



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

## NÁVRH VŘETENÍKU SOUSTRUŽNICKÉHO CENTRA

DESIGN OF CARTRIDGE SPINDLE FOR TURNING MACHINES

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lubomír Žádník

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2020



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	<b>Bc. Lubomír Žádník</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	<b>Ing. Jan Pavlík, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2019/20

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

## Návrh vřeteníku soustružnického centra

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte a konstrukčně zpracujte řešení vestavného vřeteníku soustružnického centra. Vřeteno bude určeno pro stroje s výkonem do 10 kW. Pohon vřetene bude realizován přes dvoustupňovou převodovku a řemenový převod.

### Cíle diplomové práce:

Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.

Systémový rozbor řešené problematiky, návrh a zdůvodnění zvoleného způsobu řešení zadaného úkolu.

Návrh variant řešení a zdůvodnění výběru konkrétního řešení.

Konstrukční návrh zvolené varianty – 3D model.

Výpočtová zpráva.

Výkresová dokumentace vybraných uzlů.

Vlastní závěry a doporučení pro praxi.

### Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá návrhem vestavného vřeteníku soustružnického centra. Cílem práce je návrh vřetene pro stroje o výkonu do 10 kW. Pohon vřetene je realizován přes dvoustupňovou převodovku a řemenový převod. V úvodu se práce zabývá popisem jednotlivých částí soustružnického vřeteníku. Je proveden konstrukční návrh doprovázený řadou technických výpočtů. Výsledkem práce je 3D model, výkresová dokumentace a výpočtová zpráva.

## **ABSTRACT**

The diploma thesis deals with the design of a built-in headstock of a turning center. The aim of the work is the design of a spindle for machines up to 10 kW. The spindle is driven by a two-speed gearbox and a belt drive. In the introduction, the work deals with the description of individual parts of the turning headstock. A design proposal is performed, accompanied by a number of technical calculations. The result of the work is a 3D model, drawing documentation and calculation report.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Vřeteno, vřeteník, soustružnické centrum, uložení vřetene, pohon vřetene

## **KEYWORDS**

Spindle, headstock, turning centre, spindle Bering, spindle drive



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

ŽÁDNÍK, L. *Návrh vřeteníku soustružnického centra*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2020, 98 s., Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D.





## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto způsobem bych rád poděkoval vedoucímu své diplomové práce panu Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D. za jeho cenné rady a připomínky při zpracování mé práce.



## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Pavlíka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. 6. 2020

.....  
Žádník Lubomír



# OBSAH

## ÚVOD 11

<b>1</b>	<b>SOUSTRUŽNICKÁ OBRÁBĚCÍ CENTRA.....</b>	<b>12</b>
1.1	Charakteristika a rozdělení soustružnických strojů .....	12
1.2	Soustružnická obráběcí centra a jejich požadavky .....	14
1.3	Produkční soustruhy a obráběcí centra .....	14
1.3.1	Hlavní části .....	15
1.3.2	Vícevřetenové automaty .....	16
1.3.3	Svislé soustruhy a svislá soustružnická obráběcí centra (karusely) .....	17
1.3.4	Inverzní soustruhy .....	17
1.3.5	Speciální soustruhy .....	17
<b>2</b>	<b>VŘETENÍK.....</b>	<b>18</b>
2.1	Skříň vřeteníku.....	18
2.2	Vřeteno.....	18
2.2.1	Uložení vřetene.....	20
2.2.2	Valivé uložení.....	20
2.2.3	Kluzná ložiska .....	22
2.2.4	Elektromagnetická ložiska.....	23
2.2.5	Požadavky na vřetena .....	23
2.2.6	Montáž a demontáž ložisek .....	24
2.3	Těsnění.....	26
2.4	Mazání .....	27
2.4.1	Mazání plastickým mazivem (tukem) .....	27
2.4.2	Mazání olejem .....	29
2.5	Pohon vřetena .....	32
2.5.1	Přímé pohony.....	32
2.5.2	Nepřímé pohony .....	33
2.5.3	Elektromotor .....	34
2.6	Systémy upínání obrobku .....	35
2.6.1	Silová sklíčidla .....	35
2.6.2	Pneumatická sklíčidla .....	36
2.6.3	Upínací kleštiny .....	36
2.7	Snímání otáček a polohy.....	37
2.8	Brzda.....	38
2.8.1	Kotoučová brzda.....	38
2.9	C-Osa .....	39
2.9.1	Nepřímý pohon C-osy .....	39
2.9.2	Přímý pohon C-osy .....	40
<b>3</b>	<b>ADAPTACE PRO STROJE.....</b>	<b>41</b>
<b>4</b>	<b>NÁVRH VARIANT KONSTRUKCE .....</b>	<b>43</b>
4.1	Varianty uspořádání ložisek.....	43
4.2	Varianty mazání .....	45
4.3	Varianty hnacího řemene .....	46
4.4	Varianty pohonu C-osy .....	47
4.5	Varianty odměřování .....	48
4.6	Varianty upínání obrobků .....	49
<b>5</b>	<b>KONSTRUKCE VŘETENÍKU .....</b>	<b>50</b>

5.1	Předpokládané provozní podmínky .....	50
5.1.1	Řezné a posuvové síly .....	51
5.2	Návrh pohonu .....	52
5.2.1	Statické hledisko .....	52
5.2.2	Dynamické hledisko .....	52
5.2.3	Volba motoru.....	53
5.2.4	Volba převodovky .....	54
5.2.5	Návrh řemenového převodu .....	54
5.3	Uložení vřetene.....	55
5.3.1	Výpočet reakčních sil .....	55
5.3.2	Volba ložisek.....	57
5.3.3	Axiální tuhost ložisek.....	58
5.3.4	Radiální tuhost ložisek .....	59
5.3.5	Tuhost vřetene .....	59
5.3.6	Trvanlivost ložisek .....	65
5.3.7	Dosažitelné otáčky .....	67
5.4	Mazání .....	68
5.4.1	Počáteční náplň plastického maziva.....	68
5.4.2	Domazávací intervaly.....	69
5.5	Pevnostní výpočet.....	72
5.5.1	Výpočet napětí v jednotlivých průřezech.....	72
5.5.2	Návrh materiálu vřetene .....	74
5.5.3	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy.....	75
5.5.4	Dimenzování pera .....	77
5.6	Návrh C-osy.....	79
5.6.1	Zvolené vstupní parametry .....	79
5.6.2	Výpočet ozubení.....	79
5.6.3	Zatěžující síly na ozubení.....	80
5.7	Odměřování .....	82
5.8	Upínání obrobku.....	83
<b>6</b>	<b>ZHODNOCENÍ A DISKUZE .....</b>	<b>84</b>
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>85</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....</b>	<b>87</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....</b>	<b>91</b>
9.1	Seznam zkratk a symbolů .....	91
9.2	Seznam tabulek.....	95
9.3	Seznam obrázků.....	96
<b>10</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>98</b>

## ÚVOD

Vřeteník obráběcího stroje je jedním z hlavních základních částí celého stroje. Na jeho přesnosti a kvalitě závisí přesnost celého stroje. Snahou je navrhnout vřeteník o dlouhodobé životnosti, vysoké spolehlivosti, vysoké tuhosti a vysoké přesnosti.

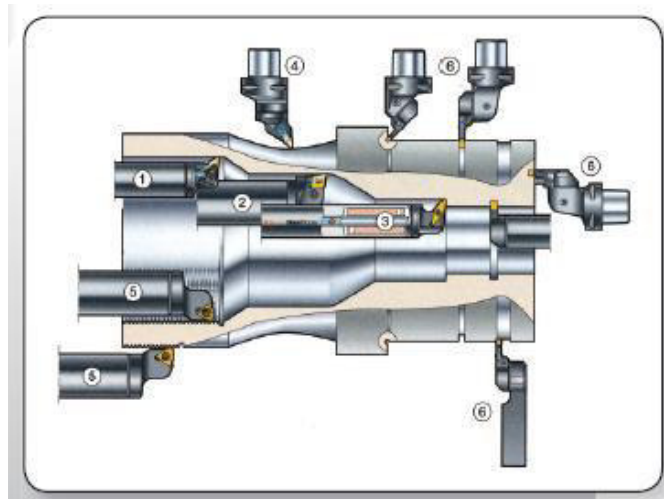
Tato práce se zabývá návrhem vestavného vřeteníku soustružnického centra s výkonem do 10 kW. Stroje s takovým výkonem se řadí do kategorie malých až středních strojů. Z tohoto důvodu bude návrh pojednávat o konstrukci menšího vřeteníku.

V úvodu diplomové práce je zpracována rešerše s popisem jednotlivých soustružnických strojů. V další části je popis jednotlivých komponent vřeteníku a jejich technických úskalí. Na základě těchto informací je proveden výběr variant dílů a konstrukčních řešení.

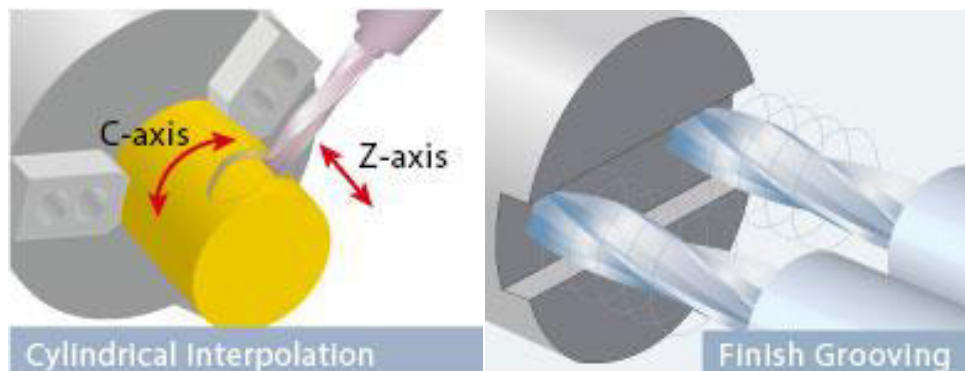
Pro konstrukci vřeteníku jsou stanoveny předpokládané provozní podmínky. Z požadovaného výkonu vřetene je navržen jeho pohon. Podle zvoleného způsobu uložení jsou vybrána vhodná ložiska, pro která se provedou nezbytné výpočty týkající se tuhosti, trvanlivosti a mazání. Z hlediska mezního stavu pružnosti a mezního stavu únavy je proveden pevnostní výpočet. Protože dnešní soustružnická centra jsou běžně vybavena C-osou, je v práci vypracován její návrh. Jedná se ovšem o zjednodušený návrh, protože C-osa není součástí zadání diplomové práce. Pro přesné polohování C-osy je vřeteno vybaveno snímačem úhlu natočení. V závěru je řešeno upínání obrobku.

# 1 SOUSTRUŽNICKÁ OBRÁBĚCÍ CENTRA

Soustružnická obráběcí centra jsou hlavním představitelem obrábění metodou soustružení pro obrábění rotačních součástí. Obecně jsou tyto stroje nazývány soustružnické stroje. Jedná se o nejrozsáhlejší skupinu obráběcích strojů s geometricky definovaným břitem nástroje. Těmito stroji lze obrábět vnitřní a vnější rotační plochy, čelní rovinné plochy, řezat závity, vrtat, vyvrtávat, vystružovat, frézovat, brousit, tvářet atd. (Obr. 1.1) a (Obr. 1.2) [1]



Obr. 1.1) Příklady soustružnických operací [9]



Obr. 1.2) Příklady frézovacích operací [30]

## 1.1 Charakteristika a rozdělení soustružnických strojů

Pro soustružení je charakteristické, že hlavní řezný pohyb vykonává rotace obrobku oproti stojícímu nástroji. Na přesnosti práce soustružnických strojů závisí především přesnost uložení rotujících částí, jako jsou vřetena a upínací desky. Dále závisí na tvarové a statické přesnosti těchto částí. Z těchto důvodů je kladen velký důraz na konstrukci a výpočet vřeten a upínacích desek. Nástrojem bývá nejčastěji soustružnický nůž, který musí být upnut k jiné pohyblivé části stroje, kde může být vyměňován a nastavován. Pohyblivou částí stroje musí být veden rovnoběžně, kolmo nebo různoběžně vůči ose rotace obrobku. Pro splnění těchto požadavků jsou stroje vybaveny suporty, saněmi, smýkadly apod., proto je věnována velká pozornost konstrukci a výpočtům vedení a nosných částí. [1]



Významným pokrokem u soustružnických strojů bylo doplnění o číslicové řízení, které přineslo nové možnosti práce a zjednodušení konstrukce, nicméně s nutnými konstrukčními opatřeními. Došlo ke zjednodušení obrábění tvarových rotačních ploch a řezání závitů, bylo nahrazeno kopírovací zařízení a kinematické vazby nahradily vazby v řídicím počítači. Při konstrukci CNC strojů je vyžadováno vymezení vůlí v posuvových hnacích soustavách a jejich vysoká tuhost, v převodech i vedení je dbáno na snížení pasivních odporů. Nesmí být opomenut výběr vhodných čidel pro odměřování polohy, dráhy, rychlosti, točivého momentu atd. Užívá se regulačních hnacích motorů a cílem je snížení počtu mechanických převodových cest.[1]

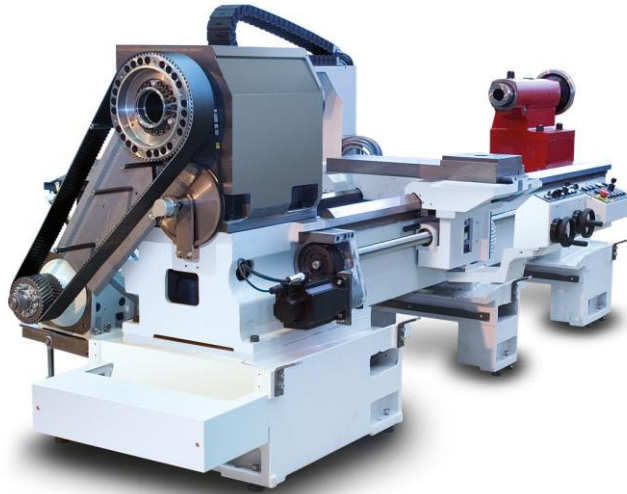
Rozdělení CNC soustružnických strojů lze provést několika způsoby - podle polohy osy vřetena (svislé a vodorovné), podle počtu řízených os (třiosé a víceosé), podle počtu vřeten (jednovřetenové, dvouvřetenové a vícevřetenové) a podle provedení (pouze soustružení, soustružnické obráběcí centrum a speciální). Z tohoto dělení je patrné, že některé zmíněné vlastnosti se mohou prolínat, proto je z průmyslové praxe užíváno pěti nejčastějších provedení soustružnických obráběcích center. Prvním provedením jsou stroje s vodorovnou osou v jednovřetenovém nebo dvouosém provedení označovány jako produkční soustruhy a soustružnická obráběcí centra (Obr. 1.3). Druhým provedením jsou stroje s vodorovnou osou ve vícevřetenovém provedení, tzv. soustružnické automaty. Jako třetí druh lze uvést stroje se svislou osou v třiosém nebo víceosém provedení, tzv. karusely. Čtvrtým jsou stroje se svislou osou ve víceosém provedení známé jako inverzní soustruhy. Do poslední skupiny se řadí speciální stroje. [2]



Obr. 1.3) Soustružnické obráběcí centrum [8]

## 1.2 Soustružnická obráběcí centra a jejich požadavky

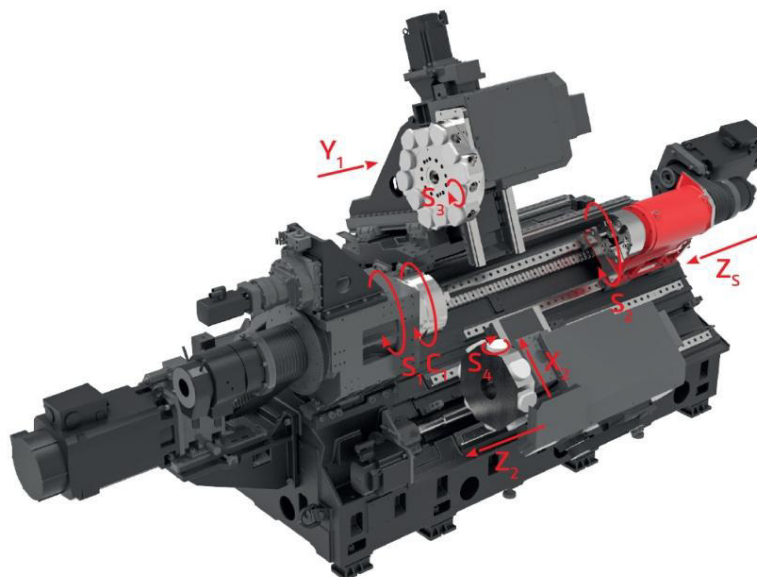
Jednoprofesioním CNC soustružnickým strojem (Obr. 1.4) je možné provádět pouze soustružnické operace. Pokud uvažujeme o soustružnickém obráběcím centru, musí tento stroj splnit požadavky, kterými jsou provádění různých technologických operací (vrtání, frézování, soustružení), umožňování automatické výměny nástrojů (nejčastěji revolverový nosný zásobník), umožňování automatické výměny obrobků, schopnost práce v automatickém režimu a vlastnění prvků diagnostiky, měření a inteligence. Konstrukčně jsou soustružnická centra odvozena z jednoprofesioním CNC soustružnických strojů. [1]



Obr. 1.4) Jednoprofesioním CNC soustružnický stroj [8]

## 1.3 Produkční soustruhy a obráběcí centra

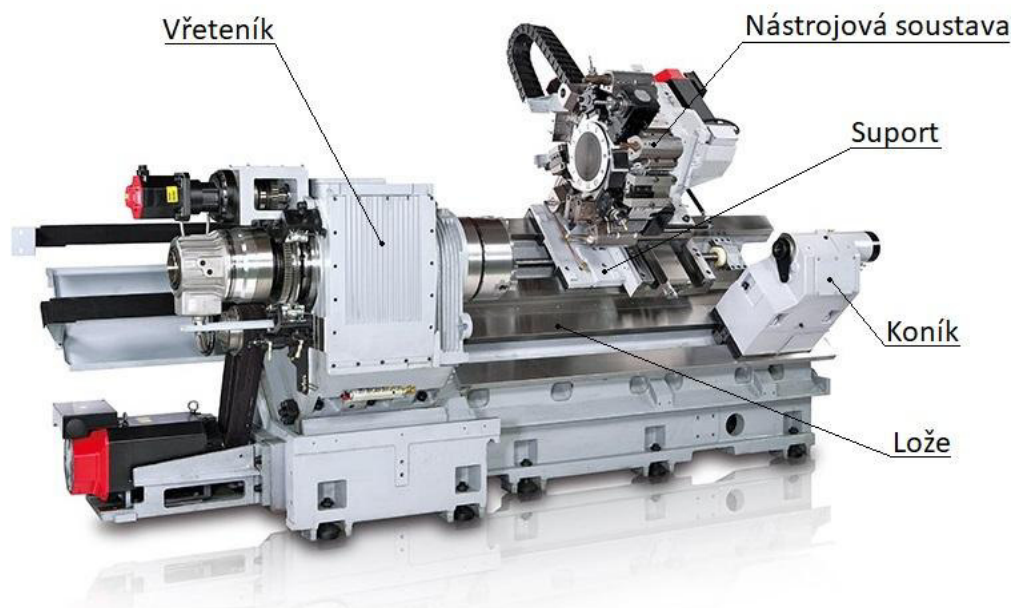
Pro nejvyšší možné pracovní využití vyžaduje soustružnické obráběcí centrum osu C, osu Y, poháněné nástroje a dvouvřetenové provedení (Obr. 1.5).



