FAG je přesnější metodou určení životnosti výpočet Hertzových tlaků a jejich porovnání s limitními hodnotami. K tomu nabízí speciální software BEARINX, schopný mimo jiné počítat i průhyb hřídele nebo vlastní frekvence [8].

Pro soustružnické operace, kdy hřídel s ložisky zůstává nepohyblivá, je zapotřebí kontroly statického zatížení ložisek. Statický koeficient f_s [-] se vypočítá poměrem

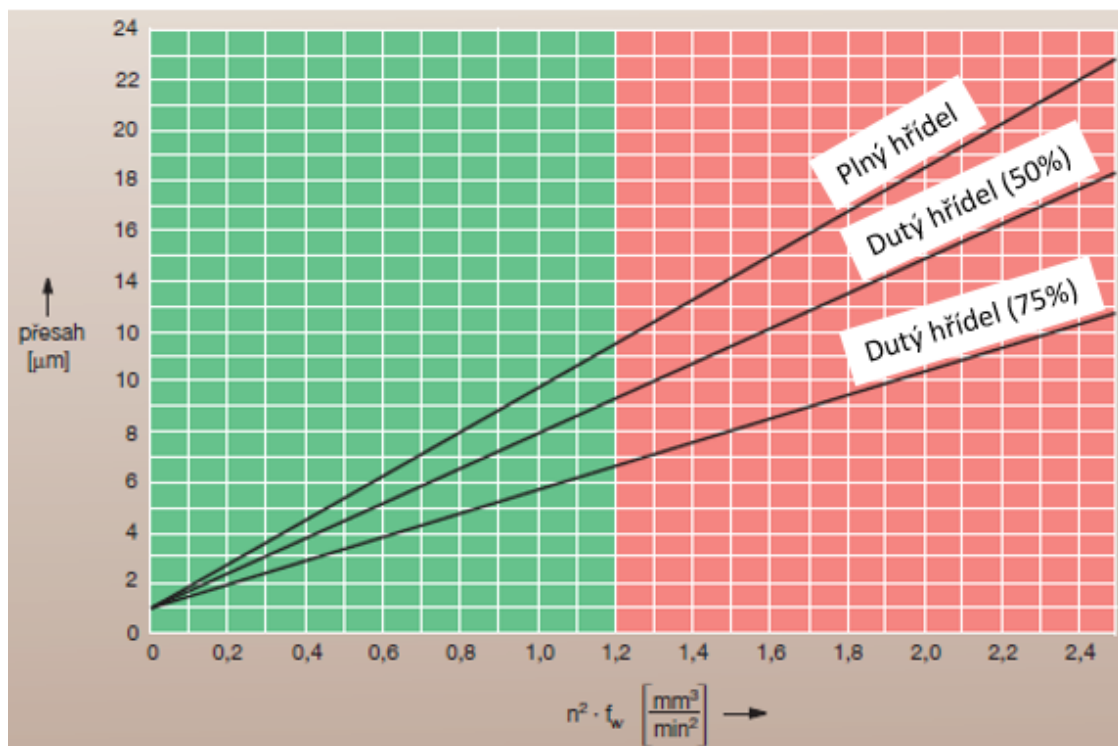
$$f_s = \left(\frac{C_0}{P_0}\right) \quad (6.3.2.4)$$

kde C_0 [N] je statická únosnost ložiska a P_0 [N] ekvivalentní statické zatížení. Pro dodržení přesnosti ložisek musí být hodnota faktoru $f_s = 3$ a vyšší [8].


Lícování

Provoz při vysokých otáčkách vyvolává v ložiskách nezanedbatelné odstředivé síly působící na vnitřní kroužky. Následné roztažení kroužku může mít za následek až vznik vůle mezi kroužkem a hřídelem. V důsledku toho může dojít ke vzniku stykové koroze, protáčení kroužku na hřídeli a následnému špatnému vedení, vzniku vibrací a snížení výkonu ložiska z důvodu možného naklopení [10].

Pro zamezení vzniku těchto situací je zapotřebí správně stanovit hodnotu přesahu hřídele. Ten se odečte z *Grafu 9* na základně faktoru přesahu a rychlosti otáčení. Faktor přesahu f_w [mm³] se pak určí dle katalogu výrobce na základě vnitřního průměru ložiska, materiálů jeho jednotlivých částí a rozměrové řady. Hodnotu odečteného přesahu je nutno přičíst ke skutečné odchylce průměru ložiska, vyznačené laserem na vnitřním kroužku [8].



Graf 9 - Určení přesahu hřídele dle otáček a faktoru přesahu [8]

Přední sestava ložisek - uspořádání QBC								
Uspořádání - TROJICE "/> O"	QBC		//\					
	otáčky	Únosnost	Radiální tuhost	Axiální tuhost	Síla odtržení *Fv			
Koeficienty redukce	0,72	2,64	2	2	6			
Reakce vepsány z rozměrové konfigurace nákresu					Ekv. Dyn. Zatížení			
Radiální reakce RA	6 329,6 [N]		P [N]		6 329,6			
Axiální reakce RA_a	2 028,9 [N]							
ID ložiska	25	26	27	28	29	30	31	32
Ložisko PŘEDNÍ	XCB7019-C-T-P4S	XCB7019-E-T-P4S	XCB71920-C-T-P4S	XCB71920-E-T-P4S	HCB7020-C-T-P4S	HCB7020-E-T-P4S	XCB7020-C-T-P4S	XCB7020-E-T-P4S
Průměr	95	95	100	100	100	100	100	100
Redukovaná únosnost [N]	316 682	300 848	237 511	224 316	147 785	139 868	329 877	311 404
Red. otáčky tuk [min ⁻¹]	10 800	9 360	10 800	8 640	7 920	6 480	10 080	8 640
Red. otáčky olej [min ⁻¹]	17 280	14 400	17 280	13 680	12 960	10 800	15 840	13 680
Radiální tuhost skupiny [N/μm]	1 040,4	819,6	976,8	752,0	1 072,8	854,0	1 072,8	854,0
Axiální tuhost skupiny [N/μm]	173,4	409,8	162,8	376,0	178,8	427,0	178,8	427,0
Síla odtržení [N]	1 428	1 950	966	1 224	1 428	2 004	1 428	2 004
Předepínací síla [N]	238	325	161	204	238	334	238	334
Koeficient dyn. zatížení S ₀ [*]	48,2	45,2	36,6	34,3	22,5	21,0	50,2	46,7
Životnost [hod]	181 069,9	149 235,2	79 139,9	65 361,4	18 402,1	14 935,6	204 659,8	164 832,1
Koef. dyn. zatížení S ₀ [*] 1. ložisko	48,3	44,9	36,9	34,5	22,5	20,8	50,3	46,4
Životnost 1. ložiska[hod]	45 610,7	37 591,7	19 935,0	16 464,2	4 635,4	3 762,2	51 552,9	41 520,5

pobere celou axiální sílu a 60% radiální, síla odtržení musí být větší než ax. síla

Obr. 22 - Náhled výpočtu sledovaných parametrů ložisek

Tab. 8 - Přehled přibližně vyhovujících ložisek pro přední sestavu

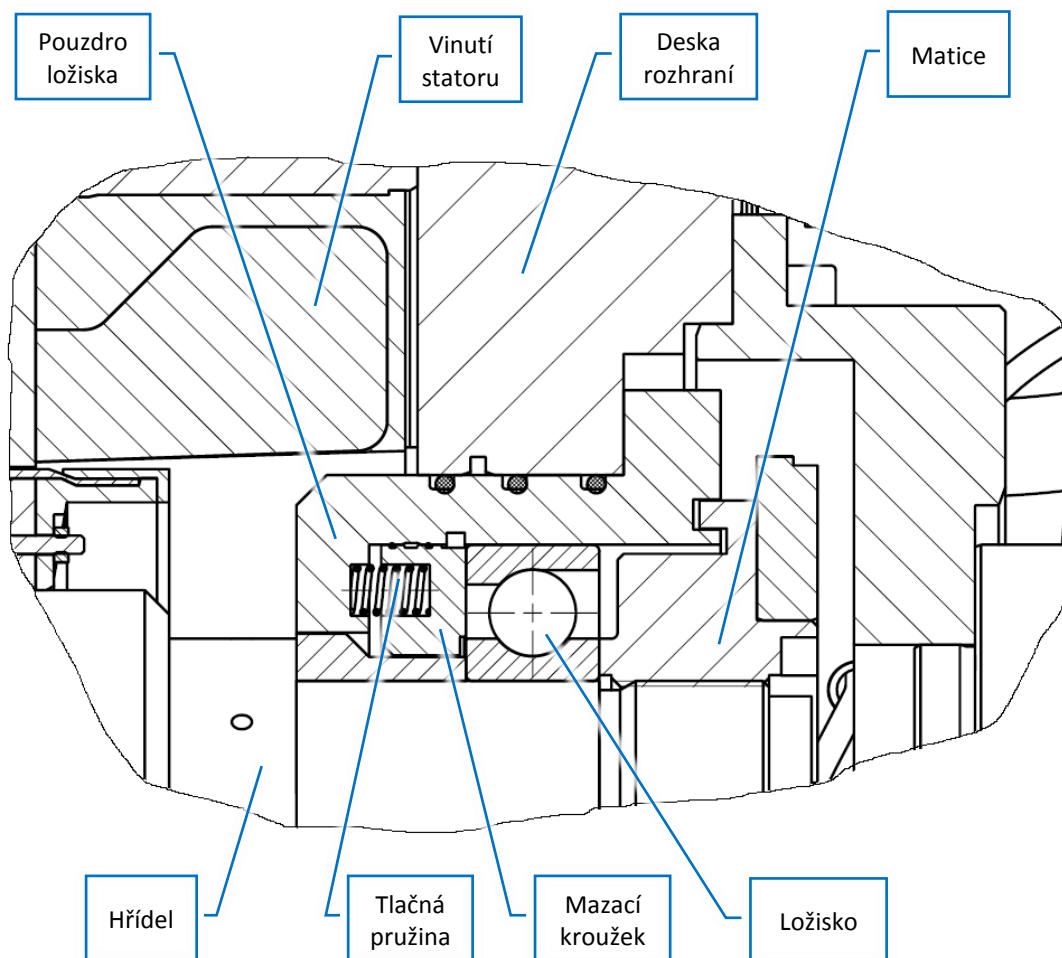
Předpětí ložisek	Uspořádání ložisek	Označení ložiska	Redukované otáčky [min ⁻¹]	Síla odtržení [N]	Radiální tuhost [N/μm]	Životnost [hod]
Lehké	QBC	XCB7019-E-T-P4S	14 400	1 950	819,6	37 600
	QBC	XCB7021-C-T-P4S	14 400	2 022	1 203,6	132 000
	QBC	XCB7022-C-T-P4S	13 680	2 040	1 245,6	115 300
Střední	DB	XCB7019-C-T-P4S	14 400	2 142	780,3	36 900

Z Tab. 8 je patrné, že optimální kombinací ložisek pro přední sestavu je čtveřice ložisek s označením **XCB7021-C-T-P4S** v uspořádání QBC (tandem do „O“). Jedná se o ložiska standardních rozměrů, s kroužky z materiálu Cronidur a keramickými kuličkami. Vnitřní průměr ložiska je 105 [mm], stykový úhel 15°. Maximální otáčky skupiny převyšují maximální otáčky motoru, síla odtržení je nepatrně menší, než vypočítané axiální zatížení vřetene $R_{ax} = 2 029 [N]$. Aby nedošlo ke ztrátě předpětí ložisek, je zapotřebí mírně snížit řezné podmínky tak, aby se zmenšila axiální síla zatěžující vřeteno (například zmenšit hloubku řezu a_p). Z hlediska životnosti je sada ložisek několikanásobně předimenzovaná (běžně požadovaná životnost je 20 000 [hod]), na druhé straně je tato skutečnost vykoupena vysokou tuhostí uložení, která přímo ovlivňuje výslednou přesnost vřetene.

Pro uložení zadního konce hřídele bylo zvoleno standardní ložisko **B7016-C-T-P4S** s ocelovými kuličkami. Aby bylo uložení hřídele staticky určité a nedocházelo při tepelných dilatacích hřídele ke zvyšování předpětí, je vnější kroužek ložiska uložen v dutině s možností axiálního pohybu. Předepínací síla je vyvozena dvanácti spirálovými tlačnými pružinami s broušeným koncovým závitem. Vzhledem k relativně malé tuhosti těchto pružin oproti pevnému uložení se předepínací síla změní pouze minimálně, pokud dojde k axiálnímu posunutí vlivem tepelné roztažnosti.

Tab. 9 - Parametry zadního ložiska

Předpětí ložiska	Uspořádání	Označení ložiska	Dosažitelné otáčky [min ⁻¹]	Síla předepnutí F_v [N]	Radiální tuhost [N/ μ m]	Životnost [hod]
Lehké	Samostatně, pružné předepnutí	B7016-C-T-P4S	18 000	357	331,4	37 500

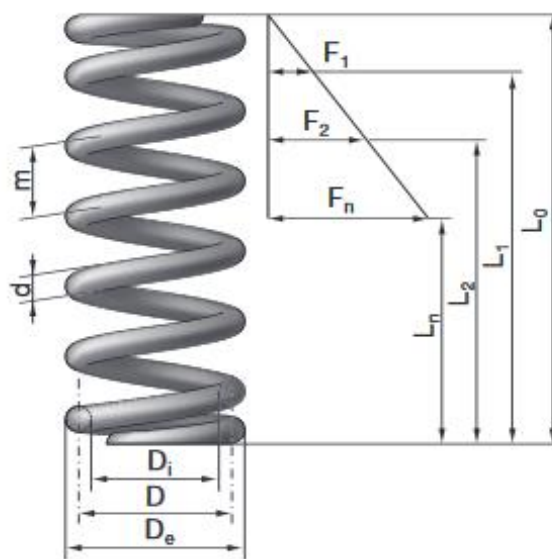


Obr. 23 – Schéma pružného předepnutí zadního ložiska

Výpočet stlačení pružin

Údaje z produktového katalogu Hennlich [28]:

Průměr drátu pružiny d	1 [mm]
Vnější průměr pružiny D_e	8,3 [mm]
Volná délka pružiny L_0	19,2 [mm]
Délka pružiny L_n po stlačení silou F_n	8,3 [mm]
Síla F_n	52 [N]



Obr. 24 - Schéma pro určení tuhosti pružiny [28]

Tuhost pružiny

$$k = \frac{F_n}{L_0 - L_n} = \frac{52}{9,2 - 8,3} = 4,77 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad (6.3.3.1)$$

Předepínací síla F_v ložiska B7016-C-T-P4S je dle katalogu [8] 357 [N]. Protože jsou pružiny uspořádány paralelně, jejich tuhosti se sčítají. Síla F_i , kterou musí vyvodit každá pružina je tedy dána podílem

$$F_i = \frac{F_v}{i} = \frac{357}{12} = 29,75 \text{ [N]} \quad (6.3.3.2)$$

Výsledné stlačení pružin ΔL pro vyvození předepínací síly je pak určeno podílem

$$\Delta L = \frac{F_i}{k} = \frac{29,75}{4,77} = 6,24 \text{ [mm]} \quad (6.3.3.3)$$

Tato hodnota stlačení pružin se nastaví při montáži zadního ložiska dobroušením přítlačného kroužku a distančního kroužku.

6.3.4. Statická kontrola ložisek při soustružení

Při soustružnických operacích je vřetenový hřídel fixován proti otáčení a ložiska jsou tak vystavována statickému zatížení. Jak již bylo zmíněno v podkapitole 6.3.2 *Teorie volby ložisek*, sleduje se v takovém případě velikost *statického koeficientu* f_s [-], vycházejícího z poměru statické únosnosti ložiskové sady C_0 a statického ekvivalentního zatížení P_0 .

