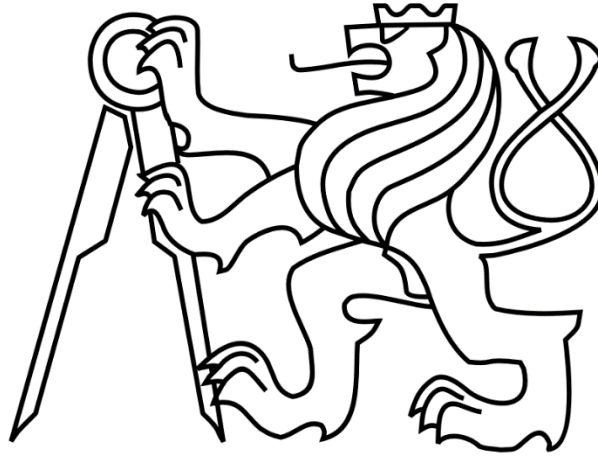


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Frézovací vřeteno s koaxiálním pohonem a snadnou servisovatelností

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kočár** Jméno: **Ladislav** Osobní číslo: **459875**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Výrobní stroje a zařízení**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Frézovací vřeteno s koaxiálním pohonem a snadnou servisovatelností

Název diplomové práce anglicky:

Milling spindle with coaxial drive and easy-access for service

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Vřeteno je klíčovou částí obráběcího stroje. Ovlivňuje přesnost a produktivitu obrábění. Životnost jeho ložisek je omezená a je nutno je po definovaném časovém úseku vyměňovat. Pro rychlou výměnu hlavního uložení (jednodušší servisovatelnost) je možno přední uložení vřetena navrhnout jako snadno demontovatelnou cartridge. Zadání: Navrhněte frézovací vřeteno s konceptem založeném na vyjímatelné cartridge vřetena z vřeteníku a externího koaxiálního pohonu. Parametry: 15 tis. ot/min, 15 kW, HSK63A, obrábění konstrukční oceli a hliníkové slitiny. Osnova práce: Rešerše současných řešení; návrh koncepce konstrukce; návrhové a kontrolní výpočty hlavního uložení s ohledem na technologické využití vřetena; konstrukční zpracování vybrané varianty. Rozsah grafické části: CAD model, výkres sestavy, výrobní výkresy tří vybraných součástí. Rozsah textové části: 60-80 stran.

Seznam doporučené literatury:

Marek, J. et al: Konstrukce CNC obráběcích strojů IV. MM publishing, 2018.
Výukové podklady z předmětu Obráběcí stroje
Technická dokumentace výrobců vřeten a obráběcích strojů dostupná na internetu.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

doc. Ing. Petr Kolář, Ph.D., ústav výrobních strojů a zařízení FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **29.04.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **25.07.2021**

Platnost zadání diplomové práce: **30.09.2021**

doc. Ing. Petr Kolář, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. Matěj Sulitka, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1.7.2009.

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

V Praze dne 16.07.2021

.....

Podpis

Poděkování

Rád bych poděkoval panu doc. Ing. Petru Kolářovi, Ph.D. za jeho cenné rady a poskytnutí informací a za to, že mi byl nápomocen s vlastním řešením této práce a ochotně komunikoval při řešení zadaného tématu. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Eduardu Stachovi, Ph.D. za konzultace a praktické rady.

Chtěl bych také poděkovat své rodině a kamarádům, že měli pochopení pro tvorbu diplomové práce a respektovali časovou náročnost, kterou bylo nutné pro tuto práci obětovat. Chci jim poděkovat především za to, že mě často podporovali ve chvílích, kdy se mi při studiu nedařilo.

Anotace

Autor:	Bc. Ladislav Kočár
Název DP:	Frézovací vřeteno s koaxiálním pohonem a snadnou servisovatelností
Rozsah práce:	87 str., 62 obr., 5 graf., 6 tab.
Školní rok vyhotovení:	2020/2021
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 - Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Petr Kolář, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Eduard Stach, Ph.D.
Zadavatel:	Ú12135 - Ústav výrobních strojů a zařízení
Využití:	Instalace do vertikální frézovacího centra
Klíčová slova:	Vřeteno, frézování, vřetenová ložiska, servisovatelnost, elektromotor, řezná síla
Anotace	Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem frézovacího vřetene s koaxiálně uloženým pohonem. Vřeteno je navrženo jako snadno vyjímatelná jednotka z vřeteníku. Na základě rešerše dostupných řešení na trhu, byly navrženy optimální komponenty a provedeny návrhové výpočty vzhledem k cíleným parametrům. Výstupem práce jsou kontrolní výpočty a výkresová dokumentace.

Annotation

Author:	Bc. Ladislav Kočár
Title of dissertation:	Milling spindle with coaxial drive and easy serviceability
Extent:	87 p., 62 fig., 5 char., 6 tab.
Academic year:	2020/2021
University:	CTU in Prague, 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:	Faculty of Mechanical Engineering
Application:	Mounting into vertical milling center
Key words:	Spindle, milling, spindle bearings, serviceability, electric motor, cutting force
Annotation:	The thesis is focused on the design of a milling spindle with a coaxially mounted drive. The spindle is designed as an easily removable unit from the headstock. Based on a search of available solutions on the market, optimal components were designed, and design calculations were performed with respect to the targeted parameters. The output of the work are control calculations and drawing documentation.

Seznam použitých veličin, jednotek a značek

A	[mm]	Vyložení nástroje
B	[mm]	Vzdálenost uložení od čela vřetena
C	[N]	Dynamická únosnost
C_0	[N]	Statická únosnost
d	[μm]	Velikost zrna
D	[mm]	Průměr řezné části nástroje
D_d	[mm]	Průměr držáku nástroje
D_n	[mm]	Průměr řezné části nástroje
$D_{stř}$	[mm]	Střední průměr nástroje
E	[$N \cdot mm^{-2}$]	Youngův modul pružnosti
F_{ax}	[N]	Axiální síla
F_{AXm}	[N]	Střední axiální reakce v podpěře A
F_{AYm}	[N]	Střední radiální reakce v podpěře A
F_{BYm}	[N]	Střední radiální reakce v podpěře B
F_c	[N]	Tangenciální síla
F_r	[N]	Radiální síla
HV	[$N \cdot mm^{-2}$]	Tvrдость podle Vickerse
J	[mm^4]	Kvadratický moment průřezu
K_{IC}	[$MPa \cdot m^{0,5}$]	Lomová houževnatost
L	[mm]	Vzdálenost mezi ložisky
L_c	[mm]	Celková délka nástroje
L_d	[mm]	Délka držáku nástroje
L_{EM}	[mm]	Celková délka elektromotoru
L_n	[mm]	Délka řezné části nástroje
M_A	[Nm]	Kroutící moment k uložení A
M_k	[Nm]	Kroutící moment
n	[min^{-1}]	Otáčky vřetena
n_{jm}	[min^{-1}]	Jmenovité otáčky

n_m	$[min^{-1}]$	Střední otáčky vřetena
n_{max}	$[min^{-1}]$	Maximální otáčky vřetena
n_{ov}	$[min^{-1}]$	Otáčky olej – vzduch
$n_{ov,red}$	$[min^{-1}]$	Red. otáčky olej – vzduch
P	$[kW]$	Výkon
Q	$[N]$	Velikost předpětí
q_1	$[\%]$	Časový podíl operace hrubování oceli
q_2	$[\%]$	Časový podíl operace dokončování oceli
q_3	$[\%]$	Časový podíl operace hrubování hliníkové slitiny
q_4	$[\%]$	Časový podíl operace dokončování hliníkové slitiny
R_{Axi}	$[N]$	Reakce v uložení A ve směru X
R_{AYi}	$[N]$	Reakce v uložení A ve směru Y
R_{BYi}	$[N]$	Reakce v uložení B ve směru Y
T	$[hod]$	Trvanlivost
v_c	$[m \cdot min^{-1}]$	Řezná rychlost
Δy	$[mm]$	Maximální povolená deformace
α	$[10^{-6} \cdot K^{-1}]$	Koeficient tepelné roztažnosti
ϑ	$[N \cdot mm^{-2}]$	Pevnost v ohybu
δ_0	$[N]$	Základní předepnutí ložiska
κ	$[^\circ]$	Úhel nastavení
λ	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	Tepelná vodivost
π	$[1]$	Ludolfovo číslo
ρ	$[g \cdot cm^{-3}]$	Hustota
ρ_e	$[\Omega m]$	Měrný elektrický odpor

Obsah

1	Úvod	11
2	Cíl práce.....	12
2.1	Technologické zacílení.....	12
2.2	Funkce vřetena frézovacího stroje	13
2.3	Požadavky na frézovací vřeteno.....	13
2.4	Základní stavba vřetena.....	14
3	Klíčové komponenty vřetena.....	15
3.1	Pohony frézovacích vřeten.....	15
3.1.1	Řemenový pohon.....	15
3.1.2	Elektrovřetena	16
3.1.3	Koaxiální pohon	17
3.2	Vřetenové elektromotory	18
3.2.1	Asynchronní motor.....	18
3.2.2	Synchronní motor s permanentními magnety	19
3.2.3	Spínaný reluktanční motor	19
3.3	Vřetenová ložiska.....	20
3.3.1	Požadavky na ložiska	20
3.3.2	Používané typy vřetenových ložisek	21
3.3.3	Materiály ložisek	23
3.3.4	Materiály klecí.....	29
3.3.5	Materiály těsnění	30
3.4	Ukládání vřeten do ložisek.....	31
3.5	Předepínání ložisek	32
3.6	Mazání ložisek	34
3.6.1	Přímé mazání	35
3.6.2	Mazání systémem olej-vzduch	36
3.6.3	Mazání plastickým mazivem.....	37
3.7	Chlazení vřeten.....	37
3.8	Diagnostika vřeten	39
3.9	Shrnutí rešerše	40
4	Vlastní návrh řešení	41
4.1	Spojení hřídelí drážkováním	41
4.2	Spojení hřídelí speciální svěrnou spojkou.....	42
4.3	Výběr varianty.....	44

5	Návrhová část	45
5.1	Návrh řezných sil	46
5.1.1	Hrubování oceli	47
5.1.2	Dokončování oceli.....	48
5.1.3	Hrubování hliníkové slitiny.....	49
5.1.4	Dokončování hliníkové slitiny	50
5.2	Volba motoru	53
5.3	Návrh ložisek	56
5.3.1	Reakce v uložení vřetene.....	56
5.3.2	Střední síly při obrábění	57
5.3.3	Volba ložisek vřetena	59
6	Popis konstrukce.....	63
6.1	Uložení vřetena	63
6.2	Uložení elektromotoru	64
6.3	Spojení vřetena s elektromotorem.....	65
6.4	Upínací systém	66
6.5	Systém mazání ložisek	67
6.6	Chlazení statoru.....	70
6.7	Teplotní senzor.....	70
6.8	Snímač otáček	71
6.9	Vyvažovací roviny	73
6.10	Postup montáže sestavy.....	75
6.11	Výměna vřetena	78
7	Shrnutí a závěr.....	80
	Seznam obrázků	82
	Seznam grafů.....	84
	Seznam tabulek	84
	Seznam použité literatury.....	85
	Seznam příloh	87

1 Úvod

Vřetena jsou srdcem každého obráběcího stroje a jsou na ně kladeny vysoké nároky. Přesnost jejich konstrukce má zásadní vliv na výslednou geometrickou přesnost obrobku a jakost jeho povrchu. Požadavků na vřetena je hned celá řada a často je třeba udělat i kompromis mezi cenou vřetena a jeho funkčními parametry. Jejich konstrukce není nikdy zpravidla stejná, protože vždy závisí na konkrétních technologických požadavcích.

Diplomová práce se skládá celkem ze dvou částí. První část je čistě přehledová a začíná vysvětlením vybraných základních pojmů týkající se samotné funkce frézovacích vřeten. Dále je proveden rozbor a popis jednotlivých komponent, ze kterých se samotné frézovací vřeteno skládá. Tato část práce je pak uzavřena kapitolou o mazání vřetenových ložisek, chlazení vřeten a informacemi o diagnostice.

Druhá část diplomové práce sestává z konstrukčního návrhu samotného vřetena a elektromotoru dle zadaného zátěžného spektra. Zátěžné spektrum nám charakterizuje silové účinky při obrábění při stanovených řezných podmínkách pro daný nástroj a daný materiál. Důležitou částí diplomové práce je návrh ložisek vřetene a samotný servisovatelný uzel spojení vřetene s elektromotorem. Výstupem práce jsou výkresy vybraných konstrukčních uzlů vřetena návrhové výpočty.

2 Cíl práce

Diplomová práce má za cíl navrhnout frézovací vřeteno o zadaných parametrech, které bude poháněno souose uloženým elektromotorem. Velmi důležitou částí práce je navrhnout spojení vřetene a elektromotoru tím způsobem, aby bylo možné vřeteno z vřeteníku snadno vyjmout a provést jeho údržbu, popřípadě ho ihned nahradit jiným, tj. možnost servisovatelnosti vřetena.

Vřetena s koaxiálně uloženým pohonem mají oproti ostatním konfiguracím nevýhodu v poměrně velmi dlouhé celkové zástavbě. Proto je jedním z cílů diplomové práce celkovou délku co nejvíce minimalizovat.

2.1 Technologické zacílení

Diplomová práce je zacílená na konstrukci frézovacího vřetena pro obrábění konstrukční oceli a hliníkové slitiny maximálními otáčkami $15\,000\text{ [min}^{-1}\text{]}$. Navržené vřeteno by mohlo sloužit jako alternativa vestavby pro vertikální obráběcí centrum MCV 1000 od společnosti Kovosvit MAS. Při dosažení požadované trvanlivosti ložisek musí být možné vřetenovou jednotku samostatně vyjmout z vřeteníku a provést jednoduchou výměnu za novou jednotku. Tímto jsme tedy schopni zkrátit čas výměny na minimum, a navíc bez nutné demontáže kompletní sestavy z celého vřeteníku.



Obrázek 2.1 – Vertikální obráběcí centrum MCV 1000 [1]

2.2 Funkce vřetena frézovacího stroje

Frézovací vřeteno je společně se svým pohonem jedním ze stavebních kamenů celého stroje. Od jeho výkonu se odvíjí výkonnost celého stroje. Pohon poskytuje vřetenu potřebný rozsah krouticího momentu a maximálních otáček využitelných pro spektrum obráběných materiálů. Vřeteno pak musí být schopné dodávané parametry využít k vyvození řezné síly na nástroji při zvoleném druhu obrábění. Frézovací vřeteno musí být velmi přesně vyrobeno, aby mohlo při řezném procesu poskytovat vyhovující výsledky.

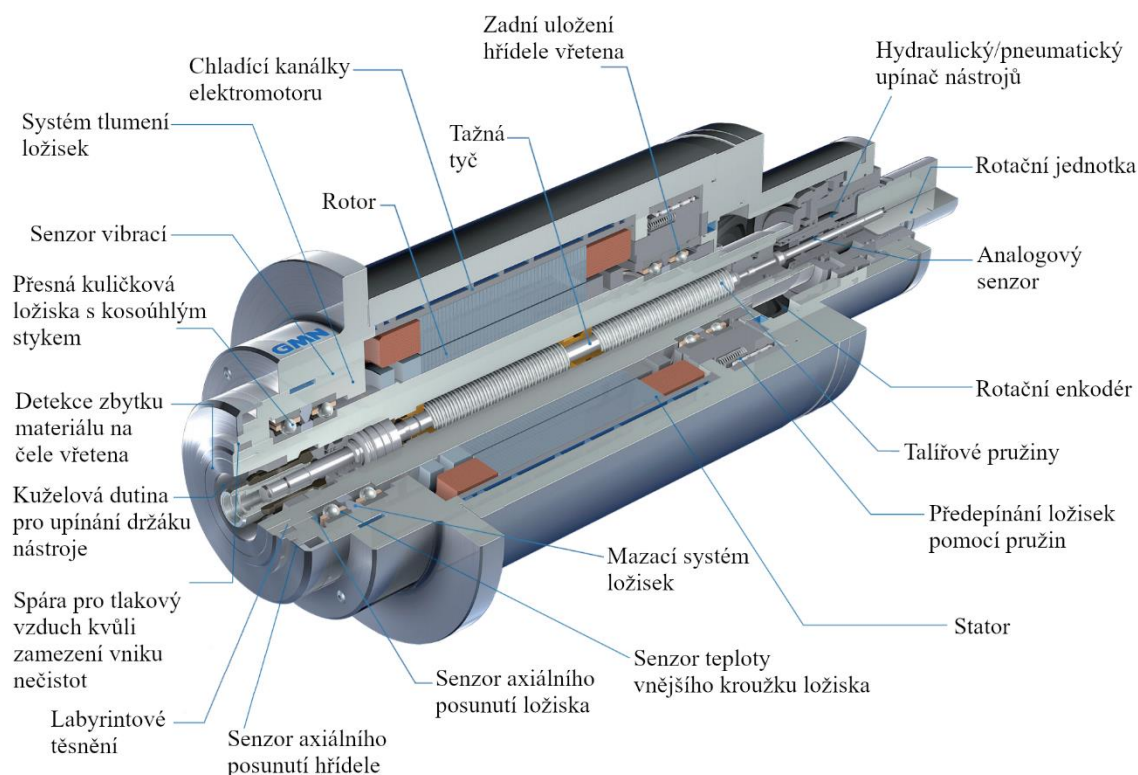
2.3 Požadavky na frézovací vřeteno

Celkové konstrukční provedení vřetena má určující vliv na konečný stav obrobku z pohledu jakosti povrchu a přesnosti výroby, tudíž jsou na něj kladeny velmi vysoké požadavky. Toto jsou základní vlastnosti, které od vřetena očekáváme [2]:

- Přesný chod – je určen velikostí radiálního a axiálního házení
- Dokonalé vedení – vřeteno nesmí měnit v prostoru svou polohu, pokud se mění směr zatížení
- Minimální zdroje tepla – nepřípustné je nadměrné oteplování ložisek a velký ztrátový výkon pohonu vřetena
- Maximální tuhost – deformace a změna polohy vřetene negativně ovlivňují přesnost obrobku
- Dobré tlumení celého vřetena – přenos vibrací tělem vřetene má nežádoucí účinky na přesnost a kvalitu obrábění
- Vysoká dynamika – vysoké zrychlení na pracovní otáčky a rychlé zastavení vřetena

2.4 Základní stavba vřetena

Vřetena pro frézovací stroje dělíme na hlavní a přídatná. Mohou být v provedení s automatickým nebo manuálním upínáním a s odlišnou velikostí a typem nástrojového rozhraní. Mezi hlavní parametry řadíme maximální otáčky, jmenovité otáčky, maximální kroutící moment, maximální výkon a již zmíněný typ a velikost nástrojového rozhraní. Dalšími důležitými parametry jsou přípojovací rozměry – zejména průměr tubusu a hmotnost, eventuálně celková délka vřetena. Stavba a celková konstrukce frézovacích vřeten se pochopitelně liší společně s technologickými nároky zejména pak ze strany diagnostiky [2].



Obrázek 2.2 – Řez elektrovřetenem [upraveno z 3]

3 Klíčové komponenty vřetena

V této kapitole jsou popsány komponenty, které jsou pro dosažení správných provozních vlastností vřeten klíčové. Mezi ty nejdůležitější se určitě řadí ložiska a typ použitého elektromotoru.

3.1 Pohony frézovacích vřeten

Frézovací vřetena můžeme dále rozdělit dle způsobu spojení elektromotoru s hřídelí vřetena, a to na náhon pomocí ozubeného řemene, koaxiálně (přímým náhonem) anebo pomocí elektromotoru, integrovaným přímo ve vřetenu (elektrovřeteno).

Jednotlivé typy pohonů mají své výhody i nevýhody a mají specifické předpoklady pro velikosti otáček, momentu na nástroji, tepelné ztráty, vibrace při obrábění, na celkovou zástavbu, a hlavně na cenu a také na náročnost údržby.

3.1.1 Řemenový pohon

Vřeteno je poháněno elektromotorem za pomoci zpravidla klínového řemene pro běžné aplikace. Ozubené řemeny se používají pro aplikace, kde je zapotřebí přesné polohy vřetena a motoru [2].

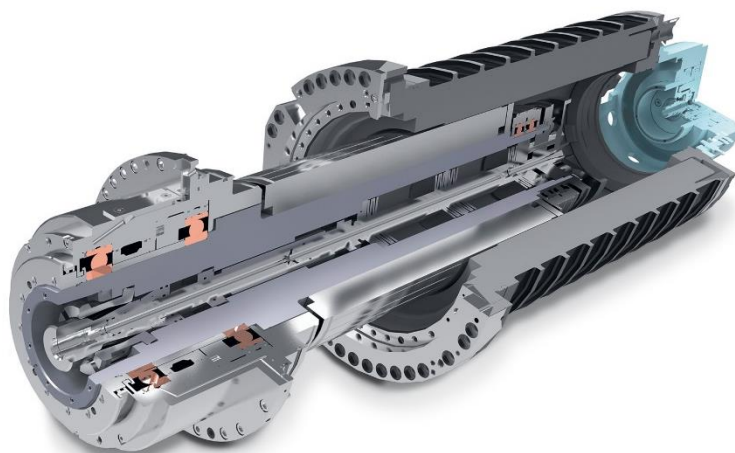


Obrázek 3.1 – Vřeteno s řemenovým pohonem [4]

Výhodou této zástavby je nepřenášení vibrací vznikajících od chodu motoru, a naopak dobře tlumí vibrace vznikající při obráběcím procesu. Značná nevýhoda tohoto typu pohonu je opakovaná servisovatelnost z důvodu degradace řemene. Dále větší zástavbovou plochu v okolí vřetena, a hlavně vznik přídatné radiální síly vznikající napnutím řemene, která ovlivňuje trvanlivost především zadní skupiny ložisek vřetene [2].

3.1.2 Elektrovřetena

Konstrukce pohonu, integrovaného v samotném tubusu vřetene je u výrobců v současnosti velmi oblíbená. Nesporná výhoda této konstrukce je velmi krátká zástavbová délka, jelikož stator motoru je umístěn přímo mezi ložiska na hřídeli vřetena. Takto umístěný motor také snižuje úroveň vibrací. Stator je pak pevně vložen do zástavbového prostoru tubusu. Vřetena se často kvůli kladeným nárokům na rychlost otáčení ukládají do keramických ložisek. Konstrukce elektrovřeten vyžaduje účinný chladicí systém, kvůli velkému vzniku tepla přímo v samotné konstrukci vřetena [2].

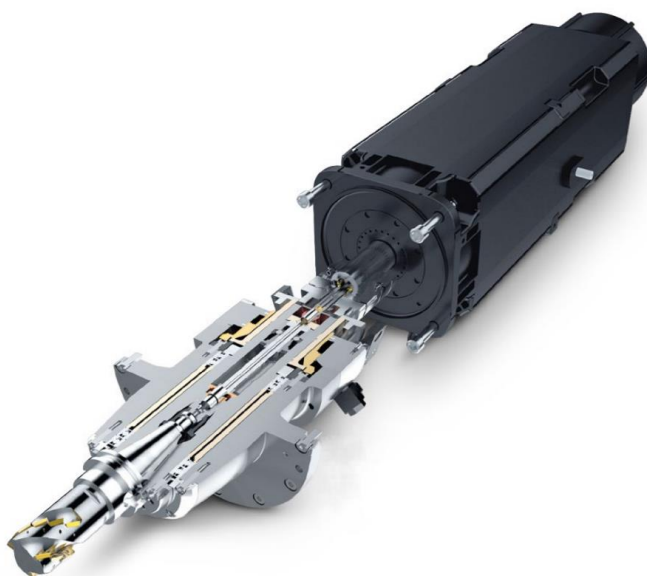


Obrázek 3.2 – Elektrovřeteno [5]

Parametry frézovacích elektrovřeten se pohybují zhruba od 12 000 [min⁻¹] a výše a používají se hojně pro HSC aplikace. Některá vysokotáčková mohou dosahovat až 60 000 [min⁻¹]. Existují ale i elektrovřetena s vyšším kroutícím momentem ale zato maximálními otáčkami do maximálně 8 000 [min⁻¹] [2].

3.1.3 Koaxiální pohon

Vřeteno bývá s hřídelí motoru při této konfiguraci spojeno zpravidla spojkou. Motor se nachází vně konstrukce vřetena, takže nedochází k přenášení vibrací od chodu motoru v plné míře. Jelikož motor není uvnitř vřetena, není nutno vřeteno tak intenzivně chladit jako třeba již zmíněná elektrovřetena, ale kompenzuje nám to větší zástavbovou plochou. Díky shodným otáčkám motoru a hřídele vřetena se koaxiální pohon ve velké míře používá u HSC obrábění, jelikož není potřeba pohon převodovat pro vysoké kroutící momenty. Eventuálně je možné realizovat převod pomocí planetové převodovky, čím nám ale vzniká ještě větší zástavbová plocha [6].



Obrázek 3.3 – Vřeteno s koaxiálním pohonem [upraveno z 5]

Jedna z výhod je možnost jednoduché výměny motoru za jiný a tím pádem i jednodušší servisovatelnost. To nám umožňuje stavbu strojů s různě výkonnými motory přesně podle požadavků předpokládané aplikace.

Upínání nástrojů do vřetena je jako u většiny vřeten realizováno pomocí talířovaných pružin, které jsou ovládány pomocí hydraulické nebo pneumatické jednotky, která se umísťuje buď mezi vřetenem a motorem nebo až na zadní straně motoru.

3.2 Vřetenové elektromotory

V oblasti výrobních strojů se klade důraz především na přesnost a dynamiku, proto jsou nejužívanějšími typy motorů asynchronní a synchronní motory. Vždy se ale jedná o pohon, který je provozován v regulaci polohy, rychlosti nebo momentu, eventuálně jejich kombinaci. Důležitými parametry elektromotorů jsou výkon, jmenovitě a maximální otáčky, krouticí moment, osová výška a neméně důležitý je také vhodný řídicí systém [7].

Nejznámějšími výrobci vřetenových motorů na trhu jsou společnosti SIEMENS se svou řadou kompaktních vřetenových motorů 1PH8 a řadou vestavěných motorů 1FE a FANUC se sériemi oil a βil kompaktních vřetenových motorů [7].

3.2.1 Asynchronní motor

Asynchronní motor je, zejména v průmyslových aplikacích nejpoužívanějším elektromotorem. Je to díky jeho jednoduché a tím i levnější konstrukci, velkou provozní spolehlivostí a dobrými provozními vlastnostmi. V porovnání se synchronním motorem dosahuje nižších kroutících momentů při stejné velikosti motoru. Na trhu se dají najít asynchronní elektromotory s výkonovým rozsahem od 0,5 [kW] až do 150 [kW] a kroutícím momentem od 15 do 4 500 [Nm] [8].



Obrázek 3.4 – Vřetenový elektromotor SIEMENS [8]

3.2.2 Synchronní motor s permanentními magnety

Synchronní motory jsou díky složitější konstrukci jádra tvořeného magnety dražší než motory asynchronní při stejné velikosti motoru. Vykazují sice lepší řízení polohy, protože mají shodné otáčky s rotačním magnetickým polem statoru, větší účinnost, ale na druhou stranu potřebují intenzivnější chlazení z důvodu vysoké teplotní závislosti magnetických vlastností permanentních magnetů a problematické odbuzování [8].



Obrázek 3.5 – Série vestavných motorů FANUC BIL [8]

Již zmíněné společnosti SIEMENS i FANUC mají pak ve svém portfoliu nabídku motorů, které je možné řídit pomocí přepínání druhu vinutí mezi zapojením do trojúhelníku a do hvězdy a tím řídit motor buď ve vysokých otáčkách s nižším kroutícím momentem nebo naopak zvýšit kroutící moment, ale operovat při menších otáčkách [8].

3.2.3 Spínaný reluktanční motor

Spínaný reluktanční motor se dá zařadit konstrukčně i principálně mezi synchronní stroje. Pracuje na principu silového působení magnetického pole dosažené změnou magnetického odporu. V současnosti se vzhledem k absenci rotorového vinutí používá v aplikacích, kde je potřeba vysokých otáček. Tyto motory dokážou pracovat při vyšší pracovní teplotě, protože ztráty nevznikají v rotoru, ale ve statoru a tím pádem se dobře chladí [9].

3.3 Vřetenová ložiska

Volba ložiska má zásadní význam pro uložení vřeten obráběcích strojů a jiných aplikací, které kladou vysoké nároky na přesnost chodu a pracují při vysokých otáčkách. Nabídka vysoce přesných ložisek na trhu obsahuje různé typy ložisek, přičemž každé z nich má vlastnosti, které splňují specifické požadavky aplikace. Při výběru vysoce přesného ložiska je potřeba zohlednit a zvážit hned několik faktorů, takže nelze uvést žádná obecná pravidla.