Obr. 1.5) Soustružnické obráběcí centrum [8]

### 1.3.1 Hlavní části

Hlavními částmi těchto strojů (Obr. 1.6) jsou potom lože, suport, vřeteník, zásobník nástrojů, koník, opěry (lunety) a ochranné kryty. [2]



Obr. 1.6) Hlavní části soustružnického stroje [36]

#### Lože

Je základní nosnou částí stroje, které musí zajistit vysokou tuhost především v ohybu, krutu a speciálním požadavkem je tuhost tvaru. Volbou vhodného profilu lože, pokud možno uzavřeným nebo vyztuženým žebry, lze dosáhnout dobré tuhosti v ohybu a krutu. Tvar lože musí poskytovat dobrý odpad třísek z pracovního prostoru stroje, protože hromadění horkých třísek způsobuje teplotní roztažnost, kterou je zásadně ovlivněna přesnost stroje. Pro dobrý odpad třísek jsou běžně uzpůsobeny profily loží se šikmým nebo ortogonálním provedením. Nejčastějším materiálem pro výrobu loží bývá šedá litina. [2]

#### Suport

Suportem rozumíme spojovací člen mezi nástrojem a ložem, který zachycuje a přenáší síly vznikající od obrábění. Je tvořen z několika vzájemně pohyblivých částí a jejich vedení jsou převážně kluzná nebo valivá. [2]

#### Vřeteník

Je základním uzlem celého stroje výrazně ovlivňující kvalitu celého stroje. Musí být dostatečně tuhý, musí bezpečně zachycovat radiální a axiální síly vznikající od obrábění a hmotnosti obrobku. [2]

#### Nástrojová soustava

U soustružnických strojů bývá nejčastěji použit nosný revolverový zásobník nástrojů, který je upevněn na suportu. Tento zásobník může nést soustružnické nože, vrtáky, výstružníky, závitníky, frézy apod. Rotační nástroje mohou zde být poháněné nebo nepoháněné. Revolverová hlava je polohována a zpevnována pomocí Hirthova čelního ozubení. [2]

## Koník

Hlavní účel koníku u CNC soustruhů je především upínání obrobku mezi hroty. Koník se používá především u velkých horizontálních soustruhů nebo je použit v základní výbavě levnějšího stroje. Koník může být v pevném provedení, hydraulicky výsuvném nebo posouván jako CNC osa. U lépe vybavených strojů je koník nahrazen druhým vřetenem, které umožní další možnosti práce soustružnického stroje. [2]

## Lunety

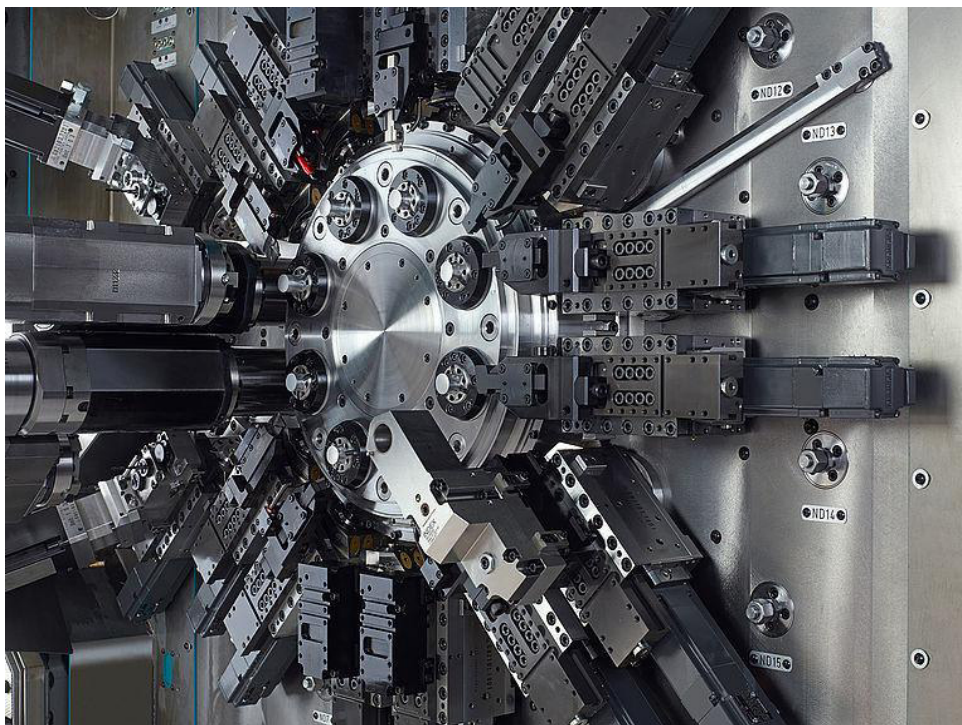
Lunety slouží jako přídavné podpěry pro dlouhé obrobky, které jsou upnuty mezi hroty. Opěrné styky lunet s obrobkem jsou buď kluzné, nebo valivé. [2]

## Kryty

Krytování zabraňuje přístupu nečistot do strojního zařízení, což by vedlo k jeho poškození. Jedná se především o nečistoty vznikající při obrábění jako třísky a procesní kapaliny. Ochranné kryty jsou ve strojích koncipovány tak, aby byl stroj snadno udržovatelný obsluhou nebo v případě opravy mohla být nenáročná částečná demontáž stroje. [2]

### 1.3.2 Vícevřetenové automaty

Vícevřetenové automaty (Obr. 1.7) jsou nejčastěji určeny pro obrábění z tyčového materiálu a jsou vhodné pro velkosériové výroby. Osy vřeten jsou vedeny horizontálně. Pro tento typ stroje je charakteristický buben běžně s šesti, osmi i pěti vřeteny. Na všech vřetenech probíhá obrábění současně, a po každém pootočení bubnu o jednu pozici následuje další druh operace. [2]



Obr. 1.7) Vícevřetenový automat [31]

### 1.3.3 Svislé soustruhy a svislá soustružnická obráběcí centra (karusely)

Tyto stroje slouží především k obrábění rozměrných a těžkých obrobků (Obr. 1.8), lze s nimi obrábět rotační i nerotační součásti. Jedná se o skupinu strojů se svislou osou otáčení upínací desky, na které je upnut obrobek. Z pohledu provedení se dělí na jednostojanové a dvoustojanové. Hlavními částmi svislých soustruhů jsou stojan, příčník, lože s otáčející se upínací deskou a suport. Svislá soustružnická obráběcí centra umožňují provádět více typů obráběcích operací než běžné svislé soustruhy. Mimo soustružení lze s nimi frézovat, vrtat, vyvrtávat a brousit. [2]



Obr. 1.8) Svislý soustruh (karusel) [32]

### 1.3.4 Inverzní soustruhy

Inverzní soustruhy vychází z koncepce svislých soustruhů s tím rozdílem, že vřeteník je zavěšený na rámu stroje a obrobek je upnut směrem dolů. Tato konstrukce stroje poskytuje dobrý odvod třísek z pracovního prostoru. [2]

### 1.3.5 Speciální soustruhy

Stroje této kategorie vždy vynikají nějakou speciální funkcí nebo netradičním provedením. [2]

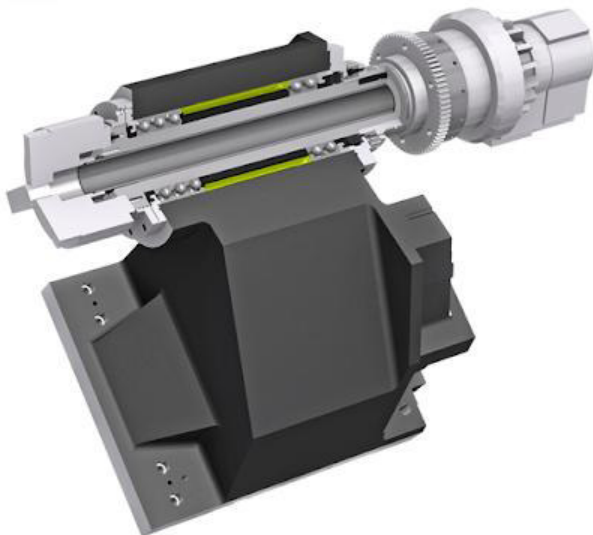
## 2 VŘETENÍK

Vřeteník je základním uzlem skladby soustružnického stroje, který ovlivňuje jeho celkovou kvalitu. Musí být dostatečně tuhý, pevně spojen s ložem, musí zachycovat radiální a axiální zatížení od řezného procesu a hmotnost obrobku. [33]

Vřeteník se skládá z jednotlivých částí a vnějších periférií, které zabezpečují požadované funkce celého konstrukčního uzlu. Základními částmi vřeteníku jsou skříň vřeteníku, pracovní vřeteno, systém uložení vřetene, pohon vřetene a periférie. Mezi periférie patří systém upínání obrobků, mazání, chlazení, těsnění a indexování.[1]

### 2.1 Skříň vřeteníku

Existují dvě konstrukční varianty zástavby vřetena do vřeteníku stroje. První variantou je zástavba tělesa skříňového tvaru (Obr. 2.1) a druhou je zástavba do tubusu (Obr. 2.2). Mezi požadavky skříňe vřeteníku patří maximální symetrie, z důvodu symetrických teplotních dilatací. Dalším požadavkem je minimální množství otvoru, protože otvory snižují tuhost. Třetím základním požadavkem je staticky přeuročená konstrukce, která zvyšuje tuhost. [1]



Obr. 2.1) Skříňový tvar tělesa vřeteníku [38]



Obr. 2.2) Tubusový tvar [37]

### 2.2 Vřeteno

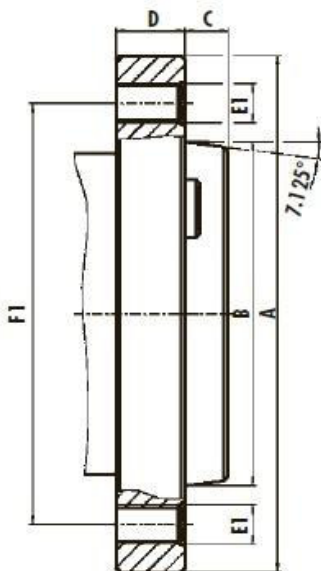
Úkolem vřetena je zaručit obrobku přesný otáčivý pohyb, při kterém se dráhy jednotlivých bodů obrobků liší od kružnice jen v přípustných mezích. Vřeteno obráběcího stroje představuje velmi důležitý prvek ve skladbě celého stroje, proto jsou na jeho konstrukci kladeny náročné požadavky. Patří mezi ně přesnost chodu, která je určena velikostí radiálního a axiálního házení, a dokonalé vedení, to znamená, že vřeteno nesmí měnit polohu v prostoru, mění-li jeho zatížení směr a smysl. V uložení vřetena musí být možné vymezovat vůli vzniklou opotřebením a většinou i nastavovat předpětí v ložiscích související s tuhostí vřetene. Ztráty v uložení vřetene musí být co nejmenší (účinnost, oteplování a tepelné dilatace, změna polohy a funkce). Vřeteno musí být tuhé, protože jeho deformace spolu s přesností chodu má rozhodující vliv na přesnost práce stroje. [4]

Z konstrukčních požadavků je patrné, že se požadavky na vřeteno vztahují především na geometrickou přesnost vřetena, výběr vhodného konstrukčního materiálu a tvarové odstupňování průměrů. [1]

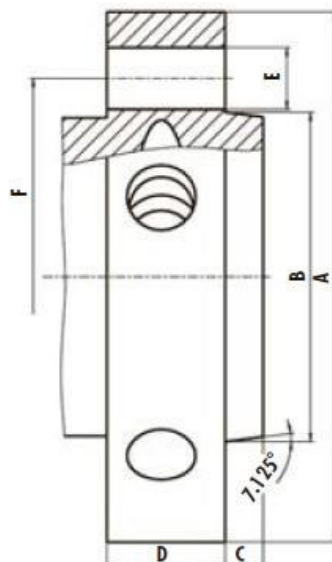
Volba konstrukčního materiálu vřetena je podmíněna především jeho mechanickými vlastnostmi. Vřetena vyrobená z oceli vyhovují požadavkům vysoké statické tuhosti. Relativní mírou kvality vřetena bývá jeho měrná tuhost, tj. tuhost předního konce v porovnání s hmotností vřetena. S tím souvisí i vlastní frekvence vřetena a dynamické charakteristiky vřeteníku. Pro rychloběžná vřetena se začínají používat kompozitní materiály (grafit/epoxy). Vřeteno vyrobené z těchto materiálů je lehčí a nevyžaduje tak velký průřez. [1]

Tvarové konfigurace vřetene musí být co nejjednodušší. Nejvhodnější konfigurace je taková, kde je minimální počet odstupňovaných průměrů a rozdíl mezi průměry stanovují pouze rozměrové řady použitých ložisek. [1]

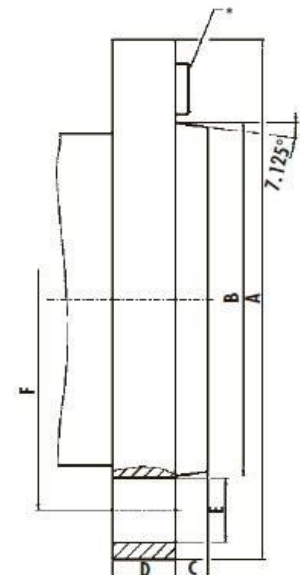
Konec vřetena, který vyčnívá ze skříně vřeteníku, se nazývá přední konec. V předním konci vřetena je uložen systém upnutí obrobku (sklíčidlo, upínací deska, kleština). Proto je nutné při návrhu vřetena klást velkou pozornost na vhodnou úpravu tohoto konce, tak aby zabezpečoval optimální uchycení obrobku. Toto spojení musí být rychlé, přesné, tuhé a spolehlivé. Pro jednoduchou zaměnitelnost sklíčidel a upínacích desek byly zavedeny normy pro rozměry předních konců vřeten. Pro soustružnická vřetena jsou přední konce typu A1, A2 a B. Typ A1 (Obr. 2.3) je konec vřetena s přírubou a krátkým středícím kuzelem, upínací díry se závitem jsou v přírubě vřetena. Pro typ A1 platí normy DIN-026/ DIN-55028/ DIN-55021/ ISO 702-1. Typ A2 (Obr. 2.4) je konec vřetena s přírubou a krátkým středícím kuzelem, upínací díry se závitem jsou v přírubě vřetena a v čele kužele. Typ A2 charakterizují normy DIN-55029/ ISO 702-2. Typ B (Obr. 2.5) je konec vřetena s přírubou a krátkým středícím kuzelem s bajonetovým uzávěrem. Pro typ B jsou normy DIN-55027/ DIN-55022/ ISO 702-3. [1]



Obr. 2.3) Typ A1 [12]



Obr. 2.4) Typ A2 [12]



Obr. 2.5) Typ B [12]

## 2.2.1 Uložení vřetene

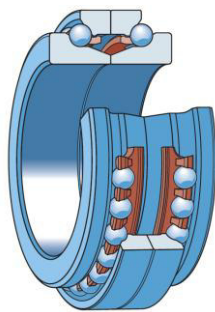
Způsob uložení vřetene je nejzávažnějším problémem v konstrukčním řešení celého vřeteníku. V závislosti na pracovní podmínky práce vřetena přicházejí v úvahu kluzné, elektromagnetické anebo valivé uložení vřetena. Kluzná a elektromagnetická uložení se používají ve speciálních případech, kde jsou kladeny extrémně vysoké nároky na tuhost nebo maximální frekvence otáčení. Jako nejčastější způsob realizace uložení vřeten u obráběcích strojů se používá systém valivých ložisek, a to ve více než v 90 % případů. V porovnání s kluzným uložením je valivé uložení vysoce efektivní a při dodržení základních provozních podmínek dostatečně spolehlivé. Z pravidla je přední podpěra navržena tak, aby zachytávala jak radiální síly, tak i axiální síly. Zadní podpěra slouží k zachytávání pouze radiálních sil a v axiálním směru musí být volná z důvodu teplotních dilatací. Obecně platí pravidlo, že s rostoucím průměrem ložisek klesá jejich maximální povolená frekvence otáčení.[1]

## 2.2.2 Valivé uložení

Valivá ložiska jsou určena pro přenášení pouze radiálních nebo axiálních sil. Ovšem jsou i typy ložisek, která při vhodném uspořádání jsou schopna přenášet současně radiální i axiální síly. [1]

### Přenos pouze axiální síly

Axiální valivá ložiska (Obr. 2.6) slouží k přenášení nejvyššího axiálního zatížení a to v jednom nebo v obou směrech, protože spojnice bodů dotyků valivých tělísek s kroužky je rovnoběžná s působící axiální silou. Odstředivé síly působí kolmo na osu rotace, z tohoto důvodu musí být tato ložiska stále předepnutá. Předepnutí ložisek zvyšuje tření a dochází k následnému zahřívání, proto axiální valivá ložiska nejsou vhodná pro vysoké frekvence otáčení. Axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem mají stykový úhel  $60^\circ$  a slouží pro přenášení axiálního zatížení v obou směrech. Oproti čistě axiálním ložiskům mohou dosahovat vyšších frekvencí otáčení ovšem je to na úkor velikosti přenášené axiální síly. Byly speciálně vyvinuty pro uložení vřeten obráběcích strojů, jsou rozebíratelná a určena pro montáž s válečkovými ložisky zachycující radiální síly. [1]



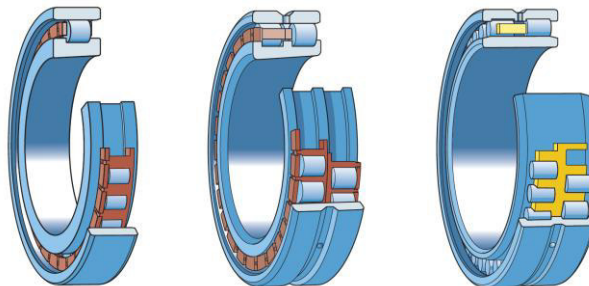
Obr. 2.6) Axiální kuličkové ložisko [5]

### Přenos pouze radiální síly

Pro přenos čistě radiální síly slouží válečková ložiska jednořadá nebo dvouřadá (Obr. 2.7). Obecně se vřetenová válečková ložiska vyznačují malou výškou průřezu. Tato ložiska jsou vyráběna s vůlí, jsou rozebíratelná. Válečky mohou být vedeny na vnitřním kroužku se zařazením do typu N nebo NN. U druhého typu jsou válečky vedeny na vnějším kroužku, zde se jedná o typy s označením NU nebo NNU. Ložiska pro uložení vřeten se vyrábí s kuželovou dírou 1:12 proto, aby bylo možné vymezit vůli, případně vytvořit



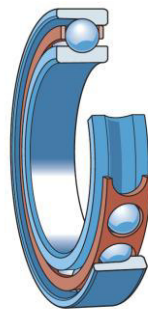
předpětí v ložisku. Vysoká radiální únosnost a tuhost je zajištěna přímkovým dotykem mezi válečky a oběžnými drahami. [1]



Obr. 2.7) Radiální válečková ložiska [5]