Navržené technologické podmínky

Výpočet statického zatížení byl proveden na modelovém příkladu soustružení s následujícími parametry.

Obráběný materiál	Ocel
Měrný řezný odpor materiálu k_{c1}	2 000 [N·mm ⁻²]
Posuv f	0,6 [mm·ot ⁻¹]
Hloubka řezu a_p	5 [mm]
Excentricita nástroje e	80 [mm]

Síly z obráběcího procesu působí na nástroj podle schématu znázorněného na *Obr. 25*. Velikost sil se určí pomocí následujících rovnic.



Obr. 25 - Schéma působení sil na soustružnický nůž

Výpočet řezné síly

$$F_{C-S} = k_{C1} \cdot a_p \cdot f = 2\,000 \cdot 5 \cdot 0,6 = \mathbf{6\,000\ [N]} \quad (6.3.4.1)$$

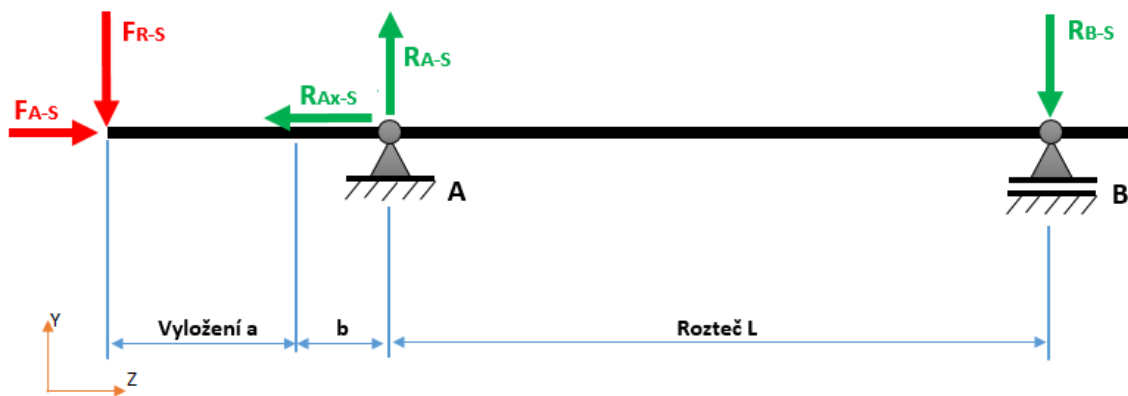
Z řezné složky obráběcí síly lze zjednodušeně vyjádřit pasivní (F_{P-S}) a posuvovou složku (F_{f-S}) podle poměru [29]

$$F_{C-S} : F_{P-S} : F_{f-S} = 1 : 0,4 : 0,25 \quad (6.3.4.2)$$

$$F_{P-S} = F_{C-S} \cdot 0,4 = 6\,000 \cdot 0,4 = \mathbf{2\,400\ [N]}$$

$$F_{f-S} = F_{C-S} \cdot 0,25 = 6\,000 \cdot 0,25 = \mathbf{1\,500\ [N]}$$

Řezná složka obráběcí síly F_{C-S} způsobuje vlivem excentricity špičky nástroje krouticí moment M_S , který musí být zachycen momentem M_Z ve zpevňovacím mechanismu. Kontrola bezpečnosti zpevnění je popsána v následující podkapitole. Nyní uvažujme nad reakcemi v ložiscích, vyvolaných silami z obráběcího procesu. Situace byla opět zjednodušena do podoby nosníku na dvou podporách a zatíženého na převislém konci radiální a axiální silou (Obr. 26, kde a je vyložení nástroje, b je vzdálenost čela hřídele od středu ložiskové sady a L je rozteč ložisek). Vliv zpevnění je v tomto případě zanedbán.



Obr. 26 - Schéma zatížení vřetene při soustružení

Radiální zátěž F_{R-S} je dána geometrickým součtem rezné a posuvové složky obráběcí síly, axiální zátěž je přímo rovna pasivní složce F_{P-S} .

$$F_{R-S} = \sqrt{F_{C-S}^2 + F_{f-S}^2} = \sqrt{6\,000^2 + 1\,500^2} = \mathbf{6\,185\ [N]} \quad (6.3.4.3)$$

$$F_{A-S} = F_{P-S} = \mathbf{2\,400\ [N]} \quad (6.3.4.4)$$

Reakce R_{A-S}

$$R_{A-S} = \frac{F_{R-S} \cdot (a + b + L)}{L} = \frac{6\,185 \cdot (100 + 126 + 470)}{470} = \mathbf{9\,159\ [N]} \quad (6.3.4.5)$$

Reakce R_{B-S}

$$R_{B-S} = R_{A-S} - F_{R-S} = 9\,159 - 6\,185 = \mathbf{2\,974\ [N]} \quad (6.3.4.6)$$

Axiální reakce v ložisku R_{Ax-S} je přímo rovna ekvivalentní axiální síle F_{Am}

$$R_{Ax-S} = F_{A-S} = \mathbf{2\,400\ [N]} \quad (6.3.4.7)$$

Protože ložisko B je axiálně nezatížené, jeho statické ekvivalentní zatížení P_{0B} je rovno reakci R_{B-S} . U sady ložisek A je pro získání ekvivalentního zatížení nutné nejprve ověřit poměr radiálního a axiálního zatížení. Protože první ložisko v sadě A je nejvíce zatěžované – dle výrobce zachycuje 50 % axiálního a 60 % radiálního zatížení, zaměřuje se kontrola pouze na něj namísto celé skupiny [8].

$$\frac{0,5 \cdot R_{Ax-S}}{0,6 \cdot R_{A-S}} = \frac{0,5 \cdot 2\,400}{0,6 \cdot 9\,159} = 0,32 < \mathbf{1,09} \quad (6.3.4.8)$$

(pro ložiska se stykovým úhlem 15°)

Pro poměr menší než 1,09 je statické ekvivalentní zatížení ložiskové skupiny P_{0A} rovněž totožné s radiální reakcí R_{A-S} [8].

$$f_{SB} = \frac{P_{0B}}{C_{0B}} = \frac{2\,974}{58\,500} = \mathbf{19,7} > \mathbf{3} \quad (6.3.4.9)$$

$$f_{SA} = \frac{0,6 \cdot P_{0A}}{C_{0A}} = \frac{0,6 \cdot 9\,159}{72\,000} = \mathbf{13,1} > \mathbf{3} \quad (6.3.4.10)$$

Statické faktory jsou v obou případech několikrát větší, než je minimální požadovaná hodnota pro udržení přesnosti ložisek. Dle výpočtů jsou obě strany uložení schopny přenést působící síly jak v dynamickém, tak i statickém režimu. Maximální dosažitelné otáčky jsou vyšší než maximální otáčky motoru, životnosti jsou vyšší, než bývá obvykle požadováno. Z těchto důvodů lze tedy konstatovat, že ložiska **vyhovují** dané aplikaci.

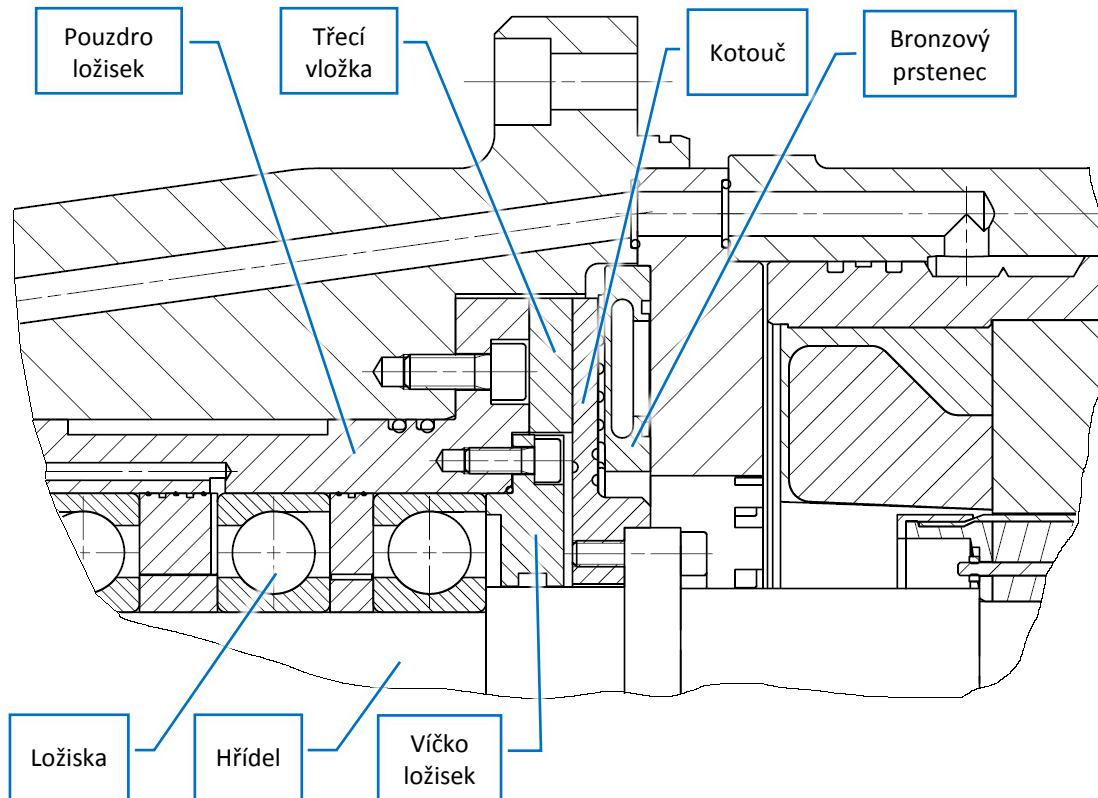
6.4. Zpevňovací mechanismus

Pro návrh zpevňovacího mechanismu je výchozím parametrem krouticí moment M_S vzniklý působením řezné složky obráběcí síly F_{C-S} na rameni daném excentricitou špičky nástroje. Tento moment musí být spolehlivě zachycen, aby nedošlo k protočení hřídele s upnutým nástrojem a následnému poškození vřetene.

Velikost krouticího momentu M_S způsobeného excentricitou špičky nástroje

$$M_S = \frac{F_{C-S} \cdot e}{1000} = \frac{6\,000 \cdot 80}{1000} = 480 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (6.4.1)$$

Zpevňovací mechanismus je naznačen na *Obr. 27*. Na kotouč pevně spojený s vřetenovým hřídelem působí v okamžiku zpevnění bronzový prstenec pružně deformovaný tlakem hydraulického média 80 [bar]. Díky odlehčujícím drážkám je kotouč rovněž pružně deformován a sevřen mezi bronzový prstenec a třecí vložku. Třecí síla vyvolaná ve stykových plochách kotouče a vložky pak na středním poloměru vyvolá třecí moment M_z eliminující moment z obráběcího procesu M_S .



Obr. 27 – Schéma řešení zpeňovacího mechanismu

Bronzový prsteneč dodává německá firma KOSTYRKA GmbH přesně podle rozměrových dispozic konstrukce. Na základě odeslaných technických specifikací byl následně obdržen výkres prstence s přípojovacími rozměry a údajem o zaručeném momentu zpevnění vyšším než 800 [N·m] při tlaku média 80 [bar]. Na následujících řádcích jsou uvedeny návrhové výpočty pro učení teoretického momentu zpevnění.

Vstupní parametry:

Vnější průměr styčné plochy bronzového prstence D_{in}	250 [mm]
Vnitřní průměr styčné plochy bronzového prstence D_{out}	188 [mm]
Statický součinitel tření mezi kotoučem a třecí vložkou f_0	0,15 [-]
Tlak hydraulického média p_m	80 [bar]

Výpočet stykové plochy mezi kotoučem a prstencem. Pro zahrnutí vlivu drážek v prstenci byl odhadnut korekční koeficient 0,65.

$$A = 0,65 \frac{(D_{out}^2 - D_{in}^2)}{4} = 0,65 \frac{(250^2 - 188^2)}{4} = 13\,863,4 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (6.4.2)$$

Při uvažování ideálního přenosu tlaku hydraulického média přes prstenec na kotouč je tento přitlačován k třecí desce normálovou silou

$$F_N = 0,1 \cdot p_m \cdot A = 0,1 \cdot 80 \cdot 13\,863,4 = 110\,907 \text{ [N]} \quad (6.4.3)$$

Normálová síla vyvolá třecí sílu, který na středním poloměru způsobí moment zpevnění M_Z

$$M_Z = F_N \cdot f_0 \cdot \frac{D_{in} + D_{out}}{4 \cdot 1000} = 110\,907 \cdot 0,15 \cdot \frac{188 + 250}{4 \cdot 1000} = 1\,821 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (6.4.4)$$

Součinitel bezpečnosti zpevnění

$$k_Z = \frac{M_Z}{M_S} = \frac{1\,821}{480} = 3,8 \text{ [-]} \quad (6.4.5)$$

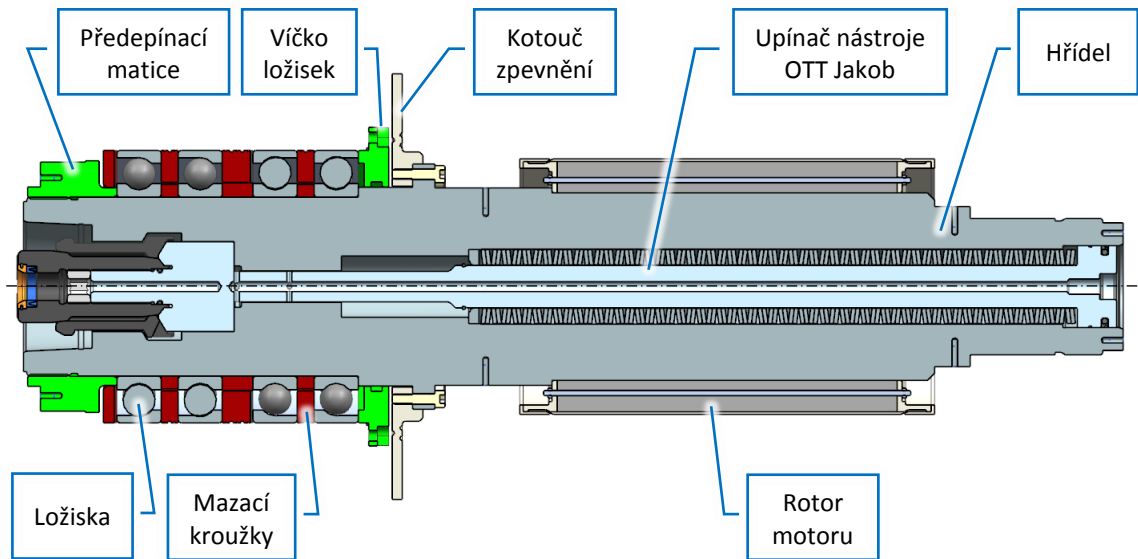
Moment zpevnění mechanismu plně **vyhovuje** navrženým technologickým podmínkám soustružnické operace a zaručí bezpečnou fixaci hřídele proti pootočení. Dle výrobce vyhovuje minimálně s bezpečností 1,67, podle návrhových výpočtů teoreticky až s bezpečností 3,8. To znamená, že by teoreticky bylo možné navýšit řezné parametry soustružení oproti modelovému příkladu, čímž by došlo ke zvýšení produktivity. Tento poznatek by však bylo nutné testovat na realizovaném prototypu.