3.3.1 Požadavky na ložiska

Ložiska jsou jedním z nejdůležitějších prvků celého vřetena. Výběh vhodných ložisek je nutný pro dosažení správných pracovních parametrů vřetene. Ve frézovacích vřetenech se používají vysoce přesná ložiska, která zachytávají síly vznikající rezným procesem. Pro volbu ložiska jsou nejdůležitější následující faktory [10]:

- Přesnost
- Tuhost
- Zástavbový prostor
- Maximální dosažitelné otáčky
- Vysoké tlumení
- Nízká cena
- Nízké odstředivé a setrvačné síly v ložisku
- Dobré vyvození předpětí/vůle
- Minimální tvorba tepla
- Nezávislost tuhosti a přesnosti ložiska na přenášeném výkonu a pracovních otáčkách

3.3.2 Používané typy vřetenových ložisek

Nejčastěji používané typy ložisek pro frézovací vřetena jsou přesná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Každý typ ložiska se vyznačuje jedinečnými vlastnostmi, které jsou vhodné pro určité provozní podmínky. Tato ložiska totiž dokážou pracovat při vysokých otáčkách a zároveň jsou schopna přenášet axiální i radiální síly. V případě velkých nároků na tuhost a vysokých radiálních sil, je vhodné doplnkově použít i válečková nebo v případě vysokých axiálních sil obousměrná axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem [10].



Obrázek 3.6 – Typy používaných vřetenových ložisek [10]

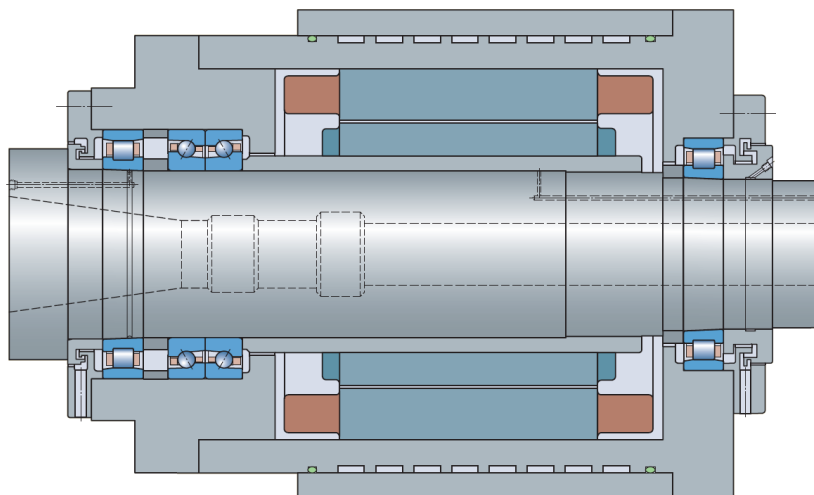
Ložiska s kosoúhlým stykem

Velmi často užívaný typ ložiska, který se vyznačuje nízkým třením, vysokou tuhostí, tichým chodem a je vhodný pro vysoké otáčky. Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem mají ve vnitřním a vnějším kroužku oběžné dráhy, které jsou vzájemně posunuty ve směru osy ložiska. To znamená, že jsou schopna přenášet radiální i axiální síly současně a s rostoucím stykovým úhlem roste jejich axiální únosnost. Samostatné ložisko nelze předeprnout, takže je nutné použít alespoň dvojici ložisek. Jejich vhodným uspořádáním lze dosáhnout obousměrné axiální zatížitelnosti [10].

Válečková ložiska

Ve srovnání s kuličkovými stejných vnějších rozměrů mají v průměru asi o 60 [%] vyšší únosnost a jsou tedy vhodná pro velká radiální zatížení. Používají se pro uložení s velkým radiálním zatížením a velkým počtem otáček a nemohou přenášet axiální zatížení. Vyznačují se vysokou tuhostí a únosností [10].

Jednořadá válečková ložiska mají válečky axiálně vedeny buď vodícími nákrůžky vnějšího kroužku (NU), nebo vnitřního kroužku (N). Provedení N a NU dovolují vzájemné posunutí kroužků v axiálním směru v obou směrech, nemohou tedy přenášet žádné axiální zatížení. Provedení NJ má dva nákrůžky na vnějším kroužku a jeden na vnitřním a může přenášet axiální sílu určité velikosti v jednom směru [10].



Obrázek 3.7 – Válečková a kosoúhlá ložiska ve vřetení

Dvouřadá válečková ložiska se vyznačují vysokou tuhostí a únosností, používají se převážně pro uložení pracovních vřeten obráběcích strojů a obdobných zařízení. Dvouřadá válečková ložiska mají vnější kroužek bez vodících nákrůžků a nemohou proto přenášet žádné síly v axiálním směru. Dvě řady válečků jsou vedeny třemi vodícími nákrůžky na vnitřním kroužku. Vyrábějí se s válcovou nebo kuželovou dírou, takže radiální vůli lze při montáži nastavit na požadovanou hodnotu axiálním posunutím vnitřního kroužku na kuželovém sedle čepu [10].

Obousměrná axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem

Tento typ ložisek je vhodné pro axiální vedení nebo polohování hřídel vřeten v obou směrech. Podle provedení se liší jejich stykový úhel, který je v normálním provedení $60 [^\circ]$ a potom $30 [^\circ]$ nebo $40 [^\circ]$ ve vysokootáčkovém. Ložiska jsou navržena pro společnou montáž s válečkovými ložisky do stejné díry v ložiskovém tělese, takže válečkové ložisko zachytí působení radiálních sil. S rostoucím stykovým úhlem roste jejich axiální tuhost, ale naopak klesá jejich radiální tuhost [10].

3.3.3 Materiály ložisek

Materiálů pro výrobu ložisek je velké množství zpravidla díky tomu, že každá společnost má své specifické patentované materiály. Vzhledem k pozdější selekci ložisek, bude tato kapitola věnována především materiálům společnosti SKF.

Ložisková ocel 100Cr6

Výrobci běžně používaná velmi čistá, prokalitelná, legovaná ocel pro standardní vysoce přesná ložiska. Obsahuje přibližně 1 [%] uhlíku a 1,5 [%] chromu. Její složení představuje optimální rovnováhu mezi výrobními a provozními požadavky. Pro dosažení optimální tvrdosti podstupuje tato ocel martenzitické nebo bainitické tepelné zpracování [10].

Ocel Chromex

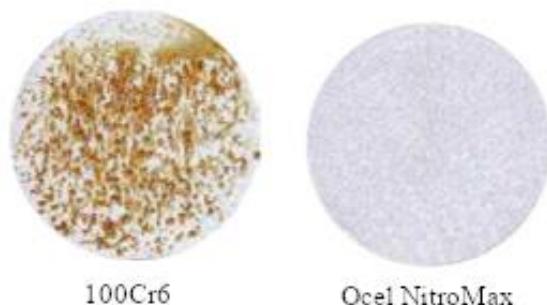
Tato ocel vyvinutá společností SKF má mnohem jemnější strukturu než běžná ložisková ocel 100Cr6. Zároveň má také větší tvrdost, takže v provozních podmínkách tvoří méně tepla a zvládne větší napětí v místě dotyku [10].

Ocel NitroMax

Materiál NitroMax společnosti SKF je velmi čistá nerezová ocel s vysokým obsahem dusíku. Při srovnání se standardní uhlíko-chromovou ložiskovou ocelí (100Cr6) poskytuje ocel NitroMax [10]:

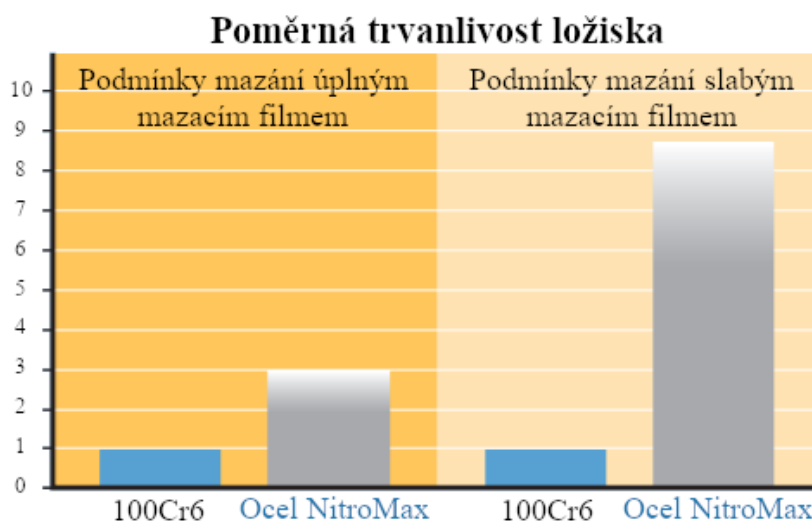
- Lepší odolnost proti korozi
- Vyšší únavovou odolnost/odolnost proti opotřebení, která umožňuje ložiskům pracovat déle za všech podmínek mazání, a zvláště za podmínek se slabým olejovým filmem
- Vyšší houževnatost proti lomu, která snižuje riziko zlomení vnitřního kroužku z důvodů vyššího tahového napětí způsobeného odstředivými silami při provozu s velmi vysokými otáčkami.

Při kalení a následném popouštění oceli NitroMax, dochází k tvorbě malých a jemných nitridů chromu. Ve struktuře oceli je tak mnohem větší obsah chromu, protože dusík v ocelové slitině částečně nahrazuje uhlík.



Obrázek 3.8 – Struktura oceli [10]

Při kalení a následném popouštění oceli NitroMax, dochází k tvorbě malých a jemných nitridů chromu. Výsledné menší zóny s odčerpaným chromem kolem nitridů přispívají k tomu, že ocel NitroMax je mnohem odolnější vůči korozi. Vysoký obsah dusíku v této oceli prodlužuje provozní trvanlivost ložisek ve srovnání s ložisky ze standardní ložiskové oceli 100Cr6 [10]. Následující obrázek 3.9 ukazuje rozdíly v trvanlivosti zmíněných ocelí.



Obrázek 3.9 – Poměrná trvanlivost ložiska [upraveno z 10]

Keramika

Celokeramická ložiska dosahují příznivých materiálových vlastností, které jsou vhodné především pro vysokootáčkové aplikace. Používané materiály jsou zejména Si_3N_4 , ZrO_2 , Al_2O_3 . Ve srovnání s ložiskovou ocelí pak poskytují následující vlastnosti [11]:

- Vysoká tvrdost
- Vysoký modul pružnosti
- Nízká měrná hmotnost
- Nízký součinitel tepelné roztažnosti
- Vysoký elektrický odpor
- Nízká dielektrická konstanta



Obrázek 3.10 – Keramické ložisko [12]

Hybridní ložiska

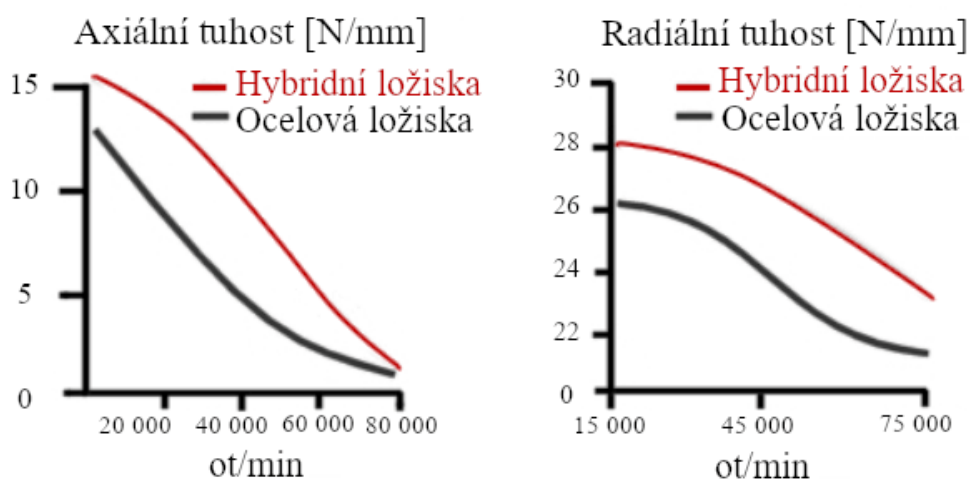
Trendem v ukládání vřeten se v dnešní době stala hybridní ložiska. Nárůst teploty při zvýšení otáček ocelových ložisek snižuje stabilitu celého uložení a přesnost obrábění. U těchto ložisek jsou ocelové valivé elementy nahrazeny keramickým materiálem, přičemž vnitřní i vnější kroužek zůstávají ocelové [12].

Nejlepší vlastnosti z keramik dosahuje nitrid křemíku (Si_3N_4), který poskytuje nejpříznivější poměr mezi cenou a dobrými funkčními parametry ložiska. Při použití keramiky se sníží vzájemné tření mezi dotýkajícími se částmi. Nižší součinitel tepelné roztažnosti má pak vliv na méně výraznou změnu předpětí vlivem teplotních změn v ložisku.



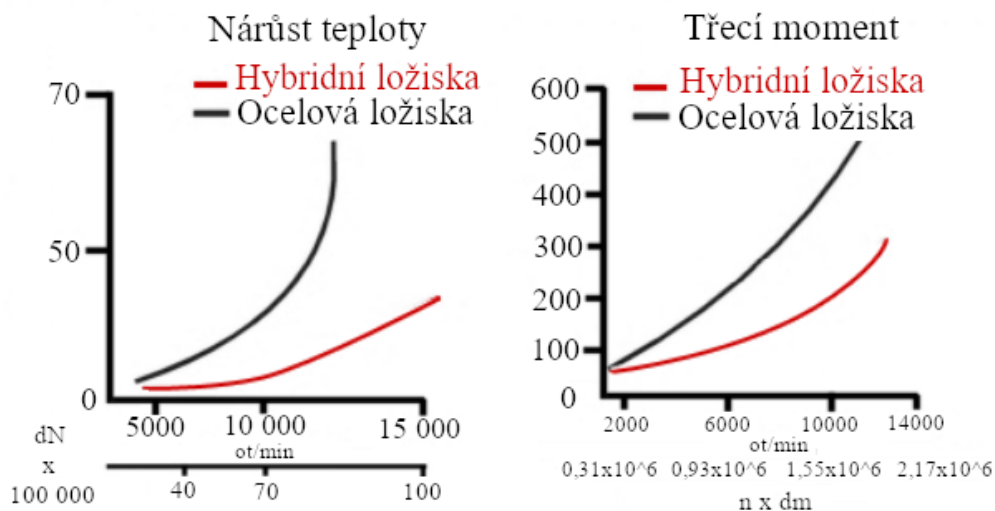
Obrázek 3.11 – Hybridní ložisko [13]

Díky menší hustotě keramiky se snižuje celková hmotnost, která se projevuje nižšími odstředivými silami působící na valivé elementy. Následující grafy, 3.12 a 3.13, ukazují rozdílné vlastnosti hybridních a ocelových ložisek [11].



Obrázek 3.12 – Tuhosti hybridních ložisek [upraveno z 11]

Extremně nízký součinitel tepelné roztažnosti u keramických kuliček zkombinovaný s ložiskovými kroužky z oceli NitroMax, umožňuje ložiskům kombinací dvou materiálů mít menší citlivost na teplotní rozdíly mezi vnitřním a vnějším kroužkem. Hladina předpětí proto zůstává mnohem stářejší i v extrémních provozních podmínkách, což má za následek nižší ztráty třením, nižší provozní teploty a prodlouženou provozní životnost plastického maziva [11].



Obrázek 3.13 – Porovnání hybridních a ocelových ložisek [upraveno z 11]

Tabulka 3.1 srovnává jednotlivé materiálové vlastnosti standardní ložiskové oceli 100Cr6 s keramickými materiály aktuálně používaných při výrobě ložisek [6],[12].

Tabulka 3.1 – Porovnání materiálových vlastností ložisek

Materiálové vlastnosti	Značení	100Cr6	Si_3N_4	ZrO_2	Al_2O_3	Jednotka
Hustota	ρ	3,2	5,9 ÷ 6,04	> 3,9	7,85	$[g \cdot cm^{-3}]$
Tvrdość HV	HV	> 1700	1300	1800	700	$[N \cdot mm^{-2}]$
Modul pružnosti	E	300	205	390	210	[GPa]
Koef. Tep. roztažnosti	α	3,2	10,2	8,2	11,5	$10^{-6} \cdot K^{-1}$
Pevnost v ohybu	ϑ	> 800	1000 ÷ 1500	380	> 2500	$[N \cdot mm^{-2}]$
Tepelná vodivost	λ	30 ÷ 35	2	27	40 ÷ 45	$[W \cdot (mK)^{-1}]$
Lomová houževnatost	K_{IC}	8	8 – 12	4 ÷ 7	> 20	$[MPa \cdot m^{0,5}]$
Měrný el. odpor	ρ_e	10^{12}	10^9	10^{12}	10^{-7}	[Ωm]
Velikost zrna	d	< 1	< 1	1 ÷ 5	–	[μm]

3.3.4 Materiály klecí

Hlavním úkol klece je oddělit jednotlivé valivé elementy v ložisku. Klece valivých ložisek jsou mechanicky namáhány třecími, tahovými, setrvačnými silami a teplotou, v některých případech na ně mohou chemicky působit určitá maziva, jejich přísady, rozpouštědla, popřípadě chladiva a chladící kapaliny.

Fenolická pryskyřice

Je zesílená bavlněnou tkaninou a je standardním materiálem klecí 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] [14].

Polyamid 66 (PA66)

Je standardním materiálem klecí pro mnoho vysoce přesných válečkových ložisek a axiálních kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Vyznačuje se příznivým spojením pevnosti a pružnosti. Některé syntetické oleje a plastická maziva na bázi syntetického oleje mohou mít při vysokých teplotách škodlivý účinek na klece z PA66 [14].

Polyetereterketon (PEEK)

Oblíbený pro náročné aplikace, kde se vyskytují vysoké otáčky nebo vysoké teploty anebo je potřeba chemické odolnosti. Často se zesiluje skelnými nebo uhlíkovými vlákny. Standardně se využívá pro klece některých vysoce přesných kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem a vysokootáčková provedení válečkových ložisek [14].



Obrázek 3.14 – Klec z PEEK [14]

Mosaz

Mosaz se používá u řady vysoce přesných dvouřadých válečkových ložisek a obousměrných axiálních kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Výhodou je, že nejsou ovlivňovány běžně používanými mazivy a oleji při provozních teplotách do 250 [°C] [14].



Obrázek 3.15 – Klec z mosazi [14]

3.3.5 Materiály těsnění

Velký vliv na výkonnost a spolehlivost mají také zabudovaná těsnění. Jejich materiály musí být schopné vydržet oxidaci (stárnutí), opotřebení a odolávat zvýšené teplotě v ložisku během provozu. Používanými materiály pro těsnění ložisek jsou:

Nitrilkaučuk (NBR)

V současnosti je “univerzálním” materiálem pro těsnění. Má dobrou odolnost proti většině minerálních olejů a plastických maziv na bázi minerálních olejů, běžným palivům (benzín, nafta), živočišným a rostlinným olejům a tukům [14].

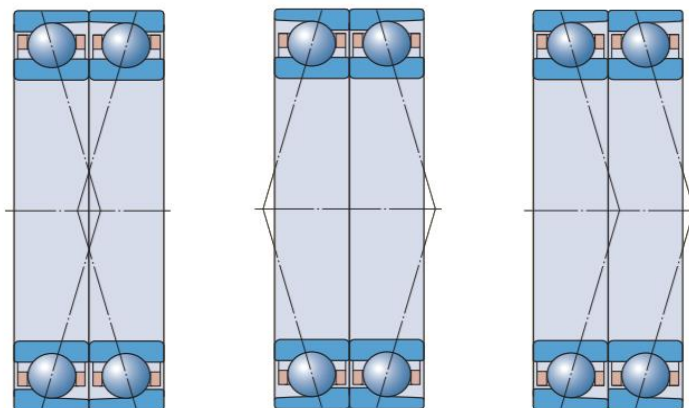
Fluorkaučuková pryž (FKM)

Je charakteristická svou vysokou tepelnou a chemickou odolností. Tento materiál se vyznačuje dobrou odolností proti stárnutí a ozónu a jeho propustnost plynů je velmi nízká. Má vynikající charakteristiky opotřebení i za náročných podmínek prostředí [14].

3.4 Ukládání vřeten do ložisek

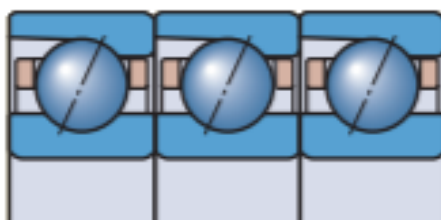
Pro návrh správného uložení frézovacích vřeten je třeba znát velikosti působících sil od řezného procesu. Přední uložení musí být zpravidla dostatečně tuhé pro zachycení axiálních i radiálních sil. Zadní uložení pak musí být schopné nejen splňovat požadavek na maximální otáčky, ale hlavně zaručit správné vedení hřídele při rotaci. V případě řemenového pohonu pak zachycovat radiální sílu od napnutého řemenu. Neméně důležité je i správné dimenzování na statické zatížení od upínacího systému. Ložiska jsou výrobci dodávána jako jednotlivá nebo jako ložiskové sady tvořeny dvěma, třemi nebo i více ložisky. Nejčastěji používané typy uspořádání jsou:

- Čely k sobě (do „X“)
- Zády k sobě (do „O“)
- Uspořádání do tandemu



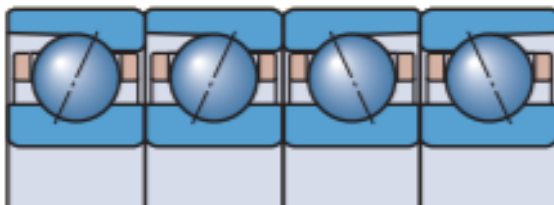
Obrázek 3.16 – Uspořádání jednořadých ložisek [upraveno z 10]

Uložení do „X“ a do „O“ jsou schopna přenášet obousměrné axiální zatížení, ale pouze jedno ložisko nebo sada ložisek přenáší vždy zatížení pouze v jednom směru. Uložení do tandemu dokáže přenášet axiální zatížení pouze v jednom směru, proto je důležité jejich správné umístění a případné nastavení proti dalším ložiskům při působení obousměrných axiálních sil [10].



Obrázek 3.17 – Uspořádání do tandemu, označení TT [10]

Pro náročnější aplikace z hlediska působících sil lze ukládat vřetena také do sad o třech, čtyřech nebo i pěti ložiskách. Výsledné uložení je pak složené z kombinace výše uvedených typů uložení. Zpravidla platí, že uložení o více ložiskách mají sice vyšší radiální a axiální tuhost, ale zato nižší otáčkový rozsah.



Obrázek 3.18 – Uspořádání dva tandemy zády k sobě, označení QBC [10]

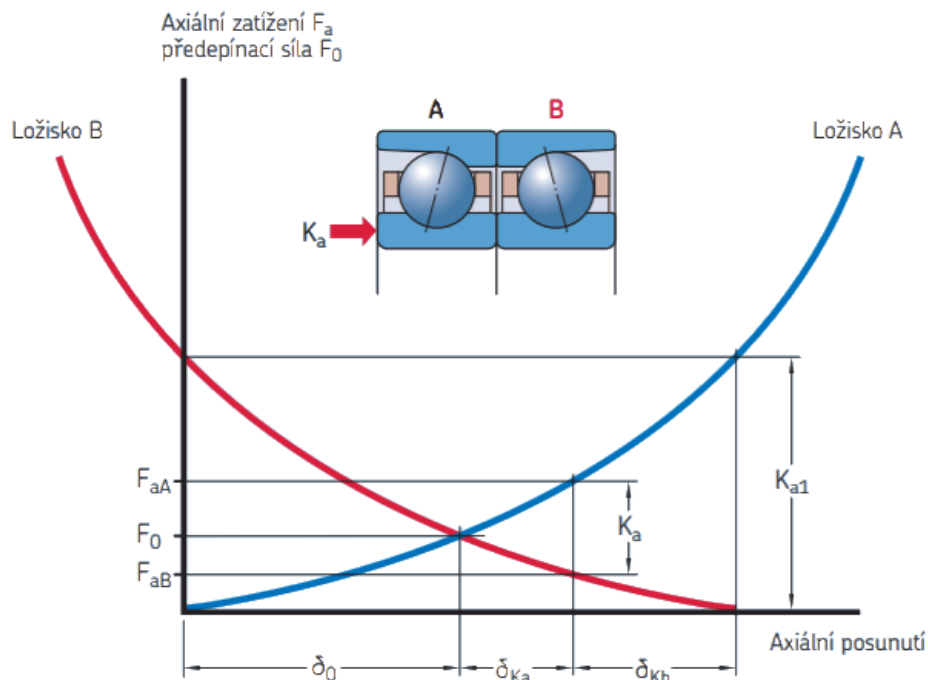
3.5 Předepínání ložisek

Abychom dosáhli požadovaných provozních parametrů, je nezbytně nutné ložiska předepínat. Předpětí je síla působící mezi valivými tělesy a ložiskovými kroužky a lze ji chápat jako vnitřní zápornou vůli, se kterou je třeba počítat i při návrhu trvanlivosti ložisek. Předpětím ložisek dosáhneme [10]:

- Zvýšení tuhosti ložisek
- Rovnoměrnému opotřebení valivých elementů
- Snížení úrovně hluku
- Zlepšení vedení hřídele
- Delší provozní trvanlivost ložiska
- Zlepšená přesnost chodu

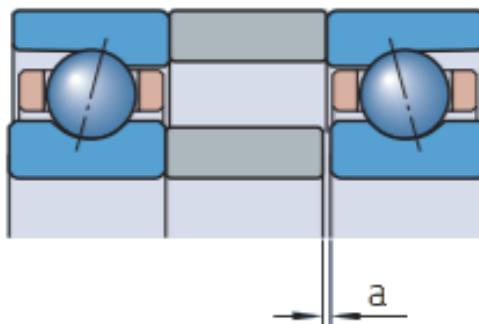
Univerzálně párovatelná ložiska a sady spárovaných ložisek jsou vyráběny předem nastavené v různých třídách předpětí – lehké, střední, velké. Jejich základní předpětí (v obrázku 3.19 označeno δ_0) je dosaženo při dotáhnutí sady ložisek maticí a dosednutí jejich kroužků zády nebo čely na sebe. Vyšší předepínací silou jsme schopni sice zvýšit axiální a radiální tuhost, ale zato se tato vyšší síla promítá do výsledné trvanlivosti ložiska a snižuje ji [10].

Při předepínání sady dvou a více ložisek uložených tím způsobem, že zachycují obousměrné axiální síly, je třeba dbát na to, že předepínáním ložiska zachycující zatížení v jednom směru nad základní předepnutí δ_0 , dochází naopak k odlehčování ložiska zachycující síly ve směru druhém. Pokud je odlehčení nad určitou mezí stanovenou výrobcem, ložisko se stává zcela nezátížené a není schopné přenášet žádné síly. Hodnota odlehčující síly, značená K_a , se pak liší dle počtu ložisek v jednom uložení a s rostoucím počtem ložisek roste [10].



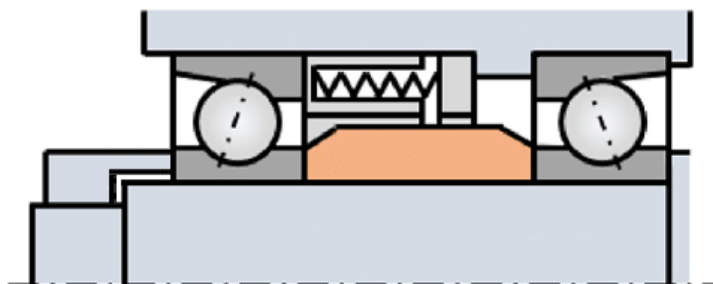
Obrázek 3.19 – Předepínání ložisek [upraveno z 10]

Základní předpětí je možné zvětšit například rozdílným přebroušením čela rozpěrných kroužků vsazených mezi jednotlivá ložiska. Hodnoty axiálního posunutí při přebroušení se pohybují v řádech jednotek [μm] a udává je výrobce ve svém katalogu [10].



Obrázek 3.20 – Rozpěrné kroužky [10]

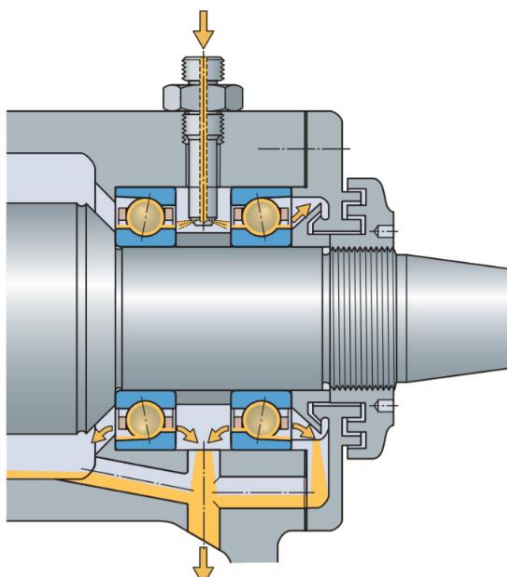
Zvýšení předpětí lze kromě použití rozpěrných kroužků také realizovat pomocí několika kalibrovaných lineárních pružin s broušenými konci, umístěných paralelně po obvodu dosedací plochy pro vnější kroužek axiálně volného ložiska, které poskytují konstantní předepínací sílu. Takové předepnutí má menší tuhost než předpětí dosažené axiálním posunutím kroužků a často se užívá u vřeten brusek na vnitřní plochy [10].