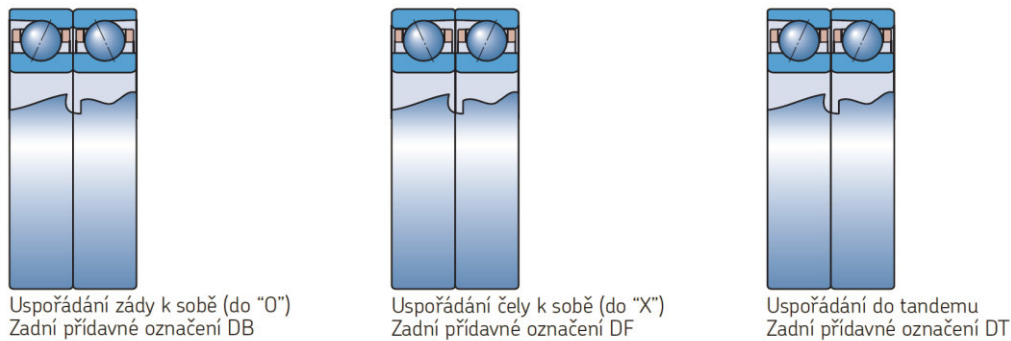
### Přenos kombinovaného zatížení

Při použití ložisek, které přenášejí síly pouze v axiálním, nebo jen v radiálním směru, je třeba v jedné z podpěr použít oba dva typy ložisek. Tento problém řeší použití ložisek sdružených do vhodných ložiskových soustav, které umožňují současně přenášet radiální i axiální zatížení v jednom nebo ve druhém směru. Do této kategorie patří použití kuželíkových ložisek a radiální valivá ložiska s kosoúhlým stykem. Kuželíková ložiska mají tvar kužele s přímkovým dotykem a podobně jako válečková ložiska dosahují vysoké radiální únosnosti a tuhosti. Avšak přímkový dotyk či požadované předpětí při montáži způsobí zvýšené tření, což má za následek zvýšení provozní teploty. Proto tato ložiska nejsou vhodná pro vysoké frekvence otáčení. Radiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem (Obr. 2.8) se nejčastěji využívají pro uložení vřeten v obráběcích strojích, protože je na trhu široká paleta konstrukčních konfigurací, jak už samotná konstrukce, rozměrová řada, velikost stykových úhlů, velikost předpětí tak i samotný způsob uspořádání ložisek. Toto řešení poskytuje řešení kompromisu mezi maximální frekvencí otáčení a maximální tuhostí. [1]



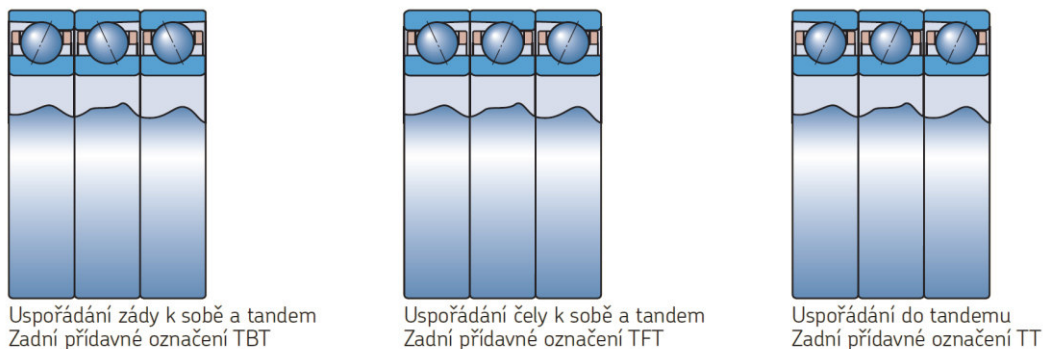
Obr. 2.8) Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [5]

Základním způsobem sdružování ložisek je sdružování do dvojic (Obr. 2.9), zde se rozlišují tři způsoby uspořádání. Uspořádání zády k sobě do „O“ vykazuje vyšší tuhost spojení s hřídelem a umožňuje přenos axiálních sil v obou směrech. Uspořádání čely k sobě do „X“ má menší tuhost spojení s hřídelem a může přenášet síly v obou směrech. Uspořádání do tandemu „T“ umožní přenášet vyšší axiální únosnost v jednom směru. Při použití uspořádání do tandemu 2x2 je zvýšená axiální únosnost v obou směrech. [4]



Obr. 2.9) Uspořádání ložisek do dvojic [5]

Dalším typem uspořádání je sruřování do trojic (Obr. 2.10), zde jsou tři způsoby uspořádání. Pro uspořádání zády k sobě a tandem „TBT“ a uspořádání čely k sobě a tandem „TFT“ je typická zvýšená axiální únosnost v jednom směru oproti druhému směru. Uspořádání trojice ložisek do tandemu „TT“ se vykazuje vyšší axiální únosností v jednom směru než uspořádání dvojic do tandemu. Posledním způsobem uspořádání sruřených ložisek je sruřování do čtveřic. Zde je několik způsobů uspořádání, která jsou odvozena od předchozích. [5]



Obr. 2.10) Uspořádání ložisek do trojic [5]

### 2.2.3 Kluzná ložiska

Kluzná ložiska se rozdělují na hydrostatická, aerostatická, hydrodynamická a aerodynamická. Hydrostatická a aerostatická ložiska mohou být zatěžována i při nulových frekvencích otáčení. Opakem jsou hydrodynamická a aerodynamická ložiska, která se mohou zatěžovat pouze při dosažení pracovní frekvence otáčení. Pro hydrostatická a hydrodynamická ložiska se jako nosné médium používá kapalina a pro ložiska aerostatická a aerodynamická je nosným médiem vzduch. Vzduchová ložiska se využívají u uložení vřeten, u kterých je požadavek na vysoké frekvence otáčení a není u nich tak vysoký nárok na tuhost jak u běžných uložení. Vzduchové uložení se využívá především u vřeten brusných strojů. Oproti tomu hydrostatická ložiska využívají vysokou viskozitu a nestlačitelnost kapaliny při daných tlacích. Tato ložiska se využívají pro uložení, kde je vyžadována nižší frekvence otáčení s požadavkem na vyšší tuhost než pro běžná uložení. Nejčastěji se jich využívá u těžkých a přesných strojů. Tok kapaliny v hydrostatických ložiscích umožňuje teplotní stabilizaci vřetene.[1]

## 2.2.4 Elektromagnetická ložiska

Jedná se o aktivní magnetická ložiska využívající přitažlivé síly, která mají kromě nulových mechanických pasivních odporů výhodu v aktivní kontrole. Díky aktivní kontrole uložení mohou určovat například hodnotu řezných sil. Tento způsob uložení je vhodný pro velmi vysoké frekvence otáčení vřeten. Dosahované otáčky jsou až  $100\,000\text{ min}^{-1}$ , u malých speciálních vřeten až  $150\,000\text{ min}^{-1}$ . [1]

## 2.2.5 Požadavky na vřetena

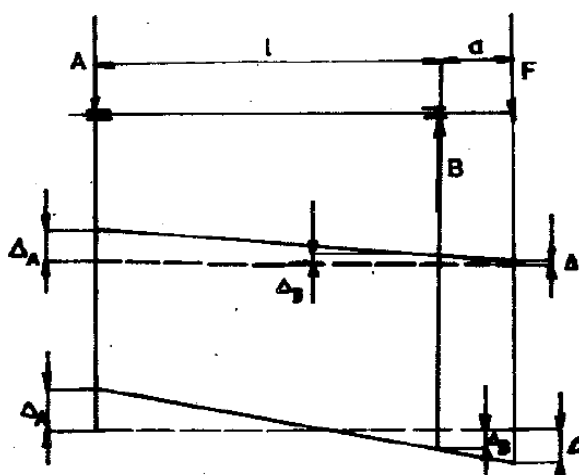
Na vřetena obráběcích strojů jsou kladeny požadavky především na přesnost chodu, trvanlivost, tuhost, rychloběžnost a teplotu. [1]

### Přesnost chodu

Přesnost chodu vřetena je kontrolována na předním konci vřetena, jedná se tedy o plochu, která má přímý vliv na přesnost otáčení obrobku. Radiální házení je dáno nepřesností otáčení vřetene, kdy osa vřetena mění během jedné otáčky svoji polohu mezi dvěma krajními body. Příčinou je, že jedno nebo obě ložiska házejí. Dále je radiální házení způsobeno nesouosostí plochy, na které jej měříme s osou otáčení vřetene. Také neideální tvar příslušné válcové plochy způsobuje radiální házení. Výsledné radiální házení je naměřeno úchylkoměrem a složeno z těchto tří dílčích házení. Poslední dvě zmíněné příčiny lze omezit zvýšením přesnosti při obrábění vřetene. Nepřesnost otáčení vřetena je způsobena radiálním házením ložisek. [4]

Vliv radiálního házení ložisek na radiální házení předního konce vřetena je závislý na poměru délky vyložení ke vzdálenosti mezi ložisky a na velikosti a směru házení obou ložisek (Obr. 2.11). Aby bylo radiální házení předního konce co nejmenší, je potřeba zvolit přední ložisko přesnější než zadní a montovat je tak, aby obě házela v jedné rovině ve stejném směru. [4]

Axiální házení se měří na čelní ploše vřetena a je způsobeno axiálním házením ložiska a nedokonalou kolmostí čelní plochy k ose otáčení. Axiální házení příruby se částečně odstraní, obrobí-li se příslušná plocha po montáži na vlastním stroji. [4]



Obr. 2.11) Vliv házení ložisek na přesnost chodu [4]

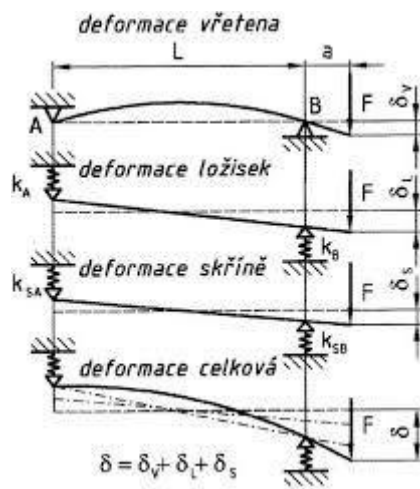
## Trvanlivost

Postup výpočtu trvanlivosti ložisek je popsán mezinárodní normou ISO 281/1. Ve výpočtu trvanlivosti se zpravidla používá upravená rovnice trvanlivosti, která vyjadřuje trvanlivost v provozních hodinách. [1]

Celková trvanlivost uložení je pak limitována minimem z trvanlivostí částí ložiskových soustav v jednotlivých podpěrách. Všeobecně pro aplikaci v obráběcích strojích je velikost ložiska ovlivněna zatížením, které musí přenést. [1]

## Tuhost vřetene a uložení

Tuhost vřetene má značný vliv na přesnost práce i na dynamickou stabilitu obráběcího stroje. Zpravidla se udává tuhost vřetene na jeho předním konci, kde je usazeno upínací zařízení s obrobkem, neboť deformace v tomto místě má přímý vliv na jakost práce. Celková deformace vřeteníku je dána součtem dílčích deformací vřetena, ložisek a skříně (Obr. 2.12). Jednotlivé složky deformace je možné matematicky definovat a pro dané podmínky určit. [4]



Obr. 2.12) Deformace vřeteníku [4]

## Teplota

Zvýšená provozní teplota v uložení vřetene má nepříznivý vliv na práci vřetene. Dojde ke znehodnocení maziva v uložení a vede až k poškození ložisek v uložení. Se změnou teploty dochází také k teplotním dilatacím s následnou změnou polohy obrobku. [1]

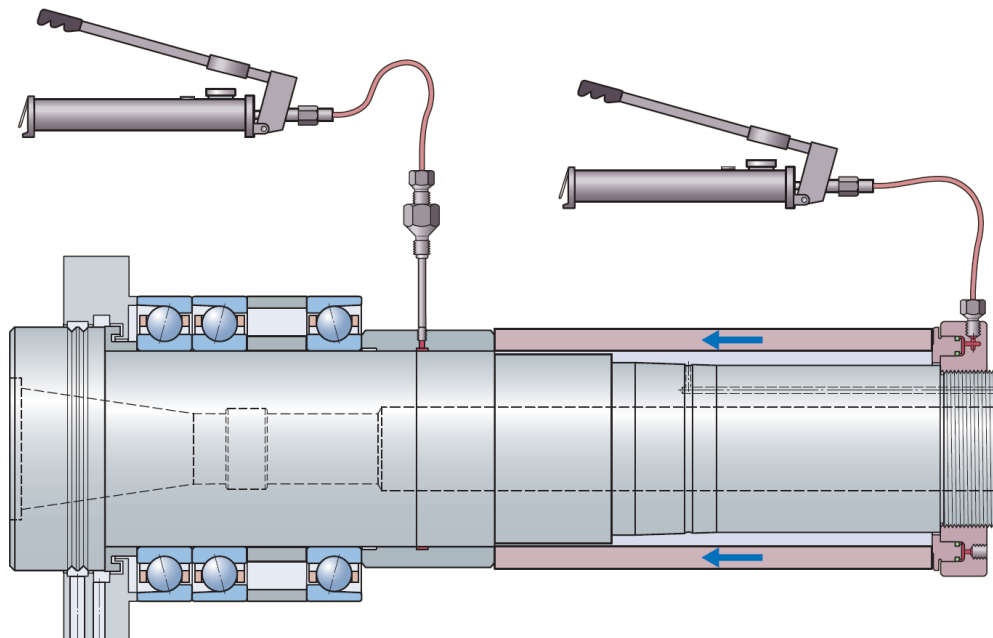
### 2.2.6 Montáž a demontáž ložisek

U vřetenových ložisek platí vysoké požadavky na jejich montáž k vřetenu. Taková ložiska jsou spolehlivá pouze tehdy, když jsou správně montována a udržována. Ložiska by měla být montována v suchém bezprašném prostředí. Pokud jsou ložiska montována na nechráněném místě, měly by být podniknuty patřičné kroky k ochraně ložiska před nečistotami. Lze to provést patřičným zakrytím ložisek a součástí stroje. [5]

Vysoce přesná vřetenová ložiska od výrobce SKF mají vzhledem ke své velikosti poměrně tenké kroužky, proto by na tato ložiska měly působit jen omezené síly. Z toho důvodu je doporučováno použít metodu montáže za tepla. Běžně se vysoce přesná ložiska montují s malým přesahem, proto stačí malý teplotní rozdíl mezi kroužkem ložiska a související částí. Pro Ložiska se silnějšími kroužky je vhodná metoda montáže tlakovým olejem (Obr. 2.13). [5]

Po dokončení montáže by měl následovat zkušební chod pro kontrolu správné funkce. Zkušební chod by měl probíhat při částečném zatížení v širokém rozsahu otáček a zároveň je nutné dodržet pravidla pro zabíhání ložisek. [5]

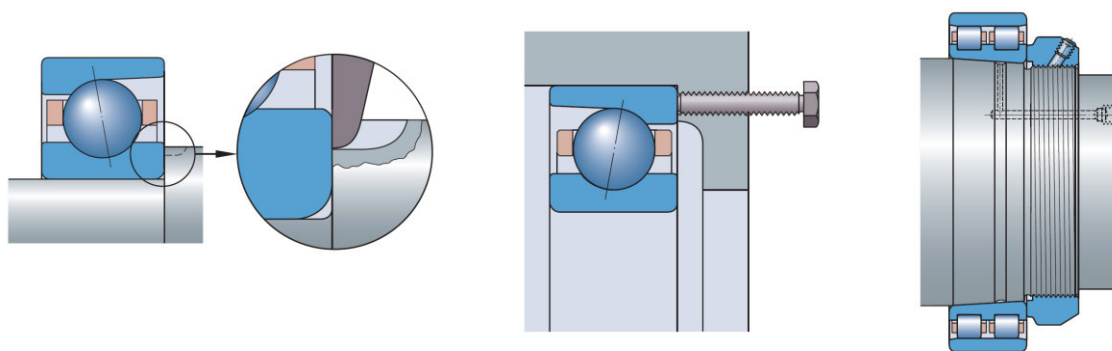
Protože jsou vysoce přesná vřetenová ložiska montována s malým přesahem, jsou zapotřebí pro demontáž i menší síly. [5]



Obr. 2.13) Montáž ložisek tlakovým olejem [5]

### Opatření pro demontáž ložisek

Proto, aby bylo možno provést demontáž ložisek, je nutné provést jistá opatření (Obr. 2.14). Ložiska uložená v místě osazení je nutno pro demontáž opatřit drážkami nebo vybráním, aby bylo možné použít demontážní nářadí. Pro ložiska uložená na skříni vřeteníku je vhodné do skříně umístit závit, do kterého lze při demontáži umístit šroub a tím vytlačit ložisko z úložné plochy tělesa. V případě použití metody demontáže ložisek tlakovým olejem pro demontáž ložiska na kuželovou nebo válcovou plochu by měly být na vřetenu vyrobeny příváděcí kanálky a rozváděcí drážky. [5]



Drážky v místě osazení

Závit ve skříni vřeteníku

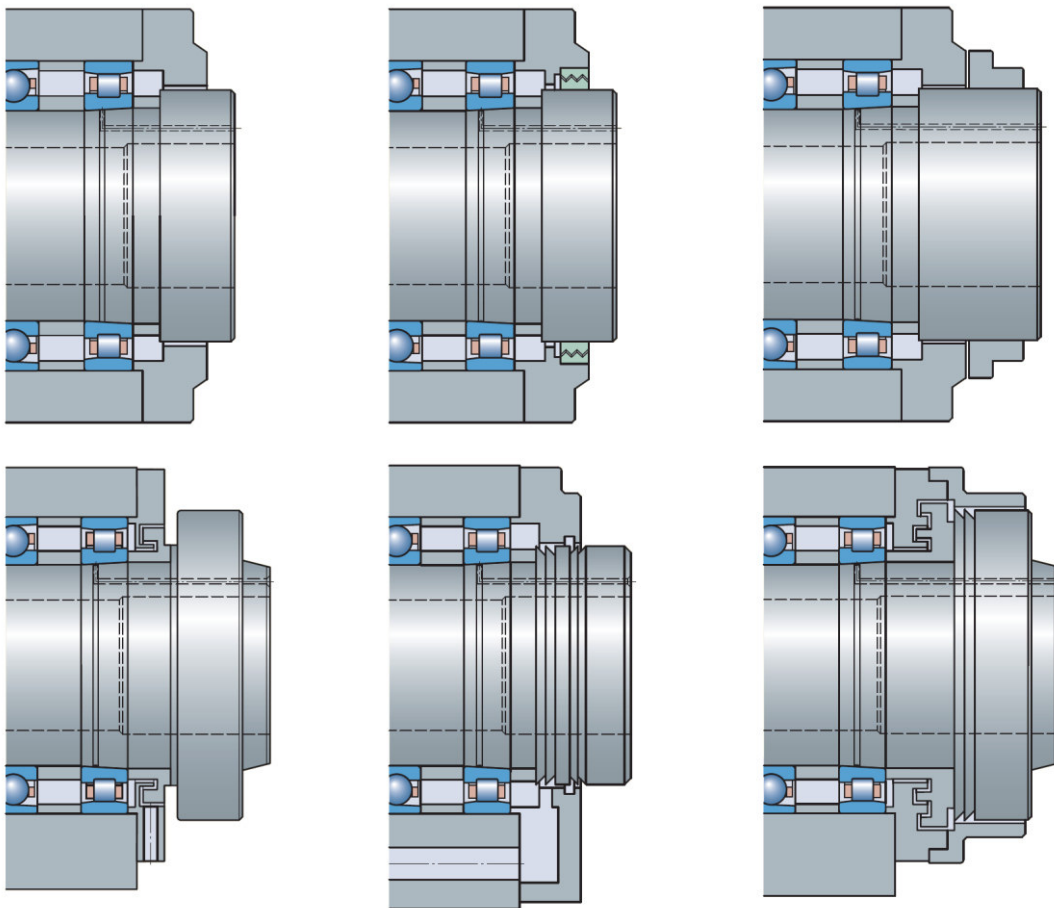
Příváděcí kanálky pro demontáž tlakovým olejem

Obr. 2.14) Opatření pro demontáž ložisek [5]