6.5. Konstrukční návrh – konstrukční uzly a montáž

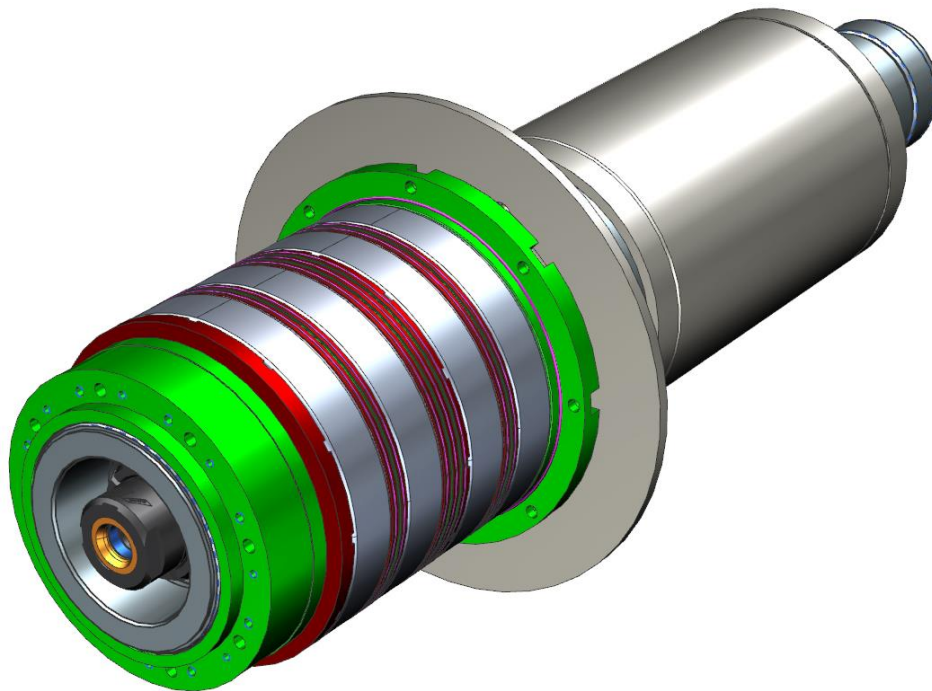
Konstrukční návrh vřetene byl modelován v CAD prostředí software Siemens NX. Sestava elektrovřetene je rozčleněna do dílčích konstrukčních uzlů s respektováním postupu montáže tak, jak je rozebráno v následujících podkapitolách.

6.5.1. Konstrukční uzel rotoru vřetene

Do vřetenového hřídele je vložen systém automatického upínače nástrojů od výrobce OTT Jakob. V dalším kroku se přišroubuje kotouč mechanismu zpevnění, který je zároveň pojištěn dvojicí válcových kolíků s vnitřním závitem 6x24 (ISO 8735). Následně se na hřídel nasune víčko ložisek, samotná ložiska s distančními a mazacími kroužky včetně těsnících O-kroužků na vnějším průměru a tuto skupinu uzavře lehce dotažená předepínací matice. Poté se dle montážních pokynů výrobce nalisuje rotor vestavného motoru Siemens.



Obr. 28 - Řez konstrukčním uzlem rotoru vřetene

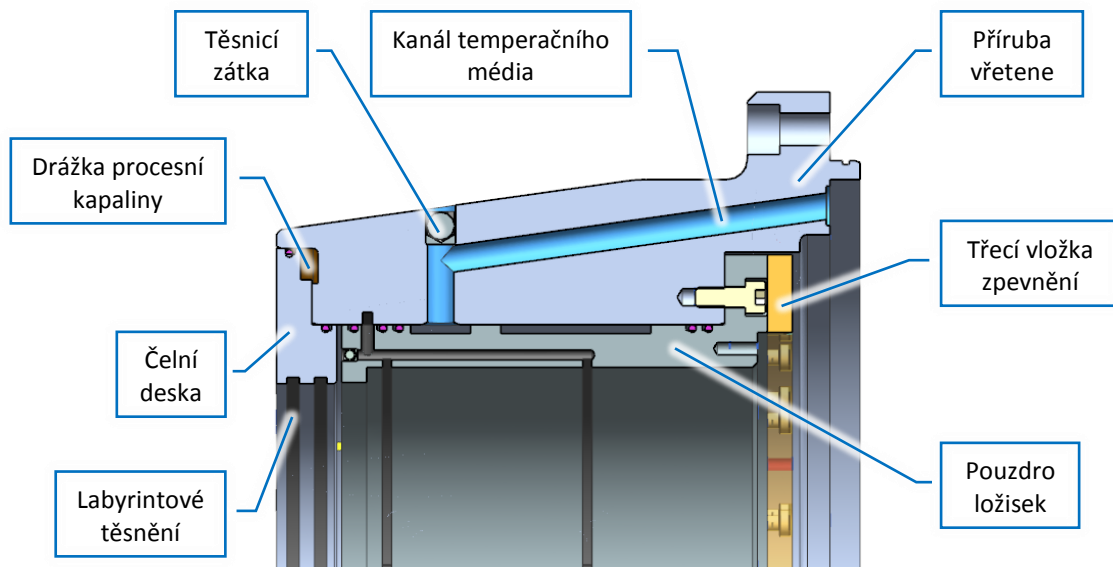


Obr. 29 - ISO pohled na konstrukční uzel rotoru vřetene

6.5.2. Konstrukční uzel uložení rotoru vřetene

Tento konstrukční uzel je tvořen tělesem příruby (pro připojení k vřeteníku stroje), do kterého je vloženo pouzdro ložisek. V něm jsou vytvořeny kanály pro odsávání přebytečného maziva z ložisek, vrtání pro přívod mazací směsi na rozváděcí drážky mazacích kroužků s tryskami a také drážky pro teplotní stabilizaci ložiskové sady. Na toto pouzdro je šroubována třecí vložka, sloužící jako opěrná plocha pro kotouč hřídele.

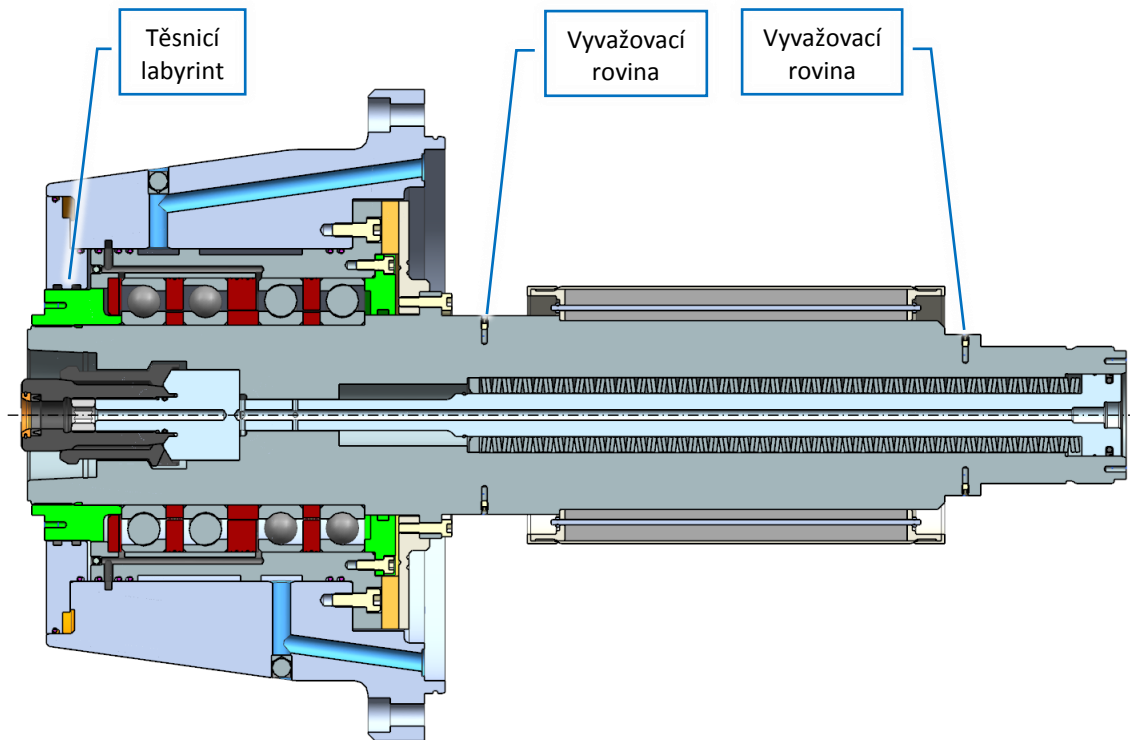
Na přední část tělesa příruby se montuje čelní deska s drážkou pro přívod procesní kapaliny (emulze) ke čtveřici trysek Jeton a dále drážkami labyrintového těsnění. K těm je skrze těleso příruby přiváděn stlačený vzduch, který zabraňuje průniku nečistot do prostoru ložisek.



Obr. 30 – Řez konstrukčním uzlem uložení rotoru vřetene

6.5.3. Konstrukční uzel vyvažování

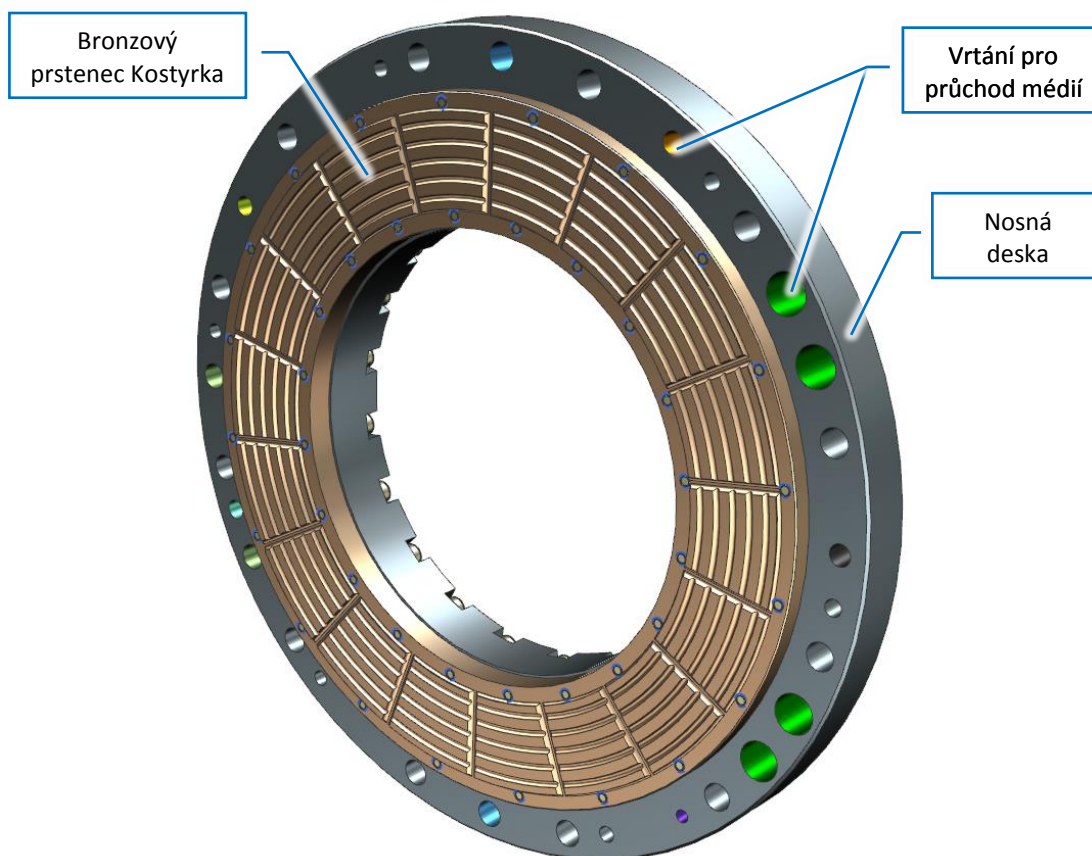
Konstrukčním uzlem vyvažování vznikne zasunutím uzlu rotoru vřetene do uzlu uložení rotoru. Skrze trojici otvorů v kotouči hřídele se vloží a utáhnou šrouby víčka ložisek, čímž vznikne opora proti axiálnímu zatížení vřetene. Do závitu předepínací matice se aplikuje nízkopevnostní lepidlo zabraňující samovolnému uvolnění a utažením této matice dojde k předepnutí ložiskové sady. V tomto okamžiku je uzel připraven k vyvážení na vyvažovacím přípravku. K eliminaci nevývahy rotujících částí sestavy slouží celkem 16 závitových otvorů ve dvou rovinách vřetenového hřídele, do kterých se vloží do správné hloubky stavěcí šrouby velikosti M4. Vyvažování se řídí technickou normou ČSN ISO 21940-12 Vibrace – vyvažování rotorů.



Obr. 31 - Řez konstrukčním uzlem vyvažování

6.5.4. Konstrukční uzel mechanismu zpevnění

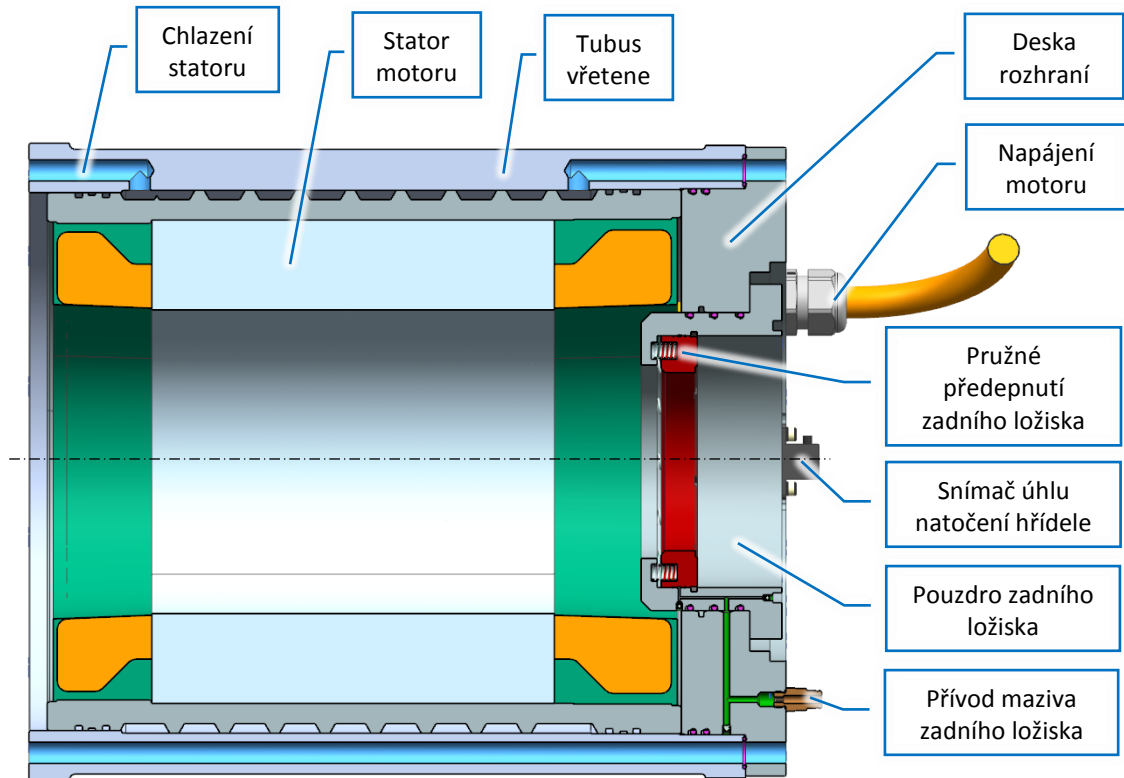
Jedná se o masivní ocelovou desku, ke které je přišroubovaný bronzový prstenec Kostyrka. V desce je vrtaný přívod hydraulického média pro vyvolání pružné deformace a také odzdušňovací kanál ústící do příruby vřetene, kde je zatěsněn hydraulickou zátkou s vnitřním šestihranem. Tímto kanálem je při napouštění z dutin vytlačován vzduch, hydraulické médium tak zcela vyplní vnitřní prostor prstence, čímž je zaručena správná funkce komponenty. Po obvodu nosné desky jsou vyvrtány otvory pro prostup ostatních médií z tubusu vřetene do uzlu uložení rotoru. Při montáži je tento uzel slícován s konstrukčním uzlem vyvažování a zafixován šestíci šroubů M6x20. Úkolem těchto šroubů není silový přenos, nýbrž pouze zajištění správné orientace a usnadnění postupu montáže. Silový přenos je realizován centráží s tubusem vřetene a dvanácti pevnostními šrouby M10x100, které zaručují pevné spojení uzlů vyvažování, mechanismu zpevnění a tubusu vřetene.