Obrázek 3.21 – Předpětí ložisek pružinami [15]

3.6 Mazání ložisek

Správným mazáním ložisek dokážeme ušetřit více než 40 [%] nákladů na jejich údržbu, proto je volba vhodného maziva a metody mazání velmi důležitá. Výběr je pak závislý zejména na provozních podmínkách, např. požadovaných otáčkách nebo přípustné provozní teplotě. Ideálním stavem při mazání je existence mazacího filmu, který odděluje valivé elementy od jejich oběžných drah v ložiskových kroužcích. Tím jsme schopni dosáhnout dostatečnou trvanlivost, chod bez opotřebení a nízkou hladinu vibrací [16].



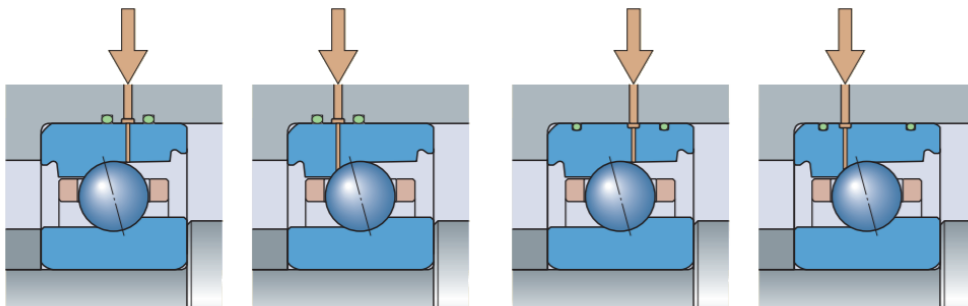
Obrázek 3.22 – Systém mazání ložisek [10]

Nejdůležitějším důvodem pro mazání je snižování tření. Snižování tření umožňuje snížit opotřebení vznikající při styku valivých elementů s oběžnými drahami v kroužcích ložisek. Mimo zvýšení životnosti ložiska odvádí mazací médium z ložisek vzniklé teplo. Také snižuje možnost výskytu mechanické poruchy za vysokých otáček a zároveň dochází ke snížení hlučnosti. Ložiska se nesmí zbytečně mazat moc, stačí i velmi malé množství maziva. Nadměrné mazání způsobí zvýšený odpor uvnitř ložiska a tím k tvorbě více tepla a hlavně k jeho horšímu odvodu [17].

Výrobci ložisek uvádí zpravidla v katalogu pro konkrétní ložiska druh a potřebné množství maziva. Nejčastěji se užívá plastických maziv nebo olejů. Ložiska je potřeba pro správné roznesení oleje zabíhat a při požadované vysoké přesnosti vřetena musíme odvádět teplo vznikající v ložiskách. Při velkém vzniku tepla v ložiskách, je vhodnější užít mazání systémem olej-vzduch [10].

3.6.1 Přímé mazání

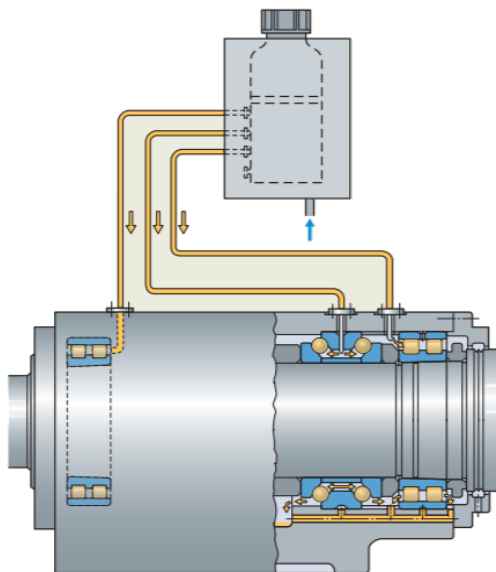
Tato metoda je použitelná pro vysoce přesná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, které operují zejména ve velmi vysokých otáčkách. Mazání probíhá vstříknutím pouze malého množství směsi oleje-vzduchu přímo přes vnější kroužek ložiska. Utěsnění mazací trysky je možné i přímo pomocí drážky s o-kroužkem na ložisku. Mazivo je touto metodou dopraveno přímo do stykové oblasti valivých elementů a jejich oběžných drah v ložiskových kroužcích. Zabraňuje se tím rozptýlení/disperzi maziva a tím je spotřeba maziva minimalizována a výkonnost ložiska zlepšena [10].



Obrázek 3.23 – Ložiska s přímým mazáním [10]

3.6.2 Mazání systémem olej-vzduch

Systémy mazání olej-vzduch jsou často používány pro aplikace vyžadující velmi vysoké provozní otáčky a nezbytnými nízkými provozními teplotami. Tato metoda mazání, využívá stlačený vzduch k dopravě malého, přesně odměřeného množství oleje ve formě malých kapek přívodním vedením do vstřikovací trysky, odkud je olej dodáván mezi stykové plochy valivých elementů a kroužků ložiska [10].



Obrázek 3.24 – Systém mazání olej-vzduch [upraveno z 10]

Stlačený vzduch dopravovaný do ložiska současně ložisko chladí a díky přetlaku tak z něj vytěsňuje nečistoty. Stlačený vzduch se používá jen k dopravě oleje a není s ním míchán, olej se zadržuje uvnitř tělesa. Tlak vzduchu se pohybuje kolem 3 [bar] a je zapotřebí vysoká čistota jak oleje, tak i stlačeného vzduchu. V případě svislých vřeten je pak vhodné mít odsávané lekážní kanály pod každým ložiskem, aby použité mazivo nestékalo do níže umístěných oblastí. Pokud jsou ložiska namontována v sadách, tak každé ložisko by mělo být mazáno samostatnou vstřikovací tryskou, jinak nejsme schopni kontrolovat doručení přesné dávky maziva. Ve většině konstrukcí jsou namontovány speciální rozpěrné kroužky se zabudovanými olejovými tryskami.



Obrázek 3.25 – Mazací kroužek [18]

3.6.3 Mazání plastickým mazivem

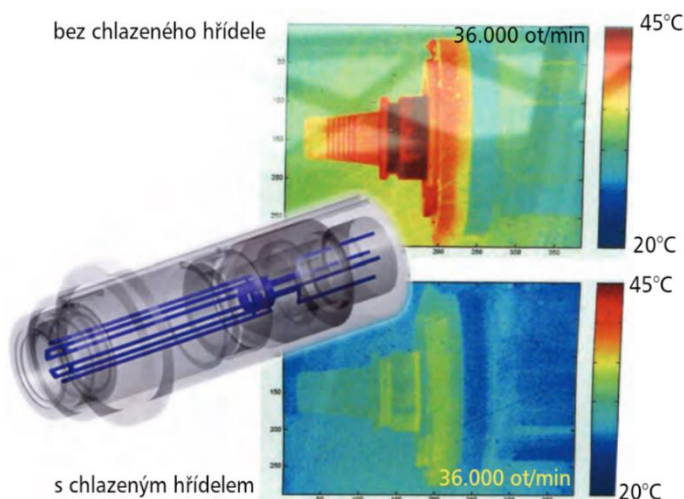
Ve většině uložení se za běžných provozních podmínek užívá plastické mazivo, obzvlášť u svislých nebo šikmých uložení, protože zde v porovnání s olejem lépe drží. Zároveň zabraňuje vniknutí nečistot a vlhkosti do ložiska. Před montáží jsou ložiska naplněna potřebným množstvím maziva a aby bylo dosaženo rovnoměrného rozvrstvení maziva v ložisku, mělo by dojít k zaběhnutí a popřípadě nechat přebytečné mazivo z ložiska uniknout. Při volbě plastického maziva je nutno vzít v úvahu nejdůležitější vlastnosti, jako např. konzistenci, viskozitu základní olejové složky, protikorozní vlastnosti a únosnost [10].



Obrázek 3.26 – Ložisko mazané plastickým mazivem [19]

3.7 Chlazení vřeten

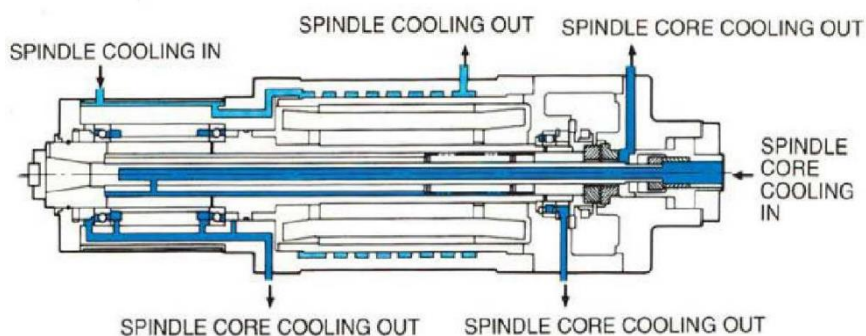
Vřetena obráběcích strojů jsou chlazena kvůli vznikajícímu teplu uvnitř vřetene, které nepříznivě ovlivňuje přesnost a životnost vřetene. Hlavními zdroji tepla považujeme elektromotor a vřetenová ložiska. Ve většině případů je chlazen pouze



Obrázek 3.27 – Chlazení vřeten [20]

vřeteník a v případě elektrovřetena stator motoru. Vřetenová hřídel je špatně přístupná, proto často k jejímu chlazení nedochází [20].

U vřetenových ložisek dochází během provozu k rozpínání vlivem vlastního oteplení a působení odstředivých sil. Proto chlazení pouze vřeteníku a rotoru není úplně nejvhodnější varianta. Chlazený vřeteník společně s rozpínající se vřetenovou hřídelí vytváří ložisku stísněné podmínky, které vedou ke zkracování jejich životnosti a zvyšování možnosti zadření. Z těchto důvodů je snaha o výrobu vřeten, které mají chlazené vzduchem nebo vodou i vřetenové hřídele [20].

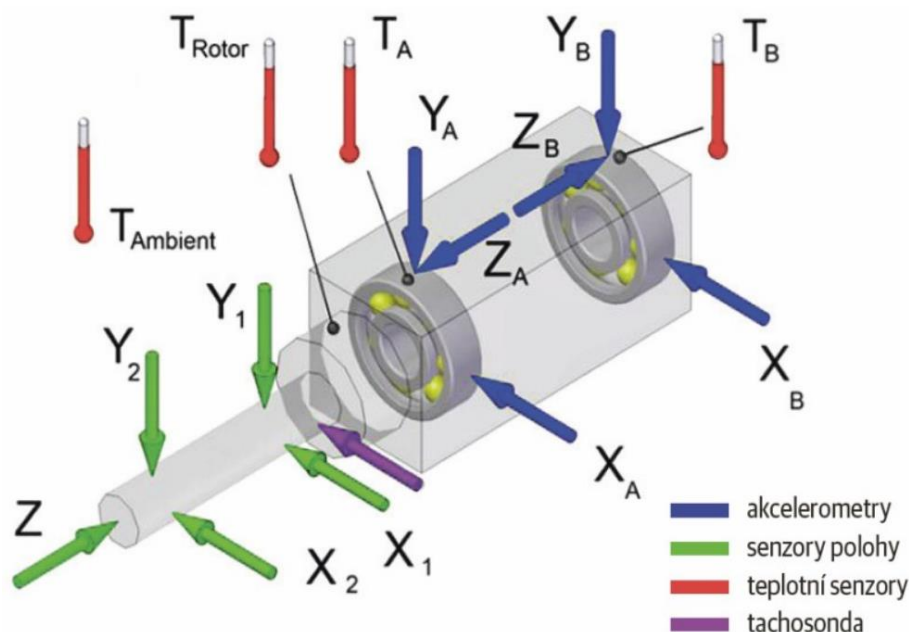


Obrázek 3.28 – Chladicí okruhy vřetena [20]

Vřetena jsou také stále častěji osazována čidly teploty, jejichž signál je zaveden do řídicího systému pro vytvoření kompenzačního signálu. To je spolu s intenzivním chlazením statoru motoru nejvíce používaný způsob pro minimalizaci vlivu teplotních dilatací vřetena na přesnost práce stroje. Pro odvod tepla z ložisek je využíváno proudícího mazacího oleje, aby olej mohl správně plnit tuto svou funkci, musí být systém vybaven chladiči. Optimální teplota vřetena je udržována sofistikovanou soustavou čidel a chladiče. Z toho důvodu je minimalizována tepelná dilatace vřetena, proto je možné dosáhnout vyšší přesnosti obrábění. Mimo oleje může být vřeteno chlazeno proudem vzduchu, další možností je pak chlazení vodou [21].

3.8 Diagnostika vřeten

Připojení diagnostických senzorů umožňuje sledování chodu vřetena bez jakékoliv demontáže za běžného provozu. Mezi důležité hodnoty patří zejména předpětí ložisek, teplota a případně i průtok maziva, stav ložisek apod. Současný trend v diagnostice je maximálně využívat možnosti strojů a dosahovat co nejdélejší životnosti s vysokou spolehlivostí a tím dosahovat snižování nákladů na údržbu. Některá vřetena jsou navíc vybavena také dálkovou diagnostikou, která servisnímu technikovi umožňuje sledovat stav stroje, aniž by u něj musel být fyzicky přítomen [22].



Obrázek 3.29 – Diagnostika vřetene [upraveno z 22]

Diagnostika se využívá pro měření různých fyzikálních veličin, podle kterých rozeznáváme diagnostické metody na:

Vibrodiagnostika

Sledováním vibrací je možné odhalit vznikající závady již v brzkém stádiu a díky tomu včasné reagovat na tento stav. Základními příčinami vibrací jsou nevyváha rotujících částí, nesouosost hřídelů, mechanické uvolnění, rezonance konstrukce nebo velmi časté poškození ložisek [21].

Tribodiagnostika

Poskytuje informace o stavu mazacího systému. Mazivo je podrobeno laboratornímu rozboru, který zjistí míru degradace maziva a obsah otěrových částic informující o opotřebení strojních dílů. Sledováním mazacího systému olej-vzduch jsme schopni monitorovat vlastnosti jako viskozita, obsah vody v mazivu, bod vzplanutí nebo obsah nečistot [21].

Termodiagnostika

Slouží k získávání informací o průběhu teplot v různých uzlech vřetene a tím o zvýšeném namáhání ložisek nebo o kompenzaci axiální tepelné dilatace [21].

Akustická diagnostika

Měření zvuku (resp. hluku) v oblasti 20 [Hz] – 20 [kHz] je další metoda, kterou je možno zjišťovat závady stroje. Šíření akustických vln do okolního prostředí je zachycováno pomocí stetoskopu a subjektivně se vyhodnocuje pomocí sluchátek a zkušenosti diagnostika [21].

3.9 Shrnutí řešerše

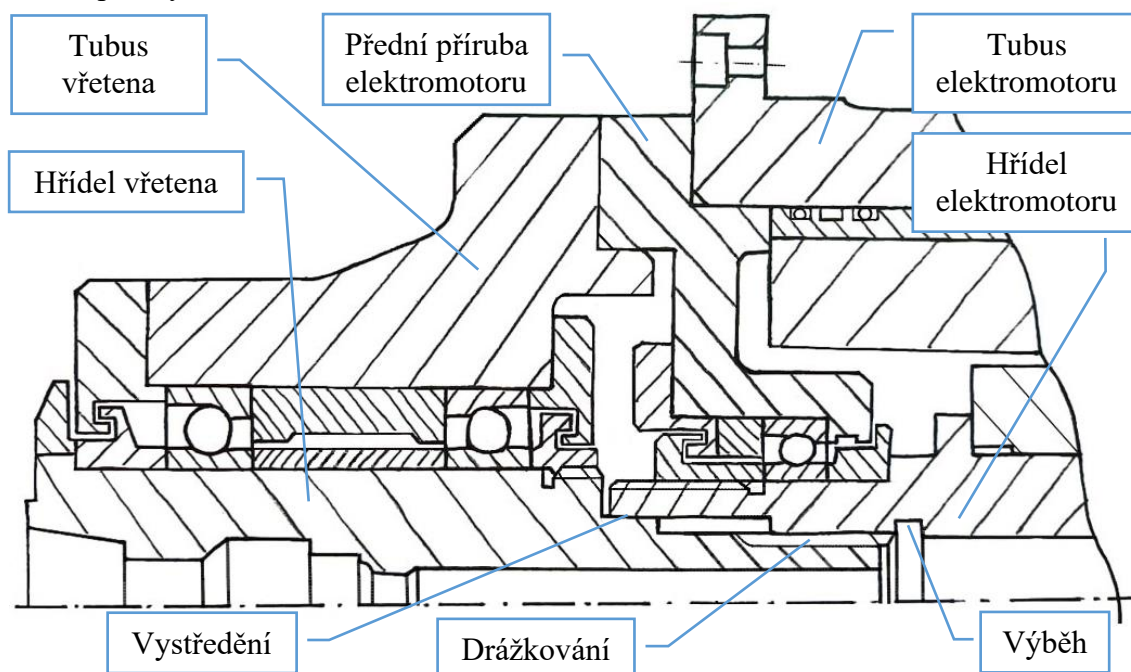
V kapitole 3 byly popsány klíčové komponenty a aktuální přístupy v oblasti konstrukce frézovacích vřeten. Rešerše začíná rozbořem různých typů pohonů vřeten, běžně užívaných na trhu, a dále pokračuje značná část, věnující se vřetenovým ložiskům. Na tyto informace navazuje rozbor mazacích a chladících systémů a dále způsoby diagnostiky vřeten. Získané poznatky z oblasti frézovacích vřeten byly využity při návrhu vřetena vlastní konstrukce.

4 Vlastní návrh řešení

Základní konstrukce vřetena i elektromotoru je definovaná jasně, a nelze na ní příliš mnoho věcí měnit. Proto je zde zmíněna pouze úvaha nad nejvhodnějším spojením hřídelí a samotné výměně vřetena za nové. Hlavním předpokladem pro konstrukční uzel servisovatelnosti je jeho snadná rozebíratelnost, aby byl čas výměny vřetena zkrácen na minimum. Dalším předpokladem je zaručení minimálních nesusosostí při spojení hřídelí vřetena a elektromotoru. V poslední řadě sem ještě vstupuje faktor celkové délky uzlu servisovatelnosti, který má přímý vliv na velikost vyložení vřetena v pracovním prostoru stroje.

4.1 Spojení hřídelí drážkováním

První navrhovaná varianta pro spojení vřetena s elektromotorem využívá drážkování. Hřídel vřetena, která ponese drážkování, je tak možné přímo zasunout do hřídele elektromotoru, která představuje náboj. Axiálně by spojení bylo zajištěno pomocí šroubovaného tubusu vřetena přímo do přední příruby elektromotoru. Odpojení vřetena od elektromotoru by tedy probíhalo pouze demontáží šroubů vřetena a jednoduchým vytažením hřídele vřetena z drážkování. Hřídele by se nechaly vůči sobě vystředit přes válcové plochy.



Obrázek 4.1 - Návrh řešení varianta 1

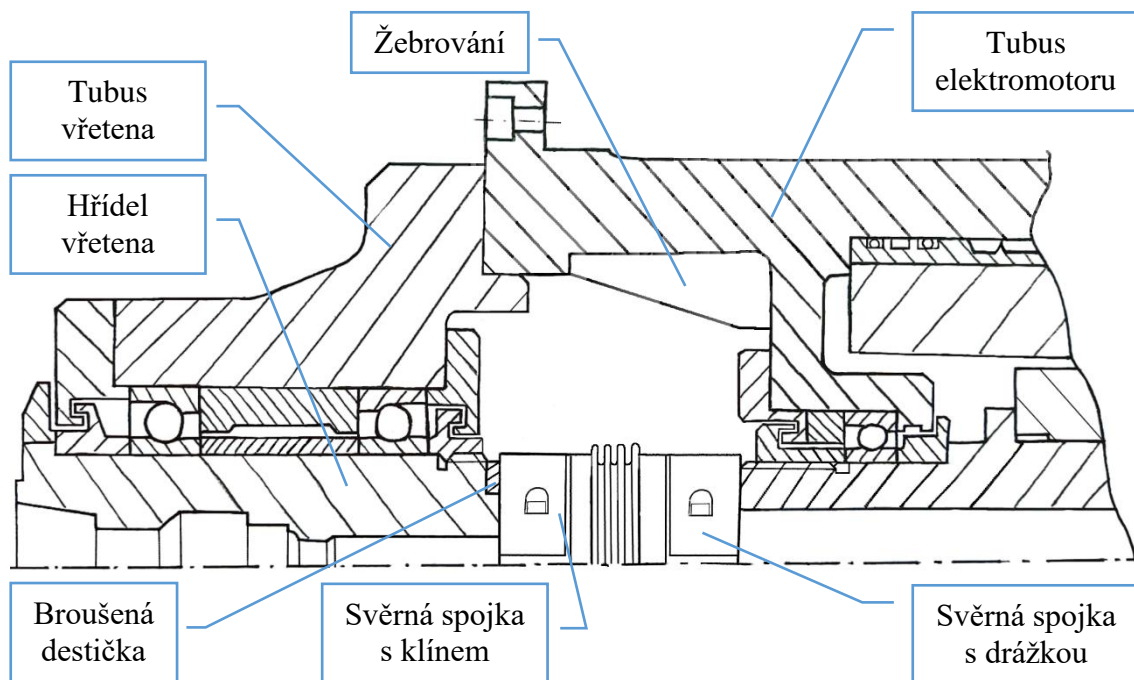
Při konzultaci ve firmě VOPSS, která se zabývá servisem vřeten, se ukázala tato varianta jako nepříliš vhodná. Nevýhodou je zejména drahá výroba drážkování, kde je hlavně velkým problémem správně změřit, zda vyhovují jeho geometrické tolerance. Při nepřesné výrobě drážkování by mohlo navíc při provozu vřetena docházet k rázům, které by způsobovaly pokmitaný povrch obrobků a nadměrně by zatěžovaly ložiska. Dalším nedostatkem při spojení hřídelí pomocí drážkování je, že zde není navíc žádný prostor pro kompenzaci drobných nesouosostí. Při výrobě drážek je také potřeba počítat s výběhem pro obrázcí nástroj, takže uvnitř hřídele elektromotoru se bude nacházet výběh, který bude hřídel ztenčovat a snižovat tím její tuhost v daném místě.

Naopak nesporná výhoda této varianty je velmi krátká zástavbová délka, takže jsme schopni zkrátit konstrukční uzel servisovatelnosti na minimum a díky tomu bude vřeteno méně vyloženo v pracovním prostoru.

4.2 Spojení hřídelí speciální svěrnou spojkou

Druhou variantou spojení vřetena s elektromotorem je pomocí speciální svěrné spojky, která využívá k přenosu kroutícího momentu předeprnutý styk, při kterém zaklesává axiální klín umístěný v jedné polovině spojky, do klínové drážky umístěné v druhé polovině. Klínová drážka není samosvorná, takže lze spojku lehce axiálně rozebrat bez jakékoliv demontáže z hřídelí. Vřeteno by bylo axiálně zajištěno pomocí šroubovaného tubusu vřetena přímo do příruby tubusu elektromotoru, takže spojka bude schovaná ve vřeteníku stroje a nebude svým vyložení zmenšovat pracovní prostor stroje. Volný prostor pro spojku pak lze opatřit žebrováním, a tím zvýšit celkovou tuhost celé sestavy. Dle výrobce je správné provozní předpětí ocelových vlnovců při jejich stlačení o $1 - 1,5$ [mm]. Při montáži lze tohoto dosáhnout použitím broušené destičky, která bude umístěna pod částí spojky montovanou na hřídel vřetena a jejím následným dobroušením při špatném dosednutí tubusu vřetena při montáži.

Nevýhodou této varianty oproti první variantě je delší zástavbová délka, protože délka spojky je přímo závislá na přenášeném kroutícím momentu. Dále, pro přenos požadovaného kroutícího momentu, je nutné spojku axiálně předeprnout, takže ložiska budou navíc touto silou zatěžována a bude tím snížena jejich trvanlivost.



Obrázek 4.2 - Návrh řešení varianta 2

Výhodou je, že lze spojku kompletně zakoupit, a navíc je již od výrobce vyvážená na požadované maximální otáčky. Na rozdíl od první varianty, spojka díky ocelovým vlnovcům umožňuje kompenzovat drobné odchylky radiální nebo úhlové nesouososti, eventuálně tlumí vibrace od řezného procesu. Ve firmě VOPSS mají špatné zkušenosti s pružnými spojkami u koaxiálně naháněných vřeten, které pro kompenzaci nesouosostí využívají pružný hvězdicový člen z plastu. Kvůli častým rázům od obráběcího procesu je pružný člen velmi zatěžovaný a po čase dochází k jeho drolení a vzniku vůlí. Při použití spojky KPP se tedy těmto problémům úplně vyhneme. Výhodné také je, že spojením přední příruby elektromotoru a tubusu do jednoho dílce, bude mnohem snazší dosáhnout požadované souososti při montáži vřetena.

4.3 Výběr varianty

Pro výběr správné varianty, která bude dále rozpracována a použita, je třeba uvažovat jednotlivé výhody i nevýhody obou variant zmíněných v předchozí kapitole.

První varianta, spojení pomocí drážkování, má výhodu velmi krátké zástavby, takže bude vřetenem málo vyloženo v pracovním prostoru. Nevýhody pak nastávají při výrobě hřídelí, protože se bude jednat o velmi nákladné položky, a navíc bude velmi složité změřit a posoudit dosažené geometrické tolerance spojení. V poslední řadě není možné nijak kompenzovat drobné odchylky radiální a úhlové nesouososti a drážkování nebude tlumit vibrace od řezného procesu.

U druhé varianty, spojení pomocí spojky, bude díky ocelovým vlnovcům možné kompenzovat lehké odchylky nesouososti a také lépe tlumit vibrace od řezného procesu. Dále je řešení pomocí spojky přijatelnější z finančního hlediska, protože se jedná o nakupovanou, sériově vyráběnou součást. Z pohledu demontáže se bude jednat o rychlejší z navrhovaných variant. Naopak nevýhodou je delší zástavbová délka spojky a síla od předeprnutí spojky působící na ložiska. Síla působící na ložiska od předpětí je skoro zanedbatelná, protože u této velikosti spojky se jedná pouze o 180 [N]. Lze tedy uvažovat, že při použití spojky, trvanlivost ložisek nijak výrazně nepoklesne.

Z výše uvedených důvodů bylo rozhodnuto pro zpracování varianty 2. Hřídel vřeteny bude tedy spojena s hřídelí elektromotoru pomocí svěrné, torzně tuhé spojky, s axiálním klínem a drážkou.

5 Návrhová část

Následující část diplomové práce popisuje již samotný konstrukční návrh frézovacího vřetena a elektromotoru. Před návrhem jednotlivých konstrukčních uzlů je třeba se zamyslet nad silovým zatížením, které musí vřeteno přenášet. Vstupem do výpočtové části práce je zadané zátěžné spektrum společně s materiály, které budou vřetenem obráběny a obecné nástroje různých délek a průměrů. Vřeteno bude sloužit pro aplikační oblast všeobecného strojírenství. Přibližné parametry pro návrh vřetena byly definovány následovně:

- $P = 15$ [kW]
- $n_{\max} = 15\,000$ [min^{-1}]

Z celkové délky pracovního cyklu vřetena bude po 80 [%] času obráběna konstrukční ocel a po zbylých 20 [%] hliníková slitina EN AW-7075. Dílčí pracovní cykly jsou ještě dále rozděleny dle podílu v daném zátěžném spektru materiálu. Dále byly u jednotlivých operací zadané specifické požadavky, shrnuté v následujících tabulkách 6.1 a 6.2.

Požadavky pro obrábění oceli:

- Při hrubování využít maximální instalovaný výkon vřetena
- Při dokončování využít výkon tím způsobem, aby radiální síla na nástroji udělala deformaci maximálně 0,1 [mm]

Tabulka 5.1 – Zátěžné spektrum oceli

Obrábění konstrukční oceli			
Operace	Hrubování	Dokončování	Jednotka
Průměr nástroje	50	20	[mm]
Délka nástroje	80	200	[mm]
Podíl v zátěžném spektru	60	40	[%]

Požadavky pro obrábění hliníkové slitiny:

- Při hrubování využít maximální instalovaný výkon vřetena
- Při dokončování využít maximální otáčky
- Při dokončování výkon využít tím způsobem, aby radiální síla na nástroji udělala deformaci maximálně 0,1 [mm]

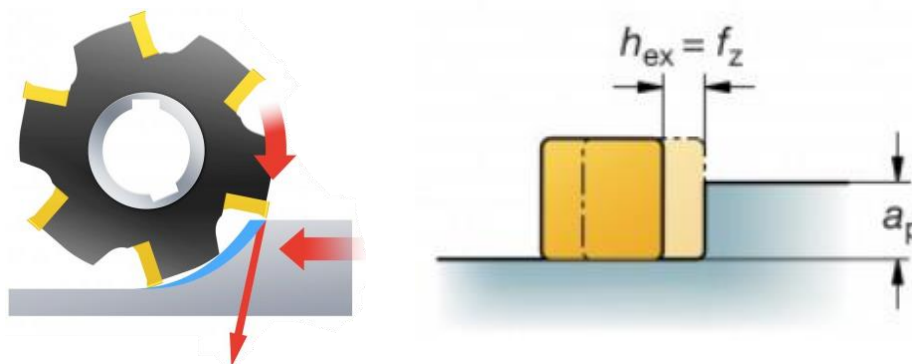
Tabulka 5.2 – Zátěžné spektrum hliníkové slitiny

Obrábění hliníkové slitiny EN AW-7075			
Operace	Hrubování	Dokončování	Jednotka
Průměr nástroje	30	16	[mm]
Délka nástroje	80	200	[mm]
Podíl v zátěžném spektru	60	40	[%]

Pro dokončovací operace byly uvažovány monolitní karbidové nástroje, kde zadaný průměr nástroje je pouze průměr řezné části. Zbytek tvoří nástrojový držák o větším průměru.