## 2.3 Těsnění

Ložiska vřetene musí být efektivně těsněna, aby se zabránilo vniknutí nečistot a následným znehodnocením maziva a poškození ložiska. Těsnění vřeten se dělí na kontaktní a bezkontaktní. Kontaktní těsnění díky třecím silám produkuje teplo, které má nepříznivé účinky. Tento způsob těsnění je vhodné používat, pokud je součinitel rychloběžnosti  $K \leq 200000$ . Použití bezkontaktního těsnění (Obr. 2.15) je mnohem příznivější, ale složitější pro výrobu a je dražší. Pokud je použit jako těsnění přetlakový vzduch, pak je zajištěno, že nedojde ke vniknutí řezné kapaliny a dalších nečistot do některého ložiska. Také je velmi výhodné zabudovat před vlastní labyrint další labyrint a mezi ně umístit „V“ zápich na vřetenu jako odšťikovací drážku. Vůle v labyrintu je 0,1 - 0,2 mm. Pro vodorovné provedení vřetena musí být ve spodní části labyrintu vyvrtány odtokové otvory pro směsi oleje a řezné kapaliny, která vnikla mezi první a druhý labyrint. Pro vyšší ochranu vnitřního prostoru vřeteníku je přední labyrint přetlakovaný vzduchem. [1]

Pro velmi kvalitní ochranu uložení především ve velmi znečištěných prostředích lze využít i vícestupňových labyrintových těsnění, kde může být použito tři nebo i více stupňů, které zadržují mazivo a zabraňují přístupu nečistot do ložisek. Třístupňový systém utěsnění se skládá ze základního stupně, přídatného stupně a koncového stupně. [5]



Obr. 2.15) Možné způsoby řešení bezkontaktního těsnění [5]

## 2.4 Mazání

Volba vhodné metody mazání a maziva pro uložení vřeten závisí zejména na provozních podmínkách. Jedná se především o požadovanou frekvenci otáčení nebo provozní teplotu. Avšak jsou zde další faktory, které mohou mít vliv pro volbu maziva a metody mazání jako například vibrace, zatížení a mazání sousedních částí. [5]

Pro vytvoření odpovídajícího hydrodynamického mazacího filmu mezi valivými tělesy a oběžnými dráhami postačuje pouze malé množství maziva. Z toho důvodu je stále nejčastějším způsobem mazání vřetenových ložisek plastickým mazivem. Použitím vhodného plastického maziva jsou ztráty od hydrodynamického tření nízké a provozní teploty mohou být udržovány na nízké hodnotě. Ovšem při provozování vysokých frekvencí otáčení, může být provozní životnost plastického maziva zkrácena a mohlo by být požadováno mazání olejem. Mazání olejem je běžně prováděno systémem olej-vzduch nebo systémem s nuceným oběhem oleje, který může sloužit jako chlazení. [5]

### 2.4.1 Mazání plastickým mazivem (tukem)

Mazání tukem je vhodné pro široký rozsah otáček. Použitím vhodného množství kvalitního maziva je možný chod při relativně vysokých otáčkách bez nadměrného zvýšení teploty. Zároveň je při mazání plastickým mazivem možný jednodušší způsob konstrukce vřeteníku, protože plastické mazivo se lépe udrží v ložisku než olej. Plastická maziva se vyznačují schopností vysokých otáček, výbornou odolností proti stárnutí a velmi dobrými antikoroziními vlastnostmi. Navíc plastické mazivo přispívá k utěsnění konstrukce proti nečistotám a vlhkosti. [5]

#### Volba plastického maziva

Pro většinu vřetenových uložení jsou vhodná plastická maziva na bázi minerálních olejů s lithným zahušťovadlem. Tato maziva spolehlivě přilnou k povrchu ložiska a mohou pracovat v teplotách od  $-30^{\circ}\text{C}$  do  $+110^{\circ}\text{C}$ . Pro aplikace, kde jsou vysoké otáčky a teploty, se využívá plastické mazivo na bázi syntetického oleje. [5]

Volba správného plastického maziva podle firmy SKF probíhá ve čtyřech krocích. Prvním krokem je volba třídy konzistence, dalším je stanovení požadované viskozity základní olejové složky. Třetí krok slouží k ověření, zda jsou nutné přísady EP. V posledním kroku se zjišťují další požadavky. [5]

#### Volba třídy konzistence

Plastická maziva jsou rozdělena do konzistenčních tříd podle klasifikace NLGI (National Lubricating Grease Institute). Tuhá maziva s vysokou konzistencí jsou zařazena do vysokých tříd konzistence NLGI. Měkká maziva s nízkou konzistencí patří do nízké třídy konzistence NLGI. V běžných uloženíh ložisek jsou nejčastěji použita plastická maziva v třídě konzistence 2 odpovídající podle NLGI. [5]

#### Stanovení požadované viskozity základní olejové složky

Pro stanovení požadované viskozity je možné použít výpočet nebo lze využít různých diagramů, které jsou založeny na elasticko-hydrodynamické teorii mazání za předpokladu, že je vytvořen souvislý mazivový film. Takové diagramy a výpočty lze získat od výrobců maziv. Ovšem praxí bylo zjištěno, že použití plastických maziv obsahující základní olejové složky s velmi nízkou nebo velmi vysokou viskozitou nedosahuje takového olejového filmu,

než je předpokládán elasticko-hydrodynamickou teorií. Proto při použití grafů k určení požadované viskozity základní olejové složky mohou být provedeny určité úpravy. [5]

### **Ověření, zda jsou nutné přísady EP**

EP (Extreme Pressure) jsou vysokotlaké přísady poskytující účinnou ochranu mazaných částí stroje, které pracují v oblasti mezního tření. Chemicky reagují s kovovým povrchem a vytvářejí film zamezující kontaktu kovu na kov a to i v případě, že dojde k porušení olejového filmu. [22]

Použití plastického maziva s přísadami EP je vhodné pokud jsou ložiska vystavena velmi vysokému zatížení, rázovým zatížením, práci v nízkých otáčkách, intervalům se statickým zatížením nebo pokud jsou provozována častá spuštění a zastavení během pracovního cyklu. Tyto přísady by měly být v mazivu použity pouze tehdy, je-li to nutné a to vždy v rozsahu jejich provozních teplot. Především ve vyšších teplotách nejsou některé přísady EP vždy kompatibilní s materiály ložiska. [5]

### **Zjištění dalších požadavků**

V některých případech mohou provozní podmínky požadovat další požadavky na plastické mazivo. Potom jsou vyžadovány jedinečné charakteristiky maziva. [5]

Pokud má být zajištěna dobrá odolnost proti vodě, je vhodné použít plastické mazivo s vápenatým zahušťovadlem místo maziva s lithným zahušťovadlem. Pro spolehlivou ochranu proti korozi je třeba zvolit odpovídající přísadu. Pokud jsou vysoké úrovně vibrací, tak se volí mazivo s vysokou mechanickou stabilitou. [5]

### **Počáteční náplň plastického maziva**

Vřetenová ložiska pracující ve vysokých otáčkách by měla mít méně než 30% volného prostoru v ložisku vyplněného plastickým mazivem. Počáteční náplň plastického maziva závisí na typu, řadě a velikosti ložiska a otáčkovém čísle. Ložiska s vlastním těsněním jsou naplněna vysoce kvalitním mazivem o nízké viskozitě, vyplňující 15% volného prostoru v ložisku. Za normálních podmínek jsou tato ložiska považována za ložiska nevyžadující domazávání. [5]

### **Provozní životnost plastického maziva a domazávací intervaly**

Existuje několik vzájemných faktorů, které ovlivňují životnost plastického maziva. Účinky těchto faktorů jsou extrémně složité pro výpočet u jakékoli konkrétní aplikace. Z toho důvodu je běžnou praxí používat odhadovanou provozní životnost na základě empirických vztahů nebo dle doporučení výrobců plastických maziv. [5]

### **Mísitelnost**

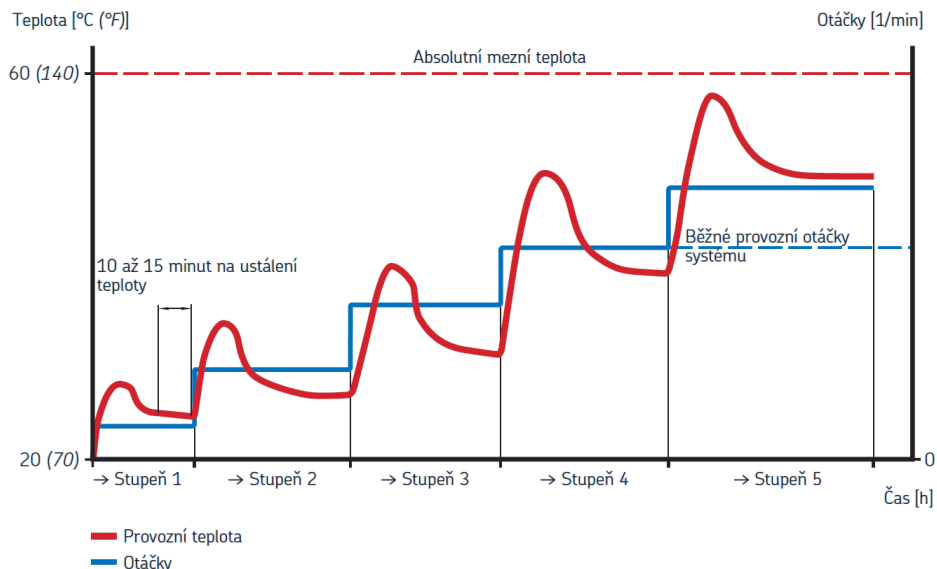
Pokud je ve stávající aplikaci uvažován jiný druh plastického maziva, je nutno provést kompatibilitu nového maziva se stávajícím mazivem ve vztahu k olejové složce a zahušťovadlu. Před použitím nového maziva je nutné z uložení ložiska odstranit staré mazivo. Není-li nové mazivo kompatibilní se stávajícím mazivem, je nutno před výměnou ložisko vymýt vhodnými rozpouštědly. [5]

### **Zabíhání ložisek mazaných plastickým mazivem**

Nově namazaná ložiska plastickým mazivem by měla v průběhu zabíhání pracovat v nízkých otáčkách. To umožní odstranění přebytečného plastického maziva a zajistí se tak rovnoměrné rozdělení zbývajících maziva v ložisku. Z počátku mají čerstvě namazaná



ložiska plastickým mazivem poměrně vysoký třecí moment. Pokud zabíhání nebude provedeno, pak vlivem zvýšených nárůstů teploty může dojít k předčasnému selhání ložiska. Po správném záběhu mohou ložiska běžně pracovat s minimálním množstvím plastického maziva. Čas potřebný pro stabilizaci provozní teploty je závislý na druhu plastického maziva, počáteční náplni maziva, počtu a uspořádání ložiskové sady, dostupném prostoru pro nahromadění nadměrného množství plastického maziva a postupu zabíhání. Zabíhání je možno provést několika způsoby, ačkoli bez ohledu na zvolený způsob by součástí zabíhání, mělo být prováděno otáčení v obou směrech. Správný postup zabíhání popisuje následující graf (Obr. 2.16). [5]



Obr. 2.16) Postup zabíhání ložisek [5]

## 2.4.2 Mazání olejem

Existuje mnoho aplikací, kde může být doporučeno mazání olejem, protože přívody olejů mohou být individuálně upraveny podle provozních podmínek a konstrukce stroje. Pro volbu nejvhodnějšího způsobu mazání olejem pro uložení ložisek je potřeba zvážit požadavky aplikace. Mezi požadavky patří, požadované množství a viskozita oleje, otáčky a hydrodynamické třecí ztráty a přípustná teplota ložiska.[5]

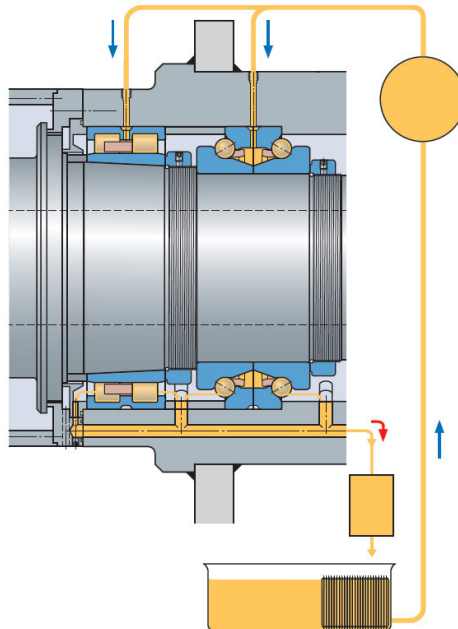
Pro udržení nízkých teplot se při extrémně vysokých otáčkách běžně vyžaduje buď systém mazání olej-vzduch, nebo systém mazání s nuceným oběhem oleje se schopností chlazení. [5]

### Olejevá lázeň

Jedná se o nejjednodušší způsob mazání olejem. Zde je olej unášen rotujícími částmi ložiska, následně rozptýlován v ložisku a poté se vrací zpět do jímky v tělese. Hladina oleje by měla v klidovém stavu ložiska dosahovat téměř ke středu valivého tělesa. Tento způsob mazání je vhodný především pro nízké frekvence otáčení. Při vysokých otáčkách je do ložiska přiváděno nadbytečné množství oleje, což způsobí zvýšené tření a následné zvýšení provozní teploty. [5]

### Mazání s nuceným oběhem oleje

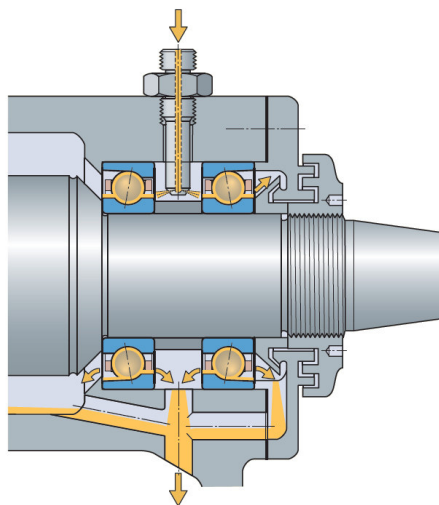
Při provozu ve vysokých otáčkách zvyšuje třecí teplo, tím se zvyšuje provozní teplota a dochází k urychlenému stárnutí oleje. Tento problém řeší systém mazání s nuceným oběhem oleje (Obr. 2.17), který je většinou regulován čerpadlem. Olej projde přes ložisko, vrátí se do nádrže kde je přefiltrován a ochlazen, a následně jde opět do ložiska. Díky filtrování je snížena úroveň znečištění a prodlouží se životnost ložiska. [5]



Obr. 2.17) Mazání s nuceným oběhem oleje [5]

### Mazání vstřikovaným olejem

Jedná se o rozšíření systému mazání s nuceným oběhem oleje. Pod vysokým tlakem je paprsek oleje nasměrován ze strany do ložiska. Paprsek oleje musí mít dostatečně velkou rychlost, aby mohl proniknout vzduchovými víry vyvolanými od rotujícího ložiska. Systém mazání vstřikovaným olejem (Obr. 2.18) se používá u aplikací s vysokými frekvencemi otáčení, kdy musí být do ložiska přiváděno optimální množství oleje, které zajistí správné mazání bez zvýšení teploty. [5]



Obr. 2.18) Mazání vstřikovaným olejem [5]

## Kapací mazání

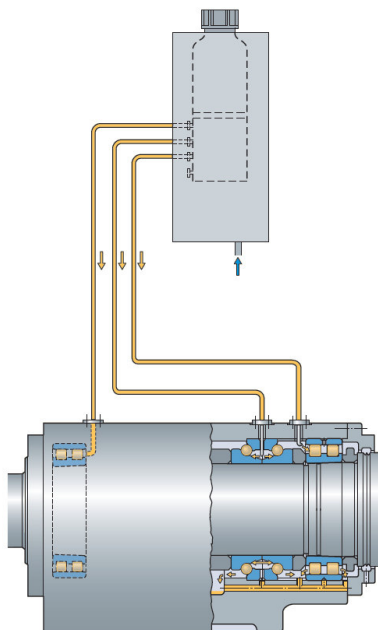
Mazání ložiska je dodáváno ve stanovených intervalech s přesně odměřeným množstvím oleje. U tohoto systému je obtížné zjistit, zda je olej schopen proniknout do ložiska při vysokých otáčkách, proto je nutné provést individuální zkoušky. Pokud je to možné měl by mít přednost systém mazání olej-vzduch. [5]

## Mazání olejovou mlhou

Při mazání olejovou mlhou nedochází ke zhoršení trvanlivosti maziva a do prostoru ložisek se nedostane chladicí kapalina, protože je olejovou mlhou vytlačena. Množství oleje v olejové mlze závisí na teplotě a jeho viskozitě. Asi největším problémem je, že olejová mlha znečišťuje okolní prostředí. Moderní systémy mazání olejovou mlhou využívají netoxické a nekarcinogenní oleje. V kombinaci s vhodným těsněním řeší tyto systémy ekologické problémy. Moderní systémy tohoto způsobu mazání rozptylují kapky oleje o velikosti 1 až 5 mikrometrů do suchého vzduchu. Poměr vzduchu a oleje bývá běžně 1:200 000, vytvářející velmi účinnou směs dodávanou pod tlakem 0,005 MPa. [1, 5]

## Mazání olej-vzduch

Systém mazání olej-vzduch (Obr. 2.19) je vhodný pro aplikace s velmi vysokými provozními otáčkami při nízkých provozních teplotách. Systém mazání olej-vzduch využívá stlačený vzduch sloužící k dopravě přesného množství oleje ve formě kapek do vstřikovací trysky, od které je olej dodáván do ložiska. Výhodou stlačeného vzduchu je, že současně chladí ložisko a navíc vytváří přetlak zabráňující vniknutí nečistot do uložení. Jelikož stlačený vzduch zde slouží pouze k dopravě oleje, není s ním míchán. Olej je zadržován uvnitř tělesa ložiska. Systém mazání olej-vzduch je považován za ekologicky bezpečný, ovšem za předpokladu, že je případný zbytkový olej řádně zlikvidován. V praxi jsou využívány upravené způsoby tohoto systému mazání. U speciálních přesných ložisek lze provádět tzv. přímé mazání systémem olej-vzduch přes mazací otvor vnějšího kroužku. Ještě je možné se setkat s přímým mazáním s minimálním množstvím maziva s minimální spotřebou vzduchu. Jedná se o systém mazání s elektronickou regulací. [5]



Obr. 2.19) Mazání systémem olej-vzduch [5]

## Mazací oleje

Pro mazání vřetenových ložisek je všeobecně doporučováno použití kvalitních olejů bez EP. Požadovanou viskozitu oleje lze zjistit z výpočtů či diagramů od výrobců olejů. Viskozita závisí především na velikosti ložiska, otáčkách a teplotě. [5]

## Čistota oleje

Čistota oleje ovlivňuje provozní trvanlivost ložiska a jeho výkonnost, proto je vyžadován účinný systém těsnění. Především to platí u systému mazání s nuceným oběhem oleje, kde může dojít ke vniknutí procesních kapalin a jiných znečišťujících látek. Tím může být změněna mazací vlastnost oleje, proto musí být prováděna pravidelná kontrola oleje. [5]

## 2.5 Pohon vřetena

Pro zajištění stálého točivého momentu, který slouží k dosažení řezného výkonu, je třeba zvolit vhodný způsob pohonu. Základními požadavky na pohony jsou vysoké rozsahy frekvencí otáčení vřetena, stálý obráběcí výkon na vřetenu a možnost rychlého a bezpečného zastavení. Pro realizaci náhonu vřetene u obráběcích center se využívá buď přímých, nebo nepřímých pohonů s vloženým převodem. [1]