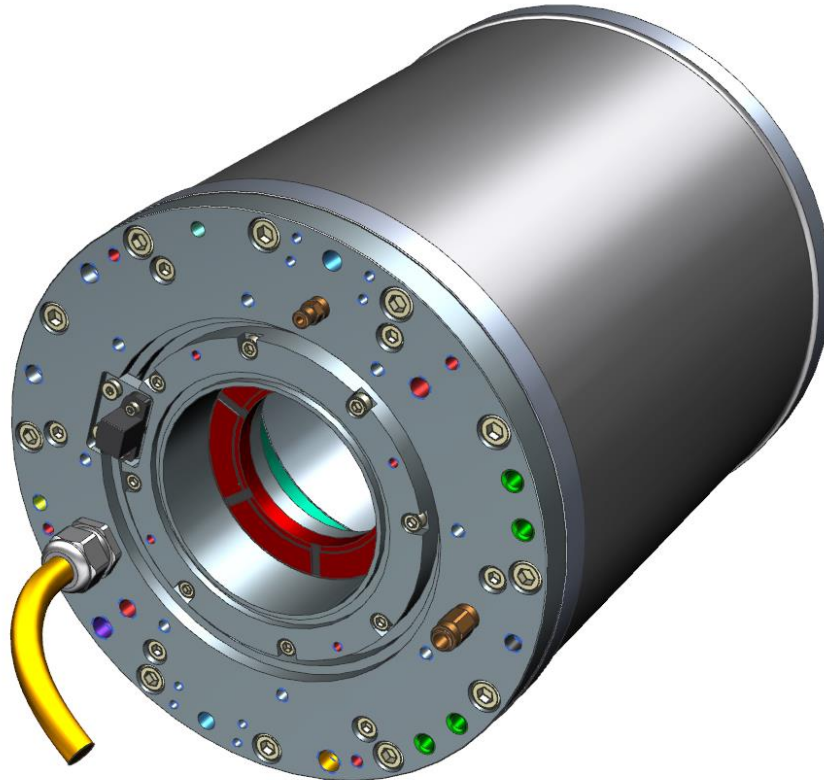
Obr. 32 - ISO pohled na konstrukční uzel zpevnění

6.5.5. Konstrukční uzel tubusu vřetene

V tělese tubusu vřetene je uložen stator motoru Siemens, zajištěný proti uvolnění přišroubováním k desce rozhraní. Napájecí kabel motoru je vyveden skrze plastovou průchodku SKINTOP ST-M25x1,5. Do desky je vsazeno pouzdro zadního ložiska, ve kterém jsou rozmístěny kanály pro přívod maziva a lekážní kanály pro odsávání přebytečného maziva. Do pouzdra je vsazeno dvanáct spirálových pružin zajišťujících pružné předpětí ložiska skrze opěrný kroužek s mazacími tryskami. Do vyfrézované kapsy v pouzdře ložiska a desce rozhraní je vložena distanční destička nesoucí snímací hlavu odměřování úhlu natočení hřídele. Ta slouží jak k výškovému (axiálnímu), tak radiálnímu nastavení polohy snímací hlavy za účelem dosažení správného tvaru signálu o poloze natočení hřídele. Po obvodu tubusu prochází hluboká vrtání pro přívod médií do přední části vřetene.



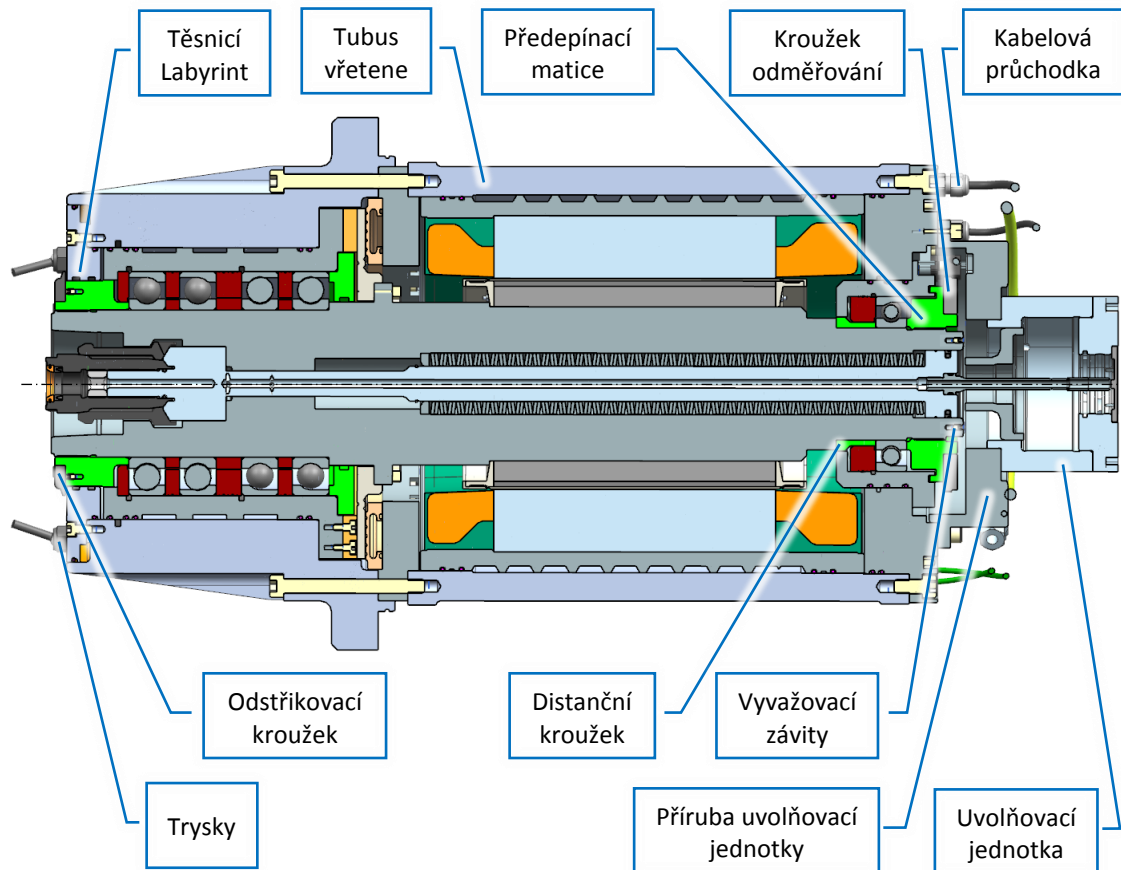
Obr. 33 - Řez konstrukčním uzlem tubusu vřetene



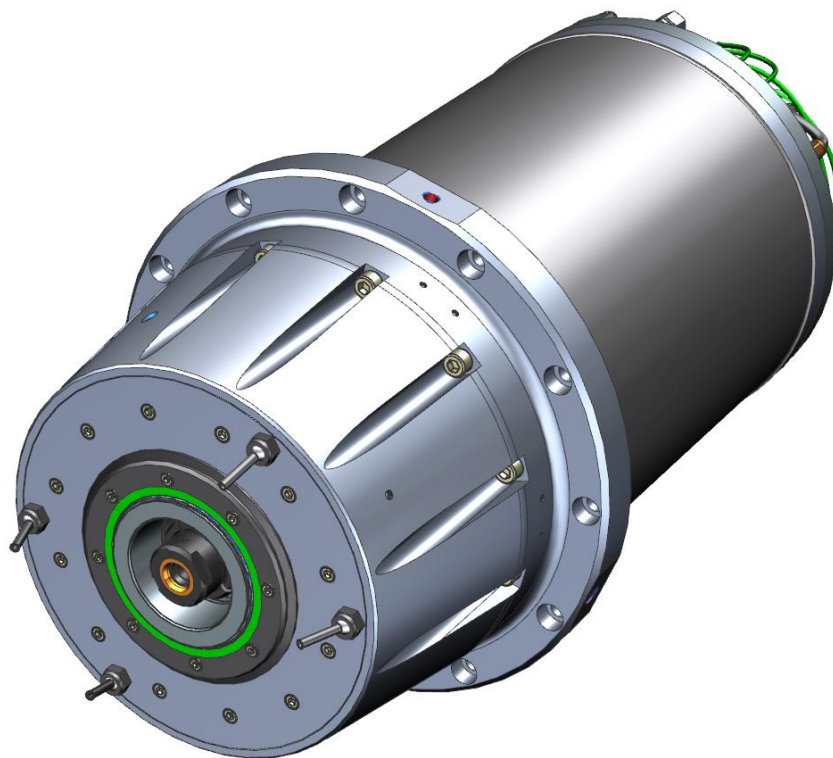
Obr. 34 - ISO pohled na zadní část konstrukčního uzlu tubusu vřetene

6.5.6. Sestava elektrovřetene

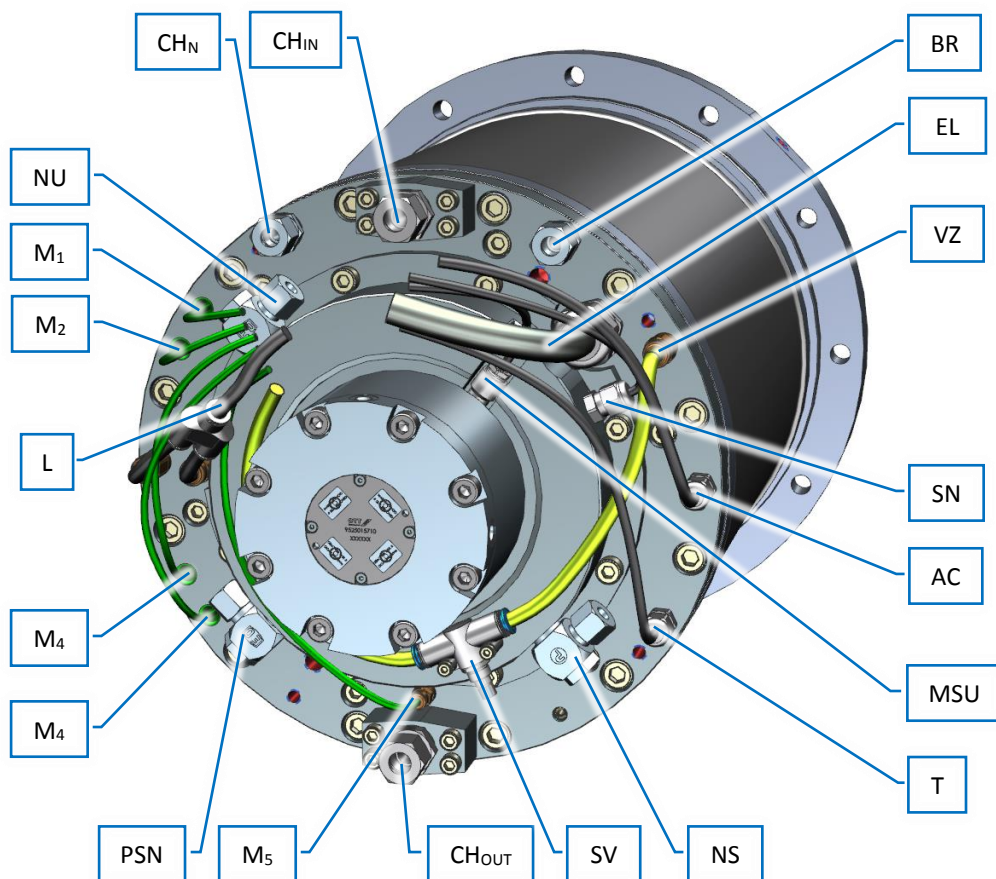
Do tubusu vřetene se zasune sestava vyvážení s namontovanou brzdou a tento celek se stáhne pomocí šroubů v zahloubených dírách v přírubě. Poté se na zadní konec hřídele nasune dobroušený distanční kroužek společně s ložiskem. To je následně staženo maticí, na které je nalisovaný ozubený kroužek odměřování úhlu natočení hřídele. V tuto chvíli se celá sestava se opět vyváží na vyvažovací přípravku za pomoci stavěcích šroubů s upravenou délkou pro požadovanou hmotnost. Pro tyto šrouby jsou na zadním čelu hřídele a na čele předepínací matice přední ložiskové sady vytvořeny závitové díry. Po vyvážení se seřídí výšková a radiální poloha snímací hlavy odměřování polohy pro požadovaný tvar výstupního signálu a zadní deska rozhraní se osadí kabelovými průchodkami a šroubeními pro vývod kabeláže a propojení s vřeteníkem. Poté se rotující dílce v zadní části vřetene zakryjí přírubou uvolňovací jednotky upínače nástroje, s aplikovaným těsnicím tmelem na čelní dosedací ploše pro zamezení průniku kapalin do vnitřního prostoru. Připojí se samotná uvolňovací jednotka, jak k přírubě, tak k mechanismu upínače. K matici předepínající přední sadu ložisek se přišroubuje odstříkovací kroužek, který zakrývá vyvažovací závity a vstup do těsnicího labyrintu. Zároveň jsou při rotaci kroužku ulpívající nečistoty odstraněny působícími odstředivými silami. V konečné fázi je vřeteno osazeno tryskami pro přívod procesní emulze k místu řezu a zbývajícími tekutinovými a elektrickými přívody na desce rozhraní. Takto sestavené vřeteno je připraveno pro instalaci do vřeteníku obráběcího stroje.



Obr. 35 - Řez elektrovřetenem



Obr. 36 - ISO pohled na elektrovřeteno



Obr. 37 - Označení přívodů elektrovřetene

Tab. 10 - Legenda označení přívodů elektrovřetene

Označení	Popis	Označení	Popis
AC	Elektrický kabel akcelerometru	MSU	Elektrický kabel senzoru polohy upínače nástroje
BR	Přívod hydraulického média pro ovládání aretace	NS	Přívod hydraulického média pro sevření nástroje
EL	Elektrické připojení motoru	NU	Přívod hydraulického média pro uvolnění nástroje
CH _{IN}	Přívod chlazení motoru (studená)	PSN	Přívod středem nástroje (chlazení / ofuk)
CH _N	Vnější chlazení nástroje (řezu)	SN	Elektrický kabel senzoru natočení hřídele
CH _{OUT}	Vývod chlazení motoru (teplá)	SV	Škrtecí ventil pro nastavení průtoku vzduchu do předního labyrintového těsnění
L	Odsávání maziva ložisek z lekážních kanálů	T	Elektrický kabel teplotního čidla
M ₁ , M ₂ , M ₃ , M ₄	Přívod maziva pro ložiska přední sady	VZ	Přívod stlačeného vzduchu do předního labyrintového těsnění
M ₅	Přívod maziva zadního ložiska		

6.6. Ostatní periferie

V této části práce jsou podrobněji popsány doplňkové periferie zaručující trvale bezpečný chod vřetene.