5.1 Návrh řezných sil

Pro návrh řezných sil působících na nástroj během obrábění byla uvažováno čelní frézování s úhlem nastavení břitové destičky $\kappa = 90$ [°]. Lze uvažovat, že posuv je roven maximální tloušťce odřezávané vrstvy. Hodnoty řezných rychlostí pro obrábění oceli i hliníkové slitiny byly vybrány z katalogu výrobce řezných nástrojů Sandvik Coromant [23].



Obrázek 5.1 – Hloubka řezu nástroje [23]

5.1.1 Hrubování oceli

Při hrubování oceli bylo využito plného instalovaného výkonu vřetena.

- Řezná rychlost v_c 320 $[m \cdot min^{-1}]$
- Průměr řezné části nástroje D 50 $[mm]$

Stanovení tangenciální síly:

$$F_c = \frac{P \cdot 60\,000}{v_c} = \frac{15 \cdot 60\,000}{320} = 2\,796\,N \quad (6.1)$$

Stanovení kroutícího momentu na nástroji:

$$M_k = \frac{F_c \cdot D}{2\,000} = \frac{2\,796 \cdot 50}{2\,000} = 70\,Nm \quad (6.2)$$

Podle řezné rychlosti v_c a průměru nástroje D lze stanovit otáčky vřetena:

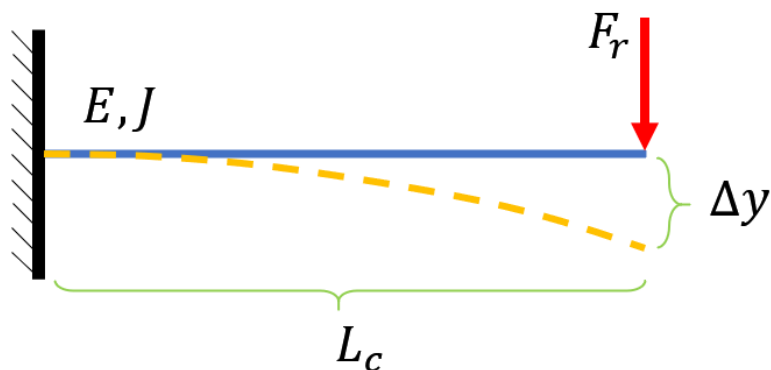
$$n = \frac{v_c \cdot 1\,000}{\pi \cdot D} = \frac{320 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 50} = 2\,049\,min^{-1} \quad (6.3)$$

Zbylé neznámé síly při obrábění je možné vyjádřit ze vzájemného poměru, kde $F_c : F_r : F_{ax}$ představují poměr 4 : 2 : 1

- Tangenciální síla F_c 2 796 $[N]$
- Radiální síla F_r 1 398 $[N]$
- Axiální síla F_{ax} 699 $[N]$

5.1.2 Dokončování oceli

Při dokončování oceli nesmí být velikost deformace na špičce nástroje od radiální síly větší než 0,1 [mm]. Pro návrh sil je možné zjednodušeně uvažovat nástroj jako nosník kruhového průřezu vetknutý do čela vřetená.



Obrázek 5.2 – Radiální síla na nástroji

• Youngův modul pružnosti slitých karbidů E	550 000	$[N \cdot mm^{-2}]$
• Průměr řezné části nástroje D_n	20	$[mm]$
• Průměr držáku nástroje D_d	32	$[mm]$
• Délka řezné části nástroje L_n	30	$[mm]$
• Délka držáku nástroje L_d	170	$[mm]$
• Maximální povolená deformace Δy	0,1	$[mm]$

Kvadratický moment průřezu nástroje:

$$J = \frac{\pi \cdot D_{stř}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 30,7^4}{64} = 43\,842 \text{ mm}^4 \quad (6.4)$$

Výsledná radiální síla při maximální povolené deformaci:

$$\Delta y = \frac{F_r \cdot L_c^3}{3 \cdot E \cdot J} \quad (6.5)$$

$$F_r = \frac{3 \cdot E \cdot J \cdot \Delta y}{L_c^3} = \frac{3 \cdot 550\,000 \cdot 43\,842 \cdot 0,1}{200^3} \quad (6.6)$$

$$= 904 \text{ N}$$

Zbylé neznámé síly při obrábění je možné vyjádřit ze vzájemného poměru, kde $F_c : F_r : F_{ax}$ představují poměr 4 : 2 : 1 .

- Tangenciální síla F_c 1 809 [N]
- Radiální síla F_r 904 [N]
- Axiální síla F_{ax} 452 [N]

Stanovení kroutícího momentu na nástroji:

$$M_k = \frac{F_c \cdot D}{2\,000} = \frac{904 \cdot 20}{2\,000} = 18 \text{ Nm} \quad (6.7)$$

Stanovení řezné rychlosti:

$$v_c = \frac{60\,000 \cdot P}{F_c} = \frac{60\,000 \cdot 18}{1\,809} = 597 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (6.8)$$

Stanovení otáček vřetene:

$$n = \frac{v_c \cdot 1\,000}{\pi \cdot D} = \frac{597 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 20} = 9\,505 \text{ min}^{-1} \quad (6.9)$$

5.1.3 Hrubování hliníkové slitiny

Při hrubování oceli bylo využito plného instalovaného výkonu vřetena.

- Řezná rychlost v_c 680 [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]
- Průměr řezné části nástroje D 30 [mm]

Stanovení tangenciální síly:

$$F_c = \frac{P \cdot 60\,000}{v_c} = \frac{18 \cdot 60\,000}{680} = 1\,588 \text{ N} \quad (6.10)$$

Stanovení kroutícího momentu na nástroji:

$$M_k = \frac{F_c \cdot D}{2 \cdot 000} = \frac{1 \ 588 \cdot 30}{2 \ 000} = 23 \text{ Nm} \quad (6.11)$$

Podle řezné rychlosti v_c a průměru nástroje D lze stanovit otáčky vřetena:

$$n = \frac{v_c \cdot 1 \ 000}{\pi \cdot D} = \frac{680 \cdot 1 \ 000}{\pi \cdot 30} = 7 \ 215 \text{ min}^{-1} \quad (6.12)$$

Zbylé neznámé síly při obrábění je možné vyjádřit ze vzájemného poměru, kde $F_c : F_r : F_{ax}$ představují poměr 4 : 2 : 1

• Tangenciální síla F_c	1 588	[N]
• Radiální síla F_r	794	[N]
• Axiální síla F_{ax}	397	[N]

5.1.4 Dokončování hliníkové slitiny

Při určování sil působících při dokončování hliníkové slitiny bylo postupováno stejně jako v případě při dokončování oceli. Velikost deformace na špičce nástroje nesmí být větší než 0,1 [mm].

• Youngův modul pružnosti E	550 000	[N · mm ⁻²]
• Průměr řezné části nástroje D_n	16	[mm]
• Průměr držáku nástroje D_d	30	[mm]
• Délka řezné části nástroje L_n	30	[mm]
• Délka držáku nástroje L_d	170	[mm]
• Maximální povolená deformace Δy	0,1	[mm]

Kvadratický moment průřezu nástroje:

$$J = \frac{\pi \cdot D_{stř}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 28,6^4}{64} = 33\,162 \text{ mm}^4 \quad (6.13)$$

Výsledná radiální síla při maximálním povoleném průhybu:

$$\Delta y = \frac{F_r \cdot L_c^3}{3 \cdot E \cdot J} \quad (6.14)$$

$$F_r = \frac{3 \cdot E \cdot J \cdot \Delta y}{L_c^3} = \frac{3 \cdot 550\,000 \cdot 33\,162 \cdot 0,1}{200^3} \quad (6.15)$$

$$= 684 \text{ N}$$

Zbylé neznámé síly při obrábění je možné vyjádřit ze vzájemného poměru, kde $F_c : F_r : F_{ax}$ představují poměr 4 : 2 : 1 .

- | | | |
|---------------------------|-------|-----|
| • Tangenciální síla F_c | 1 367 | [N] |
| • Radiální síla F_r | 684 | [N] |
| • Axiální síla F_{ax} | 342 | [N] |

Stanovení kroutícího momentu na nástroji:

$$M_k = \frac{F_c \cdot D}{2\,000} = \frac{1\,367 \cdot 10}{2\,000} = 10,9 \text{ Nm} \quad (6.16)$$

U dokončování hliníku je využit výkon vřetene vzhledem k zadané maximální deformaci na špičce nástroje vlivem radiální síly.

- | | | |
|-----------------------------------|--------|-----------------------|
| • Otáčky vřetene n | 15 000 | [min^{-1}] |
| • Průměr řezné části nástroje D | 16 | [mm] |

Řezná rychlost:

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1\,000} = \frac{\pi \cdot 16 \cdot 15\,000}{1\,000} = 754 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (6.17)$$

Řezný výkon vřetena:

$$P = \frac{F_c \cdot v_c}{60\,000} = \frac{1\,367 \cdot 754}{60\,000} = 17,2 \text{ kW} \quad (6.18)$$

Ze zadaného zátěžného spektra obráběcích operací byly vypočteny otáčky vřetena, kroutící moment na nástroji a potřebný řezný výkon. Takto vypočtené hodnoty jsou přímým vstupem při návrhu elektromotoru. Vypočtené síly, vznikající řezným procesem, budou použity jako vstupní parametry i při návrhu ložisek vřetena. Přehled vypočtených parametrů shrnuje následující tabulka 6.3:

Tabulka 5.3 – Vypočtené parametry ze zátěžného spektra

Veličina	Značka	Hrubování		Dokončování		Jednotka
		Ocel	Hliníková slitina	Ocel	Hliníková slitina	
Otáčky	n	2 049	7 215	9 505	15 000	$[\text{min}^{-1}]$
Kroutící moment	M_k	70	24	18	10,9	$[\text{Nm}]$
Řezný výkon	P	15	18	18	18	$[\text{kW}]$
Tangenciální síla	F_c	2 796	1 588	1 809	676	$[\text{N}]$
Radiální síla	F_r	1 398	794	904	338	$[\text{N}]$
Axiální síla	F_{ax}	699	397	452	169	$[\text{N}]$

5.2 Volba motoru

Ze získaných řezných sil z předchozí kapitoly byl proveden návrh elektromotoru. Elektromotor musí být schopen dodat potřebný kroutící moment a mít k dispozici rozsah požadovaných otáček. Na základě srovnání parametrů byl vzhledem k požadované co nejkratší délce celé sestavy nakonec zvolen vestavný asynchronní motor od společnosti FANUC s označením BiI 112M/15 000.



Obrázek 5.3 – Elektromotor FANUC BiI 112M/15 000 [24]

Stator motoru lze zakoupit od společnosti FANUC i včetně pouzdra s vyfrézovanými chladicími drážkami pro oběh chladicího média. Statorový plášť rovněž disponuje párem teplotních senzorů typu Pt1000, které jsou vyvedeny společně s přívodním kabelem ven ze statoru. Rotor s permanentními magnety bude nalisovaný přímo na hřídeli elektromotoru, která bude včetně odpovídajícího uložení navržena [24].

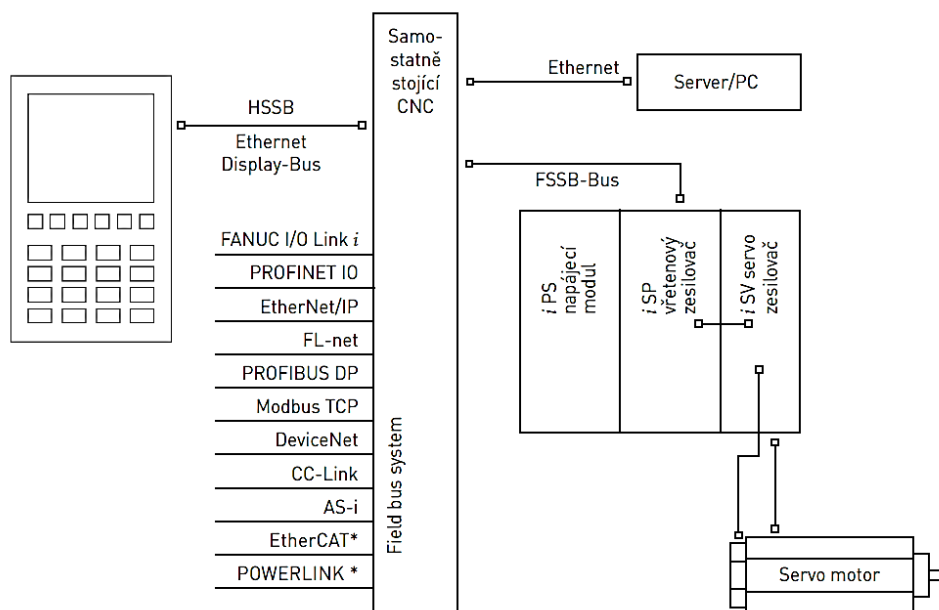
Tabulka 5.4 – Parametry elektromotoru FANUC BiI12M/15 000 [24]

Elektromotor FANUC BiI 112M/15 000			
Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Výkon	P	15/18	[kW]
Kroutící moment	M_k	70	[Nm]
Jmenovité otáčky	n_{jm}	2 050	[min ⁻¹]
Maximální otáčky	n_{max}	15 000	[min ⁻¹]
Celková délka	L_{EM}	250	[mm]

Elektromotory od výrobce Fanuc série BiI mají k dispozici dvě separátní vinutí. Mezi vinutími lze libovolně přepínat a motor je tak schopný pracovat buď v režimu vysokého kroutícího momentu (low winding) nebo v režimu s vysokými otáčkami (high winding). Řízení motoru je realizováno pomocí zesilovače vřetena s označením αi , který je složen z následujících modulů [24]:

- αiPS – Zdroj napájení
- αiSP – Zesilovač vřetena
- αiSV – Servozesilovač

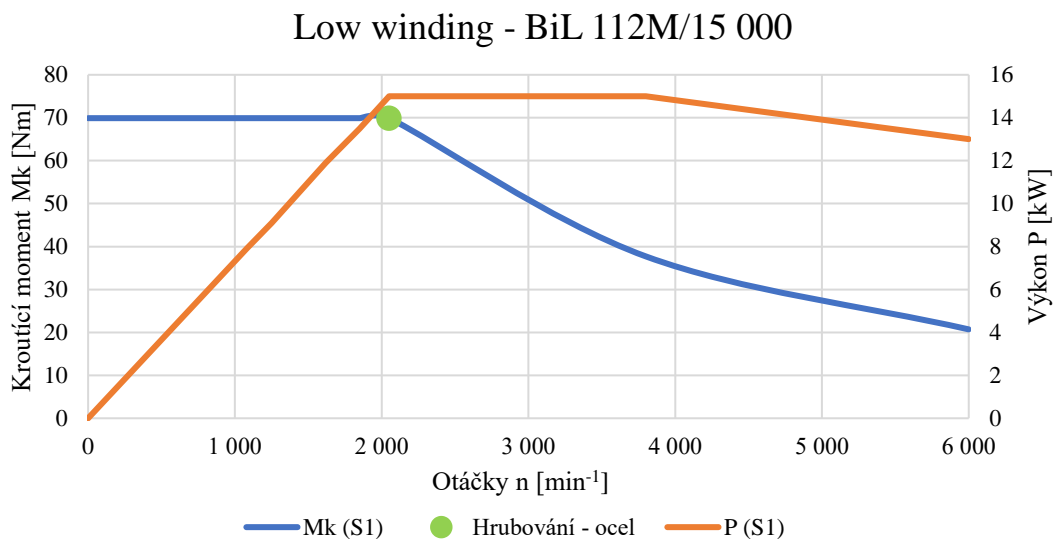
Zesilovač vřetena je přes přepínací jednotku (magnetické stykače) připojený k vřetení a na základě polohy stykačů dodává potřebný proud na požadované vinutí. Přepínání vinutí lze naprogramovat přímo v řídicím systému přiřazením konkrétní hodnoty rychlosti, při které má dojít ke změně. Výrobce elektromotoru a příslušenství je doporučeno během přepínání vinutí vřeteno zastavit a až po přepnutí napájeného vinutí opět zrychlovat/zpomalovat [24].



Obrázek 5.4 – Zapojení servomotoru [24]

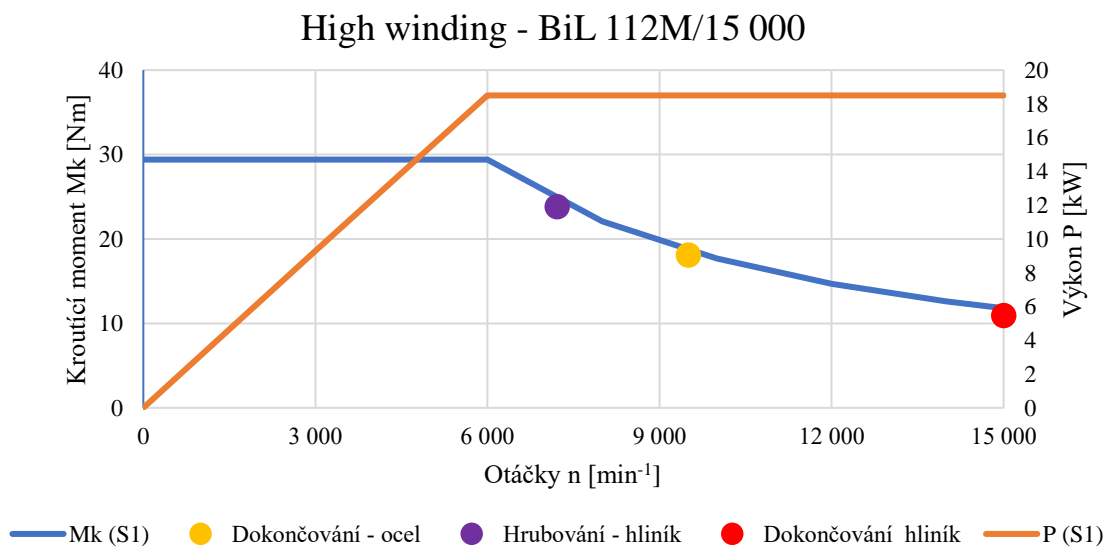
V grafech 6.1 a 6.2 jsou zobrazeny momentové a výkonové charakteristiky elektromotoru při proměnných otáčkách v obou provozních režimech s vyznačenými provozními body, které odpovídají jednotlivým vypočteným parametrům z kapitoly 6.1.

Graf 5.1 – Charakteristika elektromotoru v režimu Low winding



V režimu s vysokým kroučícím momentem (Low winding, graf 6.1) lze pracovat až do 6 000 [min⁻¹], kde kroučící moment dosahuje hodnot 21 [Nm]. V režimu vysokých otáček (High winding, graf 6.2) si elektromotor dle své charakteristiky drží konstantní kroučící moment 30 [Nm] až do zmíněných 6 000 [min⁻¹] a lze dosáhnout maximálních otáček 15 000 [min⁻¹], kde kroučící moment dosahuje hodnot kolem 11 [Nm].

Graf 5.2 – Charakteristika elektromotoru v režimu High winding

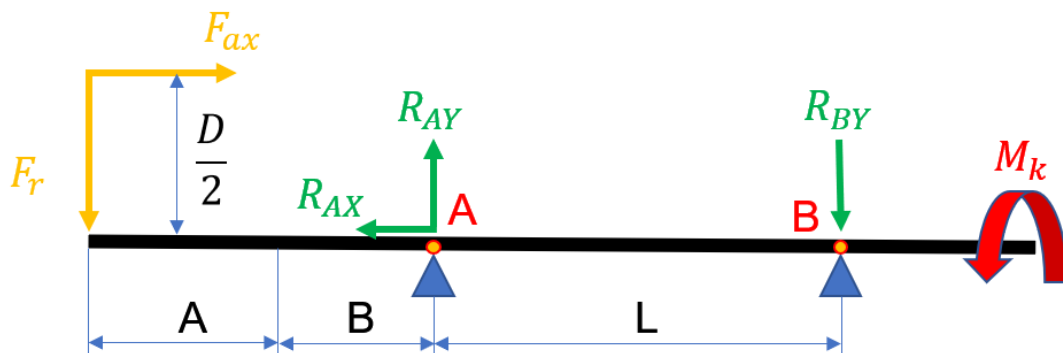


5.3 Návrh ložisek

Ložiska jsou společně s elektromotorem klíčovým komponentem celého vřetena, proto je následující kapitola věnována rozboru působících sil od řezného procesu v uložení, na které navazuje právě návrh ložisek vřetena.

5.3.1 Reakce v uložení vřetena

Pro návrh vhodných ložisek je třeba nejdříve určit reakce v jednotlivých uloženích. Hřídel vřetena lze zjednodušit na nosník o dvou podpěrách. Reakce lze vypočítat pomocí momentové rovnice k jednotlivým podpěrám.



Obrázek 5.5 – Rozložení sil na hřídeli vřetena

S rostoucím vyložením nástroje A a rostoucí vzdáleností uložení od čela vřetena B , se reakce zvyšují. Velikost reakcí se také zvyšují s průměrem nástroje D . S rostoucí vzdáleností mezi ložisky L sice klesají reakce v uložení vřetena, ale klesá nám také tuhost hřídele vřetena.

Reakce R_{BY} :

$$\sum M_A = 0 \quad (6.19)$$

$$R_{BY} = \frac{F_r \cdot (A + B) - F_{ax} \cdot \frac{D}{2}}{L} \quad (6.20)$$

Reakce R_{AY} :

$$R_{AY} = F_r + R_{BY} \quad (6.21)$$

Reakce R_{AX} :

$$R_{AX} = F_{ax} \quad (6.22)$$

Reakce při hrubování oceli:

• Reakce R_{BY1}	1 423	[N]
• Reakce R_{AY1}	2 821	[N]
• Reakce R_{AX1}	699	[N]

Reakce při dokončování oceli:

• Reakce R_{BY2}	2 134	[N]
• Reakce R_{AY2}	3 038	[N]
• Reakce R_{AX2}	452	[N]

Reakce při hrubování hliníkové slitiny:

• Reakce R_{BY3}	850	[N]
• Reakce R_{AY3}	1 644	[N]
• Reakce R_{AX3}	397	[N]

Reakce při dokončování hliníkové slitiny:

• Reakce R_{BY4}	1 621	[N]
• Reakce R_{AY4}	2 305	[N]
• Reakce R_{AX4}	342	[N]

5.3.2 Střední síly při obrábění

Pomocí reakčních sil a celkového podílu jednotlivých operací v časovém úseku lze stanovit ekvivalentní zatížení v jednotlivých podpěrách. Ekvivalentní zatížení představuje teoretické zatížení, které působí v jednom bodě podpěry.

Jednotlivé podíly obráběcích operací lze rozdělit v jednom časovém úseku následujícím způsobem:

- | | | |
|---------------------------------------|----|-----|
| • Hrubování oceli q_1 | 48 | [%] |
| • Dokončování oceli q_2 | 32 | [%] |
| • Hrubování hliníkové slitiny q_3 | 12 | [%] |
| • Dokončování hliníkové slitiny q_4 | 8 | [%] |

Střední radiální reakce v podpěře A :

$$F_{AYm} = \sqrt[3]{R_{AY1}^3 \cdot q_1 + R_{AY2}^3 \cdot q_2 + R_{AY3}^3 \cdot q_3 + R_{AY4}^3 \cdot q_4} \quad (6.23)$$

$$= 2\,770\,N$$

Střední axiální reakce v podpěře A :

$$F_{AXm} = \sqrt[3]{R_{AX1}^3 \cdot q_1 + R_{AX2}^3 \cdot q_2 + R_{AX3}^3 \cdot q_3 + R_{AX4}^3 \cdot q_4} \quad (6.24)$$

$$= 589\,N$$

Střední radiální reakce v podpěře B :

$$F_{BYm} = \sqrt[3]{R_{B1}^3 \cdot q_1 + R_{B2}^3 \cdot q_2 + R_{B3}^3 \cdot q_3 + R_{B4}^3 \cdot q_4} \quad (6.25)$$

$$= 1\,693\,N$$

Střední otáčky vřetena:

$$n_m = \sqrt[3]{n_1 \cdot q_1 + n_2 \cdot q_2 + n_3 \cdot q_3 + n_4 \cdot q_4} = 6\,091\,min^{-1} \quad (6.26)$$

Vypočtená ekvivalentní zatížení v jednotlivých podpěrách společně se středními otáčkami jsou přímými vstupy při návrhu ložisek vřetena.

5.3.3 Volba ložisek vřetena

Ložiska musí splňovat základní požadavky na otáčky a trvanlivost. Na tyto parametry má vliv hned několik faktorů jako počet ložisek ve skupině, jejich uspořádání, předpětí a druh zvoleného mazání. Přední uložení vřetena by mělo být dostatečně tuhé, aby zachytávalo radiální i axiální síly od obrábění. Reakce v zadním uložení nejsou tak velké, proto zadní uložení zajišťuje spíše přesné vedení hřídele, požadovaný otáčkový rozsah a přenos sil od hmotnosti hřídele a upínacího mechanismu pro nástroje.

Návrh vzdálenosti ložisek

Vnitřní průměr ložisek vychází z rozměrů upínacího rozhraní HSK63A, proto byla uvažována především ložiska velikost 14. Doporučená vzdálenost mezi nosnými body ložisek je dle SKF ($2,5 \div 3$) násobek vnitřního průměru ložisek. Cílem je navrhnout krátkou kompaktní vřetenovou jednotku, proto byla tato hodnota vzata jako maximální nejvyšší vzdálenost a byla pozorována závislost trvanlivosti ložisek při zmenšování vzdálenosti mezi nimi.

Kritéria pro volbu ložisek

Ložiska musí splňovat nároky na minimální trvanlivost 12 000 [hod], definované již v zadání, a musí být schopny dosáhnout maximálních otáček 15 000 [min^{-1}]. U předního ložiska nesmí dojít vlivem axiální síly od řezného procesu k jeho odlehčení. Při výměně nástroje dochází k velkému statickému zatěžování ložisek. Odepínací jednotka totiž stlačuje talířové pružiny, které následně uvolňují nástroj a silové toky se uzavírají přes ložiska. Je tedy třeba kontrolovat obě ložiska na statickou bezpečnost.

Návrh ložisek

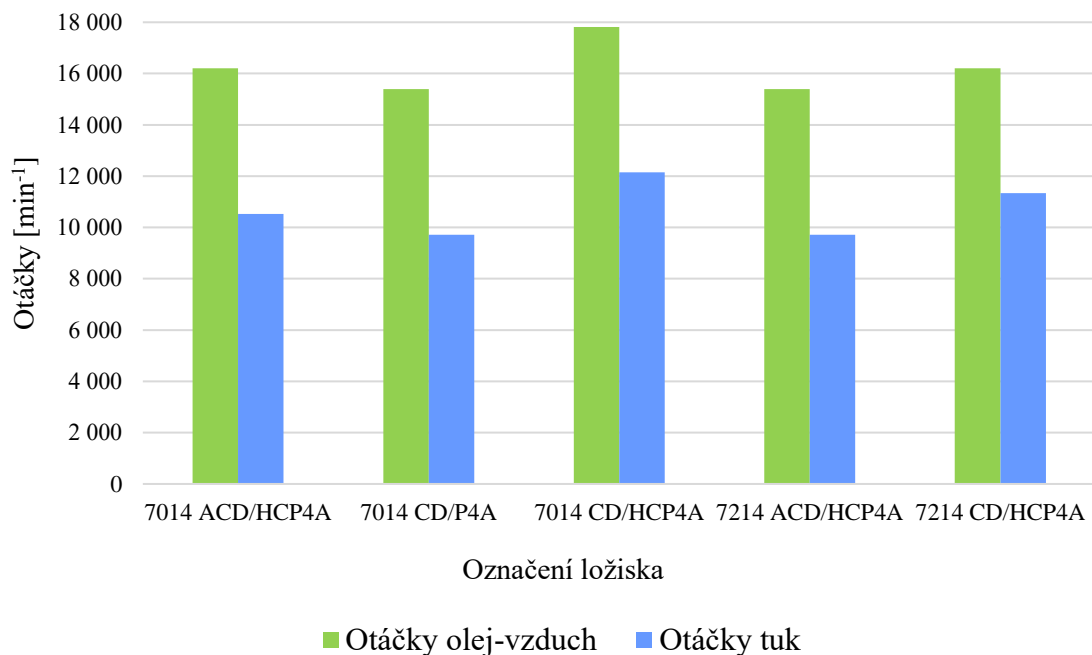
Veškerá uvažovaná uložení byla počítána v programu MS Office Excel. Při návrhu uložení hřídele vřetena byly uvažované různé konfigurace (DB, DT, QBC). Nejvhodnější varianty byly dále ověřeny pomocí výpočtů pro požadované otáčky a vyhovující trvanlivost a srovnány graficky.