### 2.5.1 Přímé pohony

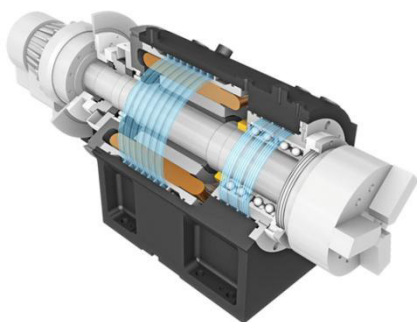
Přímým pohonem se rozumí pohon vřetene s přímým spojením servomotoru s vřetenem, tudíž bez vestavěného převodu. Výhodou je nízká úroveň hluku, rovnoměrný chod bez vůlí a přesné řízení polohy. Zároveň díky přímým pohonům nedochází k ohybovému namáhání vřetene od řemenové nebo ozubené předlohy. Přímé pohony mohou být dále děleny na interní a externí. [1]

#### Interní pohon

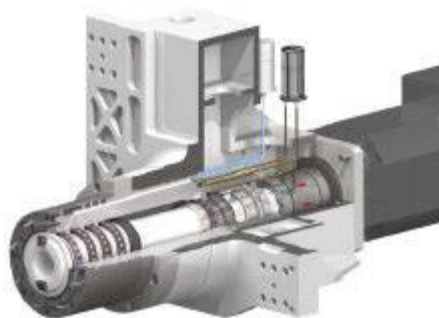
Jedná se o elektrovřetena, u kterých jako náhon slouží vestavěný torzní servomotor (Obr. 2.20). U této konstrukce je rotor uložený přímo na vřetenu a stator je uložený ve skříni (tubusu) vřeteníku. Tento způsob pohonu se využívá především u vysokorychlostních vřeten. Pro svoji kompaktnost se hojně využívá u strojů jako řízení C-osy. Nevýhodou je ovšem nutnost chlazení a vyšší pořizovací cena. [1]

#### Externí pohon

Externím pohonem se rozumí spojení vřetena přes spojku k servomotoru (Obr. 2.21). Tento typ pohonu má podobné vlastnosti jako elektrovřeteno, ovšem tento způsob už není tak kompaktní jak u interního pohonu. [1]



Obr. 2.20) Interní pohon [41]



Obr. 2.21) Externí pohon [1]

## 2.5.2 Nepřímé pohony

Nepřímým pohonem je myšleno spojení motoru s vřetenem přes nějaký převodový člen. Jako převodový člen u pohonu vřeten obráběcích strojů se používají ozubené převody, řemenové předlohy nebo jejich kombinace. [1]

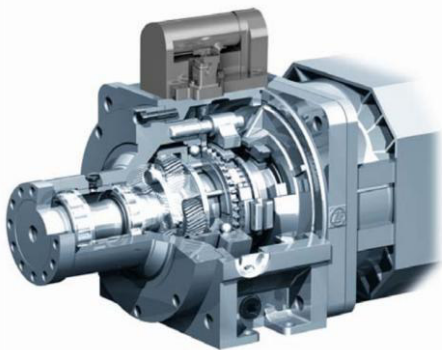
### Náhon s vloženým ozubeným převodem

Pro tento způsob vloženého převodu lze použít ozubený předlohový převod nebo převodovku. Jako převodovka se zpravidla u náhonu vřeten využívá planetových převodovek (Obr. 2.22) a to jednostupňových nebo dvoustupňových. Tyto převodovky se využívají tam, kde je požadován vyšší krouticí moment. Dále se pak dvoustupňové převodovky dělí na řaditelné a neřaditelné. Převodovky bez řazení pracují pouze s jedním (stálým) převodovým poměrem. Ovšem planetové dvoustupňové převodovky s řazením umožňují provoz převodovky, jak s jedním převodovým stupněm, tak s oběma převodovými stupni. První převodový stupeň slouží pro provoz ve vyšších otáčkách s nižším krouticím momentem, zpravidla je zde převodový poměr 1:1. Když jsou na převodovce zařazeny oba převodové stupně, tak na vřetenu je potom vysoký krouticí moment a nižší otáčky. K řazení se využívá elektromagnetického řazení a dochází k němu automaticky pomocí dat ze získaných otáček na výstupu přes snímač otáček. Při dosažení určitých otáček dojde k přeřazení převodovky. Takovéto převodovky jsou vyráběny ve vysoké přesnosti a kvalitě. Pokud je u vřeteníku vyžadována funkce C-osy je potom možné využít třístupňovou řadivou převodovku, kde třetí stupeň slouží jako neutrál. To umožní volný náhon vřetene pro pohon C-osy, bez zbytečného zatížení krouticího momentu od převodovky a elektromotoru. [1, 34]

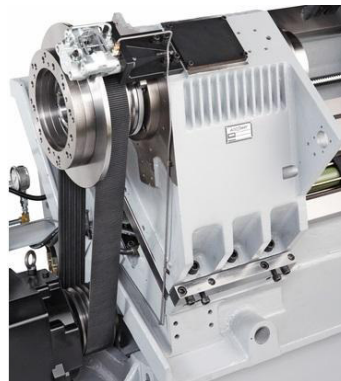
### Náhon řemenovým převodem

Pro aplikace, kde je třeba přenášet velké výkony a kde nesmí docházet k prokluzu, se používají ozubené řemeny. Ve vysokootáčkových aplikacích se středně velkými momenty se využívají klínové řemeny (Obr. 2.23) „Poly V“. Tyto řemeny mají malou výšku průřezu a dostatečně velkou stykovou plochu. Pro běžně přenášené výkony při soustružení se hojně využívá mikroklinových řemenů. Takový řemen má několikanásobné množství klínů s nízkou výškou průřezu. Taková konstrukce zajistí velkou stykovou plochu. [1]

Pro použití řemenových převodů ve vysokootáčkových aplikacích existuje několik úskalí. První omezení se týká řemenic, pokud jsou nevyvážené tak způsobují vibrace a litinovým řemenicím hrozí při vysokých otáčkách rozpadnutí. Dynamické vyvážení řemenic umožní použití poměrně tichých převodů klínovými nebo drážkovanými řemeny pro obvodové rychlosti kolem  $60 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Ovšem samotné dynamické vyvážení řemenice je nutné už pro obvodové rychlosti od  $33 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , a to vždy na samotném stroji. [11, 20]



Obr. 2.22) Planetová převodovka [34]



Obr. 2.23) Řemenový převod [26]

### 2.5.3 Elektromotor

Jako hlavní náhonový člen vřeten soustružnických strojů se používají servomotory, které jsou zkonstruovány z asynchronních motorů s kotvou nakrátko, synchronních elektromotorů a vestavěných torzních elektromotorů. [1]

#### Asynchronní motor s kotvou nakrátko

Asynchronní motor s kotvou nakrátko je nejrozšířenějším typem elektromotoru. Má jednoduchou konstrukci a pro řízení otáček se u obráběcích strojů využívá frekvenčního měniče, který poskytuje vysoký regulační rozsah a vysokou přesnost regulace. Jako servomotor je vybaven snímačem otáček, polohy atd. Oproti synchronnímu motoru je cenově výhodnější. [23]

#### Synchronní motor s permanentními magnety

Synchronní motor s permanentními magnety se oproti Asynchronnímu motoru lépe chladí. Vhodné pro stroje s vysokými požadavky na dynamický výkon a přesnost. [16, 23]

#### Vestavné torzní motory

Jedná se o motory, které jsou vestavěny přímo ve vřeteníku (Obr. 2.24). Mohou pracovat jako asynchronní nebo synchronní motory. Základ tvoří stator a rotor, přičemž rotor je upevněn na vřetenu pomocí tepelné roztažnosti a stator je uložen v tubusu vřeteníku. U těchto motorů je nutné mít zajištěné chlazení, zpravidla se využívá oběhové vodní chlazení. Běžně dostupné vestavné motory mají chladicí okruh daný už z výroby. Tyto motory jsou vhodné pro vysokootáčkové aplikace, pro přesné polohování. [16, 25]



Obr. 2.24) Vestavné torzní motory [16]

## 2.6 Systémy upínání obrobku

U soustružnických strojů se ve většině případů používá univerzální čelist'ové sklíčidlo, které je upevněné přes přírubu na předním konci vřetene. Ve sklíčidle jsou čelisti, které slouží k upínání obrobků. Nejčastěji jsou používána sklíčidla se třemi čelistmi s roztečí po 120° směřující do osy otáčení. Tento způsob zajistí, že obrobek bude upnut v ose rotace vřetena. Existují i sklíčidla s větším počtem čelistí, a pro speciální případy lze použít dvoučelist'ová sklíčidla. [12]

Upínání obrobků je možno také řešit pomocí upínacích kleštin. Toho se využívá především u soustružnických automatů při obrábění tyčového materiálu. [18]

Sklíčidla jsou rozdělena podle mechanismu otevírání/zavírání čelistí, které je možno provést několika způsoby. Sklíčidla jsou buď ruční, silová anebo pneumatická. Dále se mohou členit jako sklíčidla s průchozím nebo neprůchozím středovým otvorem. U ručních sklíčidel lze čelisti otevírat/zavírat ručně, což ovšem u soustružnických center není zrovna moc ekonomické a nebudou dále rozebrány. [12]

### 2.6.1 Silová sklíčidla

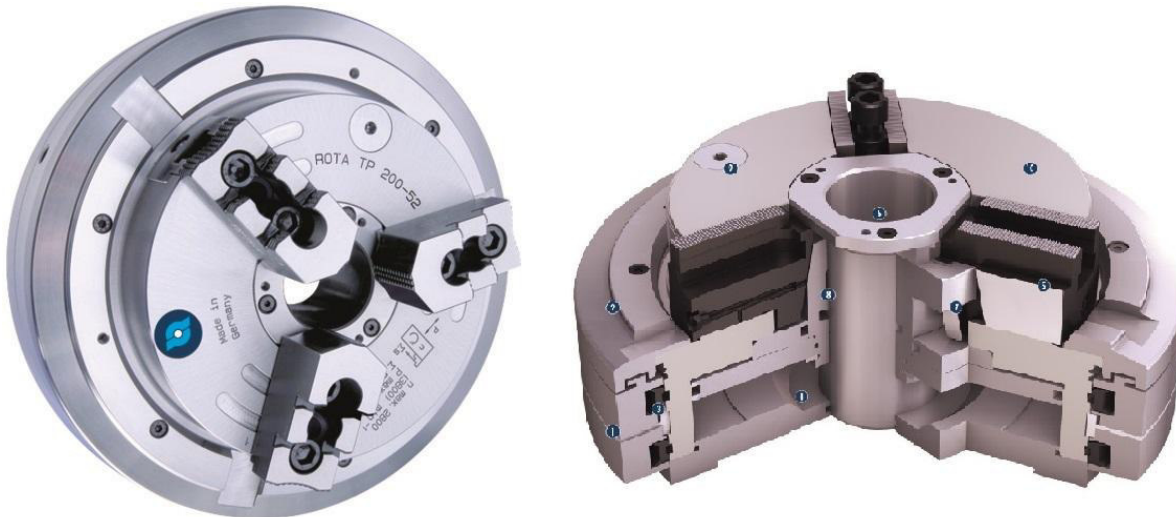
Silová sklíčidla (Obr. 2.25) jsou nejrozšířenějším typem sklíčidel používaných u soustružnických strojů, protože umožňují automatickou výměnu obrobku a mohou pracovat ve vysokých otáčkách. Systém otevírání/zavírání čelistí je zde řešen pomocí hydraulického válce, který je uložen na zadním konci vřetene. Hydraulický válec je spojen se sklíčidlem přes vodící trubku, vedoucí skrz dutý otvor ve vřetenu. Následným vysouváním a zasouváním hydraulického válce dojde k pohybu vodící trubky a přes klínový mechanismus ve sklíčidle dojde k otevření/zavření čelistí. Pro úsporu času při výměně čelistí, existují také silová sklíčidla s rychlovýměnnými čelistmi. Tato sklíčidla umožní výměnu čelistí do šedesáti sekund. [12]



Obr. 2.25) Silová sklíčidla [12]

## 2.6.2 Pneumatická sklíčidla

Jedná se o silová sklíčidla s integrovaným pneumatickým válcem, otevírání/zavírání zde probíhá přes klínový mechanismus. Tato sklíčidla mají vlastní přívod vzduchu na rozvodném kroužku. Pneumatická sklíčidla (Obr. 2.26) jsou vhodná pro stroje, které nejsou vybaveny hydraulickým válcem, a lze tak provést případnou výměnu sklíčidla za ruční sklíčidlo. Oproti silovým sklíčidlům s hydraulickým válcem, nejsou tato sklíčidla vhodná pro vysoké otáčky. [12]



Obr. 2.26) Pneumatická sklíčidla [12]

## 2.6.3 Upínací kleštiny

Upínání obrobku do kleštin (Obr. 2.27) zajistí stejnoměrné upnutí bez deformace obrobku. Tento způsob upínání má pozitivní vliv na kvalitu řezného procesu. Pro upínání pomocí kleštin se používají silová sklíčidla pro kleštiny. Kleštinová sklíčidla mohou pracovat ve vysokých otáčkách a zároveň umožňují rychlou výměnu kleštin. Upínání do kleštin se hodí především pro sériovou a velkosériovou výrobu. Princip otevírání/zavírání kleštiny je řešen hydraulickým válcem a vodící trubicou. U speciálních strojů nebo u dlouhotočných a vícevřetenových automatů jsou kleštiny usazeny přímo na přírubě předního konce vřetene. [13, 14, 18]



Obr. 2.27) Upínací kleštiny [18]



## 2.7 Snímání otáček a polohy

U soustružnických operací, kde je požadován přesný počet otáček, je nezbytně nutné mít kontrolu otáček vřetena. Jedná se například o soustružení závitu nebo o odebrání obrobku protivřetenem. Takovýto snímač musí být dostatečně přesný a musí pracovat v požadovaných otáčkách vřetene.

Soustružnická centra vybavena osou C rozšiřují stroj o další technologické operace, jako například frézování, mimo osové vrtání apod. Takový stroj musí být vybavený přesným úhlovým snímačem, který snímá přesnou polohu úhlu natočení obrobku vůči nástroji.

Dnešní snímače poskytují funkce snímání otáček a snímání úhlu natočení v jednom snímači, jedná se o enkodéry otáček. [19]

Odměrování lze dělit několika způsoby. Podle umístění snímače lze dělit odměrování na přímé a nepřímé. O přímé odměrování (Obr. 2.29) se jedná tehdy, když je snímač uložen přímo na kontrolované části. V případě soustružnického vřeteníku je snímač uložen přímo na vřetenu. Přímé odměrování poskytuje přesnější hodnoty úhlu natočení a otáček než nepřímé odměrování. Oproti tomu u nepřímého odměrování (Obr. 2.28) je snímač uložen mimo vřeteno a odměrování probíhá přes mechanický převod vedený od vřetene ke snímači. [23]

Podle principu odměrování jsou snímače absolutní a inkrementální. Absolutní snímač udává hodnotu polohy v celém rozsahu odměrování. Výhodou absolutního snímače je okamžitá informace o poloze hned po zapnutí stroje. Inkrementální snímače mají vysokou přesnost i rozlišitelnost, ovšem v případě inkrementálních snímačů pro dosažení absolutní polohy je třeba po zapnutí stroje tento snímač referovat na takzvaném referenčním bodě. [23]

Konstrukčně jsou rotační snímače řešeny jako optické a magnetické. [17]



Obr. 2.28) Nepřímé odměrování [19]



Obr. 2.29) Přímé odměřování [15]

## 2.8 Brzda

Brzda je nepostradatelnou součástí vřeteníku pro přesné a okamžité zastavení stroje, ať už se jedná o přesné zastavení v požadované poloze nebo bezpečnostní zastavení v případě výpadku elektrické energie. U obráběcích strojů je možno použít brzdy kotoučové, bubnové, lamelové atd. Pro případ přímého náhonu lze využít i brzdou, která může být součástí elektromotoru. Brzdit lze i protiproudem elektromotoru, ale v případě že dojde k výpadku elektrické energie nebo poruše, nelze okamžitě bezpečně zastavit.[39, 28, 29]

Ovládání brzd u obráběcích strojů je nejčastěji provedeno mechanicky, hydraulicky, pneumaticky nebo elektromagneticky.[27]

Brzdy lze dále rozdělit na přímé a nepřímé. U přímých brzd dojde k brzdnému efektu tehdy, pokud na ně působí vnější síla (mechanická, pneumatická, hydraulická). Při nepřímém brzdění je v základní poloze brzda zabrzděna silou pružiny a k odbrzdění dojde vlivem působení vnějších sil. Tento systém bývá označován jako bezpečnostní brzdění, protože při výpadku elektrické energie dojde k zabrzdění.[27]

### 2.8.1 Kotoučová brzda

Kotoučová brzda s hydraulickým ovládním (Obr. 2.30) je nejčastěji využívaná brzda u soustružnických center. Brzda je umístěna v zadní části vřeteníku tak, aby měla kolem sebe volný prostor z důvodu chlazení. Brzdový třmen musí být spojený s pevnou částí stroje, například se skříní vřeteníku. Brzdový kotouč je pak pevně spojený s vřetenem. [28]



Obr. 2.30) Kotoučová brzda [45]

## 2.9 C-Osa

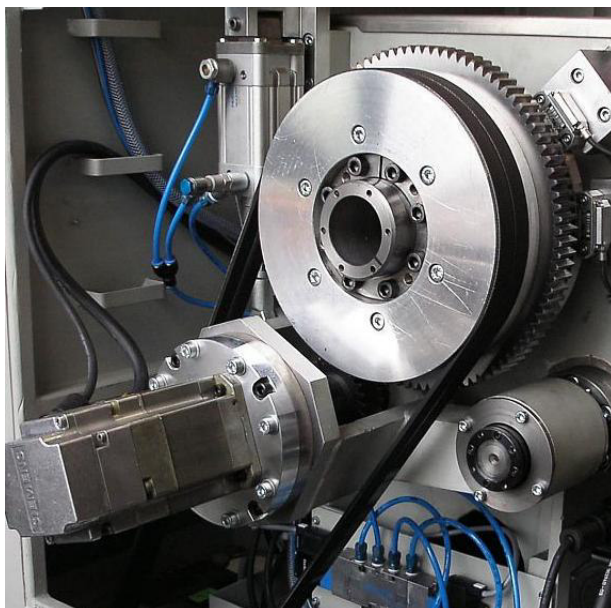
Soustružnická centra mohou na jedno upnutí obrobku obrábět rotační díly, které mají mít mimoosé díry, frézované plochy nebo složité tvary. K tomu je třeba mít tyto stroje vybaveny C-osou, která umožní přesné polohování vřetene. C-osa musí umožnit přesné, rychlé a opakované natočení do požadované polohy bez možnosti pootočení. [1, 2]

K náhonu C-osy se používají servomotory. Samotný pohon může být konstruován buď přes čelní ozubený převod, šnekový převod, řemenový převod anebo může být v případě přímého náhonu vřetene využit náhonový servomotor nebo interní torzní elektromotor. Aby bylo dosaženo přesného natočení do požadované polohy, je potom C-osa vybavena snímačem polohy. [2, 15, 16, 17]

### 2.9.1 Nepřímý pohon C-osy

#### Pohon čelním ozubeným převodem

Zpravidla je zde použit jednostupňový převod s přímým čelním ozubením (Obr. 2.31), lze využít i šikmé ozubení. Zde je třeba brát v úvahu axiální síly vzniklé od šikmého ozubení. Pro vymezení vůle v soukolí musí být ozubená kola vyrobena ve vysoké přesnosti. Mechanické odpojení servomotoru C-osy je zde provedeno přes elektromagnetickou spojku, nebo rozpojením ozubených kol.



Obr. 2.31) Náhon C-osy čelním ozubeným převodem [47]

#### Pohon šnekovým převodem

Výhodou pohonu C-osy pomocí šnekového převodu (Obr. 2.32) je, že lze snadno dosáhnout vysokého převodového poměru, tudíž je možno disponovat velkým točivým momentem. Z tohoto důvodu je možné použít slabší a menší elektromotor. Další výhodnou vlastností šnekového převodu je jeho samosvornost. Protože točivý moment lze dodávat pouze ze směru náhonu C-osy, nikoliv naopak. Díky tomu nemusí být C-osa vybavena brzdou proti pootočení vřetene od řezných sil. Ovšem nevýhodou šnekového převodu je jeho nízká účinnost, vysoké tření a vysoká cena výroby šneku a šnekového kola. Mechanické rozpojení převodu lze provést jako u pohonu čelním ozubeným převodem.