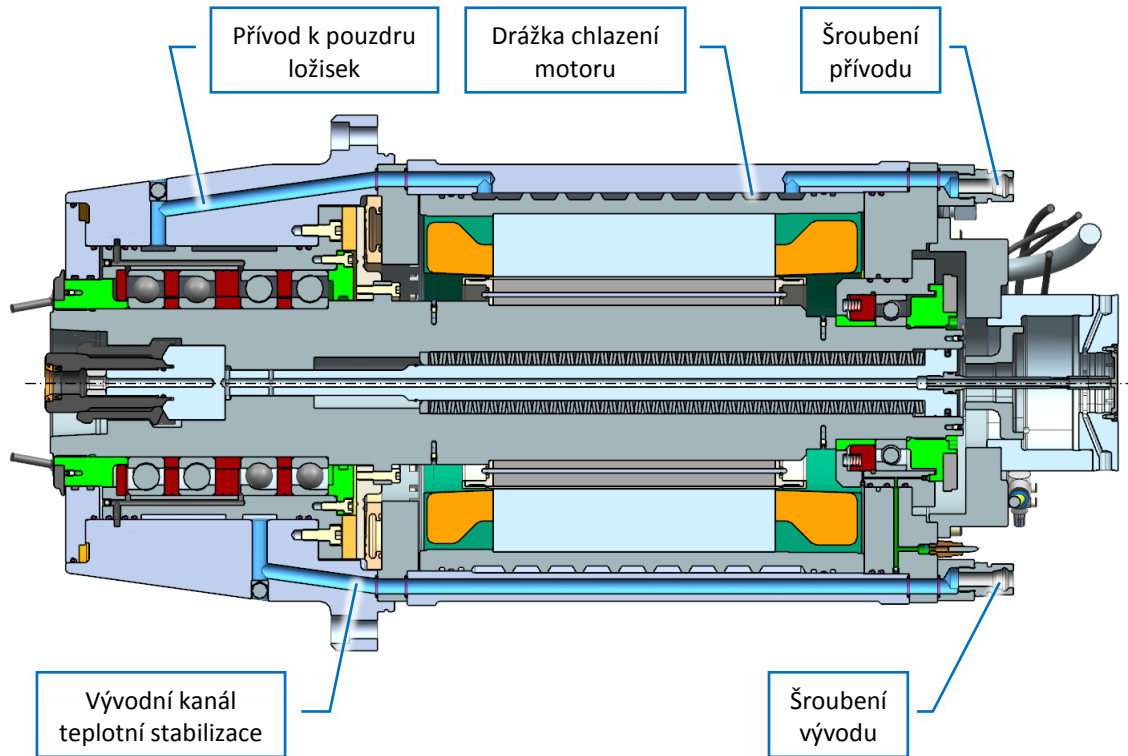
6.6.1. Teplotní stabilizace

Ve statorovém vinutí vestavěného motoru vzniká značné množství tepla, které je nutné účinně odvádět, aby nedošlo k přehřátí. Za tímto účelem je na statorovém pouzdře motoru vytvořena spirálovitá drážka, do které je přiváděno chladicí médium.

Prostřednictvím rotoru motoru se současně ohřívá vřetenový hřídel, který vlivem tepelné roztažnosti zvětšuje svůj objem. Keramické kuličky přední ložiskové sady v tomto případě fungují jako tepelná izolace. Vnitřní kroužky se tedy tepelně roztahují společně s hřídelem, zatímco chladnější vnější kroužky svůj průměr nemění. To má za následek nežádoucí zvýšení předpětí ložisek. Namísto intenzivního chlazení pouzdra předních ložisek, které by celou situaci zhoršovalo, se tekutina ohřátá průchodem statorovým pouzdrem motoru využije k jeho temperování. Skrze protékané pouzdro se teplo z motoru snáze dostane i k vnějším kroužkům ložisek a umožní tak jejich expanzi. Při vyrovnání teplot tak celé ložisko expanduje rovnoměrně a nedochází ke zvyšování předpětí.

Zadní ložisko temperováno není, protože je celé umístěno blíže k motoru, navíc má standardní ocelové kuličky, zachycuje menší reakční síly a využívá pružného předpětí. Menší velikost ložiska rovněž znamená menší ztrátový výkon a větší odstup od kritických otáček.

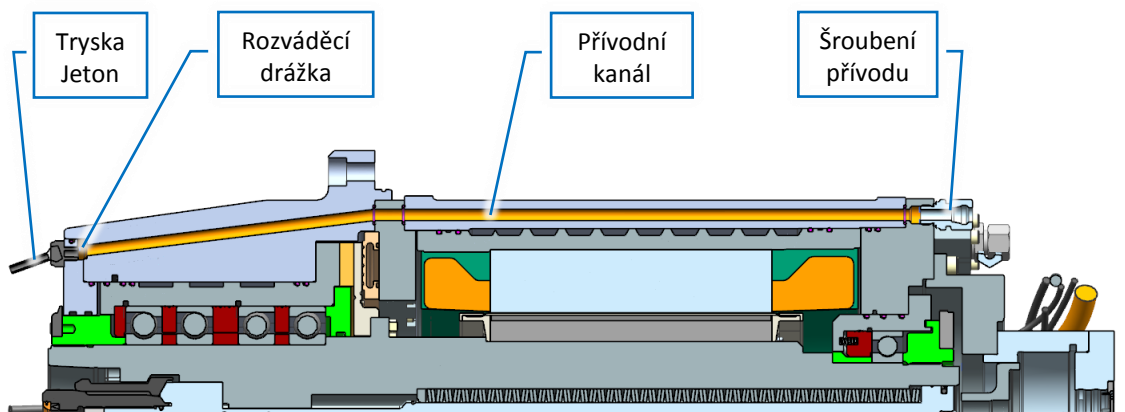
Připojení teplotně stabilizačního okruhu zajišťují hydraulická šroubení na desce rozhraní v zadní části vřetene. Světlosti vrtání kanálů a drážek v pouzdře ložisek je odvozena od světlosti chladicí spirály na statorovém pouzdře motoru, aby v celém okruhu byl zajištěn rovnoměrný průtok a nedocházelo k hromadění kapaliny v některých částech kanálu.



Obr. 38 – Vedení kanálů teplotní stabilizace vřetene

6.6.2. Chlazení řezu

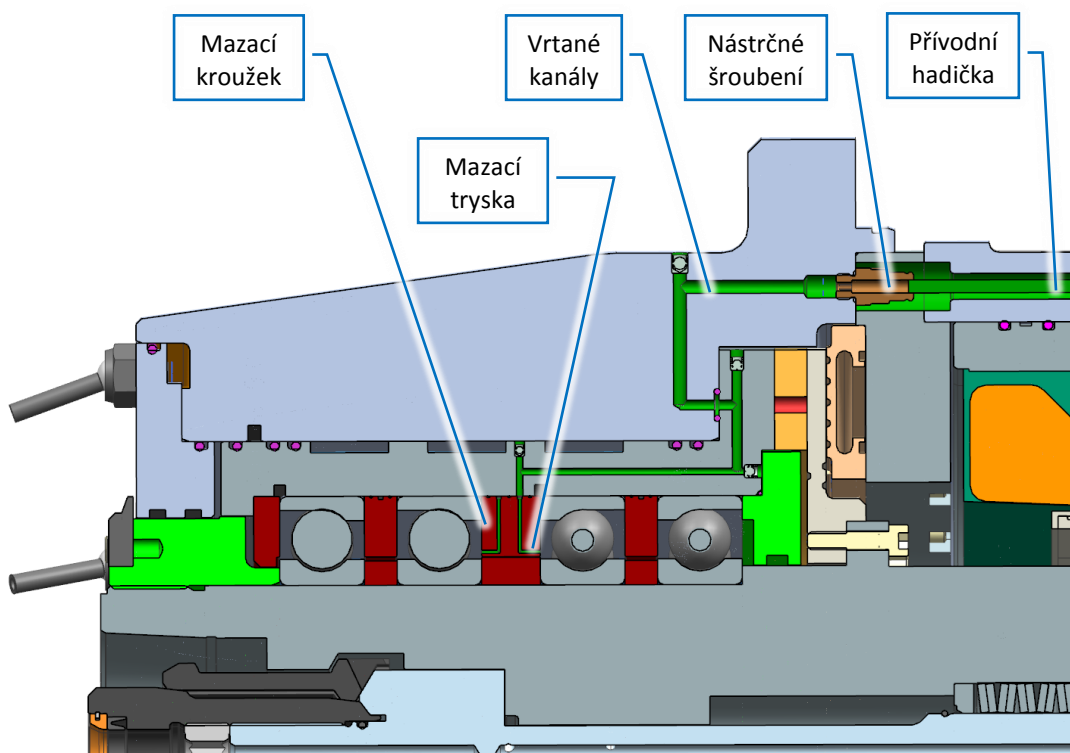
Vřetenem prochází kanál pro přívod procesní kapaliny k místu řezu. Ta slouží ke snížení tření mezi nástrojem a obrobkem, odvodu tepla z řezu a odplavení třísek z obráběného prostoru. Vrtání kanálu prochází od hydraulického šroubení na desce rozhraní do obvodové drážky mezi přední deskou a tělesem příruby. Tato drážka rozvádí kapalinu mezi čtyři vysokotlaké trysky Jeton JTSM-10-40 s nastavitelným úhlem sklonu.



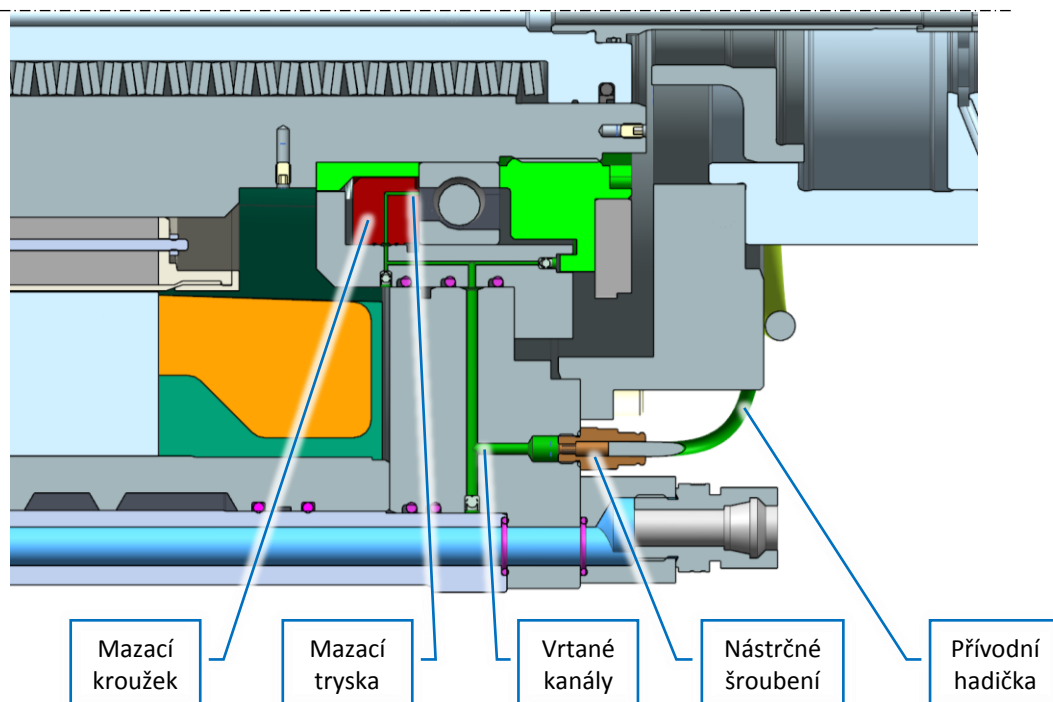
Obr. 39 - Přívod vnějšího chlazení řezu

6.6.3. Mazací systém

Mazání ložisek zajišťuje směs olej-vzduch, přiváděná plastovými hadičkami z mazací jednotky a směšovače umístěných na frézovací hlavě k nástrčným šroubením. Na šroubení navazují vrtané kanály přivádějící směs k mazacím kroužkům, které jsou v těsném kontaktu s příslušnými ložisky. Po obvodu kroužku je vytvořena drážka, rozvádějící směs mezi trysky o průměru 1 [mm], které aplikují mazivo do místa styku kuličky s vnitřním kroužkem ložiska (roztečný průměr E_{tk} [mm] uvedený v katalogu výrobce). Podle doporučení výrobce ložisek je vhodné použít olej s označením ISO VG 68 + EP (viskozita $68 \text{ [mm}^2\cdot\text{s}^{-1}]$ při $40 \text{ [}^\circ\text{C]}$ s přísadami *Extreme-Pressure*). Množství oleje se odvíjí velikosti vnitřního průměru ložiska a stanoví se na základě *Grafu 6* uvedeném v kapitole 4.2.2 *Mazání ložisek*. Pro každé ložisko v přední sadě je to přibližně $1\,000 \text{ [mm}^3\cdot\text{hod}^{-1}]$, pro zadní ložisko je to množství $300 \text{ [mm}^3\cdot\text{hod}^{-1}]$. U hybridních ložisek je doporučeno volit údaj na horním okraji vyznačené oblasti, v případě ložisek s ocelovými kuličkami pak údaj na spodním okraji. Dávkování probíhá vstřikovacím taktem 10krát za hodinu množstvím oleje na jeden takt $100 \text{ [mm}^3]$, respektive $30 \text{ [mm}^3]$. [8].

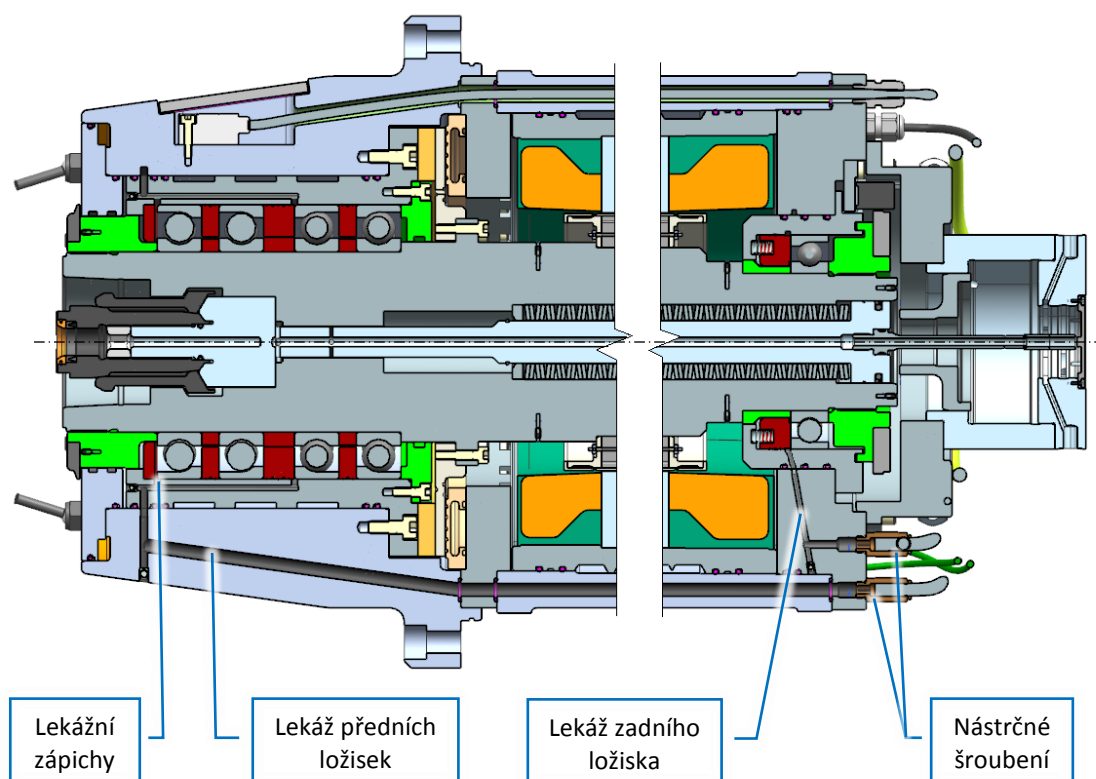


Obr. 40 - Přívod maziva do předních ložisek



Obr. 41 - Přívod maziva do zadního ložiska

Ve středním mazacím a předním distančním kroužku jsou vytvořeny radiální drážky pro odvod přebytečného maziva, které by při hromadění mohlo způsobit ohřívání ložisek. Drážky jsou přes zápichy napojeny na vrtání v pouzdech ložisek. Vrtání procházejí vřetenem, na desce rozhraní jsou zakončena nástrčnými šroubeními pro plastové hadičky a spojeny do jednoho vývodu zásuvným Y konektorem, který se dále napojí na systém odsávání. Vřeteno by mělo být do vřeteníku montováno tak, aby při horizontální poloze bylo orientováno tímto kanálem dolů, což bude napomáhat odtoku přebytečného maziva do odsávacích kanálů.