Volba předního uložení – konfigurace zády k sobě (do „O“)

Na počátku návrhu byla uvažována veškerá vřetenová ložiska rozměrové řady 14 od společnosti SKF. Po aplikaci zatížení radiálními a axiálními silami byla vyselektována část ložisek, která vyhovují daným podmínkám. U vyhovujících ložisek byly porovnány maximální dosažitelné otáčky graficky.

Graf 5.3 – Otáčky předního ložiska

Vyhovující přední ložiska - otáčky

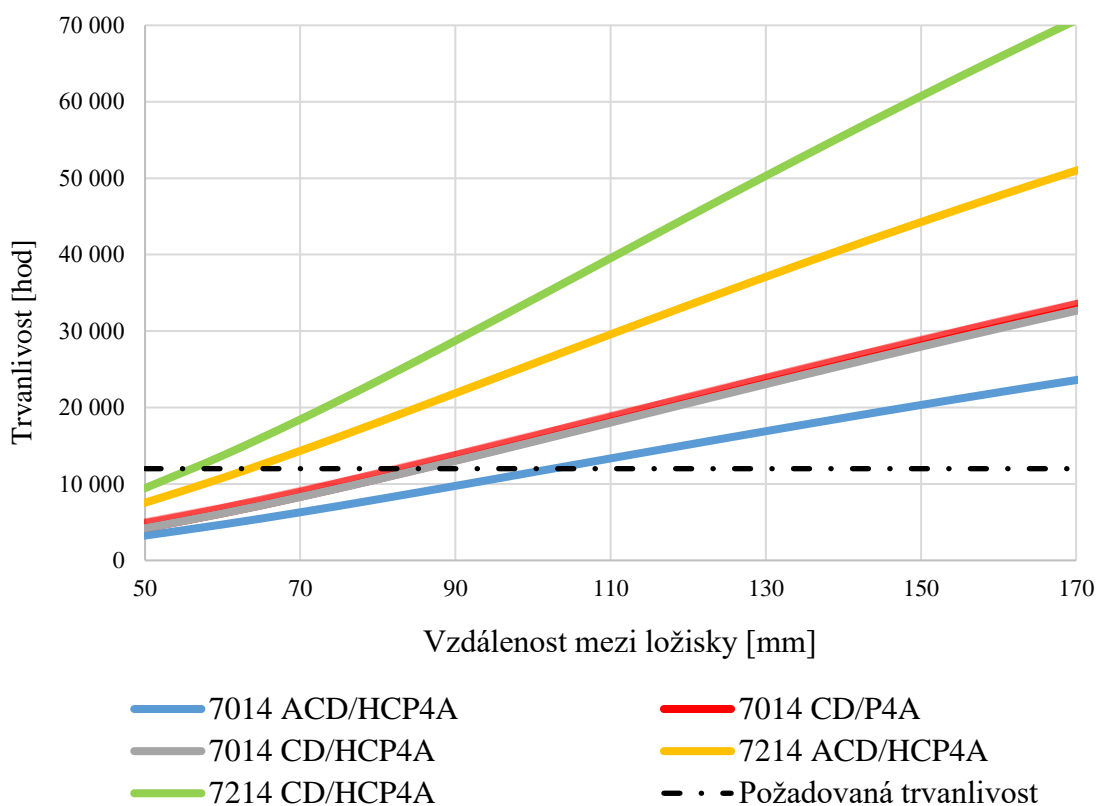


Z grafu 6.3 lze vidět, že mazání tukem je v této „nejlehčí“ konfiguraci vhodné pouze do 12 000 [min⁻¹], takže je třeba ložiska mazat systémem olej - vzduch pomocí mazacích kroužků a vrtaných kanálů v tubusu vřetena. Ložiska s přídatným označením ACD, mají stykový úhel 25 [°], a jsou vhodná spíše pro vyšší hodnoty axiálních zatížení než v tomto případě.

Ložiska v grafu 6.4 vyhovují požadované trvanlivosti, splňují požadavek na otáčky a kontrolu na odlehčující sílu. Následující graf srovnává ložiska z hlediska jejich vzájemné vzdálenosti a jejím vlivem na trvanlivost. Kritériem požadované trvanlivost je čerchovaná čára, značící 12 000 [hod]. S velikostí řady ložisek 72 už dochází ke zvětšení zástavbových rozměrů tubusu vřetena, proto byla při výběru uvažována přednostněji řada ložisek 70.

Graf 5.4 – Trvanlivost předního ložiska

Vyhovující přední ložiska - trvanlivost



Zvolená ložiska

Aby šla ložiska vůči sobě předepnout na stejnou hodnotu předpětí, bylo zvoleno zadní ložisko stejné jako přední. Navíc tím zachováme symetrickou konstrukci vřetena, která je vždy výhodnější z hlediska minimalizace teplotních chyb. Vřetenová ložiska jsou tedy vůči sobě předepnutá pomocí rozpěrných kroužků, které se dají v případě neuspokojivé velikosti předpětí přebrousit na rovinné brusce.

Dle výše zmíněných kritérií byla vybraná ložiska pro vřeteno z lehké řady vřetenových ložisek výrobce SKF s ocelovými valivými elementy se stykovým úhlem $15 [^\circ]$. Ložiska jsou předepnuta na třídu A – lehké předepnutí. Při započítané odchylce skutečnosti od výpočtu z pohledu výrobních nepřesností ve výši 10%, se dostáváme s trvanlivostí na 13 100 [hod] ve vzdálenosti 95 [mm] mezi ložisky. Při konfiguraci zády k sobě (do „O“) se s maximálními otáčkami dostáváme lehce nad požadovanou hodnotu $15\,000 [\text{min}^{-1}]$.

Tabulka 5.5 – Vybraná ložiska [10]

Ložiska SKF 7014 CD/P4A			
Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Dynamická únosnost	C	52 000	[N]
Statická únosnost	C_0	45 500	[N]
Otáčky olej – vzduch	n_{ov}	19 000	$[\text{min}^{-1}]$
Red. otáčky olej – vzduch	$n_{ov,red}$	15 390	$[\text{min}^{-1}]$
Velikost předpětí	Q	333	[N]
Trvanlivost	T	13 100	[hod]

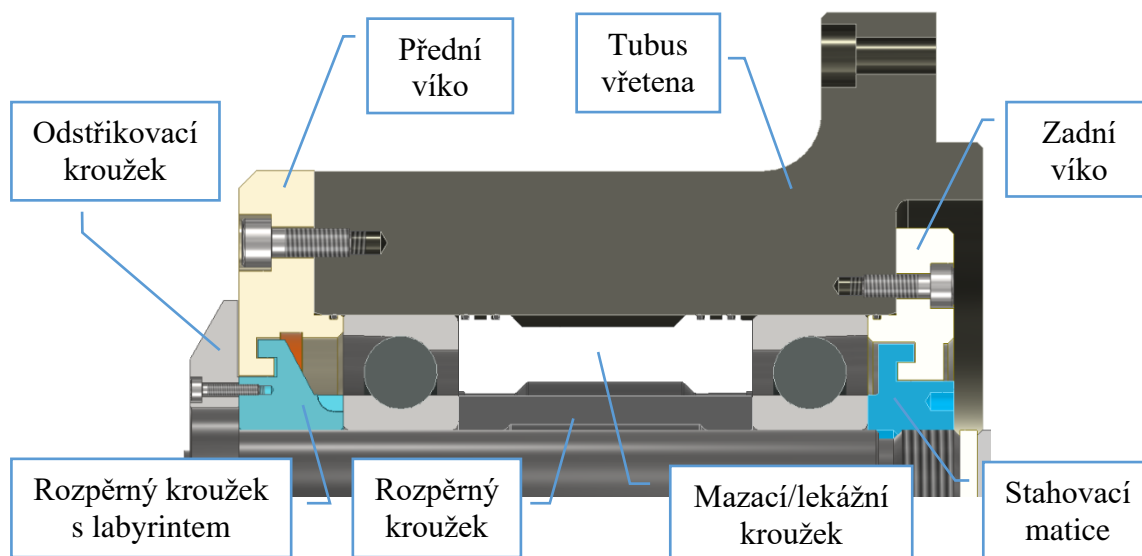
Zadní ložisko vřetena je zatěžováno podstatně méně než to přední. Jeho trvanlivost i při započítání předpětí od spojky dosahuje až 54 000 [hod]. Jeho hlavní role je především zaručit správné osové vedení hřídele vřetena.

6 Popis konstrukce

Následující kapitola popisuje konstrukční návrh vřetena, uložení elektromotoru a servisovatelného uzlu. Součástí kapitoly je i návrh mazání, popis vyvažování jednotlivých dílců i sestavy a závěr je věnován montážním pokynům při výměně vřetena za nové.

6.1 Uložení vřetena

V kapitole 6.3.3 byl popsán proces volby ložisek pro vřeteno i včetně požadovaného uložení. Ložiska jsou tedy vůči sobě předepnuta pomocí rozpěrných kroužků, kde přední ložisko je opřeno o osazení rozpěrného kroužku s labyrintem na předním konci hřídele a celé uložení je staženo pomocí stahovací matice s labyrintovým těsněním na zadním konci vřetena. Ložiska budou nejdříve za tepla nalisována na hřídel a stažena stahovací maticí. Až poté bude celá sestava vkládána do tubusu.

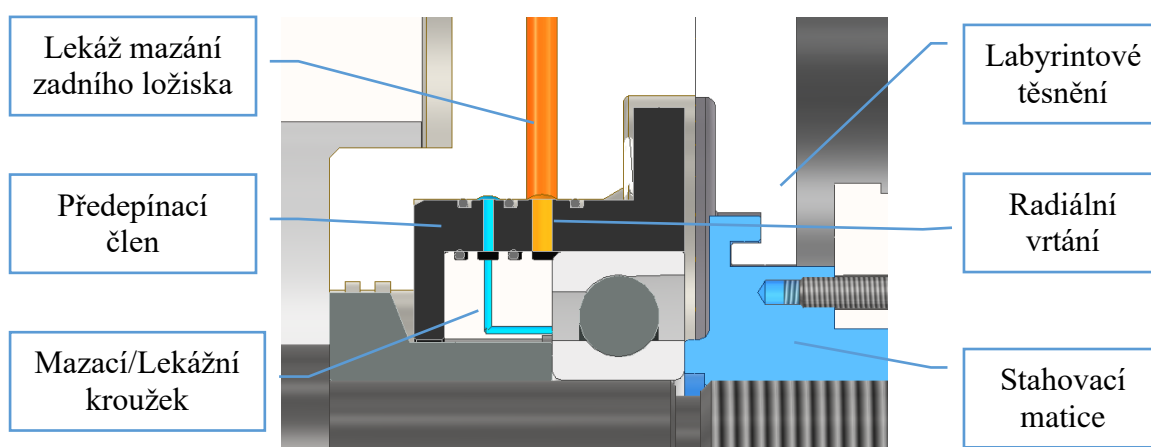


Obrázek 6.1 – Uložení vřetena

Ložiska jsou chráněna labyrintovým těsněním z obou konců vřetena proti vniku nečistot a pracovní konec je opatřen odstřikovacím kroužkem, šroubovaným do rozpěrného kroužku s labyrintem, který zabraňuje ulpívání nečistot od řezného procesu na čele vřetena. Aby bylo možné ložiska z hřídele při servisu sundat, byly jednotlivé vnitřní rozpěrné kroužky opatřeny trojicí vyfrézovaných drážek pomocí kotoučové frézy, které lze použít v případě servisu pro demontáž pomocí stahováku.

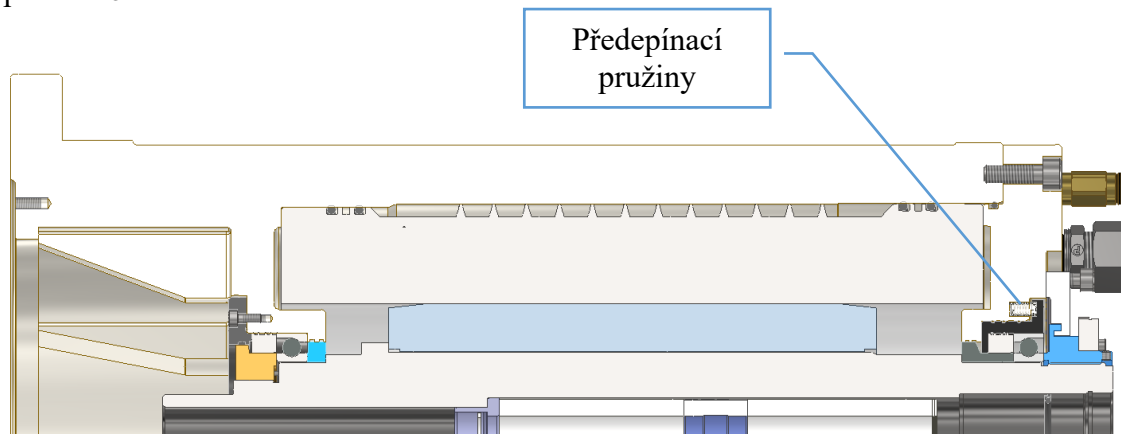
6.2 Uložení elektromotoru

Na hřídeli elektromotoru je nalisovaný rotor a hřídel je uložena ve dvou vřetenových ložiskách v konfiguraci do „O“. Rotor představuje při rotaci značný zdroj tepla, takže by při nevhodně zvoleném způsobu předepnutí ložisek mohlo dojít vlivem teplotní dilatace ke změnám předpětí a snížení trvanlivosti ložisek. Proto jsou ložiska vůči sobě předepnuta pomocí paralelně uložených pružin, které pružně předepínají vnější kroužek zadního ložiska. Při tepelné dilataci dochází tedy díky pružinám pouze k malé změně předpětí. Pro hřídel elektromotoru byla navíc zvolena ložiska s keramickými valivými elementy, které mají nižší koeficient teplotní roztažnosti.



Obrázek 6.2 – Předepnutí ložisek elektromotoru

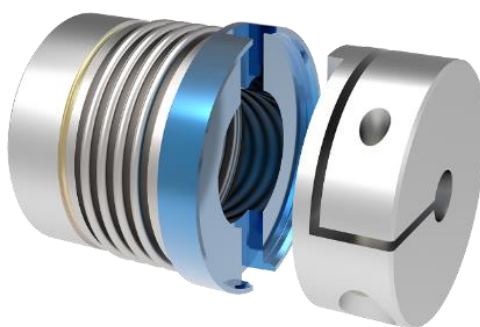
Do předepínacího členu zadního ložiska je montován kroužek s mazací tryskou a s axiálními lekážními drážkami, pro odvod přebytečného maziva. Předepínací člen je opatřen labyrintovým těsněním a má radiální vrtané otvory s rozvodnými drážkami, přes které probíhá přívod i lekáž mazání. Celý konstrukční uzel předepnutí je pak utěsněný pomocí o-kroužků.



Obrázek 6.3 - Uložení elektromotoru

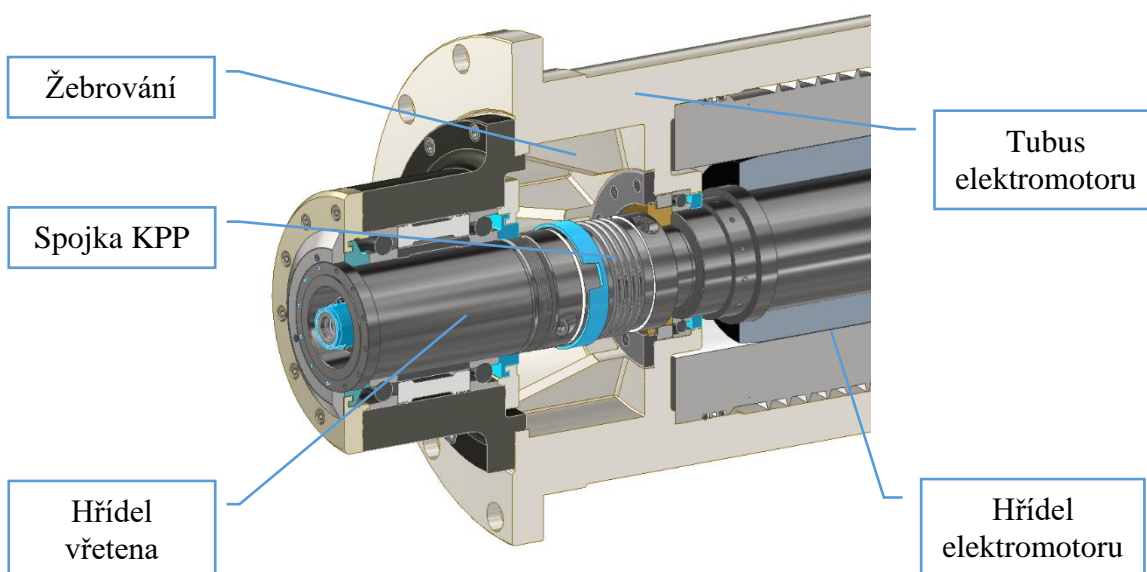
6.3 Spojení vřetena s elektromotorem

Vřeteno bude s elektromotorem spojeno pomocí speciální hřídelové spojky s označením KPP od společnosti OTT Jakob, která se typicky využívá pro špatně přístupná nebo nepřístupná místa. Tato svěrná, torzně tuhá spojka s ocelovými vlnovci využívá pro přenos krouticího momentu předepnutého styku, při kterém zaklesává axiální klín umístěný v jedné polovině spojky, do klínové drážky umístěné v druhé polovině. Klínová drážka není samosvorná, takže lze spojku lehce axiálně rozebrat bez jakékoliv demontáže z hřídelí. Díky ocelovým vlnovcům umožňuje spojka kompenzovat drobné odchylky nesouososti.



Obrázek 6.4 – Spojka KPP

Spojka je již od výrobce vyvážena na maximálně požadovaných 15 000 [min⁻¹]. Dle výrobce, společnosti OTT Jakob, musí pro dosažení správného předpětí dojít při montáži ke stlačení ocelového věnce v rozmezí 1 – 1,5 [mm]. Tubus vřetena je pomocí šroubů připojen přímo k přední přírubě tubusu elektromotoru.

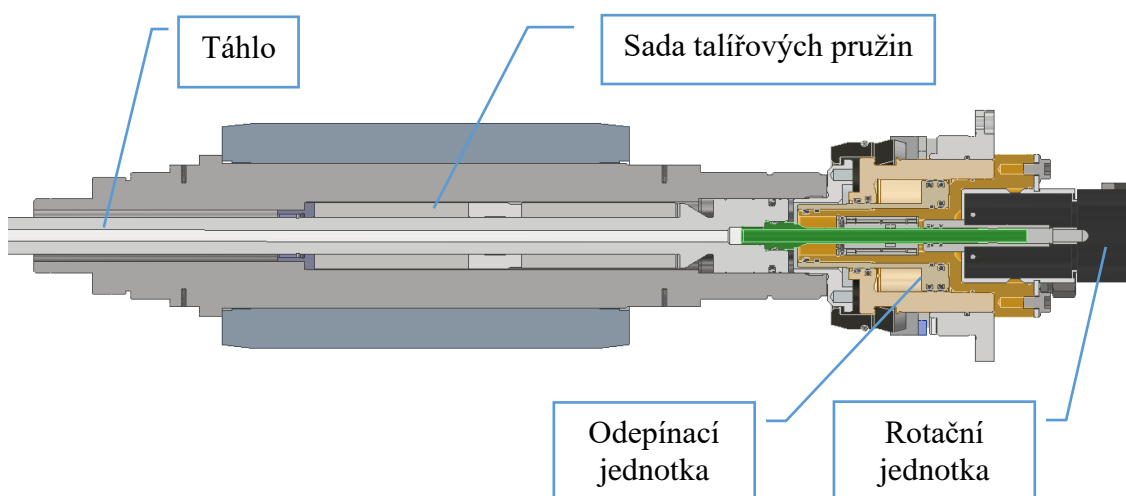


Obrázek 6.5 – Spojení vřetena s elektromotorem

Nedostatek při použití spojky ve smyslu větší zástavbové délky, byl vyřešen z pohledu vyložení vřetena do pracovního prostoru stroje tím, že tubus elektromotoru bude vyroben jako odlitek a ve přední části bude dutina se žebrováním pro uschování spojky. Tubus elektromotoru bude mít ve přední části přírubu pro uchycení k vřeteníku stroje. Celá spojka bude tedy uschována uvnitř vřeteníku a vyložení v pracovním prostoru stroje bude představovat pouze samotná délka vřetena.

6.4 Upínací systém

Konstrukce upínacího systému byla navržena a konzultována s českým zástupcem společnosti OTT Jakob. Upínací systém vřetena disponuje nástrojovým rozhraním HSK-63A s maximálními přípustnými otáčkami 24 000 [min⁻¹] a maximálním přenositelným kroutícím momentem 97 [Nm] a je montovaný do hřídele elektromotoru ze zadní strany. Táhlo, které se stará u upínání nástroje ve vřetení, bude vedeno z hřídele elektromotoru skrz spojku až do nástrojového rozhraní vřetena, kde je na táhlo přišroubovaná nástrojová kleština.



Obrázek 6.6 – Upínací systém od společnosti OTT Jakob

Pro upínání a odepínání nástroje slouží odepínací jednotka LE 95, která se skládá z hydraulického pístu s maximálním pracovním tlakem 16 [MPa]. Odepínací jednotka je nezávislá na otáčkách vřetenové hřídele a díky speciálnímu mechanismu dochází při upínání nástroje pouze k malé axiální síle do ložisek. Jednokanálová rotační jednotka slouží pro přívod chlazení řezu středem nástroje při obrábění a je vsazena přímo do dutiny na zadní straně odepínací jednotky. Rotační jednotka je dále vybavená kanálem

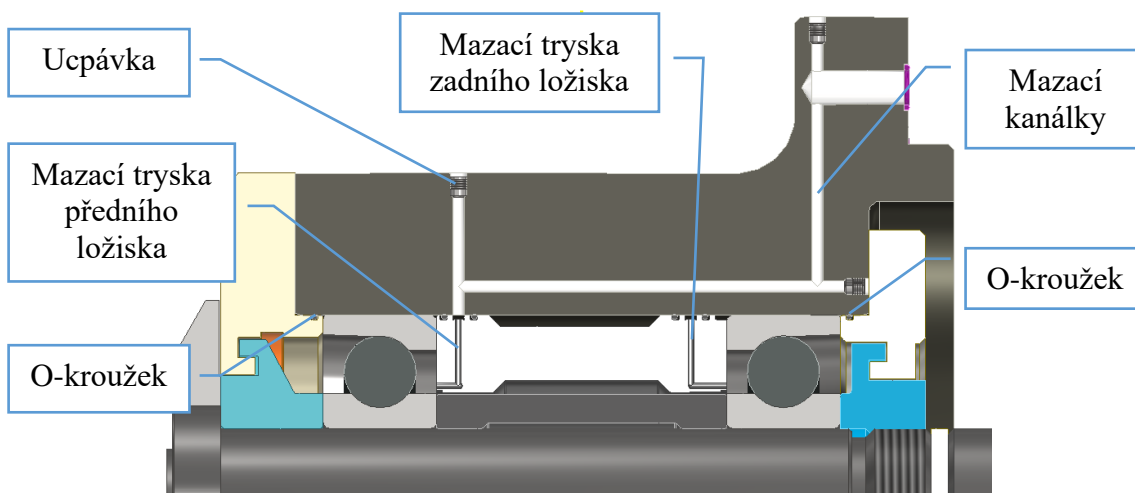
pro odtok možných úniků hydraulické nebo řezné kapaliny. Součástí hydraulické odepínací jednotky je také asistenční sensorika MCU. Integrovaný systém senzorů je napojený na PLC stroje a stará se o monitorování:

- Pozice tažné tyče
- Pozice hydraulického pístu
- Detekce úniku hydraulické kapaliny z odepínací a rotační jednotky

Monitorovací systém rozeznává celkem tři pozice tažné tyče - uvolněná, upnutá s nástrojem a upnutá bez nástroje. Sledování polohy tažné tyče znemožňuje spustit vřeteno, pokud není v rozhraní vřetena upnut nějaký nástroj. Monitorovací systém lze napojit na PLC obráběcího stroje a využít při komunikaci s automatickou výměnnou nástrojů, aby došlo ke zkrácení vedlejších výrobních časů.

6.5 Systém mazání ložisek

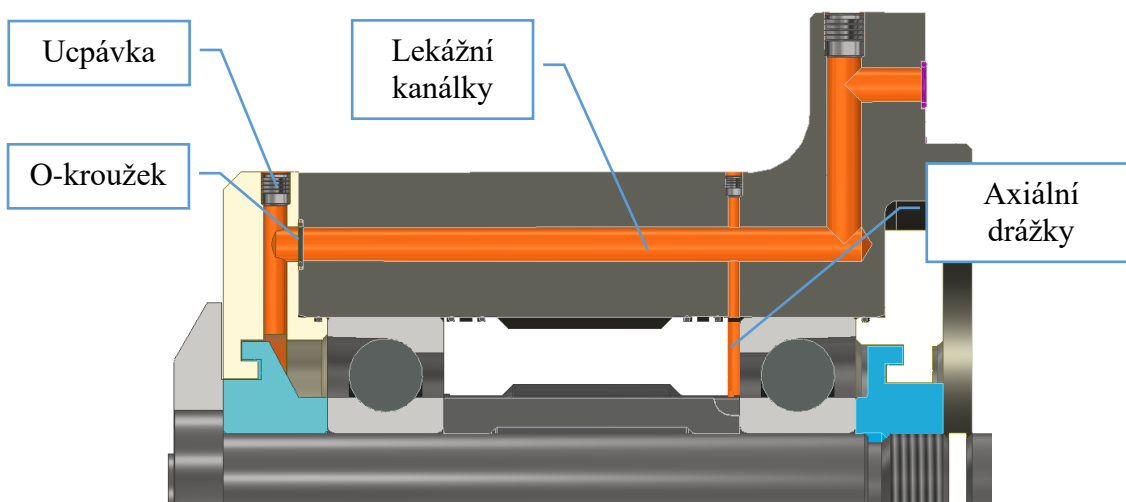
Pro požadované otáčky je mazání tukem nedostatečné, proto budou vřetenová ložiska mazána pomocí systému olej-vzduch. Mazání zajišťuje automatická mazací jednotka umístěná v zadní části stroje, která proudem tlakového vzduchu dopravuje kapky oleje skrz vrtání ve vřetenovém tubusu, přes mazací kroužky přímo do místa styku mezi valivé elementy a jejich oběžné dráhy. Mazací jednotka je společná pro vřeteno i pro elektromotor. Počet mazacích trysek by měl být vždy jedna na 150 [mm] obvodu oběžné dráhy valivých elementů, proto mají kroužky mazací trysky dvě, pootočené



Obrázek 6.7 – Mazání ložisek vřetena

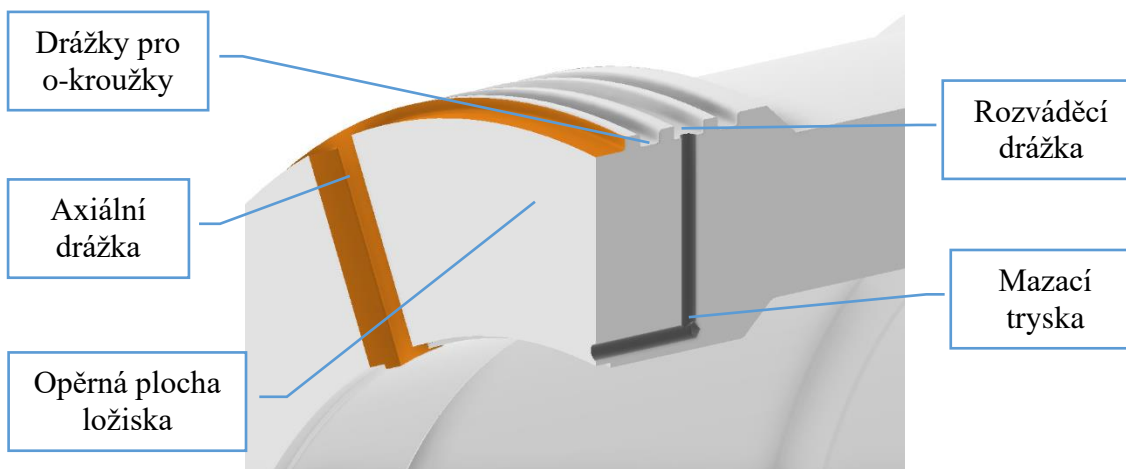
o 180 [°]. Vrtané kanálky tubusu jsou utěsněny pomocí ucpávek, které v kanálcích drží díky ocelové kuličce, vtažené při montáži do jejich dutiny.

Tlakový vzduch pak slouží i jako chladicí médium a zároveň vytěšňuje nečistoty z ložisek. Lekážní kanálky jsou pak připojeny na odsávání, aby nedošlo k úniku použité mazací směsi přes čelo vřetena do pracovního prostoru stroje a tím k znehodnocení obráběných dílců. Lekážní kanálky mají značně větší průměr, aby se nehromadilo ohřáté a použité mazivo a jsou propojeny z důvodu vyrovnání tlaků ve vřeteni.