Obr. 2.32) Pohon C-osy šnekovým převodem [30]

### Pohon řemenovým převodem

Pohon C-osy přes řemenový převod (Obr. 2.33) je možno zprostředkovat přes hlavní pohon vřetene, který je řešený jako řemenový převod, nebo přes další vložený řemenový pohon s vlastním servomotorem určeným pro rotaci C-osy. Ovšem první varianta je poměrně nevýhodná, protože hlavní vřetenové motory mají vysoký výkon a sílu. Zároveň pro pohon vřeten soustruhu se používá klínových řemenů, u kterých může dojít k jejich prokluzu. Toto řešení lze aplikovat na malé stroje s nízkým výkonem. Druhá varianta je výhodnější, protože pohon vřetene je oddělený od pohonu C-osy. C-osa zde má vlastní servomotor a jako její náhon se používá ozubený řemen, ten zamezí jakémukoliv proklouznutí. Mechanické odpojení C-osy se zpravidla provádí přes elektromagnetickou spojku. Výhodou řemenového převodu je jeho vysoká účinnost, která je přibližně 95%.



Obr. 2.33) Náhon C-osy řemenovým převodem [46]

### 2.9.2 Přímý pohon C-osy

Přímý pohon C-osy lze realizovat pomocí přímých náhonů vřetene, a to buď pomocí servomotoru připojeným přímo k vřetenu nebo s využitím elektrovřetena. Takový systém pohonu poskytuje vysokou přesnost polohování s vysokou opakovatelností.

### 3 ADAPTACE PRO STROJE

Pro diplomovou práci byly vybrány stroje vhodné pro návrh vřetene. U vybraných strojů jsou vřetena poháněna převodovkou a řemenovým převodem. Ohledně výkonu se jedná o výkonnější stroje. Pro adaptaci vřeteníku jsou vybrány 3 vhodné stroje.

#### **Kovosvit MAS KL 435Y**

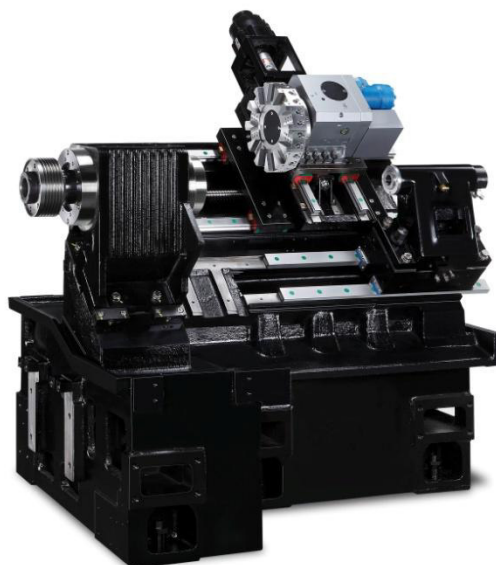
Jedná se o soustružnické centrum od českého výrobce Kovosvit MAS, vybavený C-osou a osou Y (Obr. 3.1).



Obr. 3.2) Soustružnické centrum KL 435Y [8]

#### **Hurco TM 6 i**

Dalším strojem je soustružnické centrum německého výrobce Hurco. Jedná se o malé jednoduché soustružnické centrum pouze s osami X a Y (Obr. 3.3).



Obr. 3.4) Soustružnické centrum TM 6 i [48]

## Traub TNA 300

Posledním zástupcem je soustružnické centrum od německého výrobce Traub. Stroj je vybavený C-osou a osou Y (Obr. 3.5).



Obr. 3.6) Soustružnické centrum TNA 300 [31]

Na základě zjištěných údajů je proveden konstrukční návrh vřeteníku, který lze aplikovat na stroji podobným těmto třem strojům (Tab. 1).

Tab. 1) Základní vlastnosti vřeten vybraných strojů

Výrobce		Kovosvit MAS	Hurco	Traub
Stroj		KL 435Y	TM 6 i	TNA 300
Max. Výkon S1/S6 – 40%	Nm	17/25,5	13 (S1)	11 (S1)
Max. kroučící moment S1/S6 – 40%	kW	178/ 771	113 (S1)	280 (S1)
Otáčky	min <sup>-1</sup>	0-3800	0-6000	0-4000
Maximální průměr soustružení	mm	550	215	275
Max. průměr průchozího obrobku	mm	86	45	35
C-osa		Ano	Ne	Ano
Přední konec vřetene		A2-8	A2-5	A6

## 4 NÁVRH VARIANT KONSTRUKCE

Konstrukce vřeteníku soustružnického centra může mít několik způsobů řešení, a proto nelze sestavit konstrukční varianty týkající se vřeteníku jako celku. Pro případ diplomové práce bude zpracováno několik konstrukčních variant týkajících se jednotlivých částí vřeteníku. Pro návrh variant byly vybrány hlavní části, které mají velký vliv na konstrukci a provoz vřetene.

Ze zadání diplomové práce vyplývá, že pohon vřetene bude pro stroje do 10 kW, realizovaný přes dvoustupňovou převodovku a řemenový převod. Z tohoto důvodu bude u variant konstrukce řešený pouze typ řemene.

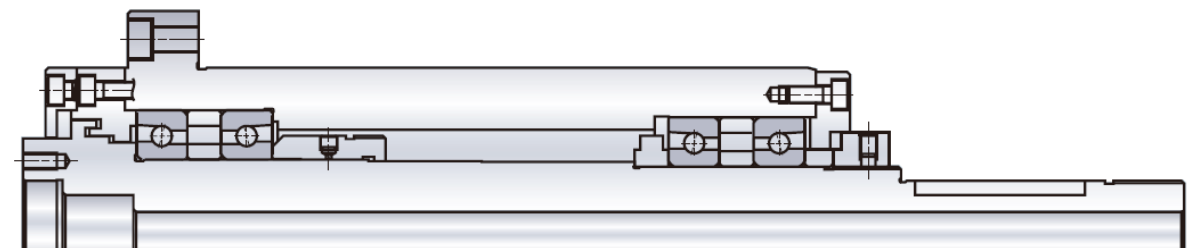
Pro návrh variant byly vybrány hlavní části, které mají velký vliv na konstrukci a provoz vřetene. Jedná se o uspořádání ložisek, způsob mazání, typ hnacího řemene, pohon C-osy, způsob snímání úhlu natočení a otáček a systém upínání obrobku.

### 4.1 Varianty uspořádání ložisek

Uspořádání ložisek má zásadní vliv na provozní vlastnosti vřetene. Pro návrh bylo zvoleno třech nejběžnějších způsobů uspořádání ložisek pro malá až střední soustružnická centra. Cílem je dosáhnout co nejvyšší možné radiální i axiální tuhosti a zároveň je třeba dosáhnout nejvyšších možných otáček. Také je nutno z možných konstrukčních variant zvolit co možné nejjednodušší řešení a zároveň za příznivou cenu.

#### 1. Varianta

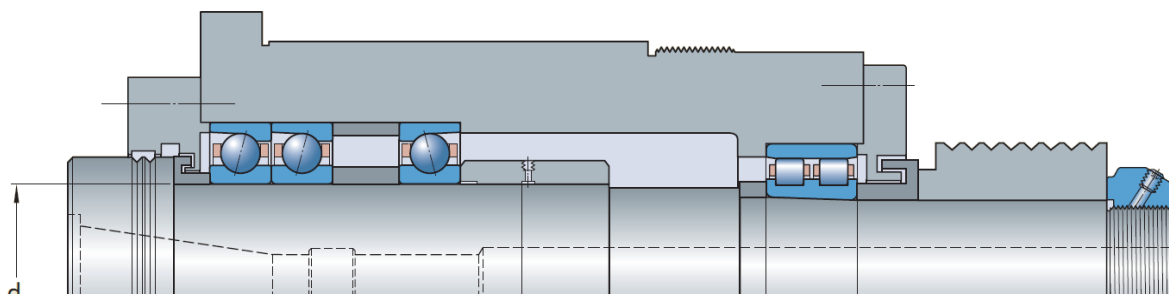
Bude uspořádání ložisek dvakrát zády k sobě „O“ (Obr. 4.1).



Obr. 4.1) Uspořádání dvakrát zády k sobě „O“ [40]

#### 2. Varianta

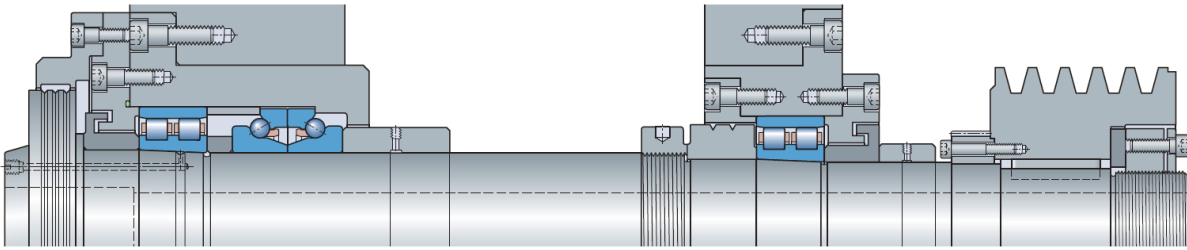
Bude přední sada ložisek uspořádána do tandemu a zády k sobě „TBT“, se zadním dvouřadým válečkovým ložiskem (Obr. 4.2).



Obr. 4.2) Uspořádání do „TBT“ se zadním dvouřadým válečkovým ložiskem [5]

### 3. Varianta

Bude v přední podpěře radiální dvouřadé válečkové ložisko s obousměrným axiálním ložiskem. V zadní podpěře bude uloženo dvouřadé válečkové ložisko (Obr. 4.3).



Obr. 4.3) Uložení přes radiální a axiální ložiska [5]

Tab. 2) Kritéria hodnocení variant uspořádání ložisek

Kritérium	Váha kritéria	Hodnocení (H)		
		2 body	1 bod	0 bodů
Max. radiální zatížení	5	Vysoké	Střední	Nízké
Max. axiální zatížení	5	Vysoké	Střední	Nízké
Tuhost	4	Vysoká	Střední	Nízká
Max. otáčky	3	Vysoká	Střední	Nízká
Cena	2	Nízká	Normální	Vysoká
Složitost konstrukce	1	Nízká	Normální	Vysoká

Tab. 3) Hodnocení variant uspořádání ložisek

Kritérium	Váha kritéria	1. Varianta		2. Varianta		3. Varianta	
		H	Součin	H	Součin	H	Součin
Max. radiální zatížení	5	0	0	2	10	2	10
Max. axiální zatížení	5	0	0	1	5	1	5
Celková tuhost	4	1	4	2	8	1	4
Maximální otáčky	3	2	6	0	0	0	0
Cena	2	2	4	1	2	0	0
Složitost konstrukce	1	2	2	1	1	0	0
<b>Součet</b>			<b>16</b>		<b>26</b>		<b>19</b>

Podle variantního výběru se jako nejvhodnější uspořádání ložisek jeví druhá varianta s uspořádáním do „TBT“ se zadním dvouřadým válečkovým ložiskem. Takové řešení poskytuje vysokou radiální a axiální tuhost, zároveň je možno dosáhnout dostatečně vysokých otáček. Z důvodu použití řemenového převodu, u kterého dochází k vysokému radiálnímu zatížení vřetene, je nezbytné, aby v zadní podpěře bylo uloženo dvouřadé válečkové ložisko. Ohledně konstrukce jde o jednoduchou konstrukční variantu oproti třetí variantě, kde bylo nutno vřeteno opatřit i druhou kuželovou plochou pro druhé válečkové ložisko a dalšími prvky této konstrukce.



## 4.2 Varianty mazání

Pro konstrukci vřeteníku je třeba znát způsob mazání ložisek, protože pro různé způsoby mazání platí i různá specifika konstrukce vřeteníku. Mazání ložisek lze provést buď tukem, nebo olejem. Při mazání olejem je možné použít několik metod. Pro diplomovou práci jsou zvoleny dvě možné varianty mazání olejem.

Cílem variantního výběru bude dosáhnout co nejjednodušší možné konstrukce, vysoké spolehlivosti, dosažitelných otáček, trvanlivosti a přípustné ceny.

### 1. Varianta

Mazání ložisek tukem.

### 2. Varianta

Mazání ložisek s nuceným oběhem oleje.

### 3. Varianta

Mazání ložisek systémem olej-vzduch.

Tab. 4) Kritéria hodnocení variant mazání

Kritérium	Váha kritéria	Hodnocení (H)		
		2 body	1 bod	0 bodů
Složitost konstrukce	5	Nízká	Střední	Vysoká
Spolehlivost	4	Vysoká	Střední	Nízká
Přípustné otáčky	2	Vysoké	Střední	Nízké
Trvanlivost	3	Vysoká	Střední	Nízká
Cena	1	Nízká	Normální	Vysoká

Tab. 5) Hodnocení variant mazání

Kritérium	Váha kritéria	1. Varianta		2. Varianta		3. Varianta	
		H	Součin	H	Součin	H	Součin
Složitost konstrukce	5	2	10	0	0	0	0
Spolehlivost	4	2	8	1	4	2	8
Přípustné otáčky	3	1	3	2	6	2	6
Trvanlivost	2	2	4	1	2	1	2
Cena	1	2	2	0	0	0	0
<b>Součet</b>			<b>27</b>		<b>12</b>		<b>16</b>

Dle variantního výběru vyplývá, že nejvhodnějším způsobem mazání ložisek je mazání tukem.

Při mazání tukem není třeba zohlednit jisté konstrukční úpravy, které se vyskytují u mazání s nuceným oběhem oleje a u systému olej-vzduch. Mazání tukem se vykazuje vysokou spolehlivostí, trvanlivostí a příznivou cenou.

## 4.3 Varianty hnacího řemene

Dle zadání diplomové práce je náhon vřetene řešen pomocí řemenového převodu. Pro návrh jsou zvoleny tři možné varianty typů řemenů, které lze pro danou aplikaci použít.

### 1. Varianta

Ozubený řemen

### 2. Varianta

Klínový řemen

### 3. Varianta

Mikroklínový řemen

Tab. 6) Kritéria hodnocení variant hnacího řemene

Kritérium	Váha kritéria	Hodnocení (H)		
		2 body	1 bod	0 bodů
Přesnost chodu	5	Vysoká	Střední	Nízká
Frekvence otáčení	4	Vysoká	Střední	Nízká
Zatížitelnost	3	Vysoká	Střední	Nízká
Cena	2	Nízká	Střední	Vysoká
Napínací síla	1	Nízká	Střední	Vysoká

Tab. 7) Hodnocení variant hnacího řemene

Kritérium	Váha kritéria	1. Varianta		2. Varianta		3. Varianta	
		H	Součin	H	Součin	H	Součin
Přesnost chodu	5	2	10	0	0	1	5
Frekvence otáčení	4	0	0	1	4	2	8
Zatížitelnost	3	2	6	0	0	1	3
Cena	2	0	0	2	4	1	2
Napínací síla	1	2	2	0	0	1	1
<b>Součet</b>			<b>18</b>		<b>8</b>		<b>21</b>

Z variant možných hnacích řemenů vychází, že nejvhodnější volbou bude pohon mikroklínovým řemenem.

Mikroklínový řemen lze provozovat ve vysokých otáčkách, řemeny firmy Gates mají úhel klínu 60° a je možné je provozovat ve vysokých otáčkách. Díky vysokému počtu drážek dochází k velké ploše opásání a nedochází zde k prokluzu. Mikroklínové řemeny firmy Gates mohou být provozovány až do rychlostí 60 m.s<sup>-1</sup>. Ovšem je nutno při takových rychlostech vzít v potaz dynamické vyvážení obou řemenic, které je nutné už od 33 m.s<sup>-1</sup>.

Oproti klasickým klínovým řemenům nedochází ve vysokých otáčkách ke snížení účinnosti.

## 4.4 Varianty pohonu C-osy

U pohonu C-osy je nutno počítat s omezením hlavního pohonu, který je řešen pomocí dvoustupňové převodovky a řemenového převodu. Díky tomuto omezení nelze zvážit variantu náhonu C-osy přes elektrovřetenou. Proto je nutno zvolit pohon s vloženým převodem. Pohon by se měl vykazovat vysokou přesností chodu za příznivou cenu. Měl by být konstrukčně co možná nejjednodušší, s nízkou provozní hlučností, přenášet dostatečně vysoký krouticí moment a poskytnout co nejvyšší možnou účinnost.

### 1. Varianta

Převod čelními ozubenými koly

### 2. Varianta

Šnekový převod

### 3. Varianta

Řemenový převod synchronním řemenem

Tab. 8) Kritéria hodnocení variant pohonu C-osy

Kritérium	Váha kritéria	Hodnocení (H)		
		2 body	1 bod	0 bodů
Přesnost chodu	6	Vysoká	Střední	Nízká
Cena	5	Nízká	Střední	Vysoká
Složitost konstrukce	4	Nízká	Střední	Vysoká
Hlučnost	3	Nízká	Střední	Vysoká
Krouticí moment	2	Vysoký	Střední	Nízký
Účinnost	1	cca 95%	cca 90%	cca 85%

Tab. 9) Hodnocení variant pohonu C-osy

Kritérium	Váha kritéria	1. Varianta		2. Varianta		3. Varianta	
		H	Součin	H	Součin	H	Součin
Přesnost chodu	6	1	6	2	12	1	6
Cena	5	2	10	0	0	2	10
Složitost konstrukce	4	2	8	0	0	1	4
Krouticí moment	3	1	3	2	6	0	0
Hlučnost	2	1	2	1	2	2	4
Účinnost	1	1	1	0	0	2	2
<b>Součet</b>			<b>30</b>		<b>20</b>		<b>26</b>

Pro pohon C-osy nejlépe vyšla varianta převodu s čelními ozubenými koly.

Konstrukčně je tato varianta proti ostatním co možná nejjednodušší, cenově nejvýhodnější a poskytne dostatečný krouticí moment. Při přesné výrobě ozubených kol lze dosáhnout přesného chodu s minimálními vůlemi. Spojení a rozpojení soukolí je možné provést mechanickým oddálením ozubených kol, pomocí pneumatického nebo hydraulického válce. Není třeba na hřídel přidávat další spojku. Zároveň rozpojování ozubených kol zvýší jejich životnost, protože se jejich zuby dotýkají jen tehdy, když jsou spojena při provozu samotné C-osy.

## 4.5 Varianty odměřování

Pro přesné řízení otáček a úhlu natočení vřeten je třeba mít vřeteník opatřený vhodným snímačem. Takový snímač se musí vykazovat vysokou přesností, schopností pracovat ve vysokých otáčkách, cenovou přijatelností a musí být odolný proti pronikání nečistot.

U variantního výběru se bude rozhodovat mezi snímačem s přímým odměřováním a snímačem s nepřímým odměřováním.

### 1. Varianta

Nepřímé odměřování úhlu natočení a otáček pomocí inkrementálního enkodéru přes převod se synchronním řemenem.

### 2. Varianta

Přímé odměřování úhlu natočení a otáček pomocí inkrementálního magnetického rotačního snímače.

Tab. 10) Kritéria hodnocení variant odměřování

Kritérium	Váha kritéria	Hodnocení (H)		
		2 body	1 bod	0 bodů
Přesnost	4	Vysoká	Střední	Nízká
Maximální otáčky	3	Vysoké	Střední	Nízké
Cena	2	Nízká	Střední	Vysoká
Odolnost vůči nečistotám	1	Vysoká	Střední	Nízká

Tab. 11) Hodnocení variant odměřování

Kritérium	Váha kritéria	1. Varianta		2. Varianta	
		H	Součin	H	Součin
Přesnost	4	1	4	2	8
Maximální otáčky	3	1	3	2	6
Cena	2	2	4	1	2
Odolnost vůči nečistotám	1	2	2	0	0
<b>Součet</b>			<b>13</b>		<b>16</b>

Dle zvolených požadavků v kritériální analýze bude v návrhu použité přímé odměřování.