Obr. 42 – Vedení lekážních kanálů pro odvod přebytečného maziva

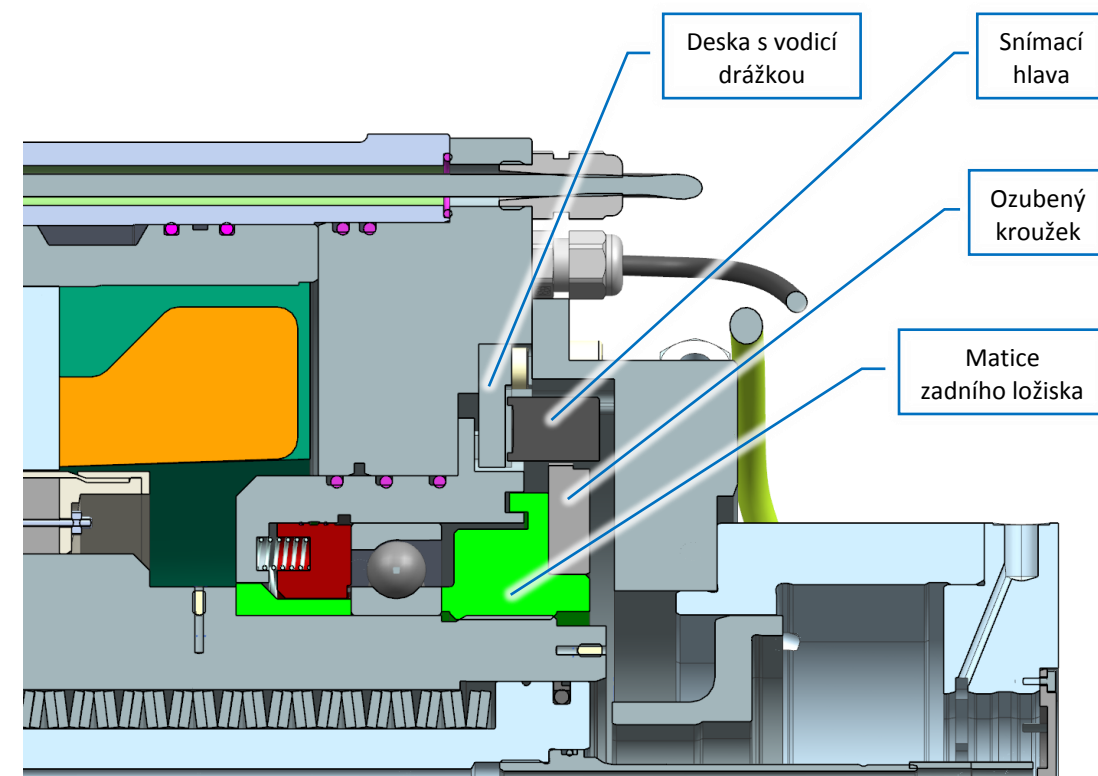
6.6.4. Snímání natočení hřídele

Pro možnost automatické výměny nástroje pomocí manipulátoru musí být vřeteno vybaveno snímačem úhlu natočení hřídele. Nástrojové držáky musí totiž svými drážkami na konci centrážního kužele přesně zaklesnout do unášecích kamenů vyfrézovaných v dutině vřetenového hřídele. K tomu je použit bezkontaktní odměřovací systém MiniCODER GEL 2449 od německého výrobce Lenord+Bauer. Skládá se ze stacionární snímací hlavy a přesného kroužku s jemným obvodovým ozubením a referenční značkou, který se spojuje s hřídelem. Signály z magnetorezistentních senzorů jsou přepočítány na rychlost a směr rotace a aktuální polohu. Díky kovovému pouzdru je systém odolný vůči mechanickému poškození a minerálním olejům. Dále se vyznačuje bezúdržbovým provozem a malým driftem signálu se změnou teploty [31].

Technické údaje senzoru MiniCODER GEL 2449 [31]

- Výstupní diferenciální signál 1 [V] (špička-špička, sin/cos)
- Digitální referenční pulz
- Frekvenční rozsah 0 až 200 [kHz]
- Teplotní rozsah -30 až +120 [°C]
- Stupeň krytí IP 68

Kroužek odměřování je nalisován na osazení matice předepínající zadní ložisko vřetene. Snímací hlava je montována na desce s vodící drážkou. Ta slouží k nastavení odpovídající velikosti radiální vůle kroužku a snímací hlavy pro ideální tvar výstupních signálů. Axiální (výškové) nastavení snímací hlavy se provede frézováním (broušením) desky na požadovanou tloušťku, případně vložením planžety mezi desku snímač a desku rozhraní.



Obr. 43 - Umístění snímače natočení hřídele

6.6.5. Diagnostika

Pro účinné řízení teplotní stabilizace a monitorování stavu je vřeteno vybaveno senzory teploty. Samotný vestavěný motor obsahuje dva vlastní termistory Pt1000 PTC uvnitř statorového vinutí. K těm je doplněn příložený snímač teploty Sensit TR141A umístěný v kapse v tělese příruby vřetene pod zatěsněným krytem. Montáž je provedena šroubem M4x10 za současného nanesení teplotně vodivé pasty mezi stykové plochy pro snížení rychlosti odezvy. V případě přehřátí motoru nebo přední sady ložisek musí být na základě údajů z těchto snímačů řídicím systémem vydán povel k zastavení vřetene.

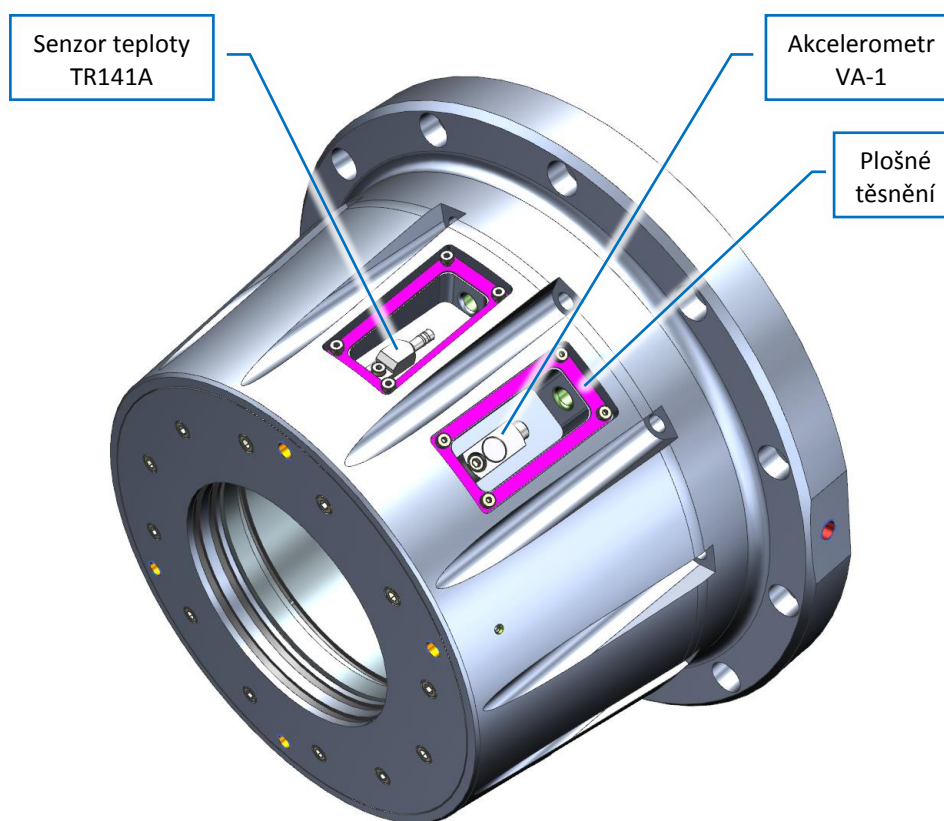
Technické údaje snímače teploty TR141A [32]

- Teplotní rozsah -50 až +200 [°C]
- Doba odezvy <10 [s]
- Typ čidla Pt1000
- Materiál pouzdra nerezová ocel DIN 1.4301
- Stupeň krytí IP 65

Z bezpečnostních důvodů je vřeteno také osazeno tříosým akcelerometrem Artis Marposs VA-1. V případě že dojde k havárii vřetene s obrobkem nebo jinými částmi stroje, mohou vzniknout trvalé deformace. Na rotujících částech se objeví nevývahy způsobující vibrace, které mohou obzvlášť při vysokých otáčkách vést k dalšímu poškození zařízení. Díky senzoru je také možné včas odhalit poškození ložisek. Akcelerometr je umístěn v kapse tělese příruby pod zatěsněným krytem a zajištěn šroubem M5x20.

Technické údaje akcelerometru VA-1 [33]

- Výstupní stejnosměrný signál 8 až 12 [V]
- Frekvenční rozsah 0,3 až 15 [kHz]
- Teplotní rozsah 0 až +70 [°C]
- Citlivost 1,02 [mV·m⁻¹·s²]
- Rezonanční frekvence >4 [kHz]
- Stupeň krytí IP 66
- Odolnost vůči procesím kapalinám



Obr. 44 - Umístění snímače teploty a akcelerometru v tělese příruby

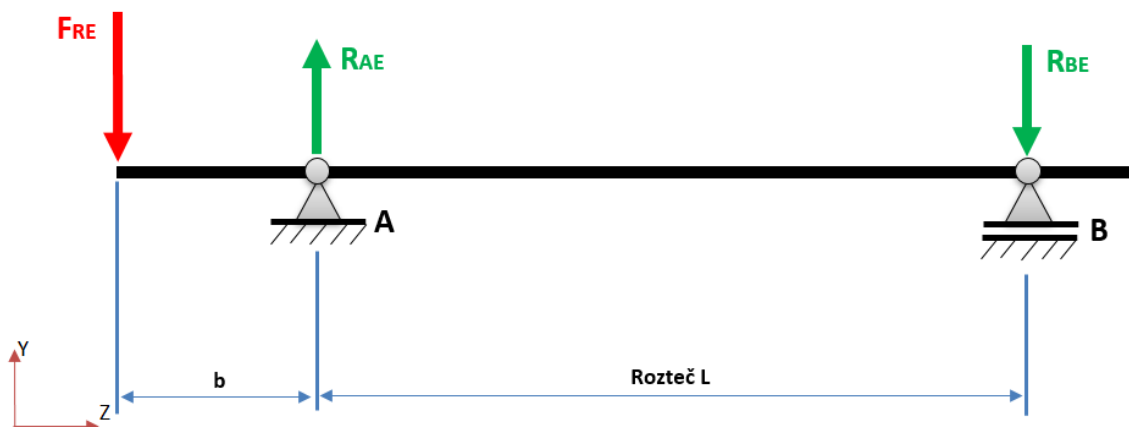
6.7. Kontrolní výpočet tuhosti vřetene na čele hřídele

V rámci návrhu hlavních komponent byly provedeny příslušné kontrolní výpočty ověřující jejich správnou funkci. V této podkapitole je proveden kontrolní výpočet radiální a axiální tuhosti vřetene. Tento parametr je u vřeten velmi sledovaný, neboť výrazně ovlivňuje přesnost obráběných dílců, a proto by měl být co možná nejvyšší.

Tuhost vřetene je dána superpozicí tuhostí soustavy vřetenový hřídel – ložiska – nosné těleso. Tuhosti ložisek jsou uvedeny v katalogu výrobce, tuhost hřídele je vypočítána analyticky. Tuhost nosného tělesa by bylo zapotřebí získat pomocí metody konečných prvků (MKP) v některém výpočtovém nástroji. Vzhledem k proporcím lze ale předpokládat, že tato tuhost je mnohonásobně vyšší oproti ložiskům a hřídeli. Proto není nosné těleso zahrnuto do výpočtu.

6.7.1. Radiální tuhost

Soustava je opět zjednodušena do podoby nosníku na dvou podporách (Obr. 45, kde b je vzdálenost čela hřídele od středu ložiskové sady a L je rozteč ložisek), zatíženého libovolně zvolenou radiální silou F_{RE} . Pod zatížením touto silou jsou určeny deformace ložisek a vřetenového hřídele. Podílem zátěžné síly a součtu deformací se získá výsledná radiální tuhost.