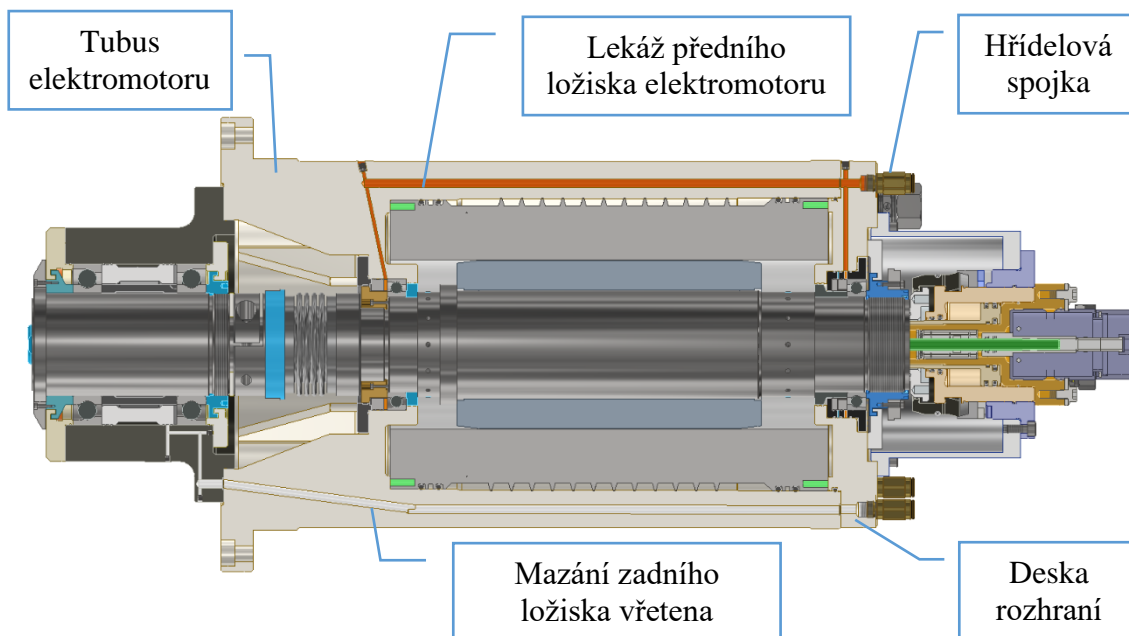
Obrázek 6.8 – Lekážní kanálky ložisek vřetena

Aby byla zástavba vřetena co nejkratší, byl navržen kroužek s mazací tryskou a s axiálními lekážními drážkami pro zadní ložisko. Kroužek je umístěn v prostoru mezi ložisky. Pro zamezení úniku čistého nebo už použitého maziva do prostoru mezi ložisky, byly obě strany mazacího kroužku opatřeny dvojicí o-kroužků.



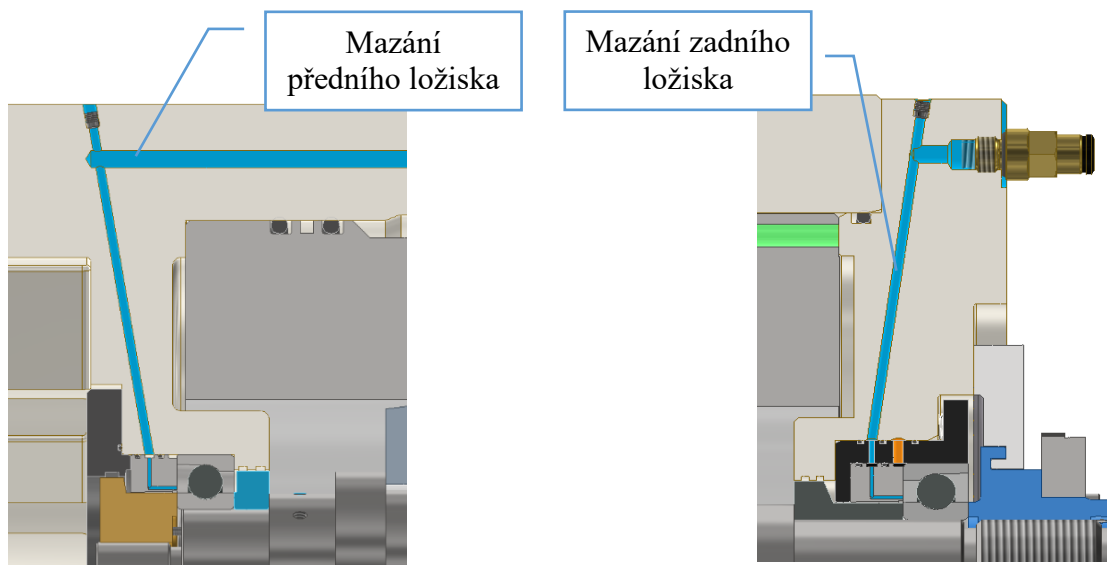
Obrázek 6.9 – Mazací kroužek s drážkami

Mazací i lekážní kanálky vřetena pokračují skrze vrtané otvory vřetenového pouzdra, přes přední pouzdro ložisek elektromotoru a vrtáním v tubusu elektromotoru až do desky rozhraní, kde jsou připojeny přes hřídelové spojky na odsávání.



Obrázek 6.10 – Pohled na vrtané kanálky soustavy

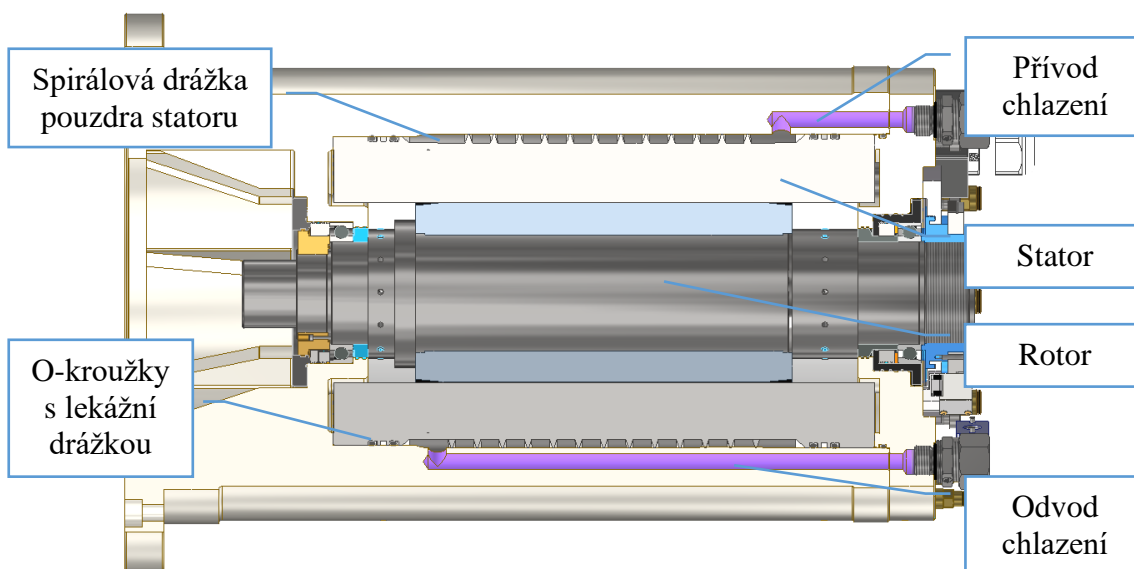
Aby byla konstrukce elektromotoru zkrácena, přední i zadní ložiska elektromotoru jsou umístěna ve volném prostoru pod statorem, co nejbližší k rotoru. Vrtané přívodní kanály mazání pro ložiska vedou skrz přední a zadní víko a jsou pod úhlem.



Obrázek 6.11 - Systém mazání ložisek elektromotoru

6.6 Chlazení statoru

Do statorového chladicího pláště se spirálovou drážkou je dopravováno chladicí médium vrtanými otvory. Chladicí plášť je utěsněný na každé straně dvěma o-kroužky, mezi kterými se nachází lekážní drážka, kde se shromažďuje zkondenzované chladivo a při servisu je nutno tyto drážky zpřístupnit pro únik kondenzátu.



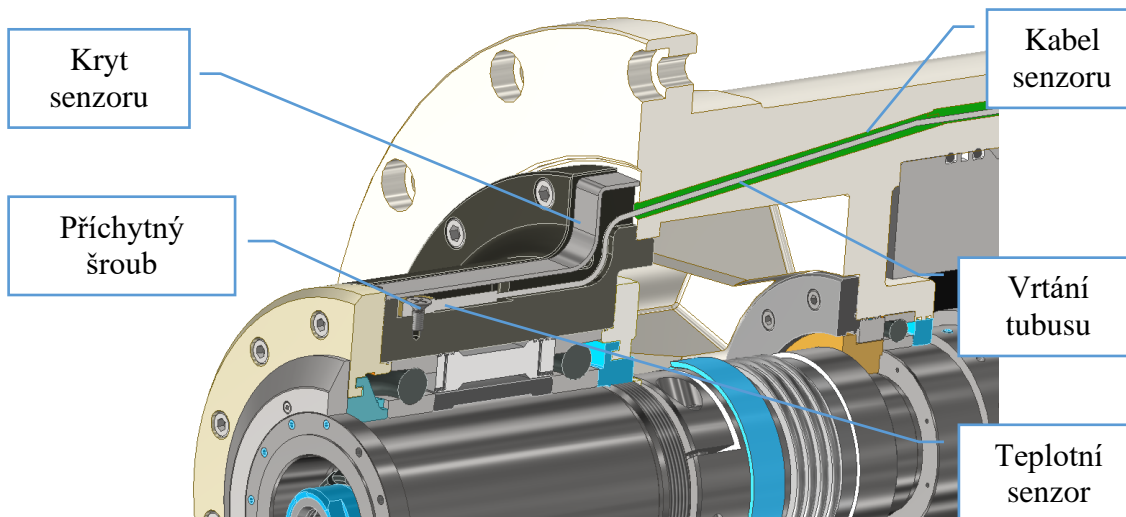
Obrázek 6.12 – Chlazení statoru

6.7 Teplotní senzor

Pro monitorování teploty ložisek byl použit kontaktní snímač teploty TG 70 od společnosti Sensit typu Pt1000. Pouzdro senzoru je z nerezové oceli, se silikonovým kabelem a konstrukce snímače umožňuje pevné připevnění na měřený povrch pomocí šroubu umístěného do otvoru v pouzdru snímače. Rychlejší odezvu na změny teploty povrchu lze zajistit použitím teplovodivé pasty umístěné mezi měřený povrch a pouzdro snímače.

- | | | |
|---------------------------|-------------|------|
| • Teplotní rozsah použití | (-50 ÷ 200) | [°C] |
| • Průměr pouzdra | 14 | [mm] |
| • Typ čidla | Pt1000 | |

Senzory jsou umístěny v těsné blízkosti předního ložiska a je uložen ve vyfrézované kapse v těle tubusu vřetena. Senzor včetně kabelu je zakrytý pomocí krytu z plechu, šroubovaným přímo do tubusu vřetena. Přívodní kabel senzoru je veden skrze vrtání v tubusu elektromotoru až do desky rozhraní, kde je vyveden přes kabelovou vývodku. Výhodou montáže teplotního senzoru přes šroub, je jeho snadná demontáž a možné znovupoužití uchycením do nového vřetena.



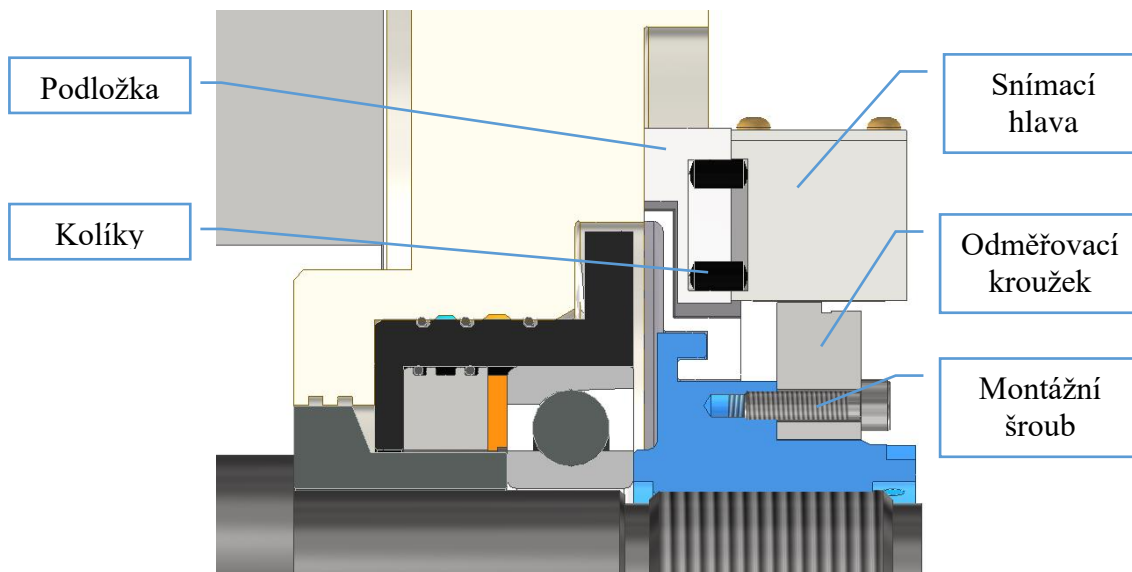
Obrázek 6.13 – Uložení teplotního senzoru v tubusu vřetena

Teplota ve elektromotoru je sledována pomocí dvou zabudovaných termočlánků ve statoru již od výrobce. Termočlánky jsou vyvedeny společně s napájecím kabelem elektromotoru přes desku rozhraní a kabelovou vývodku.

6.8 Snímač otáček

Monitorování otáček je důležité hlavně z hlediska automatické výměny nástroje, protože manipulátor musí s nástroji přesně zaklesnout do drážek vyfrézovaných v dutině vřetenové hřídele. Existuje pouze jedna správná poloha upnutého nástroje, protože drážky v dutině mají různou velikost.

Pro odměření této polohy bude sloužit absolutně inkrementální odměřovací kroužek společně se snímací hlavou od společnosti Lenord Bauer s označením GEL 2449. Jedná se o snímací hlavu, která zaznamenává změnu magnetického pole v důsledku otáčení feromagnetického odměřovacího prstence. Výstupními signály snímací hlavy jsou sinus, cosinus a jejich inverzní hodnoty. Snímací hlava je schopna definovat rychlost otáčení, směr otáčení a přesnou polohu díky referenční značce na odměřovacím prstenci.

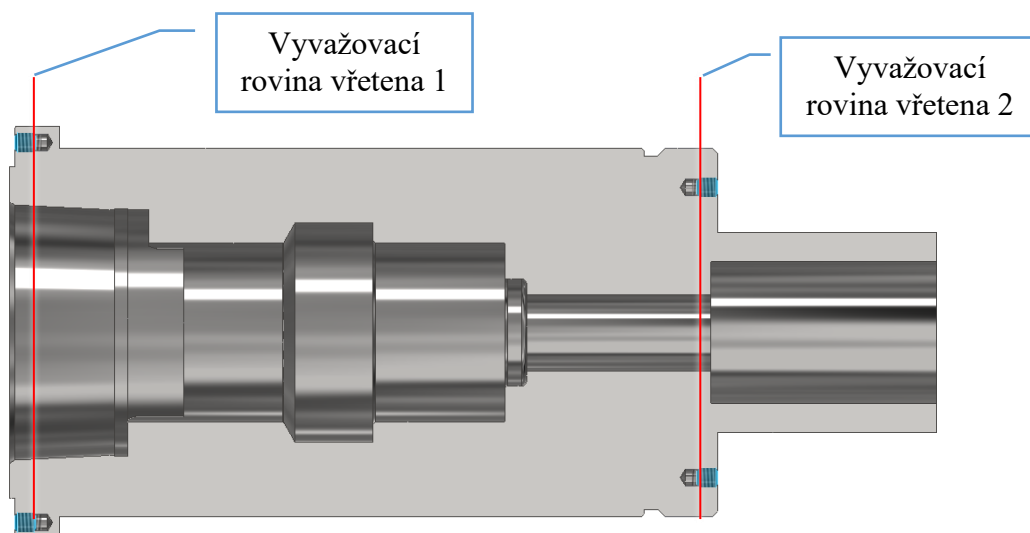


Obrázek 6.14 – Uložení snímače otáček

Aby bylo možné zadní labyrint elektromotoru při servisu rozebrat a vyčistit, byla zvolena montáž odměřovacího kroužku pomocí čtyř šroubů přímo do předepínací matice zadního ložiska. Snímací hlava enkodéru je samostatně montována do podložky, která má pro nastavení provozní vůle mezi hlavou a odměřovacím kroužkem radiální drážku a vystředění probíhá pomocí dvojice kolíků. Velikost radiální vůle je nutno seřídit až po montáži odměřovacího kroužku. Abychom dostali správné tvary výstupních signálů, vůle by se měla pohybovat v rozmezí $0,2 \pm 0,01$ [mm]. Axiálně lze pak snímací hlavu nastavit pomocí broušení podložky.

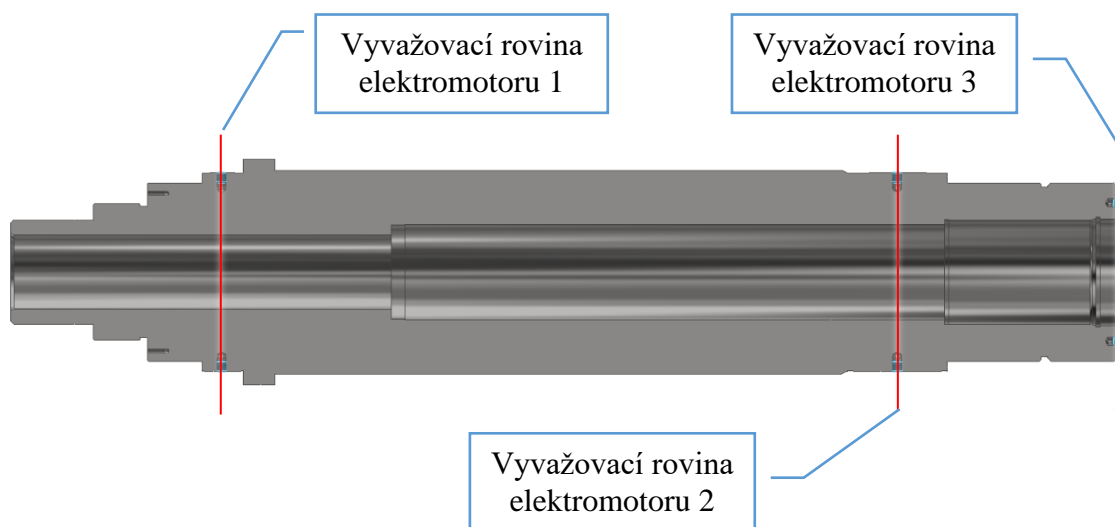
6.9 Vyvažovací roviny

Pro správné provozní vlastnosti vřetena, je třeba jednotlivé hřídele samostatně vyvážit. Poté budou vyváženy ještě jednotlivé dílčí sestavy. Z toho důvodu jsou hřídele opatřeny vyvažovacími rovinami, každá s dvanácti otvory, se závity pro stavěcí šrouby velikosti M4 jak na hřídeli vřetena, tak na hřídeli elektromotoru.



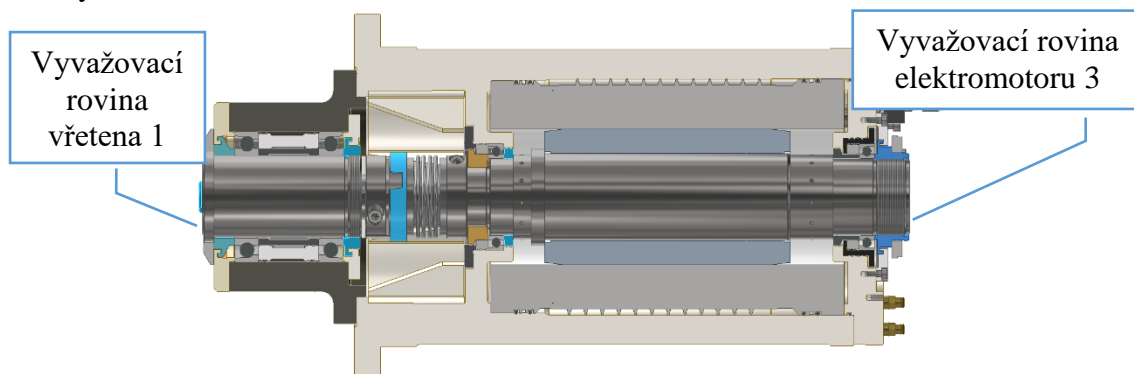
Obrázek 6.15 – Vyvažovací roviny hřídele vřetena

Hřídel elektromotoru je třeba nejdříve vyvážit zvlášť a poté s nalisovaným rotorem. Správné vyvážení spojky a upínacího systému na požadované otáčky je zaručeno již od výrobce. Dále se musí vyvážit kompletní sestava vřeteno- spojka- elektromotor.



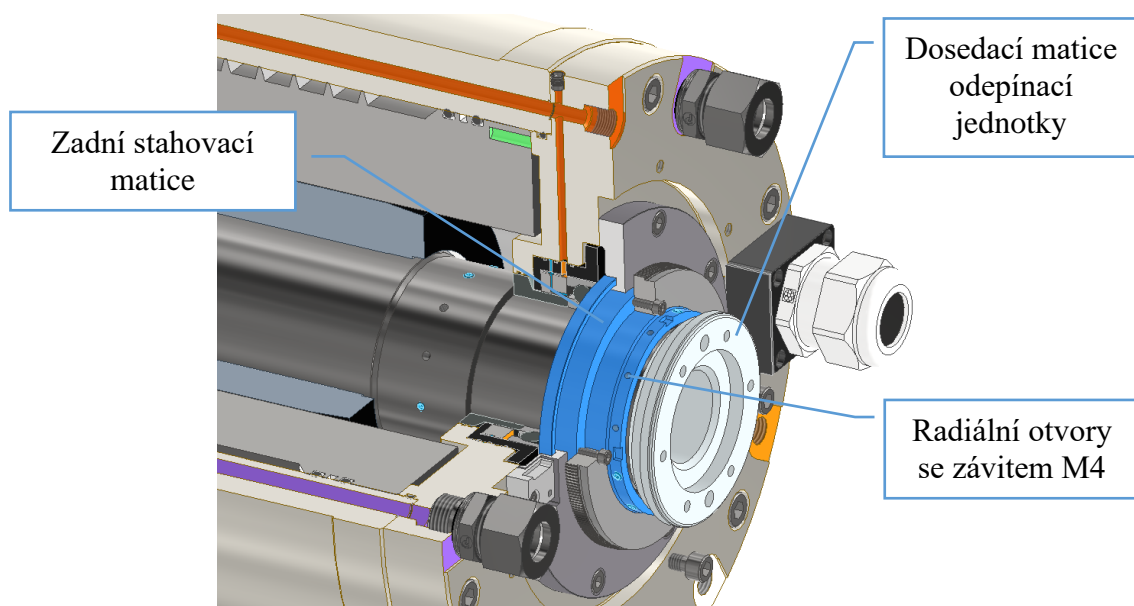
Obrázek 6.16 – Vyvažovací roviny hřídele elektromotoru

Sestava vzniklá spojením vřetena a elektromotoru s namontovanými talířovými pružinami a táhlem bude dovyvážena pomocí vyvažovací roviny vřetena 1 a vyvažovací roviny elektromotoru 3.



Obrázek 6.17 – Vyvážení sestavy

Pro úplnou minimalizaci nevyváhy rotujících částí, bude po montáži dosedací matice odepínací jednotky ještě celá sestava vyvážena pomocí dvanácti radiálních otvorů se závity M4 pro stavěcí šrouby na zadní stahovací matici a pomocí vyvažovací roviny vřetena 1.

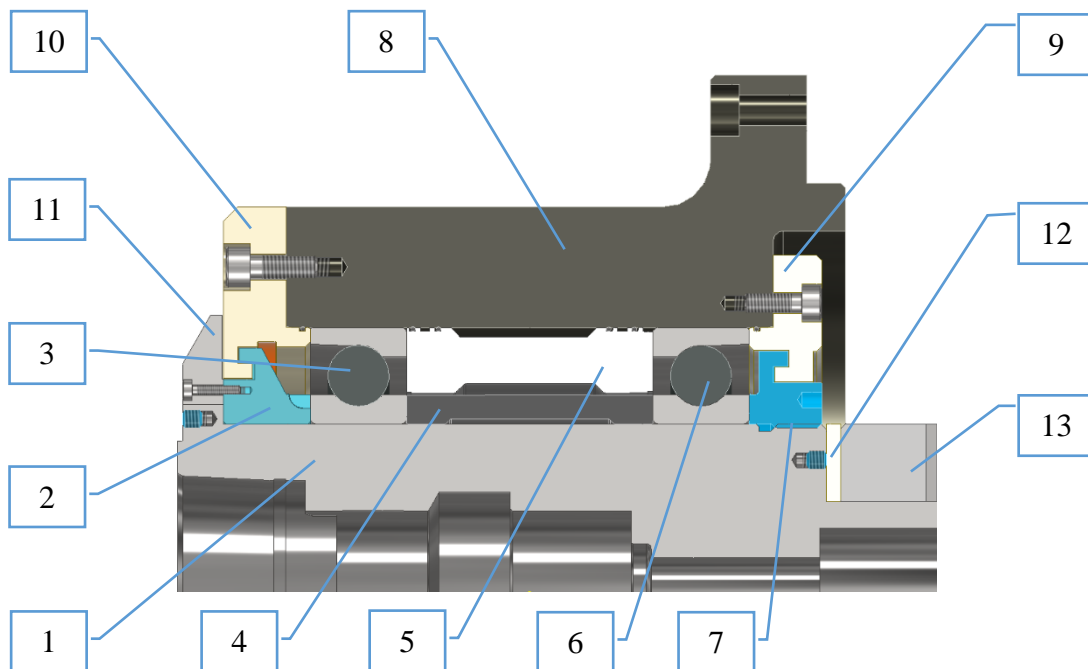


Obrázek 6.18 – Finální vyvážení

K takto vyvážené sestavě lze namontovat zbytek odepínací jednotky, který je umístěn na přírubě upínacího systému, šroubovaného do sestavy zadního víka. Zbytek odepínací jednotky společně s hřídelí elektromotoru již nerotuje.

6.10 Postup montáže sestavy

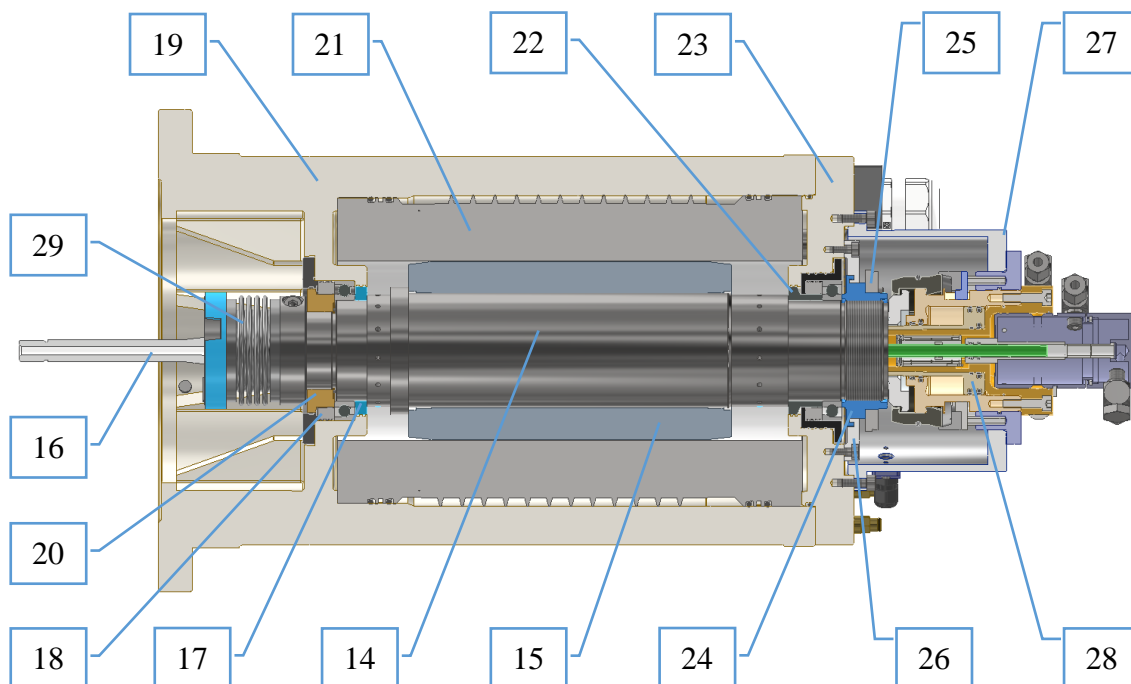
Na hřídel vřetena 1 se nejdříve nasune distanční kroužek s labyrintovým těsněním 2, přední ložisko 3, vnitřní rozpěrný kroužek 4, mazací kroužek 5, zadní ložisko 6 a vše se stáhne pomocí stahovací matice 7. Tubus vřetena 8 se osadí zadní stahovací přírubou 9 a celý se přetáhne přes ložiska. Celé uložení vřetena se pak z pracovní strany stáhne přišroubováním přední stahovací příruby s labyrintem 10. Přes čtveřici šroubů se na přední osazení hřídele uloží odšťikovací kroužek 11. Stahovací příruby 9,10 a mazací kroužek 5 musí být před montáží opatřeny o-kroužky. Na zadní konec hřídele bude nasunuta broušená deska 12 a následně bude hřídel opatřena polovinou spojky, nesoucí axiální klín 13.