## 4.6 Varianty upínání obrobků

Pro co nejvyšší možné velikostní rozpětí průměrů obrobků bude pro jejich upnutí použito čelistové sklíčidlo. U variantního výběru se bude rozhodovat mezi jednotlivými mechanismy svírání čelistí. Upínací mechanismus sklíčidla musí poskytovat vysokou rychlost upínání a vysokou upínací sílu. Sklíčidlo musí mít co nejvyšší dosažitelné otáčky, jeho cena musí být co možná nejnižší a konstrukčně jednoduché.

### 1. Varianta

Pomocí ručně ovládaného sklíčidla

### 2. Varianta

Pomocí silového sklíčidla ovládaného hydraulickým válcem

### 3. Varianta

Pomocí pneumaticky ovládaného sklíčidla

Tab. 12) Kritéria hodnocení variant systémů upínání obrobku

Kritérium	Váha kritéria	Hodnocení (H)		
		2 body	1 bod	0 bodů
Rychlost upínání	5	Vysoká	Střední	Nízká
Upínací síla	4	Vysoká	Střední	Nízká
Maximální otáčky	3	Vysoké	Střední	Nízké
Cena	2	Nízká	Střední	Vysoká
Složitost konstrukce	1	Nízká	Střední	Vysoká

Tab. 13) Hodnocení variant systémů upínání obrobku

Kritérium	Váha kritéria	1. Varianta		2. Varianta		3. Varianta	
		H	Součin	H	Součin	H	Součin
Rychlost upínání	5	0	0	2	10	2	10
Upínací síla	4	0	0	2	8	1	4
Maximální otáčky	3	0	0	2	6	1	3
Cena	2	2	4	0	0	1	2
Složitost konstrukce	1	2	2	0	0	1	1
<b>Součet</b>			<b>6</b>		<b>24</b>		<b>20</b>

Po zhodnocení jednotlivých variant bude pro konstrukci vřeteníku zvoleno silové sklíčidlo ovládané hydraulickým válcem. Tento systém upínání poskytuje vysokou rychlost a sílu upínání. Tato sklíčidla lze provozovat ve vysokých otáčkách (až 8000 min<sup>-1</sup>).

Oproti ostatním variantám má vyšší pořizovací náklady z důvodu nutnosti hydraulického válce a upínací trubky. Zároveň musí být u vřeteníku zajištěna jistá konstrukční opatření týkající se tohoto upínacího systému.

## 5 KONSTRUKCE VŘETENÍKU

Konstrukce vřeteníku bude vycházet ze zadání diplomové práce, dle variantního výběru jednotlivých částí vřeteníku a provozních podmínek vřetene. Tyto provozní podmínky byly zvoleny na základě předpokládaného provozu a jejich vlastnosti budou popsány v následujících kapitolách. Veškeré konstrukční výpočty jsou provedeny v programu MS Excel, který je součástí přílohy č. 2.

### 5.1 Předpokládané provozní podmínky

Pro předpokládané provozní podmínky byly vybrány základní soustružnické operace, protože jsou nejčastěji provozovány. Zároveň předpokládané provozní podmínky poslouží pro výpočet vstupních parametrů pro konstrukci vřeteníku.

Předpokládaný provoz se bude skládat z pěti druhů hrubovacích operací za různých řezných podmínek, dále z jedné operace soustružení na čisto a dvou vrtacích operací za různých řezných podmínek. Tyto předpokládané provozní podmínky slouží pouze pro výpočty zatížení a konstrukci vřeteníku.

Řezné podmínky byly vypočítány pomocí online kalkulátoru Walter GPS společnosti Walter. Zde byly zadány vstupní parametry jako obráběný materiál, typ operace, povrch obrobku, řezné podmínky, obráběný průměr, hloubka třísky a obrobená délka. Na základě těchto vstupních parametrů byla provedena kalkulace, která poskytla vhodný nástroj a především počet otáček obrobku, hodnoty maximálního řezného výkonu a momentu. Podrobné výsledky pro každou operaci jsou uvedeny v příloze č. 3.

Pro přehlednost byla zpracována tabulka (Tab. 14), kde je hrubovací operace označována jako „H1-H5“ soustružení na čisto „Č“ a vrtání „V1-V2“.

Doba zatěžovacího cyklu je procentuální hodnota z celkové doby zatěžování a je zvolena podle předpokládaného provozu.

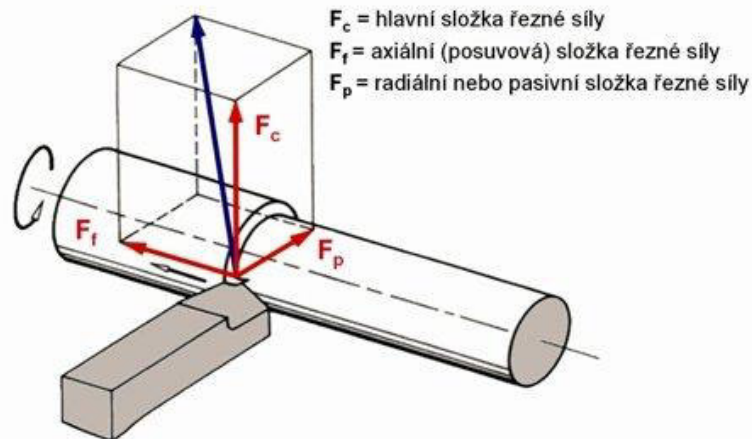
Tab. 14) Předpokládané provozní podmínky

Parametr	Značka	Jednotka	Druhy operací							
			H 1	H 2	H 3	H 4	H 5	Č	V 1	V 2
Řezný moment	$M_{cz}$	[Nm]	181	93,4	179	35,8	3,5	2,1	22,6	1,7
Obráběný průměr	$D_c$	[mm]	195	97	246	25	8	30	15	5
Hloubka třísky	$h$	[mm]	2,5	1,5	2	2,5	2	0,2	-	-
Otáčky	$n$	[ $\text{min}^{-1}$ ]	262	423	210	1730	4500	2300	1140	4110
Řezný výkon	$P_c$	[kW]	5	4,1	3,9	6,5	1,7	0,5	2,7	0,7
Posuvová síla	$F_{ca}$	[N]	-	-	-	-	-	-	3540	797
Doba cyklu zatížení	$U$	[-]	0,1	0,15	0,05	0,3	0,1	0,1	0,1	0,1

### 5.1.1 Řezné a posuvové síly

Pro konstrukci vřeteníku je třeba znát zatěžující radiální řezné síly a posuvové síly, které se dopočítají podle (1) a (2).

Celková výsledná řezná síla se skládá z dílčích působících sil (Obr. 5.1). Jedná se o radiální řeznou sílu  $F_{cr}$ , axiální posuvovou sílu  $F_{ca}$  a pasivní sílu  $F_{cp}$ .



Obr. 5.1) Rozložení řezných sil [11]

Poměr řezných sil je dle [43] přibližně:  $F_{cr} : F_{cp} : F_{ca} = 1 : 0,45 : 0,25$

Radiální řeznou sílu lze spočítat z řezného momentu a obráběného průměru (1). Následně z poměru obráběcích sil lze stanovit axiální posuvovou sílu dle (2).

#### Radiální řezná síla

$$F_{cr} = 2 \cdot \frac{M_{cz}}{D_c} \text{ [N]} \quad (1)$$

#### Axiální posuvová síla

$$F_{ca} = 0,25 \cdot F_{cr} \text{ [N]} \quad (2)$$

Tab. 15) Řezné a posuvové síly

Parametr	Značka	Jednotka	Druhy operací							
			H 1	H 2	H 3	H 4	H 5	Č	V 1	V 2
Radiální řezná síla	$F_{cr}$	[N]	1856	1926	1455	2864	885	141	-	-
Axiální posuvová síla	$F_{ca}$	[N]	464	481	364	716	221	35	3540	797

Při osovém vrtání není uvažováno radiální zatížení, protože osa vrtání je shodná s osou rotace obrobku, tudíž nevznikají síly, které by radiálně zatěžovaly vřeteno. Je zde uvažován pouze krouticí řezný moment.

## 5.2 Návrh pohonu

Pohon vřeteníku bude do výkonu 10kW realizovaný přes dvoustupňovou převodovku a řemenový převod. Z variantního výběru vychází, že nejvhodnějším hnacím řemenem bude mikroklinový řemen. Návrh pohonu vřetene bude posuzován ze statického a dynamického hlediska.

### 5.2.1 Statické hledisko

U statického hlediska bude posuzována účinnost rotační soustavy k požadovanému výkonu a otáčkám vřetene. Z toho lze následně vyjádřit požadovaný výkon a točivý moment elektromotoru.

#### Účinnost rotační soustavy

Celková účinnost rotační soustavy (3) se skládá z dílčích účinností jednotlivých ložisek (Tab. 16), účinností převodovky a řemenového převodu. [1]

Tab. 16) Účinnosti jednotlivých částí pohonu

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Počet kuličkových ložisek	j	[-]	3
Účinnost kuličkového ložiska	$\eta_{Lk}$	[-]	0,99
Účinnost válečkového ložiska	$\eta_{Lv}$	[-]	0,95
Účinnost převodovky	$\eta_P$	[-]	0,96
Účinnost řemenového převodu	$\eta_{\check{r}}$	[-]	0,99

$$\eta_c = \eta_{Lk}^j \cdot \eta_{Lv} \cdot \eta_P \cdot \eta_{\check{r}} = 0,99^3 \cdot 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 0,876 \quad (3)$$

#### Výkon elektromotoru

Výkon elektromotoru vychází z požadovaného výkonu vřetene a celkové účinnosti rotační soustavy (4). [1]

$$P_m = \frac{P_{vřet}}{\eta_c} = \frac{10}{0,876} = 11,4 \text{ kW} \quad (4)$$

Tento výsledný výkon elektromotoru platí pro maximální výkon vřetene, který je součástí zadání diplomové práce. Pro konstrukční návrh lze použít motor o nižším výkonu.

### 5.2.2 Dynamické hledisko

U dynamického hlediska se posuzuje celkový moment setrvačnosti všech rotujících částí vřeteníku redukováný na hřídel elektromotoru s úhlovým zrychlením motoru a požadovanou dobou rozběhu. Potom lze stanovit potřebný točivý moment motoru pro zrychlení za požadovaný čas.

#### Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel elektromotoru

Skládá se z dílčích momentů setrvačnosti jednotlivých rotujících součástí a převodových poměrů převodovky a řemenového převodu (5). Velikosti momentů setrvačnosti jednotlivých rotujících částí, byly získány ze 3D modelu a jejich přiřazených materiálových vlastností.



Tab. 17) Momenty setrvačnosti jednotlivých rotujících částí

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Moment setrvačnosti kotvy motoru	$J_m$	[kg.m <sup>2</sup> ]	0,0289
Moment setrvačnosti ozubeného kola C-osy	$J_c$	[kg.m <sup>2</sup> ]	0,0454
Moment setrvačnosti převodovky	$J_p$	[kg.m <sup>2</sup> ]	0,0110
Moment setrvačnosti hnací řemenice	$J_1$	[kg.m <sup>2</sup> ]	0,0219
Moment setrvačnosti hnané řemenice	$J_2$	[kg.m <sup>2</sup> ]	0,0526
Moment setrvačnosti vřetene	$J_{vřet}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	0,4864
Moment setrvačnosti dalších rotujících částí vřeteníku	$J_N$	[kg.m <sup>2</sup> ]	0,1166
Převodový poměr převodovky	$i_{p1}$	[-]	1
Převodový poměr řemenového převodu	$i_ř$	[-]	1,44

$$J_{rhm} = J_m + J_c + J_p + J_1 + \frac{J_2 + J_{vřet} + J_N}{i_p^2 \cdot i_ř^2} = 0,0289 + 0,0454 + 0,011 + 0,0219 + \frac{0,0526 + 0,4864 + 0,1166}{1^2 \cdot 1,44^2} = 0,42 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (5)$$

### Otáčky vřetene

$$n_{vřet} = \frac{n_{nm}}{(i_p \cdot i_ř) \cdot 60} = \frac{1500}{(1 \cdot 1,44) \cdot 60} = 17,4 \text{ s}^{-1} \quad (6)$$

### Úhlové zrychlení vřetene

$$\varepsilon_{vřet} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{vřet}}{t_r} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 17,4}{2} = 54,5 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (7)$$

Kde:  $t_r$  – doba rozběhu, zvoleno  $t_r = 2 \text{ s}$

### Úhlové zrychlení elektromotoru

$$\varepsilon_m = \varepsilon_{vřet} \cdot i_p \cdot i_ř = 54,5 \cdot 1 \cdot 1,44 = 78,5 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (8)$$

### Potřebný moment motoru pro zrychlení za požadovaný čas

$$M_{mt} = \frac{J_{rhm} \cdot \varepsilon_m}{\eta_c} = \frac{0,42 \cdot 78,5}{0,876} = 37,9 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (9)$$

Pro požadované zrychlení vřetene musí být zvolen elektromotor s minimálním krouticím momentem 37,9 Nm.

## 5.2.3 Volba motoru

Pro pohon vřetene je zvolen elektromotor od firmy Siemens z produktové řady 1PH8. Jedná se o asynchronní servomotor speciálně vyrobený pro hlavní pohon vřeten obráběcích strojů, jeho výhodou je velký rozsah výkonu a otáček. Základní parametry zvoleného motoru jsou uvedeny v (Tab. 18), více informací zvoleného elektromotoru je uvedeno v katalogovém listu, který je součástí přílohy č. 4.

Tab. 18) Charakteristiky asynchronního servomotoru 1PH8107-1DS00-1HC1

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Jmenovitý výkon	$P_{nm}$	[kW]	11
Jmenovitý moment	$M_{nm}$	[Nm]	54
Jmenovité otáčky	$n_{nm}$	[min <sup>-1</sup> ]	1500
Maximální otáčky	$n_{maxm}$	[min <sup>-1</sup> ]	9000

### Maximální hnací moment vřetene

$$M_{vřet} = M_{nm} \cdot i_p \cdot i_f \cdot \eta_c = 54 \cdot 4,91 \cdot 1,44 \cdot 0,876 = 334 \text{ Nm} \quad (10)$$

### Skutečný výkon vřetene

$$P_{vřet} = P_m \cdot \eta_c = 11 \cdot 0,876 = 9,6 \text{ kW} \quad (11)$$

## 5.2.4 Volba převodovky

Je zvolena dvoustupňová řaditelná planetová převodovka ZF Duoplan, která bude přes přírubu namontována k elektromotoru. Tato převodovka disponuje vysokou účinností, elektromagnetickým řazením, klidným chodem a nízkým hlukem díky šikmému ozubení a menší náročností na prostor díky planetové konstrukci. Z důvodu přidání C-osy přes další nezávislý pohon, bude převodovka vybavena třetím převodovým stupněm, který zde slouží jako neutrál. Díky této funkci nebude při rotaci C-osy roztáčen hlavní motor vřeteníku, bude rotovat pouze řemenová předloha. Základní informace poskytuje (Tab. 19), více informací o zvolené převodovce je uvedeno v provozním návodu v příloze č. 7.

Tab. 19) Charakteristiky převodovky ZF Duoplan 120K

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Převodový poměr prvního stupně převodovky	$i_{p1}$	[-]	1
Převodový poměr druhého stupně převodovky	$i_{p2}$	[-]	4,91
Maximální otáčky druhého stupně převodovky	$n_{p2max}$	$[\text{min}^{-1}]$	8000
Maximální vstupní moment	$M_{p1max}$	$[\text{Nm}]$	120
Maximální výstupní moment	$M_{p2max}$	$[\text{Nm}]$	589
Maximální výkon (S1)	$P_{pmax}$	$[\text{kW}]$	19

## 5.2.5 Návrh řemenového převodu

Pro část hlavního pohonu je z variantního výběru zvolen mikroklínový řemenový převod. Výpočet řemenového převodu byl proveden výpočetním programem DF-Pro společnosti Gates, která se zabývá výrobou a vývojem řemenových pohonů pro různé aplikace. Pro výpočet bylo nutno zadat vstupní parametry, které zahrnují typ řemene, výkon elektromotoru, jeho otáčky, převodový poměr převodovky, požadovaný převodový poměr, osovou vzdálenost mezi řemenicemi a maximální obvodovou rychlost řemene. Výstupem je potom nominální výkon řemenového převodu, výstupní otáčky, zatížení hřídele, velikost hnané a hnací řemenice, délka řemene a doporučený počet drážek řemene. Základní vlastnosti zvoleného řemenového převodu jsou v (Tab. 20). Vzorový výpočetní protokol je v příloze č. 5.

Tab. 20) Vlastnosti řemenového převodu

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Převodový poměr	$i_f$	[-]	1,44
Průměr hnací řemenice	$D_{f1}$	$[\text{mm}]$	132
Průměr hnané řemenice	$D_{f2}$	$[\text{mm}]$	190
Počet drážek řemene	$j_{dř}$	[-]	10
Osová vzdálenost řemenic	$a_f$	$[\text{mm}]$	650
Maximální obvodová rychlost řemene	$v_{omax}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	60
Délka řemene	$l_f$	$[\text{mm}]$	1803

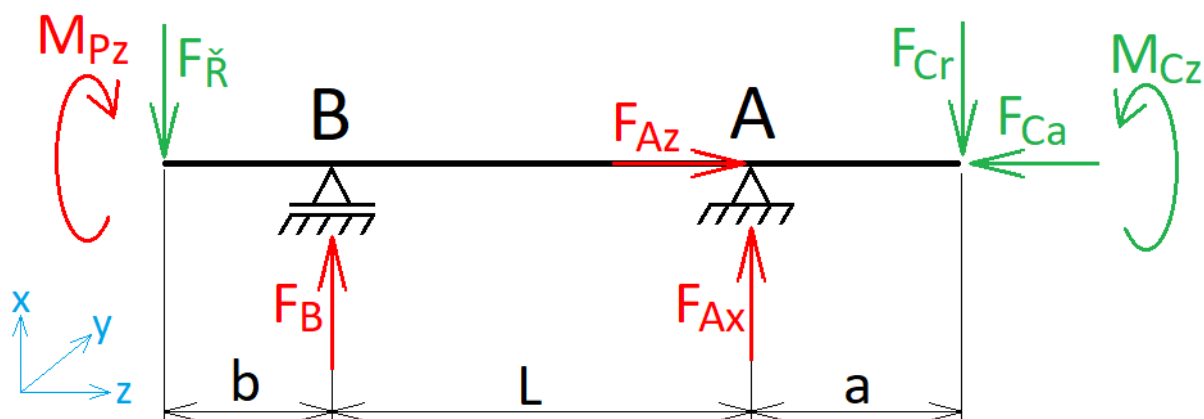
Z výsledků výpočtového programu je použit řemen 1-PL1803/10, hnací řemenice 132 PL 10 a hnaná řemenice 190 PL 10.

Zatěžující radiální síly od řemene působící na hřídel se mění s otáčkami. Pro různé provozní režimy jsou zatěžující síly od řemene uvedeny v kapitole 4.3.1 v (Tab. 22).

### 5.3 Uložení vřetene

Podle výsledků variantního výběru bude vřeteno uloženo na dvou podporách. První podpora se bude skládat z přední sady ložisek v uspořádání „TBT“ a v zadní podpoře bude dvouřadé válečkové ložisko.