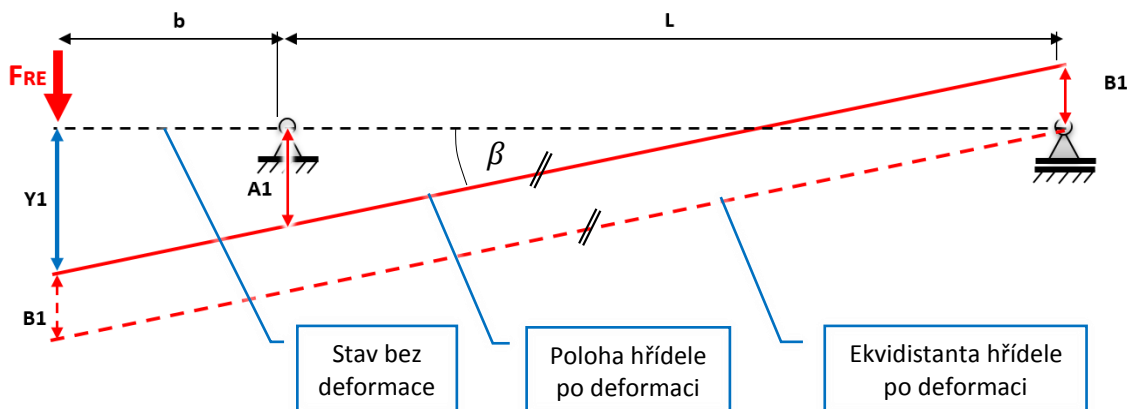
Obr. 45 - Schéma pro výpočet tuhosti vřetene

Deformace ložisek

V tomto kroku je uvažován absolutně tuhý hřídel, který změní svoji polohu vlivem deformací ložisek. Tyto deformace jsou určeny z tuhostí uložení, které jsou výsledky podkapitoly 6.3.3 *Volba ložisek a jejich kontrola*, a z níže vypočítaných radiálních reakcí. Schéma pro stanovení deformací je znázorněno na Obr. 46.

$$R_{AE} = \frac{F_{RE} \cdot (b + L)}{L} = \frac{4000 \cdot (126 + 470)}{470} = 5\,072 \text{ [N]} \quad (6.6.1.1)$$

$$R_{BE} = R_{AE} - F_{RE} = 1\,072 \text{ [N]} \quad (6.6.1.2)$$



Obr. 46 - Schéma deformace ložisek s uloženým absolutně tuhým hřídelem

Velikost deformace ložiska A – podíl reakce R_{AE} a radiální tuhosti skupiny ložisek k_{RA}

$$A1 = \frac{R_{AE}}{k_{RA}} = \frac{5\,072}{1\,203,6} = 4,2 \text{ [}\mu\text{m]} \quad (6.6.1.3)$$

Velikost deformace ložiska B – podíl reakce R_{BE} a radiální tuhosti zadního ložiska k_{RB}

$$B1 = \frac{R_{BE}}{k_{RB}} = \frac{1\,072}{331,4} = 3,2 \text{ [}\mu\text{m]} \quad (6.6.1.4)$$

Určení směrnice sklonu hřídele při deformaci ložisek

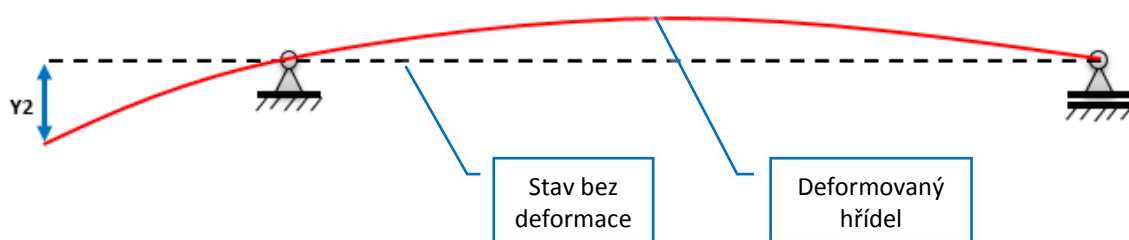
$$\text{tg}(\beta) = \frac{A1 + B1}{L} = \frac{4,2 + 3,2}{470} = 0,0159 \text{ [}\frac{\mu\text{m}}{\text{mm}}\text{]} \quad (6.6.1.5)$$

Výsledná deformace na čele hřídele $Y1$

$$Y1 = A1 + b \cdot \operatorname{tg}(\beta) = 4,2 + 126 \cdot 0,0159 = 6,21 [\mu\text{m}] \quad (6.6.1.6)$$

Deformace hřídele

V tomto kroku je naopak uvažováno absolutně tuhé uložení a počítá se deformace hřídele, zjednodušeného do podoby náhradní trubky s vnitřním průměrem $D_{Tin}=48$ mm a vnějším průměrem $D_{Tout}=105,8$ mm. Průběh deformace je patrný na Obr. 47.



Obr. 47 - Schéma deformace hřídele v absolutně tuhém uložení

Dílicí deformace na čele $Y2$ vlivem průhybu hřídele se stanoví rovnicí (6.6.1.7), kde $E [N \cdot \text{mm}^{-2}]$ je modul pružnosti v tahu a $J [\text{mm}^4]$ kvadratický modul průřezu v ohybu náhradní trubky.

$$Y2 = \frac{F_{RE} \cdot b}{6 \cdot E \cdot J} (2 \cdot b \cdot L + 2 \cdot b^2) = \frac{4\,000 \cdot 126}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 5,89 \cdot 10^6} = 10,20 [\mu\text{m}] \quad (6.6.1.7)$$

Výsledná radiální tuhost je dána podílem radiální zátěžné síly F_{RE} a součtu deformací $Y1$ a $Y2$.

$$k_R = \frac{F_{RE}}{Y1 + Y2} = \frac{4\,000}{6,21 + 10,20} = 243,7 [N \cdot \mu\text{m}^{-1}] \quad (6.6.1.8)$$

6.7.2. Axiální tuhost

Axiální tuhost vřetene je v podstatě určena axiální tuhostí přední ložiskové skupiny. Ta se dle *Tab. 5 - Přepočty axiálních tuhostí skupin ložisek [8]* vypočítá vynásobením katalogové hodnoty axiální tuhosti daného ložiska příslušným koeficientem pro zvolenou sadu uspořádání.

$$k_{Ax} = C_{ax\ sady} = 2 \cdot C_a = 2 \cdot 100,3 = \mathbf{200,6} \text{ [N} \cdot \mu\text{m}^{-1}] \quad (6.6.2.1)$$

6.7.3. Zhodnocení tuhosti

V této kapitole byly pomocí příslušných vzorců a patřičných zjednodušení stanoveny hodnoty radiální a axiální tuhosti elektrovřetene. Kapitola 3.2 *Vřeteník obráběcího stroje* v publikaci *Konstrukce CNC obráběcích strojů III [30]* udává podmínku minimální hodnoty tuhosti vřetene výrobního stroje $C_{min} = 120 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$. Stanovené tuhosti splňují tuto podmínku v obou případech téměř s dvojnásobnou rezervou. Proto lze tedy navržené vřeteno považovat za dostatečně tuhé pro dané použití.

7. Závěr

Tato diplomová práce se zabývá návrhem frézovacího vřetene pro dvouosou frézovací hlavu, které umožňuje i soustružnické operace. Rešeršní část práce se zabývá současnou situací na trhu. Pro představu jsou uvedeny příklady multifunkčních obráběcích strojů na bázi frézky a soustruhu s parametry vřeten blízkými cílovým parametrům této práce. Dále se práce věnuje porovnání parametrů dostupných vřeten s integrovaným pohonem, konkrétně maximálních dosahovaných krouticích momentů, rychlostí otáčení a délkových rozměrů. Z přehledu je patrné, že v oblasti cílových parametrů práce je nabídka vřeten velmi slabá, což umožňuje zaujmout na trhu výhodnou pozici. V rámci rešerše jsou také popsány hlavní komponenty klíčové k naplnění cílových parametrů. Základem je přehled dostupných vestavných motorů a jejich parametrů, na který navazují informace o ložiskách, systému automatického upnutí nástroje a způsobech zpevnění vřetenového hřídele pro soustružnické operace.

Na základě získaných informací byly předloženy dva konstrukční návrhy mechanismu zpevnění, zhodnoceny vlastnosti a vybrána varianta s kotoučovou brzdou. Hlavními výhodami této varianty jsou kompaktnější zástavbové rozměry, menší počet komplikovaných dílců a menší nebezpečí průniku maziva z ložisek do zpevňovacího mechanismu. Informace uvedené v rešeršní části práce dále posloužily jako podklady pro výběr optimálních komponent, přičemž byly definovány řezné podmínky referenčních technologických operací a provedeny příslušné návrhové a kontrolní výpočty komponent vřetene. Následně byl ve CAD prostředí software Siemens NX vytvořen 3D model elektrovřetene s celkovou délkou 757 [mm] a průměrem tubusu 316 [mm].

Klíčovou komponentou určující výsledné parametry vřetene je vestavný motor Siemens 1FE1124-4WN31-6BA dosahující maximálních otáček pouze 14 000 [min⁻¹], přičemž jmenovitý krouticí moment je 200 [N·m] a maximální krouticí moment v režimu přetížení S6 (25%) 315 [N·m]. Na trhu jsou sice k dostání i motory splňující jak požadavek krouticího momentu, tak i rychlosti otáčení, ovšem mají výrazně větší rozměry. Protože se předpokládá umístění do dvouosé frézovací hlavy, je zvětšování rozměrů nežádoucí.

Z toho důvodu byl upřednostněn kompaktnější motor na úkor maximální dosažitelné rychlosti otáčení. Mechanismus zpevnění hřídele pro soustružnické operace sestává z kotouče svíraného mezi třecí vložku a hydraulicky ovládaný bronzový prsteneček Kostykra. Kotouč je s hřídelem pevně spojen sadou šroubů a pojištěn dvěma kolíky. Pro uložení vřetenového hřídele v přední části byla použita čtveřice hybridních ložisek s kosoúhlým stykem, v uspořádání QBC (tandem do „O“). Tato sada byla navržena především s ohledem na tuhost uložení a odolnost vůči dynamickému i statickému silovému zatížení. Z toho důvodu vychází vypočítaná životnost ložisek několikanásobně větší, než bývá obvykle požadováno. V zadní části je hřídel uložen ve standardním ložisku s ocelovými kuličkami. Předepnutí ložiska pomocí sady tlačných pružin zabraňuje nežádoucímu zvyšování předpětí vlivem tepelných dilatací konstrukce. Mazání je řešeno směsí olej-vzduch přiváděnou prostřednictvím vrtaných kanálů do trysek v opěrných kroužcích ložisek. Pro automatické upnutí nástroje byl zvolen systém výrobce OTT Jakob s rozhraním HSK100-A a speciální uvolňovací jednotkou s rotačním přívodem pro rozměrově náročné aplikace. K odvodu nahromaděného maziva slouží lekážní kanály napojené na odsávání. Vřeteno je vybaveno teplotní stabilizací využívající tepla odváděného z motoru k temperování přední ložiskové sady, aby se zabránilo zvyšování předpětí. Do místa řezu může být dopravována procesní kapalina středem nástroje a z vnějšku pomocí čtveřice úhlově nastavitelných trysek. Závěrem byl proveden kontrolní výpočet radiální a axiální tuhosti vřetene. Na základě výsledků výpočtů lze navržené vřeteno považovat za dostatečně tuhé pro dané použití.

Díličními body bylo naplněno zadání diplomové práce. Navržené zařízení dosahuje parametrů, díky kterým může zaujmout konkurenceschopné místo na trhu. Práci je možné dále rozvíjet prostřednictvím příslušných výpočtů metodou konečných prvků, získáním informací o dynamickém chování provedením modální analýzy a v konečné fázi otestováním reálného prototypu.

Seznamy

Seznam použité literatury

- [1] DMC 80 FD DUOBLOCK DMG T. [Online] [Citace: 3. leden 2019]
Dostupné z: <http://mikpicl.pw/dmc-80-fd-duoblock-DMG-t.html>
- [2] KOLÁŘ, Petr a Jan MORAVEC. Vřetena a jejich komponenty. MM Průmyslové spektrum [online]. 2010, 26.04.2010, 2010, 44-47 [Citace: 3. leden 2019]. ISSN 1212-2572. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/vretena-a-jejich-komponenty.html>
- [3] Produktový katalog. MULTICUT 630 – Multifunkční soustružnicko-frézovací centrum Kovosvit MAS. [Online] [Citace: 5. leden 2019]. Dostupné z: https://www.kovosvit.cz/download/lightproducts_produkty_cs/1540365502_cs_1_86_multicutczweb.pdf
- [4] Produktový katalog. Řada DMU duoBLOC DMG MORI – Univerzální obráběcí centrum pro pětiosé obrábění, dostupné rovněž v soustružnicko-frézovací verzi. [Online] [Citace: 5. leden 2019]. Dostupné z: http://media.dmgmori.com/media/epaper/dmu_dmc_duoblock_uk/index.html#36
- [5] Individual spindles. [Online] [Citace: 9. leden 2019]. Dostupné z: <https://www.weissgmbh.com/en/products/milling/individual-spindles/>
- [6] Produktový katalog. Vřetenové motory. [Online] [Citace: 12. leden 2019]. Dostupné z: <https://www.fanuc.eu/cz/cs/cnc/pohonn%C3%A9-syst%C3%A9my/motory>
- [7] Produktový konfigurátor. SIEMENS. [Online] [Citace: 13. leden 2019]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/xx/uk/Catalog/Products/10283157>
- [8] Produktový katalog. Super přesná ložiska. [Online] [Citace: 20. leden 2019]. Dostupné z: <https://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/mediathek/library/library-details.jsp?id=114230>
- [9] Produktový katalog. Vysoce přesná ložiska. [Online] [Citace: 20. leden 2019] Dostupné z: https://www.skf.com/binary/151-129877/0901d196804385f4-Super-precision-bearings---13383_1-CS.pdf
- [10] Produktový katalog. Super Precision Bearing. [Online] [Citace: 20. leden 2019]. Dostupné z: <https://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/mediathek/library/library-details.jsp?id=114230>
- [11] Produktový katalog. Vysoce přesná ložiska. [Online] [Citace: 20. leden 2019]. Dostupné z: https://www.skf.com/binary/151-129877/0901d196804385f4-Super-precision-bearings---13383_1-CS.pdf
- [12] SKF Mazací systémy. [Online] [Citace: 22. leden 2019]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/lubrication-solutions/lubrication-systems/index.html>
- [13] Produktový katalog. Řady výrobků OLA, MV a 161. [Online] [Citace: 25. leden 2019]. Dostupné z: <https://www.skf.com/binary/151-32208/0901d19680221e18-1-5012-3-CS.pdf>
- [14] Nástrojové kužely. [Online] [Citace: 25. leden 2019]. Dostupné z: <http://www.tumlikovo.cz/nastrojove-kuzely/>

- [15] Nástroje, upínání nástrojů a ostření. [Online] [Citace: 25. leden 2019].
Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1228>
- [16] Steep taper. The proven tool interface solution. [Online]
[Citace: 25. leden 2019]. Dostupné z: https://www.ott-jakob.de/en/steep_taper/
- [17] HSK. The standard interface. [Online] [Citace: 25. leden 2019].
Dostupné z: <https://www.ott-jakob.de/en/hsk/>
- [18] Rotary union. The optimal solution dor all media. [Online] [Citace: 25. leden 2019]
Dostupné z: https://www.ott-jakob.de/en/rotary_union/
- [19] Compact Drawbar Enables Power-Off Clamping. [Online]
[Citace: 25. leden 2019]. Dostupné z:
<https://www.mmsonline.com/products/compact-drawbar-enables-power-off-clamping>
- [20] Hirth Rings. [Online] [Citace: 22. leden 2019]
Dostupné z: <https://voith.com/corp-en/hirth-couplings/hirth-rings.html>
- [21] TOOL SPINDLES FOR AUTOMATIC TOOL CHANGE. [Online]
[Citace: 22. leden 2019]. Dostupné z: <https://www.gmn.de/en/spindles/spindle-groups/tool-spindles-for-automatic-tool-change/>
- [22] Produktový katalog. KOSTYRKA Clamping sleeves catalog. [Online]
[Citace: 25. leden 2019]. Dostupné z:
<https://www.kostyrka.com/produkte/klemmstreifen-klemmscheiben-klemmringe.html>
- [23] Siemens WEISS Spindle Service. [Online] [Citace: 22. leden 2019]. Dostupné z:
https://w3app.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentcenter/mc/InfocenterLanguagePacks/Siemens%20WEISS%20Spindle-Service/WEISS_SWSS_en.pdf
- [24] Produktový katalog. KOSTYRKA Clamping Flat Machine Elements. [Online] [Citace: 25. leden 2019]. Dostupné z: <https://www.kostyrka.com/produkte/klemmstreifen-klemmscheiben-klemmringe.html>
- [25] Online konfigurátor. 1FE built-in motors. [Online] [Citace: 25. leden 2019].
Dostupné z:
<https://mall.industry.siemens.com/mall/xx/uk/Catalog/Products/10283157>
- [26] *OTT-JAKOB SPANNTÉCHNIK GMBH. Automatic tool clamping: Complete systems and components at a glance. Industriestrasse 3-7, 87663 Lengenwang, Germany, 2015, 166 s.*
- [27] MSU Sensor System. SMART 3-IN-1 MONITORING SOLUTION. [Online] [Citace: 25. leden 2019]. Dostupné z: <https://www.ott-jakob.de/en/msu/>
- [28] Produktový katalog. Tlačné pružiny - Pružinová ocel. [Online]
[Citace: 12. červen 2019]. Dostupné z:
https://www.hennlich.cz/fileadmin/_migrated/cz_Tla%C4%8Dn%C3%A9_pru%C5%B7Einy_-_tabulky_patent_1-1_4.pdf
- [29] Nástroje, upínání nástrojů a ostření. [Online] [Citace: 25. červen 2019].
Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1196>
- [30] Produktový katalog. JETON. High preassure adjustable nozzle. Spraying device. [Online] [Citace: 25. červen 2019]. Dostupné z:
http://www.jeton.com.tw/www/apps/smarty/tpl/default/tmp/image/download/pdf_1428906399.pdf
- [31] Lenord+Bauer. MiniCODER GEL 2449 [Online] [Citace: 25. červen 2019].
Dostupné z: <https://www.lenord.com/products/minicoder/gel-2449/>
- [32] SENSIT. Snímače teploty s kabelem [Online] [Citace: 25. červen 2019].
Dostupné z: <https://www.sensit.cz/cz/produkt/tr-141a-a-tr-141e-br/-dural-nebo-nerez-50-c-az-200-c-21452-20670-781/>

- [33] MARPOSS. Vibration sensors. [Online] [Citace: 25. červen 2019].
Dostupné z: <https://www.marposs.com/eng/product/vibration-sensors>
- [34] HOUŠA, J.: Stavba výrobních strojů II. ČVUT, Praha, 1994.
- [35] MAREK, J. a kol. Konstrukce CNC obráběcích strojů IV. MM publishing, Praha, 2018.
ISBN 978-80-906310-8-3.
- [36] LOPEZ DE LACALLE, N., LAMIKIZ MENTXAKA, A. (Eds.). Machine Tools for High Performance Machining. Springer 2009. ISBN 978-1-84800-380-4.
- [37] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-86490-74-2.