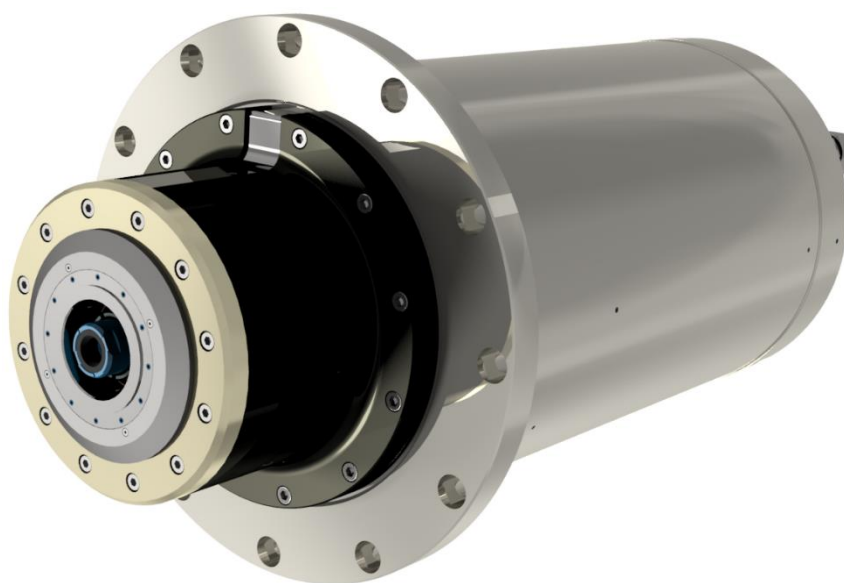
Obrázek 6.19 – Montáž sestavy vřetena

Na hřídel elektromotoru 14 bude nalisován rotor 15 a do dutiny bude vložen upínací systém 16. Na tuto sestavu bude z pracovního konce nasazen distanční kroužek 17. Pracovní konec bude dále opatřen sestavou předního uložení 18, skládajícího se z ložiska, mazacího kroužku a stahovacího víka. Do tubusu elektromotoru 19 bude vložena a zašroubována sestava 18, poté se sestava 18 stáhne na hřídeli 14 pomocí matice 20. Dále bude do tubusu 19 vložen stator s chladičím pláštěm 21. Na zadní stranu hřídele bude vložen zadní distanční kroužek 22. To tubusu elektromotoru 19 bude našroubovaná sestava zadního víka 23, která se stáhne pomocí zadní stahovací matice 24. Odměrovací prstenec 25 bude našroubovaný do zadní stahovací matice a bude radiálně nastaven díky

volnějším otvorům pro šrouby. V zadní přírubě s labyrintem 26 je vyfrézovaná drážka pro montáž podložky snímací hlavy enkodéru, kterou je možné přebrušováním podložky axiálně stavět. V drážce se nachází dvojice kolíků, které slouží pro přesné ustavení snímací hlavy vůči odměřovacímu kroužku. Na sestavu zadního víka bude přišroubovaná příruba upínacího systému 27, do jejíž dutiny bude vložen odepínací jednotka 28. Pracovní strana hřídele elektromotoru bude opatřena polovinou spojky 29, nesoucí axiální drážku. Sestava elektromotoru je takto připravena na montáž do vřeteníku stroje.

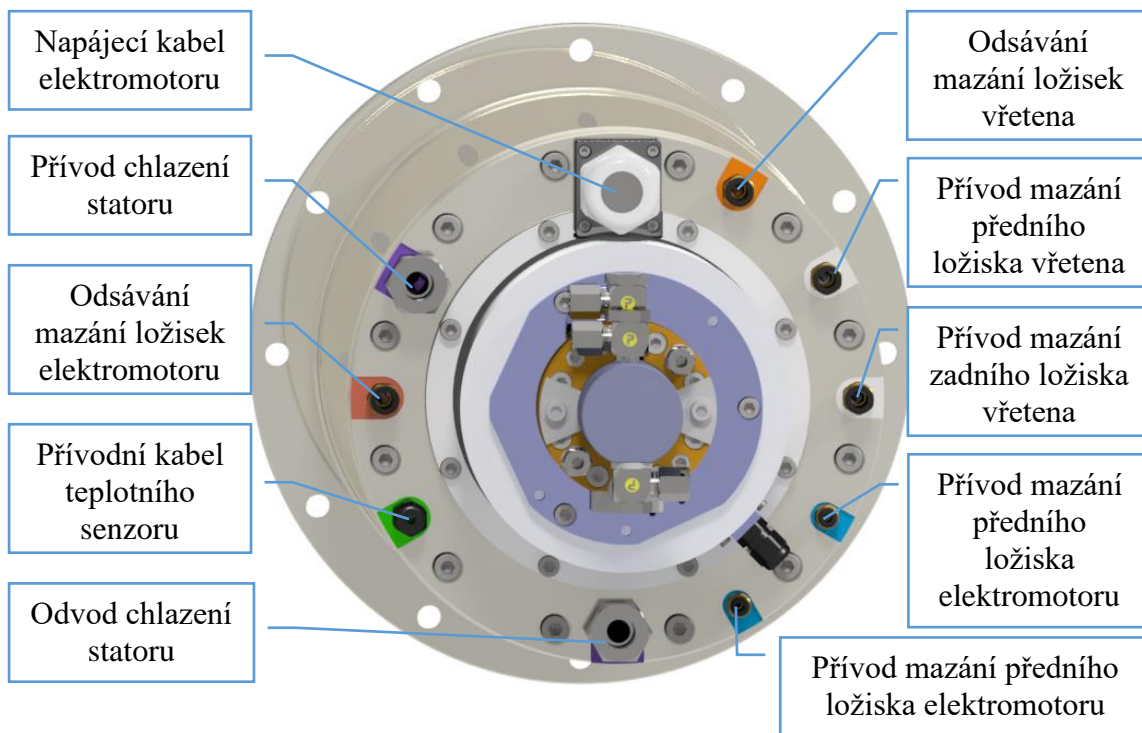


Obrázek 6.20 – Montáž sestavy elektromotoru

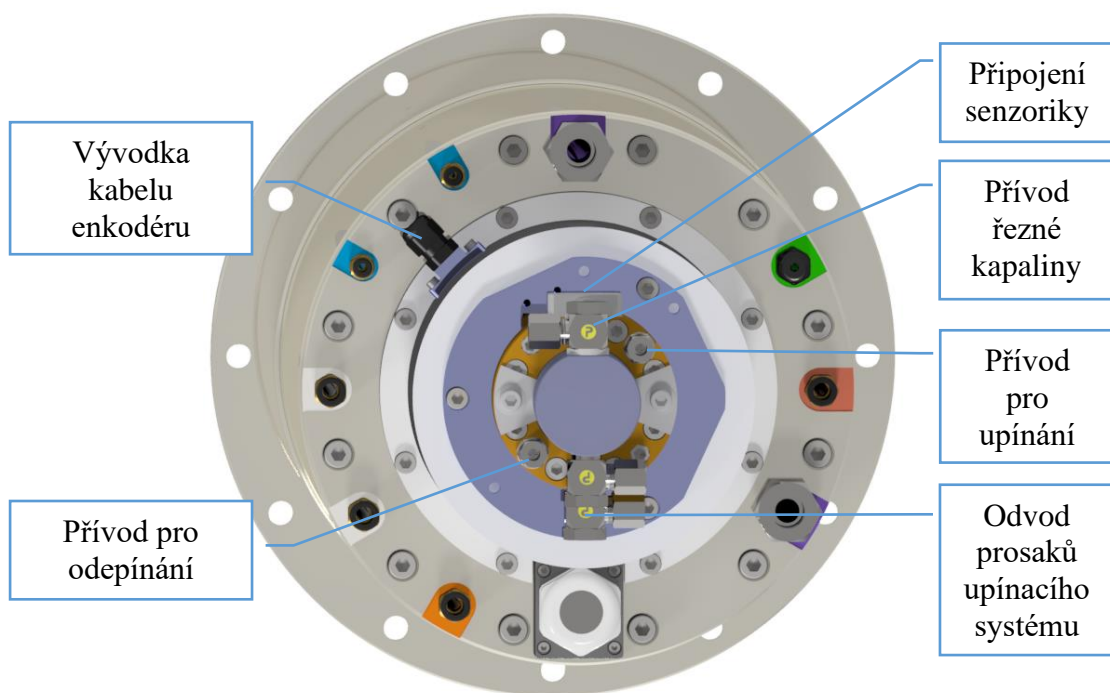


Obrázek 6.21 – Pohled na sestavu vřetena a elektromotoru

Přes zadní desku rozhraní jsou pomocí hydraulických šroubení přiváděny a odváděny média potřebná pro chlazení a pro mazání. Dále jsou zde připojeny plastové kabelové průchodky a zásuvné spoje od společnosti SKF kvůli zvolené metodě mazání ložisek.



Obrázek 6.22 – Deska rozhraní

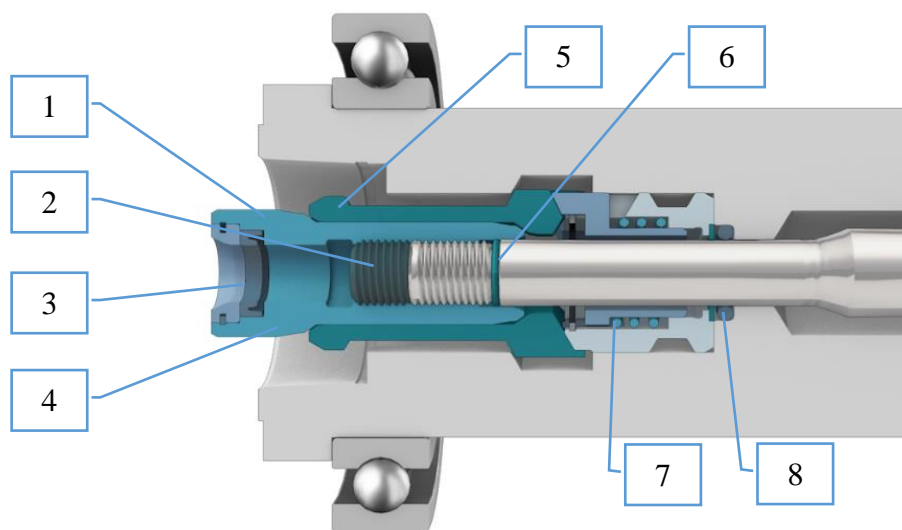


Obrázek 6.23 – Rozhraní upínacího systému

6.11 Výměna vřetena

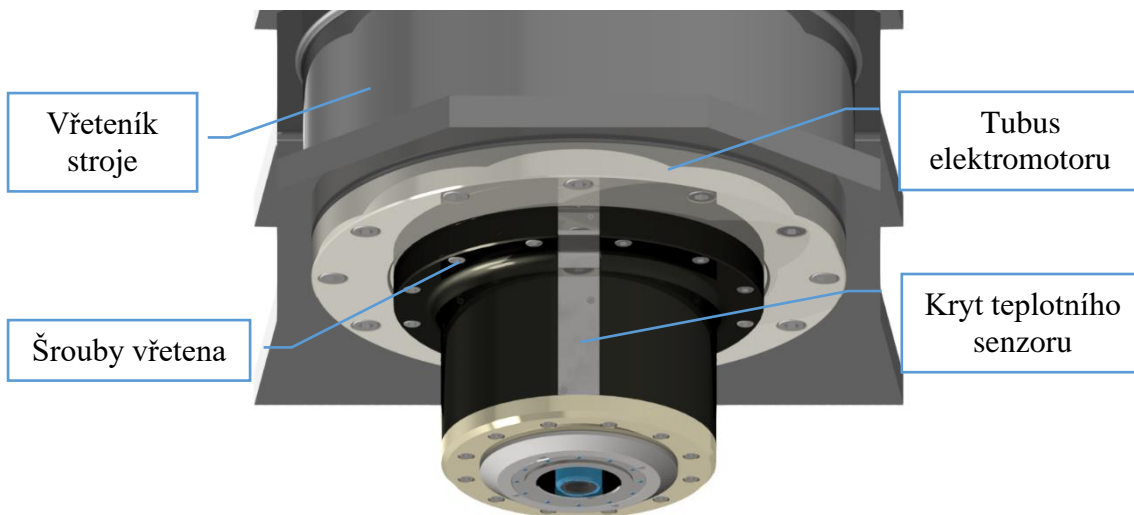
Při výměně vřetenové jednotky za novou je třeba postupovat podle montážních pokynů, aby nedošlo ke ztrátě nebo poškození některého z dílců. Pro demontáž upínací kleštiny nesmí být upnutý žádný nástroj a upínací systém musí být ve stavu uvolněný. Kleštinu lze pak demontovat následovně:

- 1) Uchopit upínací kužel pomocí stranového klíče
- 2) Vyšroubovat šroub s vnitřním šestihranem pomocí inbusového klíče
- 3) Vyjmout v-kroužek a prstenec
- 4) Vyšroubovat a vyjmout upínací kužel z tažné tyče
- 5) Vyjmout úchopné segmenty lehkými kývavými pohyby
- 6) Vyjmout o-kroužek z tažné tyče
- 7) Vyjmout tlumící pružinu a zbytek členů upínače pomocí pinzety nebo jehlových kleští
- 8) Vyjmout těsnící o-kroužek



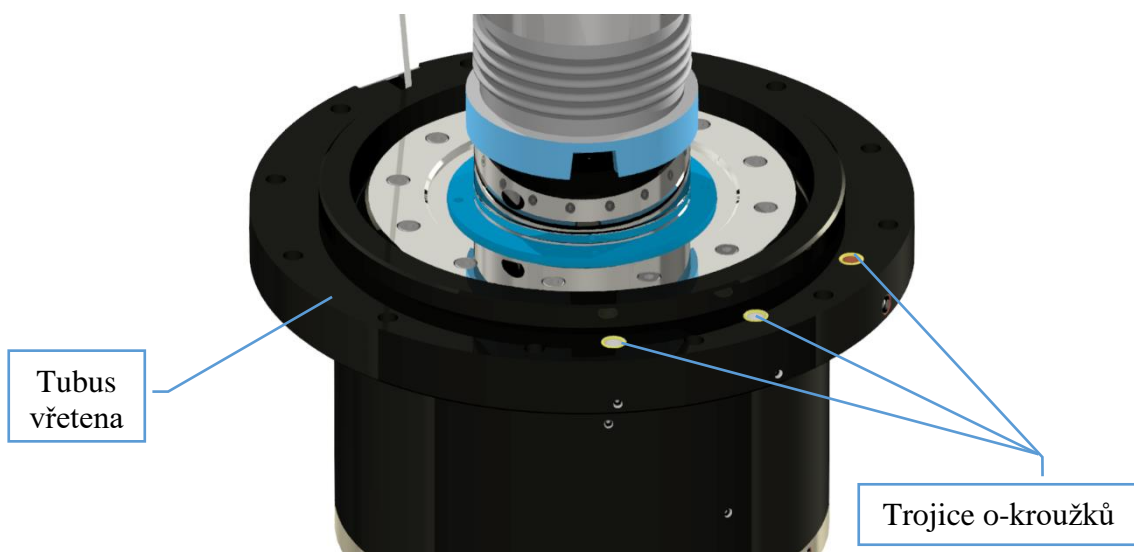
Obrázek 6.24 – Demontáž upínací kleštiny

Pro demontáž vřetena je nutné nejdříve odšroubovat teplotní senzor, který se nachází pod šroubovaným plechovým krytem na vřetení. Senzor zůstane viset z vřeteníku a lze ho použít na nové vřeteno. Pokud je upínací kleština vytažena, je možné povolit šrouby vřetena po obvodu příruby tubusu elektromotoru.



Obrázek 6.25 – Demontáž vřetena

Po demontáži šroubů lze celé vřeteno jednoduše vysunout ven. Z hřídele vřetena je potřeba demontovat pomocí inbusového klíče polovinu spojky s axiálním klínem, která bude namontována na nové vřeteno. Druhá polovina spojky zůstává na hřídeli elektromotoru. Dále je třeba uschovat tři o-kroužky přívodních a odvodních kanálů mazání ložisek, které se nachází na zadní straně tubusu vřetena. O-kroužky, budou-li v pořádku, mohou být dále použity pro těsnění vrtaných kanálů nového vřetena.



Obrázek 6.26 – Umístění o-kroužků v tubusu vřetena

7 Shrnutí a závěr

Náplní diplomové práce je navrhnout vertikální frézovací vřeteno, které bude poháněno pomocí koaxiálně uloženého pohonu. Rešerše se zabývá aktuálními přístupy ke konstrukci vřeten. Po rozebrání jednotlivých konceptů způsobu náhonu vřeten běžně užívaných na trhu, byly zpracovány jednotlivé druhy motorů a následně problematika ložisek včetně rozboru jejich materiálů. Na informace o ložiskách navazuje rozbor mazacích a chladících systémů a způsoby diagnostiky vřeten.

Dle poskytnutého technologického spektra byl navržen odpovídající elektromotor od společnosti FANUC dosahující maximálních otáček $15\,000\text{ [min}^{-1}\text{]}$ s kroutícím momentem 70 [Nm] . Jedná se o vestavný motor s označením 112M/15 000 a při volbě bylo přihlédnuto k jeho velmi krátké zástavbě. Elektromotor disponuje dvěma druhy vinutí, mezi kterými lze během provozu přepínat a pracovat tak buď v režimu vysokého momentu (15 [kW]) nebo v režimu vysokých otáček (18 [kW]). Vestavný motor byl také vybrán z důvodu nedostatečné nabídky na trhu kompletních motorů s potřebnými parametry. Navíc lze při použití vestavného motoru lze také upravit velikost uložení ložisek, což také napomáhá k celkovému zmenšení zástavby.

Pro spojení hřídelí vřetena a elektromotoru byla použita pružná, torzně tuhá, spojka s ocelovými vlnovci. Spojka je od výrobce vyvážena na maximální provozní otáčky a díky vlnovcům umožňuje vyrovnat drobné úhlové nebo radiální nesouososti. Spojka využívá k přenosu kroutícího momentu pouze předepnutou axiální klínovou drážku, takže lze spojku bez jakékoliv demontáže axiálně rozebrat. Spojka byla vybrána především pro svou velmi jednoduchou demontáž. Navíc je spojka schována v tubusu elektromotoru, takže delší zástavba nijak neovlivňuje velikost pracovního prostoru stroje.

Aby bylo dosaženo minimální délkové zástavby vřetena, byla navržena pouze dvě ložiska v konfiguraci zády k sobě (do „O“). Zároveň byla minimalizována vzdálenost mezi ložisky tím způsobem, aby bylo stále dosaženo potřebné trvanlivosti minimálně $12\,000\text{ [hod]}$. Vhodné varianty ložisek, byly graficky porovnány a byla vybrána ta nejvhodnější. Vybraná ložiska, s označením 7014 CD/P4A, splňují požadavek na maximální provozní otáčky $15\,000\text{ [min}^{-1}\text{]}$ a při návrhu byla také kontrolována na statické zatížení, ke kterému dochází při výměně nástrojů.

Ložiska mají ocelové valivé elementy se stykovým úhlem $15 [^\circ]$ a jsou mazána systémem olej-vzduch přes mazací kroužky a vrtané otvory tubusu vřetena.

Upínací systém, pro nástrojové rozhraní HSK-63A, byl konzultován a navržen ve spolupráci se společností OTT Jakob. Systém disponuje odepínací jednotkou v podobě hydraulického válce a rotační jednotkou, která skrze dutinu upínacího táhla dopravuje řeznou kapalinu středem nástroje přímo do řezu. Upínací systém má také k dispozici senzoriku, která kontroluje správné upnutí a natočení nástroje pro jeho výměnu. Při napojení senzoriky na PLC stroje, jsme schopni minimalizovat vedlejší výrobní časy v podobě rychlé a přesné výměny nástrojů.

Vnitřní průměr duté hřídele elektromotoru, určený návrhem upínacího systému, má přímý vliv na návrh velikostní řady ložisek elektromotoru. Byla vybrána ložiska s označením 71913 CD/HCP4A, s keramickými valivými elementy, z důvodu nižšího součinitele teplotní roztažnosti. Teplo, vznikající v rotoru, bude díky izolaci keramickými kuličkami způsobovat jen malou změnu předpětí v ložiskách. Vrtanými kanálky skrz přírubu a tubus elektromotoru je do oběžných drah ložisek dopravována mazací směs olej-vzduch. Ložiska jsou vůči sobě předepnuta pomocí dvanácti paralelně řazených pružin, které předepínají vnější, axiálně volný, kroužek zadního ložiska.

Vzhledem k jednoduchosti a minimalizované době výměny vřetena za nové, lze navržené řešení v praxi uplatnit při vysokých nárocích pro nepřetržitý provoz stroje. Jelikož je vřeteno kompaktní a je složeno z malého množství dílců, lze říct, že jeho rozebrání bude méně časově náročné než u standardního vřetena. V případě výměny za nové, nepředstavuje vřeteno tak nákladnou položku, jako zakoupení kompletně nového vřetena včetně elektromotoru a všech periferií. Provozními parametry se vřeteno pohybuje mezi běžnými jednotkami dostupnými na trhu.

Jednotlivými dílčími úlohami bylo naplněno zadání diplomové práce. Diplomová práce je pouze konstrukčního charakteru, takže se zde nachází prostor pro další rozvoj kompletního návrhu vřetena. Hlouběji lze sestavu rozvíjet například pomocí metody konečných prvků, zjištěním dat pro znalost dynamického chování nebo třeba analýzou teplotních deformací při chodu vřetena.

Seznam obrázků

Obrázek 2.1 – Vertikální obráběcí centrum MCV 1000 [1]	12
Obrázek 2.2 – Řez elektrovřetenem [upraveno z 3].....	14
Obrázek 3.1 – Vřeteno s řemenovým pohonem [4].....	15
Obrázek 3.2 – Elektrovřeteno [5].....	16
Obrázek 3.3 – Vřeteno s koaxiálním pohonem [upraveno z 5]	17
Obrázek 3.4 – Vřetenový elektromotor SIEMENS [8].....	18
Obrázek 3.5 – Série vestavných motorů FANUC BIL [8].....	19
Obrázek 3.6 – Typy používaných vřetenových ložisek [10]	21
Obrázek 3.7 – Válečková a kosoúhlá ložiska ve vřeteni.....	22
Obrázek 3.8 – Struktura ocelí [10].....	24
Obrázek 3.9 – Poměrná trvanlivost ložiska [upraveno z 10]	24
Obrázek 3.10 – Keramické ložisko [12]	25
Obrázek 3.11 – Hybridní ložisko [13]	26
Obrázek 3.12 – Tuhosti hybridních ložisek [upraveno z 11].....	26
Obrázek 3.13 – Porovnání hybridních a ocelových ložisek [upraveno z 11]	27
Obrázek 3.14 – Klec z PEEK [14]	29
Obrázek 3.15 – Klec z mosazi [14].....	30
Obrázek 3.16 – Uspořádání jednořadých ložisek [upraveno z 10]	31
Obrázek 3.17 – Uspořádání do tandemu, označení TT [10].....	31
Obrázek 3.18 – Uspořádání dva tandemy zády k sobě, označení QBC [10]	32
Obrázek 3.19 – Předepínání ložisek [upraveno z 10]	33
Obrázek 3.20 – Rozpěrné kroužky [10].....	33
Obrázek 3.21 – Předpětí ložisek pružinami [15].....	34
Obrázek 3.22 – Systém mazání ložisek [10].....	34
Obrázek 3.23 – Ložiska s přímým mazáním [10].....	35
Obrázek 3.24 – Systém mazání olej-vzduch [upraveno z 10].....	36
Obrázek 3.25 – Mazací kroužek [18].....	36
Obrázek 3.26 – Ložisko mazané plastickým mazivem [19].....	37
Obrázek 3.27 – Chlazení vřeten [20]	37
Obrázek 3.28 – Chladicí okruhy vřetena [20].....	38
Obrázek 3.29 – Diagnostika vřetene [upraveno z 22].....	39

Obrázek 4.1 - Návrh řešení varianta 1	41
Obrázek 4.2 - Návrh řešení varianta 2	43
Obrázek 5.1 – Hloubka řezu nástroje [23]	46
Obrázek 5.2 – Radiální síla na nástroji	48
Obrázek 5.3 – Elektromotor FANUC BiI 112M/15 000 [24].....	53
Obrázek 5.4 – Zapojení servomotoru [24]	54
Obrázek 5.5 – Rozložení sil na hřídeli vřetena	56
Obrázek 6.1 – Uložení vřetena.....	63
Obrázek 6.2 – Předepnutí ložisek elektromotoru.....	64
Obrázek 6.3 - Uložení elektromotoru	64
Obrázek 6.4 – Spojka KPP.....	65
Obrázek 6.5 – Spojení vřetena s elektromotorem.....	65
Obrázek 6.6 – Upínací systém od společnosti OTT Jakob	66
Obrázek 6.7 – Mazání ložisek vřetena	67
Obrázek 6.8 – Lekázní kanálky ložisek vřetena	68
Obrázek 6.9 – Mazací kroužek s drážkami	68
Obrázek 6.10 – Pohled na vrtané kanálky soustavy.....	69
Obrázek 6.11 - Systém mazání ložisek elektromotoru	69
Obrázek 6.12 – Chlazení statoru	70
Obrázek 6.13 – Uložení teplotního senzoru v tubusu vřetena	71
Obrázek 6.14 – Uložení snímače otáček.....	72
Obrázek 6.15 – Vyvažovací roviny hřídele vřetena.....	73
Obrázek 6.16 – Vyvažovací roviny hřídele elektromotoru.....	73
Obrázek 6.17 – Vyvážení sestavy	74
Obrázek 6.18 – Finální vyvážení	74
Obrázek 6.19 – Montáž sestavy vřetena	75
Obrázek 6.20 – Montáž sestavy elektromotoru	76
Obrázek 6.21 – Pohled na sestavu vřetena a elektromotoru	76
Obrázek 6.22 – Deska rozhraní.....	77
Obrázek 6.23 – Rozhraní upínacího systému.....	77
Obrázek 6.24 – Demontáž upínací kleštiny	78
Obrázek 6.25 – Demontáž vřetena	79
Obrázek 6.26 – Umístění o-kroužků v tubusu vřetena.....	79

Seznam grafů

Graf 5.1 – Charakteristika elektromotoru v režimu Low winding.....	55
Graf 5.2 – Charakteristika elektromotoru v režimu High winding	55
Graf 5.3 – Otáčky předního ložiska	60
Graf 5.4 – Trvanlivost předního ložiska	61
Graf 5.5 – Trvanlivost předního ložiska	61

Seznam tabulek

Tabulka 3.1 – Porovnání materiálových vlastností ložisek.....	28
Tabulka 5.1 – Zátěžné spektrum oceli	45
Tabulka 5.2 – Zátěžné spektrum hliníkové slitiny	46
Tabulka 5.3 – Vypočtené parametry ze zátěžného spektra.....	52
Tabulka 5.4 – Parametry elektromotoru FANUC Bi112M/15 000 [24]	53
Tabulka 5.5 – Vybraná ložiska [10].....	62

Seznam použité literatury

- [1] MCV 1000. Kovošvit.cz [online]. [cit. 2021]. Dostupné z: <https://www.kovosvit.cz/mcv-750-p7.html>
- [2] Obráběcí stroje - skripta [online] [online]. Liberec: FS TUL, Katedra výrobních systémů, 2011 [cit. 2020]. Dostupné z: http://www.kvs.tul.cz/download/vyrobni_stroje/obrabeci.pdf
- [3] Gmnusa.com [online]. 2019 [cit. 2020]. Dostupné z: https://gmnusa.com/wp-content/uploads/sites/2/2019/03/Spindelflyer_eng.pdf
- [4] 10,000-rpm Spindle. <https://www.haascnc.com/> [online]. [cit. 2020]. Dostupné z: <https://www.haascnc.com/productivity/spindles/10k-40t-15hp.html>
- [5] DMU 100 duoBLOCK - 30 percent more precision, performance and efficiency [online]. 2016 [cit. 2020]. Dostupné z : <https://us.dmgmori.com/news-and-media/technical-press-news/news/go-seoul-2016-dmu-100-duoblock>
- [6] KOLÁŘ, Petr. Vřetena obráběcích strojů [Dokument]. Praha: ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE, FAKULTA STROJNÍ.
- [7] *Servomotory a vřetenové motory pro aplikace typu motion control* [online]. 2014 [cit. 2020]. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/servomotory-a-vretenove-motory-pro-aplikace-typu-motion-control_23825.html
- [8] Přehled motorů FANUC - Fanuc. *Fanuc.eu* [online]. [cit. 2020]. Dostupné z: <https://www.fanuc.eu/cz/cs/cnc/pohonn%C3%A9-syst%C3%A9my/motory>
- [9] UHLÍŘ, Ivan. *Elektrické stroje a pohony*. Vyd. 2., přeprac. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007.
- [10] SKF. Vyrobní přesná ložiska [online]. 2015 [cit. 2020]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d196804385f4-Super-precision-bearings---13383_1-CS_tcm_54-129877.pdf
- [11] Hybrid Ball Bearings. *Bearingworks.com* [online]. [cit. 2020]. Dostupné z: <https://www.bearingworks.com/products/hybrid-ball-bearings.php>
- [12] Ceramic bearings. *Sintertechnik.com* [online]. [cit. 2020]. Dostupné z: <https://www.sintertechnik.com/project/ceramic-bearings/>
- [13] MAŘINEC, Ing. Nová generace vysoce přesných ložisek SKF. *Mmspektrum.com* [online]. 2015 [cit. 2020]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/nova-generace-vysoce-presnych-lozisek-skf.html>