Seznam obrázků

Obr. 1 - DMU duoBLOCK, DMG MORI [1]	- 14 -
Obr. 2 - MULTICUT 630, Kovosvit MAS [3]	- 16 -
Obr. 3 - DMU 125 FD duoBLOCK, DMG Mori [4]	- 17 -
Obr. 4 - Řez frézovacím elektrovřetenem WEISS [5]	- 18 -
Obr. 5 - Kuličkové ložisko s kosouhlým stykem, dvouřadé válečkové a kuličkové radiálně-axiální ložisko, INNA FAG [8]	- 24 -
Obr. 6 - Mazací jednotka SKF OLA02 [13]	- 28 -
Obr. 7 – Upínací rozhraní se strmým kuzelem ISO [16]	- 29 -
Obr. 8 - Upínací rozhraní se systémem HSK [17]	- 30 -
Obr. 9 - Rotační jednotka OTT Jakob [18]	- 30 -
Obr. 10 - Schéma automatického upínacího systému nástrojů [16]	- 31 -
Obr. 11 - Princip Hirthova ozubení [20]	- 32 -
Obr. 12 - Hirthovo ozubení použité na vřetenu firmy GMN [21]	- 32 -
Obr. 13 - Hydraulické svěrné pouzdro pro zpevnění hřídele vřetena [23]	- 33 -
Obr. 14 – Bronzový prsteneč firmy Kostyrka GmbH [24]	- 34 -
Obr. 15 - Skica varianty se svěrným pouzdrem	- 35 -
Obr. 16 - Skica varianty s kotoučovou brzdou	- 36 -
Obr. 17 - Schéma postupu konstrukčního zpracování	- 38 -
Obr. 18 - Vestavný motor Siemens Simotics M-1FE1 [25]	- 39 -
Obr. 19 – Navržený systém automatického upínače nástrojů OTT Jakob	- 42 -
Obr. 20 - Schéma uložení a zatížení vřetene	- 44 -
Obr. 21 - Náhled databáze ložisek a jejich parametrů	- 51 -
Obr. 22 - Náhled výpočtu sledovaných parametrů ložisek	- 52 -
Obr. 23 – Schéma pružného předepnutí zadního ložiska	- 53 -
Obr. 24 - Schéma pro určení tuhosti pružiny [28]	- 54 -
Obr. 25 - Schéma působení sil na soustružnický nůž	- 56 -
Obr. 26 - Schéma zatížení vřetene při soustružení	- 57 -

Obr. 27 – Schéma řešení zpeřňovacího mechanismu	59 -
Obr. 28 - Řez konstrukčním uzlem rotoru vřetene	61 -
Obr. 29 - ISO pohled na konstrukční uzel rotoru vřetene	61 -
Obr. 30 – Řez konstrukčním uzlem uložení rotoru vřetene	62 -
Obr. 31 - Řez konstrukčním uzlem vyvažování	63 -
Obr. 32 - ISO pohled na konstrukční uzel zpevnění	64 -
Obr. 33 - Řez konstrukčním uzlem tubusu vřetene	65 -
Obr. 34 - ISO pohled na zadní část konstrukčního uzlu tubusu vřetene	65 -
Obr. 35 - Řez elektrovřetenem	67 -
Obr. 36 - ISO pohled na elektrovřeteno	67 -
Obr. 37 - Označení přívodů elektrovřetene	68 -
Obr. 38 – Vedení kanálů teplotní stabilizace vřetene	70 -
Obr. 39 - Přívod vnějšího chlazení řezu	70 -
Obr. 40 - Přívod maziva do předních ložisek	71 -
Obr. 41 - Přívod maziva do zadního ložiska	72 -
Obr. 42 – Vedení lékařských kanálů pro odvod přebytečného maziva	73 -
Obr. 43 - Umístění snímače natočení hřídele	74 -
Obr. 44 - Umístění snímače teploty a akcelerometru v tělese příruby	76 -
Obr. 45 - Schéma pro výpočet tuhosti vřetene	77 -
Obr. 46 - Schéma deformace ložisek s uloženým absolutně tuhým hřídelem	78 -
Obr. 47 - Schéma deformace hřídele v absolutně tuhém uložení	79 -

Seznam grafů

Graf 1 - Přehled parametrů dostupných elektrovřeten - maximálních krouticích momentů a maximálních rychlostí otáčení	19 -
Graf 2 - Charakteristiky motoru Bil 160M/13000 v režimu LOW winding [6]	21 -
Graf 3 - Charakteristiky motoru Bil 160M/13000 v režimu HIGH winding [6]	21 -
Graf 4 – Přehled parametrů dostupných vestavných motorů – maximálních krouticích momentů a maximálních rychlostí otáčení	22 -
Graf 5 - Trvanlivost tuku v závislosti na otáčkách [8]	26 -
Graf 6 - Množství oleje pro mazání vřetenových ložisek FAG systémem olej-vzduch [8]	27 -
Graf 7 - Momentové a výkonové charakteristiky motoru Siemens [25]	40 -
Graf 8 - Vliv vnějšího zatížení na předepnutou sadu ložisek [9]	48 -
Graf 9 - Určení přesahu hřídele dle otáček a faktoru přesahu [8]	50 -

Seznam tabulek

Tab. 1 – Přehled dostupných vestavných elektromotorů	- 22 -
Tab. 2 - Porovnání parametrů motorů Siemens a Fanuc	- 39 -
Tab. 3 - Srovnání parametrů pracovních bodů	- 40 -
Tab. 4 - Redukční faktory otáček pro skupiny vřetenových ložisek [8]	- 45 -
Tab. 5 - Přepočty axiálních tuhostí skupin ložisek [8]	- 46 -
Tab. 6 - Přepočty radiálních tuhostí skupin ložisek [8]	- 46 -
Tab. 7 - Výpočet síly odlehčení pro sady ložisek [8]	- 48 -
Tab. 8 - Přehled přibližně vyhovujících ložisek pro přední sestavu	- 52 -
Tab. 9 - Parametry zadního ložiska	- 53 -
Tab. 10 - Legenda označení přívodů elektrovřetene	- 68 -

Seznam příloh

Textové přílohy

- Příloha 1 - Technický list motoru Siemens 1FE1124-4WN31-6BA2
- Příloha 2 - Charakteristiky motoru Siemens 1FE1124-4WN31-6BA2

Výkresová dokumentace

- Výkres sestavy elektrovřetene ASM_000004459/00
- Výrobní výkres příruby vřetene PRT_000018272/00
- Výrobní výkres pouzdra předních ložisek PRT_000018239/00
- Výrobní výkres vřetenového hřídele PRT_000018313/00

Elektronické přílohy

- Text práce (.pdf)
- 3D model sestavy elektrovřetene (.stp)
- 3D model sestavy elektrovřetene (.x_t)
- Výkres sestavy elektrovřetene (.pdf)
- Výrobní výkres příruby vřetene (.pdf)
- Výrobní výkres pouzdra předních ložisek (.pdf)
- Výrobní výkres vřetenového hřídele (.pdf)
- Výpočtové soubory (.xls)
- Katalogy a technické listy (.pdf)

Příloha 1 - Technický list motoru Siemens 1FE1124-4WN31-6BA2 [25]

SIEMENS

Zabudovaný synchronní motor SIMOTICS M-1FE1
 SIMOTICS M-1FE1 synchronous built-in motor

Údaje pro objednání pomocí 1FE1124-4WN31-6BA2 MLFB


Podobné zobrazení / Figure similar

Č. zakázky zákazníka / Client order no.:

Č. zakázky Siemens / Order no.:

Č. nabídky / Offer no.:

Poznámka / Remarks:

Č. položky / Item no.:

Č. komentáře / Consignment no.:

Projekt / Project:

Projekční parametry / Engineering data		Mechanické parametry / Mechanical data	
Jmenovitý výkon <i>Rated power</i>	63,0 kW	Délka motoru <i>Motor length</i>	315 mm
Jmenovitá otáčky <i>Rated speed</i>	3000 ot/min	Vnější průměr statoru <i>Outer diameter stator</i>	270,0 mm
Jmenovitý moment <i>Rated torque</i>	200,0 Nm	Jmenovitý průměr rotoru <i>Inner diameter rotor</i>	110,0 mm
Jmenovitý proud <i>Rated current</i>	135 A	Provedení statoru <i>Stator design</i>	s chladicím pláštěm with cooling jacket
Moment v klidu <i>Static torque</i>	200,00 Nm	Provedení rotoru <i>Rotor design</i>	bez krytu rotoru without rotor sleeve
Proud v klidu <i>Static current</i>	135,00 A	Ochrana motoru <i>Motor protection</i>	Zalité vinutí s úplnou ochranou (2 x teplotní snímač + 3 x PTC) Cast winding with full protection (2 temperature sensors + 3 PTCs)
Maximální otáčky <i>Maximum speed</i>	14000 ot/min	Kontrola teploty <i>Temperature monitoring</i>	Snímač teploty Pt1000 ve statorovém vinutí Pt1000 temperature sensor in the stator winding
Maximální moment <i>Maximum torque</i>	335,0 Nm	Kabelová odbočka <i>Cable outlet</i>	volné konce kabelu 500 mm (odbočka kabelu u větších vnějších průměrů krytu) Free cable ends 500 mm (cable outlet at the larger outside housing diameter)
Maximální proud <i>Maximum current</i>	270 A	Rozsah dodávky <i>Scope of delivery</i>	Stator + rotor
Moment setrvačnosti rotoru <i>Rotor moment of inertia</i>	0,05112 kgcm ²		Stator + rotor
Modul VPM <i>VPM module *</i>	Nutné omezení napětí (VPM nebo IVP) Voltage limitation required (VPM or IVP)		
Fyzikální konstanty / Physical constants			
Napěťová konstanta při 20°C <i>Voltage constant at 20°C</i>	95,0 V/1000*min ⁻¹		
Odpor vinutí při 20°C <i>Winding resistance at 20°C</i>	0,0420 Ω		
Indukčnost pole <i>Rotary field inductance</i>	2,10 mH		
Tepečná časová konstanta <i>Thermal time constant</i>	4 min		
Čistá hmotnost rotoru <i>Net weight of rotor</i>	12,1 kg		
Čistá hmotnost statoru <i>Net weight of stator</i>	58,0 kg		
Celková čistá hmotnost <i>Total net weight</i>	70,1 kg		

* VPM: Modul napěťové ochrany

Příloha 2 - Charakteristiky motoru Siemens 1FE1124-4WN31-6BA2 [25]

SIEMENS

Charakteristiky motoru SIMOTICS M-1FE1
SIMOTICS M-1FE1 motor characteristics

Údaje pro objednání pomocí 1FE1124-4WN31-6BA2 MLFB

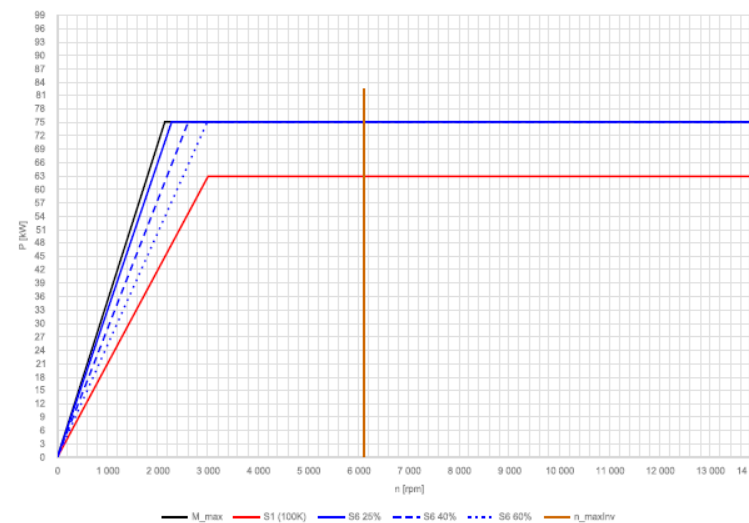
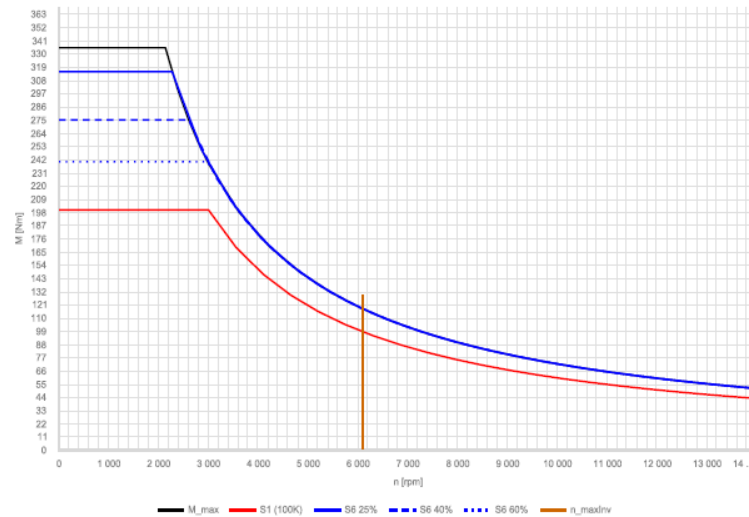


Podobné zobrazení / Figure similar

Č. zakázky zákazníka / Client order no.:
 Č. zakázky Siemens / Order no.:
 Č. nabídky / Offer no.:
 Poznámka / Remarks:

Č. položky / Item no.:
 Č. komentáře / Consignment no.:
 Projekt / Project:

SINAMICS S120 na ALM 400V
 SINAMICS S120 on ALM 400V



Technické změny vyhrazeny! Mohou existovat rozdíly mezi údajovým listem a typovým štítkem.
 Technical data are subject to change! There may be discrepancies between calculated and rating plate values.