- [14] SKF. *Valivá ložiska* [online]. 2019. Dostupné také z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf
- [15] CHOON-MAN LEE, Wan-Sik. *The latest preload technology of machine tool spindles: A review* [Online]. 2017 [cit. 2021]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Conceptual-diagram-of-preloads-a-fixed-position-preload-and-b-constant-pressure_fig1_320984124
- [16] Správa mazání. *Skf.com* [online]. [cit. 2020]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/lubrication-management>
- [17] THÜRING, Josef. *Mazání valivých ložisek* [online]. 2014 [cit. 2020]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/mazani-valivych-lozisek.html>
- [18] SKF. *SKF Super - Precision Bearing Lubrication Unit* [online]. 2012. Dostupné také z: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d1968026cb33-SKF-Super-precision-Bearing-Lubrication-Unit-PUB-BU_P2-13320-EN_tcm_12-118975.pdf#cid-118975
- [19] Mechknowhow. *What is purpose of Bearing Lubrication?* [online]. 2018 [cit. 2021]. Dostupné z: <https://mechknowhow.com/what-is-purpose-of-bearing-lubrication/>
- [20] KOLÁŘ, Petr, Jan MORAVEC a Josef KEKULA. *Vřetena a jejich komponenty*. 2009. Dostupné také z: <https://docplayer.cz/7697194-Vretena-a-jejich-komponenty.html>
- [21] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha : MM publishing, 2014. ISBN 978-80-247-4127-7.
- [22] BORO VAN, Petr. *Vibrodiagnostika a obráběcí stroje* [online]. 2016 [cit. 2020]. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/serialy/ze-zivota-vyzkumneho-centra/vibrodiagnostika-a-obrabeci-stroje_37024.html
- [23] COROMANT, SANDVIK. Katalogy a příručky společnosti Sandvik Coromant. *Sandvik.coromant.com* [online]. 2020 [cit. 2021]. Dostupné z: <https://coromantstrgprod.blob.core.windows.net/publications/bbdb59e1-260a-436f-9f90-d1205ed1d521.pdf?sv=2020-04-08&st=2021-06-26T10%3A10%3A15Z&se=2021-06-26T13%3A15%3A15Z&sr=b&sp=r&rscd=inline%3B+filename%3Dc-2900-28.pdf&rsct=application%2Fpdf&sig=qCtMgpF>
- [24] FANUC. *Fanuc.eu*. Fanuc portal [online]. 2018 [cit. 2020]. Dostupné z: https://my.fanuc.eu/private/viewer?docId=c3edbac1a9834b9abbea1c96a579804d&type=TechnicalDocument&file=-/media/TechnicalDocuments/2020/12/10/00/11/B-65292EN_07_01.ashx&query=112M/15000

Seznam příloh

Textové přílohy

- Příloha 1 – Katalogový list elektromotoru FANUC 112M/15000
- Příloha 2 – Katalogový list spojky KPP 100
- Příloha 3 – Katalogový list ložiska SKF 7014 CD/P4A
- Příloha 4 – Katalogový list ložiska SKF 71913 CD/HCP4A
- Příloha 5 – Katalogový list enkodéru Minicoder GEL 2449
- Příloha 6 – Katalogový list teplotního senzoru TG 70

Výkresová dokumentace

- VV-DP-1789-01 Výrobní výkres hřídele vřetena
- VV-DP-1789-02 Výrobní výkres hřídele elektromotoru
- VV-DP-1789-03 Výrobní výkres tubusu vřetena
- SV-DP-1789-01 Výkres sestavy vřetena a elektromotoru
- SV-DP-1789-01-K Kusovník sestavy vřetena a elektromotoru

Elektronické přílohy (na CD)

- Text práce (.pdf)
- 3D model sestavy vřetena a elektromotoru (.stp)
- 3D model sestavy vřetena a elektromotoru (.x_t)
- Výkres sestavy vřetena a elektromotoru (.pdf)
- Výrobní výkres hřídele vřetene (.pdf)
- Výrobní výkres hřídele elektromotoru (.pdf)
- Výrobní výkres tubusu vřetena (.pdf)
- Kusovník sestavy vřetena a elektromotoru (.pdf)
- Výpočtový soubor (.xls)

Příloha 1 – Katalogový list elektromotoru FANUC 112M/15000

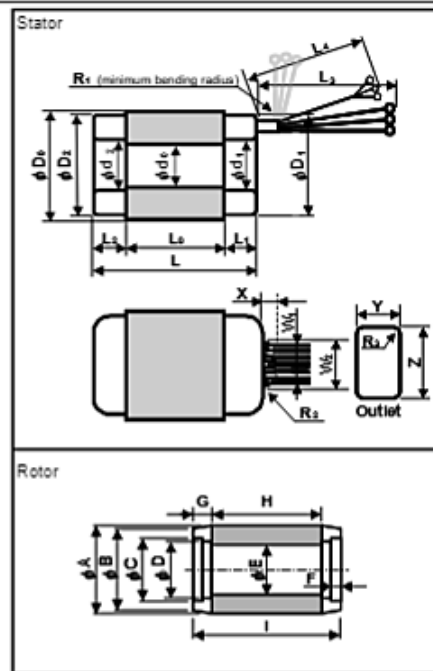
1. 200V STANDARD MODELS SPECIFICATIONS

B-65292EN/07

B1I 112M/15000 (A06B-1673-B100#T31S)
Mechanical Data

Stator		A290-1673-T100				mm	
D0	180±0.01	L	272	R2	30-35		
D1	174+0	L0	180	R3	3-5		
D2	174+0	L1	50+0	W1	60		
d0	(115)	L2	42+0	W2	70		
d1	119-0	L3 L4	2000±30	X	3 or more		
d2	119-0	R1	25-30	Y	25 or more		
				Z	80 or more		
Mass ;		25 kg					
Required interference between jacket ;		10-20 μm					
Insulation class ; F		Required clearance ; 3 mm					
[Cable]	Cross sectional area ; 14 mm ²						
	Outer Diameter ; 6.5 mm						
	Number of cable ; 6		Terminal size ; M8				
[Thermistor]	Shielded cable with outer diameter 5.2mm including 4-24AWG wires (white:red:THR1·2 blue,brown:spare)						

Rotor		A290-1673-T231				mm	
A	114.5+0.2/-0	D	74.4	G	15		
B	111	E	74	H	178		
C	76.5	F	5	I	208±2		
Final outer diameter ;		114.2±0.01		mm			
Allowable inner diameter ;		74.6-77.0		mm			
Mass ;	8 kg	Rotor moment of inertia ;		0.018		kgm ²	
Required interference between shaft ;		40-80		μm			


Recommended sensors

A860-2150-T201
 A860-2150-T301
 A860-2150-T401
 A860-2150-T511
 A860-2161-T411

Cooling condition Medium ; Oil

[Coolant]	Capacity of cooler ;	3300	W or more
	Minimum flowing rate ;	15	L/min.
	Maximum temperature rise at low winding ;	6	K
	Maximum temperature rise at high winding ;	9	K

Temperature setting ; 20 °C
 Specific heat ; 1.78 J/gK
 Density ; 0.88 g/cm³

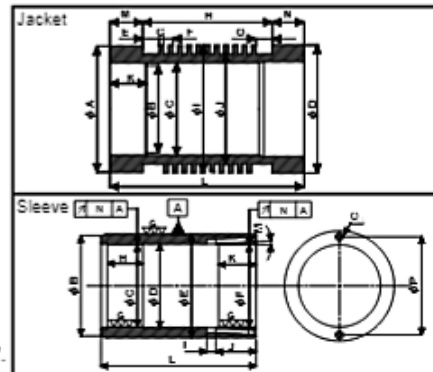
Reference dimensions for cooling jacket mm

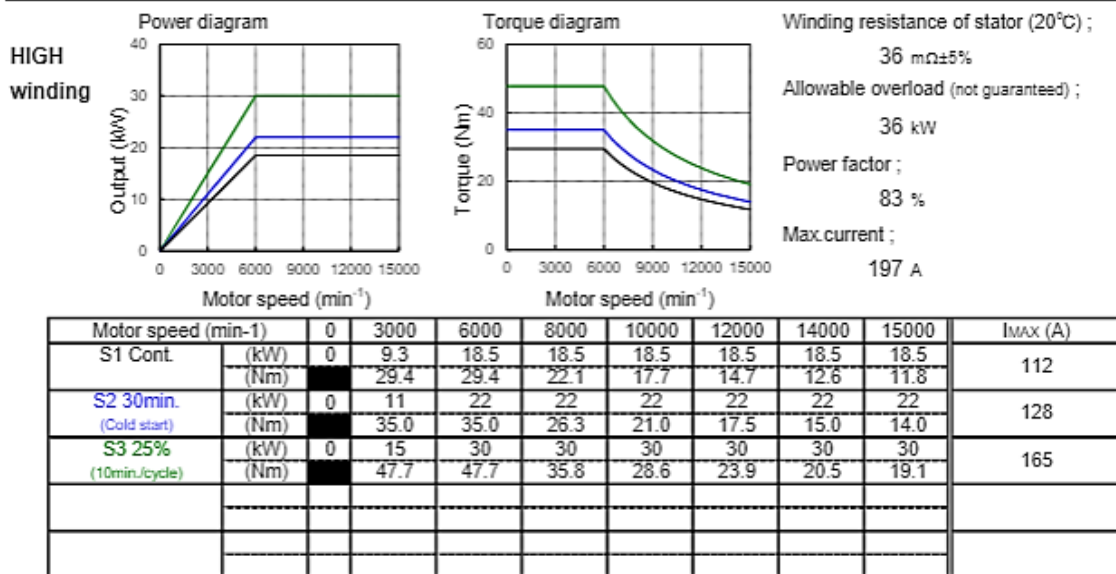
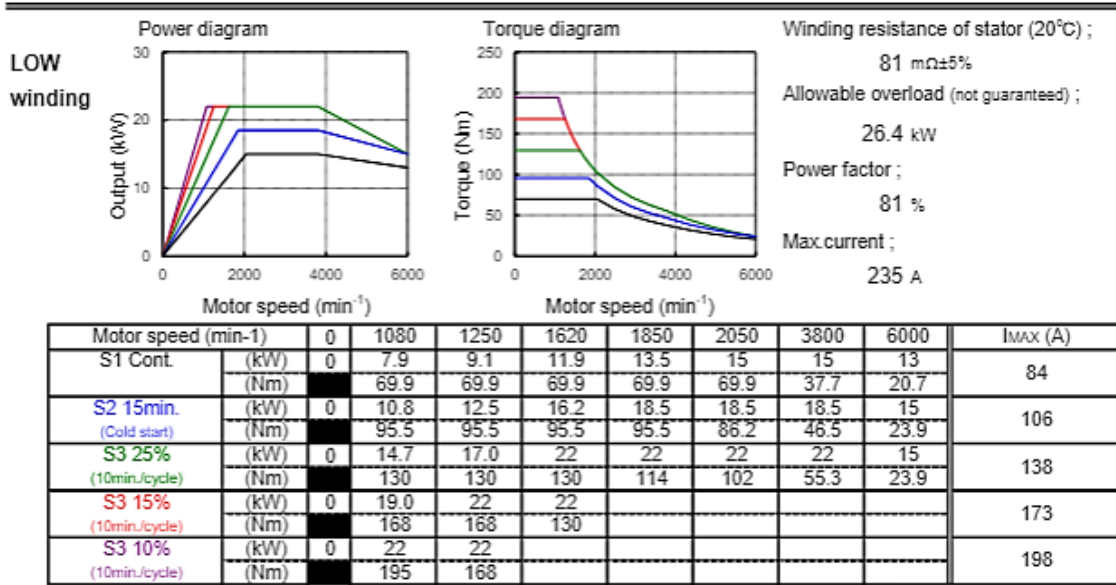
A	197	F	15	K	52
B	178	G	2.6	L	299
C	180	H	223	M	38
D	200	I	199.6	N	38
E	20.2	J	189	O	20.2

Reference dimensions for rotor sleeve mm

B	-	H	20	L	219
C	59.1	I	6.6 or less	M	6 deg.
D	61	J	27.6	N	0.02-0.05
F	58.9	K	21	P	(67)
O	2-M4x0.5 Depth 8: dia.2 hole : dia.6 Counterboring Depth 1				

Note) E and interference must be as same as the data shown above in "Rotor".



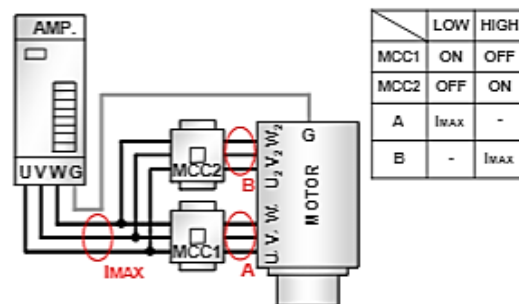
Electrical Data

Other information

Number of poles ; 4
 Amplifier input ; 200-230 V
 Motor input ; 134-220 V
 Overheating temperature ; 155 °C
 Data for choice of PS (not guaranteed) ;
 Cont./30min./Max. 18.5/22/37.6 kW

Amplifier

αi SP 30-B A06B-622*-H030#H6*0

AC reactor (between motor and amplifier)
 Not required

Cable connection and detailed current of each section


Příloha 2 – Katalogový list spojky KPP 100

Metal Bellows Coupling I Series KPP

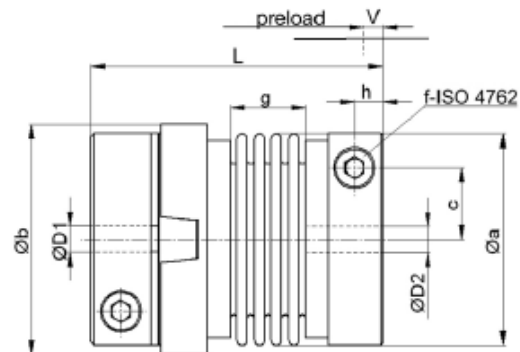
- /// plug-in design // simple installation // EASY-clamping hub
- /// high torsional stiffness // backlash-free, precise torque transmission
- /// sturdy whole metal version

technical data:

KPP size	T _N [Nm]	moment of inertia [10 ⁻³ kgm ²]	torsional stiffness [Nm/arcmin]	max. shaft misalignment (mm)		axial spring rate [N/mm]	lateral spring rate [N/mm]	mass approx. [kg]	tightening torque of screws f i [Nm](°)	axial preload force approx. [N]
				axial ±	lateral					
10	10	0,033	2	0,6	0,15	20	93	0,15	8 -	30
20	20	0,17	4,6	0,5	0,2	70	480	0,38	14 -	110
35	35	0,17	5	0,5	0,2	70	480	0,38	14 -	110
60	60	0,34	8	0,6	0,2	70	650	0,60	35 (30)*	110
100	100	0,46	12	0,6	0,2	120	1200	0,66	35 (30)*	180
170	170	0,90	19	0,8	0,2	100	1000	0,95	65 (50)*	150
270	270	2,2	31	0,8	0,2	95	1350	1,6	115 (90)*	140
400	400	2,4	45	0,7	0,2	135	1500	1,7	115 (90)*	200
600	600	5,8	67	0,7	0,2	145	3000	2,7	180 (140)*	220

(* note: reduced tightening torque for bigger hub bore diameter - see also Ø D 1/2max!
temperature range: -40°C up to +200°C

material:
bellows: stainless steel
hubs: high-tensile strength aluminum
screws: ISO 4762 / 12.9



Dimensions [mm]: length dimensions according to DIN ISO 2768 cH

KPP	Øa	Øb	c1/c2	f	g	h1/h2	V	L**	ØD1 min-max	ØD2 min-max
10	40	43	13 / 13	M 5	18	6 / 6	1-1,5	62	6-20	6-19
20	56	61	19 / 19	M 6	21	8 / 8	1-1,5	77,5	8-30	8-32
35	56	61	19 / 19	M 6	21	8 / 8	1-1,5	77,5	10-30	10-32
60	66	71	22 / 22	M 8	23	8,5 / 9	1-1,5	85,5	13-28 (34)*	13-28 (35)*
100	71	75	25 / 25	M 8	23,5	8,5 / 9	1-1,5	86	14-34 (38)*	14-34 (38)*
170	82	87	28,5 / 28,5	M 10	28	11 / 11,5	1-1,5	99,5	18-35 (43)*	18-35 (43)*
270	101	106	35 / 35	M 12	29	12 / 15	1-1,5	106,5	25-45 (55)*	25-45 (55)*
400	101	106	35 / 35	M 12	33	12 / 13	1-1,5	110,5	28-45 (55)*	28-45 (55)*
600	122	126	43,5 / 42	M 14	36	13,5 / 16	1-1,5	122,5	32-55 (70)*	32-55 (68)*

* note: reduced tightening torque for bigger hub bore diameter - see also Ø D 1/2max!

**delivery length (± 1mm) - without preload -> see function description. Further sizes and lengths available on request.

note: size KPP 1300 with conical clamping hub on request

order example: KPP 170 - D1 = 28 ^{GT} D2 = 35 ^{HT}

Příloha 3 – Katalogový list ložiska SKF 7014 CD/P4A



7014 CD/P4A Angular contact ball bearings, super-precision

Angular contact ball bearings, super-precision

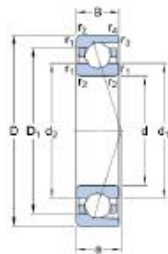
Product details

Tolerances,
P4A, P4B, P4, PA9A, P2, D design,
E design, B design,
[direct oil-air lubrication](#)

Principles of bearing

selection and application
[Chamfer dimensions](#),
[Seat tolerances for standard conditions](#),
[shafts, housings, shafts, housings](#),
[Initial grease fill](#)

Technical specification

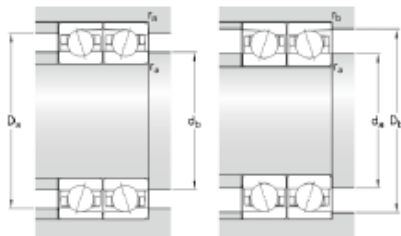


DIMENSIONS

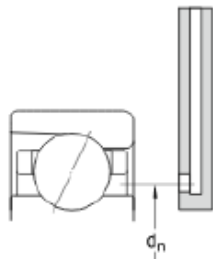
d	70 mm
D	110 mm
B	20 mm
d ₁	82.3 mm
d ₂	82.3 mm
D ₁	97.7 mm
r _{1,2}	min. 1.1 mm
r _{3,4}	min. 0.6 mm
a	22.1 mm

ABUTMENT DIMENSIONS

d _a	min. 76 mm
d _b	min. 76 mm
D _a	max. 104 mm
D _b	max. 106 mm



r_a	max. 1 mm
r_b	max. 0.6 mm
d_n	85 mm



CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	52 kN
Basic static load rating	C_0	45.5 kN
Fatigue load limit	P_u	1.93 kN
Attainable speed for grease lubrication		12 000 r/min
Attainable speed for oil-air lubrication		19 000 r/min
Contact angle	α	15 °
Ball diameter	D_w	12.7 mm
Number of balls	z	19
Reference grease quantity	G_{ref}	8.1 cm

PRELOAD AND STIFFNESS (BACK-TO-BACK, FACE-TO-FACE)

Preload class A	G_A	200 N
-----------------	-------	-------

Static axial stiffness, preload class A		81 N/μm
Preload class B	G_B	400 N
Static axial stiffness, preload class B		111 N/μm
Preload class C	G_C	800 N
Static axial stiffness, preload class C		156 N/μm
Preload class D	G_D	1 600 N
Static axial stiffness, preload class D		227 N/μm

CALCULATION FACTORS

Calculation factor	f	1.12
Calculation factor	f_1	1
Calculation factor	f_{2A}	1
Calculation factor	f_{2B}	1.02
Calculation factor	f_{2C}	1.05
Calculation factor	f_{2D}	1.09
Calculation factor	f_{HC}	1
Calculation factor	f_0	15.5

MASS

Mass bearing	0.6 kg
--------------	--------

Příloha 4 - Katalogový list ložiska SKF 71913 CD/HCP4A



71913 CD/P4A Angular contact ball bearings, super-precision

Angular contact ball bearings, super-precision

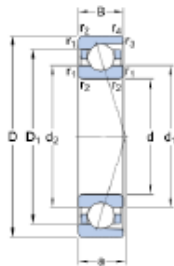
Product details

[Tolerances,](#)
[P4A, P4B, P4, PA9A, P2, D design,](#)
[E design, B design,](#)
[direct oil-air lubrication](#)

Principles of bearing

[selection and application](#)
[Chamfer dimensions,](#)
[Seat tolerances for standard conditions,](#)
[shafts, housings, shafts, housings,](#)
[Initial grease fill](#)

Technical specification

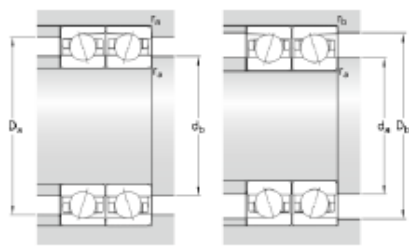


DIMENSIONS

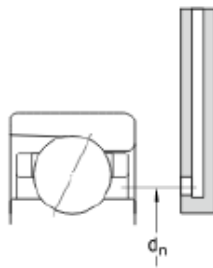
d	65 mm
D	90 mm
B	13 mm
d ₁	72.7 mm
d ₂	72.7 mm
D ₁	82.3 mm
r _{1,2}	min. 1 mm
r _{3,4}	min. 0.3 mm
a	17 mm

ABUTMENT DIMENSIONS

d _a	min. 69.6 mm
d _b	min. 69.6 mm
D _a	max. 85.4 mm
D _b	max. 88 mm



r_a	max. 1 mm
r_b	max. 0.3 mm
d_n	74.7 mm



CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	20.8 kN
Basic static load rating	C_0	17 kN
Fatigue load limit	P_u	0.71 kN
Attainable speed for grease lubrication		14 000 r/min
Attainable speed for oil-air lubrication		22 000 r/min
Contact angle	α	15 °
Ball diameter	D_w	7.938 mm
Number of balls	z	26
Reference grease quantity	G_{ref}	2.85 cm

PRELOAD AND STIFFNESS (BACK-TO-BACK, FACE-TO-FACE)

Preload class A	G_A	80 N
-----------------	-------	------

Static axial stiffness, preload class A		56 N/μm
Preload class B	G_B	160 N
Static axial stiffness, preload class B		75 N/μm
Preload class C	G_C	320 N
Static axial stiffness, preload class C		104 N/μm
Preload class D	G_D	640 N
Static axial stiffness, preload class D		148 N/μm

CALCULATION FACTORS

Calculation factor	f	1.2
Calculation factor	f_1	1
Calculation factor	f_{2A}	1
Calculation factor	f_{2B}	1.04
Calculation factor	f_{2C}	1.09
Calculation factor	f_{2D}	1.15
Calculation factor	f_{HC}	1
Calculation factor	f_0	10.7

MASS

Mass bearing	0.21 kg
--------------	---------

Příloha 5 – Katalogový list enkodéru Minicoder GEL 2449

	GEL 2449 _{... 1}	GEL 2449 _{... 4}
Target wheel		
Module ⁽¹⁾	1.0	0.4
Width of the measuring track	≥ 8.6 mm	
Material	Ferromagnetic steel	
Reference mark	Tooth (Z), Fanuc (F)	
Geometric data		
Air gap permitted	0.50 mm ± 0.02 mm	0.20 mm ± 0.01 mm
Electrical data		
Supply voltage U_B	5 V DC ± 5%, polarity reversal protected, overvoltage protected	
Current consumption (without load)	≤ 50 mA	
Output level	1 V_{pp} Differential signal	
Output signal	Two sinusoidal signals offset by 90° and their inverse signals, short-circuit-proof, digital reference pulse	
Output frequency	0 to 200 kHz ⁽²⁾	
Power consumption without load	≤ 0.3 W	
Electromagnetic compatibility Electromagnetic emissions Electromagnetic immunity	DIN EN 61000-6-4:2011-09; DIN EN 61000-6-3:2011-09 DIN EN 61000-6-2:2008-03; DIN EN 61000-6-1:2007-10	
Dielectric strength	500 V AC; as per DIN EN 61439-1:2012-08	
Mechanical data		
Weight	100 g	
Housing material	Die cast zinc	
Assured operating temperature range	0 °C to +70 °C	
Operating and storage temperature range	-30 °C to +120 °C	
Protection class	IP 68	
Vibration resistance	200 m/s^2 (EN 60068-2-6:2008-10)	
Shock resistance	2000 m/s^2 (EN 60068-2-27:2010-02)	
MTTF FIT	4,405,286 h at 55 °C 227 10^{-9} h ⁻¹ at 55 °C	
Electrical connection		
Number of cores x core cross-section	9 x 0.15 mm ²	
Max. permitted cable length	100 m ⁽³⁾	
Cable diameter	5 mm	
Min. bending radius	25 mm	

⁽¹⁾ Further modules upon request

⁽²⁾ At a cable capacitance of 5 nF

⁽³⁾ Pay attention to voltage drop on the supply cable

Příloha 6 – Katalogový list teplotního senzoru TG 70



TG 70 – SNÍMAČ TEPLoty S KABELEM A KOVOVÝM POUZDREM

K35.03cz

POPIS A POUŽITÍ

Tyto kabelové snímače teploty TG 70 jsou konstruovány pro měření teploty na hladkém povrchu pevných látek. Konstrukce snímače umožňuje pevné připevnění snímače na měřený povrch pomocí šroubku umístěného do otvoru v pouzdru snímače a zároveň rychlou odezvu na změny teploty povrchu a to zvláště při použití silikonové vazeliny umístěné mezi měřený povrch a pouzdro snímače. Maximální teplotní rozsah použití snímačů je - 50 až 350 °C (krátkodobě 400 °C). Rozsah je pro jednotlivé varianty provedení zužován typem čidla teploty a přívodního kabelu. Snímače teploty vyhovují stupni ochrany od IP 50 až po IP 67 podle ČSN EN 60529, v platném znění, dle varianty přívodního kabelu. Snímače teploty jsou určeny pro provoz v chemicky neagresivním prostředí. Při aplikaci snímače je doporučováno zajistit odizolování snímače od vlivu teploty okolí a tím snížit chybu metody způsobené vlivem rozdílů mezi měřenou teplotou a teplotou okolí.

PŘÍSLUŠENSTVÍ

- konektory

PROHLÁŠENÍ, CERTIFIKACE, KALIBRACE

Výrobce vydává EU Prohlášení o shodě.

Kalibrace – Veškerá produkce prochází výstupní metrologickou kontrolou, která se provádí porovnáním s etalony nebo s pracovními měřidly. Nánavnost etalonů a pracovních měřidel je zajištěna ve smyslu §5 zákona č.505/1990 o metrologii. Výrobce nabízí možnost dodávat snímače kalibrované v laboratoři SENSIT s.r.o. (dle požadavků normy ČSN EN ISO/IEC 17025, v platném znění) nebo v AKL.

TECHNICKÉ PARAMETRY

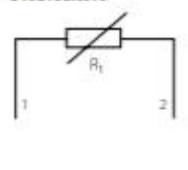
Snímač	TG 70	TG 70A
Typ čidla	Pt, Ni, NTC, TC K, TC J, TC T	
Rozměry pouzdra	vnější Ø 14 mm vnitřní Ø 5,2 mm	vnější Ø 16 mm vnitřní Ø 5,2 mm
Materiál pouzdra	nerezová ocel DIN 1.4301	
Variety přívodního kabelu / teplotní rozsah (může být omezeno typem čidla – upřesněno v návodu)	PVC stíněný -30 až 80 °C PVC nestíněný -40 až 105 °C Silikon stíněný -50 až 200 °C Teflon stíněný -50 až 250 °C Se skelnou izolací 0 až 400 °C (s kovovým opletem)	
Stupeň krytí	IP 50 až IP 67 v souladu s ČSN EN 60529, v platném znění – dle typu kabelu	
Izolační odpor	> 200 MΩ při 500 V _{DC} , 25 ± 3 °C	
Maximální přípustný statický tah na kabel	1 kg	

Pozn.: Vybrané technické parametry pro termočláňková čidla (přívodní vodiče, rozsah krytí apod.) se mohou lišit dle typu

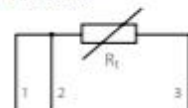


SCHÉMA ZAPOJENÍ

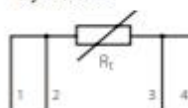
Dvou vodičové



Třívodičové

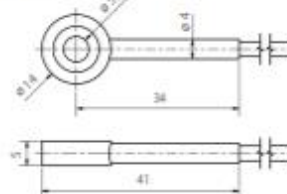


Čtyřvodičové



ROZMĚROVÝ NÁČRT

TG 70 - do 250°



TG 70A - do 350°