Na (Obr. 5.2) jsou vyznačeny zatěžující síly a reakční síly působící na vřeteno, přičemž se jedná o zjednodušené znázornění. Nástroj působí silově ve všech směrech a zde je jen rovinně znázorněn. V (Tab. 21) jsou velikosti vzdáleností mezi působišti jednotlivých sil. Pro složitost výpočtů při zatížení prostorovými směry sil, bude uvažován výpočet pouze jako rovinný.



Obr. 5.2) Zatěžující a reakční síly působící na vřeteno

Tab. 21) Vzdálenosti působišť sil

Parametr	Označení	Jednotka	Hodnota
Vzdálenost od předního ložiska a bodu obrábění	a	[m]	0,3
Vzdálenost od zadního ložiska a hnacího řemene	b	[m]	0,1
Vzdálenost mezi ložisky	L	[m]	0,25

#### 5.3.1 Výpočet reakčních sil

Vřeteno je uloženo na dvou podporách a je staticky určité. Potom platí, že součet všech sil a součet všech momentů je roven nule. Následně lze sestavit rovnice statické rovnováhy.

$$\sum F_x = 0; \quad -F_{\check{r}} + F_B + F_{Ax} - F_{Cr} = 0 \quad (12)$$

$$\sum F_z = 0; \quad F_{Az} - F_{Ca} = 0 \quad (13)$$

$$\sum M_{Ay} = 0; \quad -F_{Cr} \cdot a - F_B \cdot L + F_{\check{r}} \cdot (L + b) = 0 \quad (14)$$

$$\sum M_z = 0; \quad -M_{Cz} + M_{Pz} = 0 \quad (15)$$

Upravená soustava rovnic pro vyjádření reakčních sil a momentů. Pro vzorový výpočet jsou do rovnic dosazeny hodnoty zatížení od cyklu zatížení Hrubování 1.

$$F_{Az} = F_{Ca} = 464 \text{ N} \quad (16)$$

$$F_B = \frac{-F_{Cr} \cdot a + F_{\check{r}} \cdot (L+b)}{L} = \frac{-1856 \cdot 0,3 + 5857 \cdot (0,25+0,1)}{0,25} = 5972 \text{ N} \quad (17)$$

$$F_{Ax} = F_{\check{r}} - F_B + F_{Cr} = 5857 - 5972 + 1856 = 1742 \text{ N} \quad (18)$$

V (Tab. 22) jsou uvedeny výsledná zatížení a reakce pro ostatní zvolené provozní cykly.

Tab. 22) Zatěžující síly při různých provozních cyklech

Cyklus	Radiální zatížení	Axiální zatížení	Síla řemene působící na hřídel	Reakce ve směru X v podpoře A	Reakce ve směru Z v podpoře A	Reakce v podpoře B	Hnací moment
	$F_{cr}$	$F_{ca}$	$F_{\check{r}}$	$F_{Ax}$	$F_{Az}$	$F_B$	$M_{pz}$
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[Nm]
H1	1856	464	5857	1741	464	5972	181
H2	1926	481	4393	2840	481	3839	93,4
H3	1456	364	8200	-78	364	9733	179
H4	2864	716	1076	5870	716	-1930	35,8
H5	885	221	405	1785	221	-495	3,5
Č	141	35	795	-7	35	943	2,1
V1	-	3540	1656	-662	3540	2318	22,6
V2	-	797	444	-178	797	622	1,7

### 5.3.2 Volba ložisek

Pro uložení vřetene budou ložiska s kosoúhlým stykem v uspořádání „TBT“ a v zadní podpěře bude dvouřadé válečkové ložisko. Takové uložení zajistí vysokou axiální tuhost a zároveň vysokou radiální tuhost ze strany hnacího řemene. V přední ložiskové sadě budou použita vysoce přesná ložiska s kosoúhlým stykem firmy SKF s označením 7020 ACD/P4A. Tato ložiska mají zvýšenou axiální tuhost, protože mají úhel styku 25°. V zadní podpěře bude dvouřadé válečkové ložisko firmy SKF s označením NN 3018TN9/SP. Vlastnosti obou typů ložisek jsou uvedeny v (Tab. 23).

Tab. 23) Vlastnosti ložisek

Parametr	Značka	Jednotka	7020 ACD/P4A	NN 3018 KTN9/SP
Vnitřní průměr ložiska	$d_L$	[mm]	100	90
Vnější průměr ložiska	$D_L$	[mm]	150	140
Dosažitelné otáčky při mazání tukem	$n_d$	$[\text{min}^{-1}]$	8000	6300
Základní dynamická únosnost ložiska	$C$	[kN]	79,3	138
Základní statická únosnost ložiska	$C_0$	[kN]	80	216
Úhel styku	$\alpha$	$[\text{°}]$	25	-
Průměr kuličky	$d_w$	[mm]	15,875	-
Počet kuliček	$z$	[-]	22	-
Referenční množství plastického maziva	$G_{\text{ref}}$	$[\text{cm}^3]$	16,2	11,1
Předpětí třídy A	$G_A$	[N]	500	-
Předpětí třídy B	$G_B$	[N]	1000	-
Předpětí třídy C	$G_C$	[N]	2000	-
Předpětí třídy D	$G_D$	[N]	4000	-
Axiální tuhost při předpětí A	$k_{aA}$	$[\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}]$	270	-
Axiální tuhost při předpětí B	$k_{aB}$	$[\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}]$	355	-
Axiální tuhost při předpětí C	$k_{aC}$	$[\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}]$	472	-
Axiální tuhost při předpětí D	$k_{aD}$	$[\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}]$	640	-
Výpočtový součinitel dle velikosti ložiska	$f$	[-]	1,16	-
Výpočtový součinitel závislý na stykovém úhlu	$f_1$	[-]	0,99	-
Výpočtový součinitel závislý na třídě předpětí	$f_{2A}$	[-]	1	-
Výpočtový součinitel závislý na třídě předpětí	$f_{2B}$	[-]	1,02	-
Výpočtový součinitel závislý na třídě předpětí	$f_{2C}$	[-]	1,05	-
Výpočtový součinitel závislý na třídě předpětí	$f_{2D}$	[-]	1,08	-
Výpočtový součinitel	$e$	[-]	0,68	-
Výpočtový součinitel	$X_2$	[-]	0,41	-
Výpočtový součinitel	$Y_1$	[-]	0,92	-
Výpočtový součinitel	$Y_2$	[-]	1,41	-
Statická radiální tuhost (směrová)	$k_{rB}$	$[\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}]$	-	2010

### 5.3.3 Axiální tuhost ložisek

Pro dosažení vyšší tuhosti uložení je nutné, aby ložiska byla předepnuta. V konstrukčním návrhu bude uvažováno předpětí třídy A. Ložiska sloučená v sadách do trojic jsou dodávána již předepnuta na požadovanou třídu předpětí. Pro úpravu předpětí lze použít rozpěrné kroužky, kterými lze předpětí snížit nebo zvýšit. Principem je, že rozpěrné kroužky mají různou šířku, a tím lze provést úpravu předpětí ložisek. Předpětí v ložiskových sadách, které je dané z výroby, je při výrobě provedeno přebroušením boků vnějších kroužků, tím při následné montáži dojde k předpětí ložisek.

Předpětí zvolené ložiskové sady o třídě předpětí A se spočítá ze vzorců (19) a (20). [5]

#### Předpětí ložiskové sady „TBT“

$$G_{TBT} = G_A \cdot 1,35 = 500 \cdot 1,35 = 675 \text{ N} \quad (19)$$

#### Předpětí ložiskové sady s konkrétními ložisky

$$G_m = f \cdot f_1 \cdot f_{2A} \cdot G_{TBT} = 1,16 \cdot 0,99 \cdot 1 \cdot 675 = 775 \text{ N} \quad (20)$$

#### Pružná deformace ložisek vyvolána předpětím

Vlivem předpětí ložisek dochází k jejich deformacím, tyto deformace se pohybují v oblasti pružných deformací a lze je stanovit z (21). [1]

$$\begin{aligned} \delta_p &= 2 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[3]{(10 \cdot G_m)^2} \cdot \sqrt[3]{z^2} \cdot \sqrt[3]{d_w^{-1}} \cdot \sqrt[3]{\sin(\alpha)^{-5}} = \\ &= 2 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[3]{(10 \cdot 775)^2} \cdot \sqrt[3]{22^2} \cdot \sqrt[3]{15,875^{-1}} \cdot \sqrt[3]{\sin(25)^{-5}} = 2,22 \text{ } \mu\text{m} \end{aligned} \quad (21)$$

#### Axiální deformace ložisek od zatěžující axiální síly

Při působení zatěžujících axiálních sil dochází k deformacím ložisek. Výpočet těchto deformací je uveden v rovnici (22). Aby byla zjištěna, co možná největší deformace je za zatěžující axiální sílu dosazena nejvyšší zjištěná hodnota, v tomto případě se jedná o operaci vrtání č. 1. [1]

$$\delta_a = \frac{F_{ca}}{k_{aA}} = \frac{3540}{270} = 9,04 \text{ } \mu\text{m} \quad (22)$$

#### Koeficient tuhosti styčných ploch

Pro kuličková ložiska platí (23). [1]

$$k_\delta = 10^5 \cdot \sqrt{1,25 \cdot d_w} = 10^5 \cdot \sqrt{1,25 \cdot 15,875} = 445 \text{ } 463 \quad (23)$$

#### Zatěžující síly na odlehčených ložiskách $F_1$ a $F_2$

Působením vnější axiální síly se budou první dvě ložiska v ložiskové sadě zatěžovat navíc o sílu  $F_1$  a třetí ložisko v sadě bude odlehčováno o sílu  $F_2$ . Při odlehčení předepnutých ložisek od vnější axiální síly dojde k odlehnutí ložiska. Tento stav je nežádoucí, protože může dojít k rychlejšímu poškození ložiska. Aby nenastal tento nežádoucí stav, musí platit podmínky (28) a (29). [1]

$$\begin{aligned} F_1 &= k_\delta \cdot z \cdot i_1 \cdot \sqrt{\sin(\alpha)^5} \cdot \sqrt{(\delta_a + \delta_p)^3} = \\ &= 445 \text{ } 463 \cdot 22 \cdot 2 \cdot \sqrt{\sin(25)^5} \cdot \sqrt{\left(\frac{9,04}{1000} + \frac{2,22}{1000}\right)^3} = 2716 \text{ N} \end{aligned} \quad (24)$$

$$F_2 = k_\delta \cdot z \cdot i_2 \cdot \sqrt[2]{\sin(\alpha)^5} \cdot \sqrt[2]{(\delta_a - \delta_p)^3} =$$

$$= 445\,463 \cdot 22 \cdot 2 \cdot \sqrt[2]{\sin(25)^5} \cdot \sqrt[2]{\left(\frac{9,04}{1000} - \frac{2,22}{1000}\right)^3} = 640 \text{ N} \quad (25)$$

### Odlehčovací síly pro danou ložiskovou sadu

Výpočet odlehčovací síly je závislý na uspořádání ložisek. [5]

$$F_{OD1} = 4,16 \cdot G_m = 4,16 \cdot 775 = 3225 \text{ N} \quad (26)$$

$$F_{OD2} = 2,08 \cdot G_m = 2,08 \cdot 775 = 1612 \text{ N} \quad (27)$$

### Podmínka pro zajištění neodlehnutí ložisek

$$F_{OD1} > F_1 \quad (28)$$

$$F_{OD2} > F_2 \quad (29)$$

Z výsledků vyplývá, že při maximálním zjištěném axiálním zatížení nedojde k odlehnutí ložisek, proto jsou zvolená ložiska z hlediska axiální tuhosti vyhovující.

### 5.3.4 Radiální tuhost ložisek

Radiální tuhost přední sady ložisek se stanoví z radiální tuhosti jednoho ložiska vynásobením koeficientem pro zvolenou ložiskovou sadu.

#### Radiální tuhost jednoho ložiska ze sady

Zvolená ložiska mají úhel styku  $25^\circ$ , potom podle [1] platí rovnice (30).

$$k_r = 2 \cdot k_a = 2 \cdot 270 = 540 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1} \quad (30)$$

#### Radiální tuhost ložiskové sady v podpěře A

Radiální tuhost ložiskové sady „TBT“ vyjadřuje výpočet (31). [5]

$$k_{rA} = 1,36 \cdot k_r = 1,36 \cdot 540 = 734 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1} \quad (31)$$

### 5.3.5 Tuhost vřetene

Detailní výpočty této kapitoly jsou uvedeny příloze č. 2, kde se vychází z radiálních tuhostí ložisek, vzdáleností mezi předními ložisky a předním koncem vřetene a vzdáleností mezi zadním ložiskem a hnací řemenicí. Výsledky výpočtu zobrazují pro různé vzdálenosti mezi ložisky a různé hodnoty deformací ložisek a předních konců vřeten. Výpočty deformací jsou provedeny pro různé provozní cykly.

Pro velký rozsah výpočtů je zde uveden pouze jeden vzorový výpočet vztažený na deformaci vřeteníku při operaci hrubování č. 1. Pro výpočet bude vzdálenost mezi ložisky  $l = 250 \text{ mm}$ . Výsledky deformací a tuhostí vřetene pro ostatní operace jsou zobrazeny v (Tab. 26).

#### Deformace ložisek

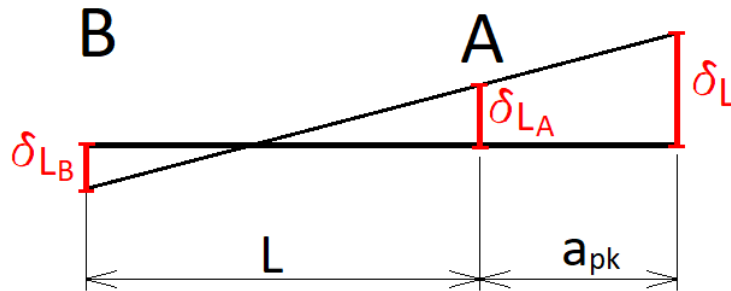
$$\delta_{LA} = \frac{F_{Ax}}{k_{rA}} = \frac{1741}{734} = 2,37 \text{ } \mu\text{m} \quad (32)$$

$$\delta_{LB} = \frac{F_B}{k_{rB}} = \frac{5972}{2010} = 2,97 \text{ } \mu\text{m} \quad (33)$$

## Radiální házení ložisek

Radiální házení ložisek vychází z podobnosti trojúhelníku (Obr. 5.3).

$$\frac{\delta_{LB} - \delta_L}{\delta_{LA} - \delta_L} = \frac{a_{pk}}{L + a_{pk}} \quad (34)$$



Obr. 5.3) Radiální házení ložisek

$$\delta_L = \delta_{LA} + \frac{a_{pk}}{L} (\delta_{LA} - \delta_{LB}) = 0,72 + \frac{0,12}{0,25} \cdot (2,37 - 2,97) = 2,08 \mu\text{m} \quad (35)$$

## Průhyb vřetene

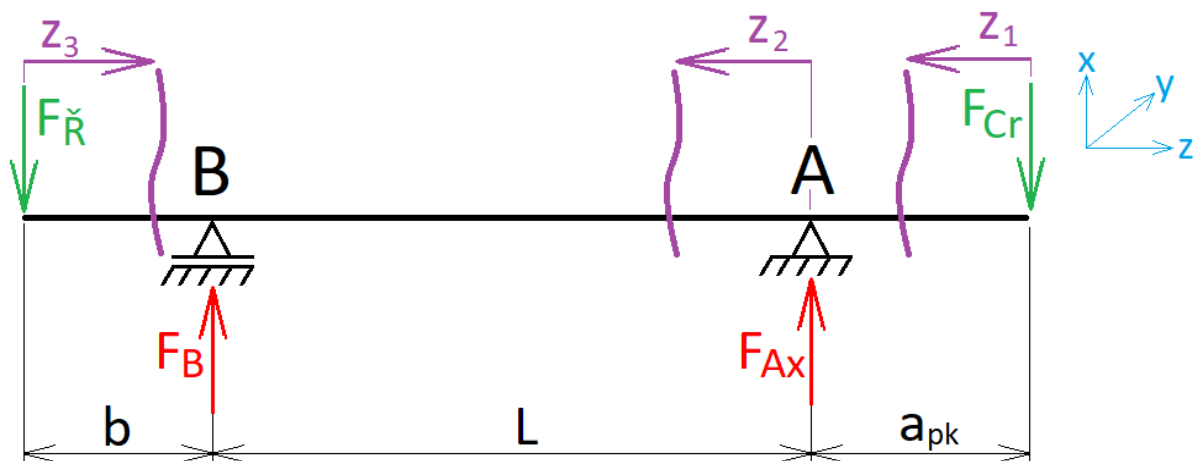
Pomocí Castiglianovy věty je průhyb vřetene spočítán jako parciální derivace energie napjatosti podle působící síly (36). Tento výpočet slouží k výpočtům posunutí a úhlu natočení v místě působíště síly.

Castiglianova věta

$$W_j = \frac{dW}{dF_j} \quad (36)$$

Obecný vztah energie napjatosti v ohybu

$$W = \int_0^L \frac{M_o^2}{2 \cdot E \cdot J_y} dx \quad (37)$$



Obr. 5.4) Rozdělení sil na jednotlivé úseky



Tab. 24) Charakteristiky vřetene

Parametr	Značka	Jednotka	1. úsek	2. úsek	3. úsek
Vnější průměr vřetena	$D_v$	[mm]	100	90	76
Vnitřní průměr vřetena	$d_v$	[mm]	82	48	48
Vzdálenost předního konce	$a_{pk}$	[mm]	120		
Reakční síla v podpěře A	$F_{Ax}$	[N]	1741		
Reakční síla v podpěře B	$F_B$	[N]	5972		
Modul pružnosti	$E$	[GPa]	210		

Kvadratické momenty jednotlivých průřezů

$$J_z = \frac{\pi}{64} \cdot (D_v^4 - d_v^4) [\text{mm}^4] \quad (38)$$

Tab. 25) Průřezové charakteristiky vřetene

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Kvadratický moment průřezu 1. úsek	$J_{z1}$	[mm <sup>4</sup> ]	2 688 028
Kvadratický moment průřezu 2. úsek	$J_{z2}$	[mm <sup>4</sup> ]	2 958 546
Kvadratický moment průřezu 3. úsek	$J_{z3}$	[mm <sup>4</sup> ]	1 376 388

Ohybové momenty v jednotlivých úsecích (Obr. 5.4)

$$M_{y1} = -F_{cr} \cdot z_1 \quad z_1 \in \langle 0, a_{pk} \rangle \quad (39)$$

$$M_{y2} = F_{Ax} \cdot z_2 - F_{cr} \cdot (a_{pk} + z_2) \quad z_2 \in \langle a_{pk}, a_{pk} + L \rangle \quad (40)$$

$$M_{y3} = -F_{cr} \cdot z_3 \quad z_3 \in \langle 0, a_{pk} \rangle \quad (41)$$

Průhyb předního konce vřetene

$$W_x = \int_0^{a_{pk}} \frac{M_{y1}}{E \cdot J_{z1}} \cdot \frac{\partial M_{y1}}{\partial F_{cr}} d_{z1} + \int_{a_{pk}}^{a_{pk}+L} \frac{M_{y2}}{E \cdot J_{z2}} \cdot \frac{\partial M_{y2}}{\partial F_{cr}} d_{z2} + \int_0^b \frac{M_{y3}}{E \cdot J_{z3}} \cdot \frac{\partial M_{y3}}{\partial F_{cr}} d_{z3} \quad (42)$$

$$W_x = 49,96 \mu\text{m} = \delta_v \quad (43)$$

### Deformace skříně

Pro složitost výpočtu je uvažována nulová deformace skříně

$$\delta_s = 0 \mu\text{m} \quad (44)$$

### Celková deformace na konci vřetene

$$\delta = \delta_L + \delta_v + \delta_s = 2,08 + 49,96 + 0 = 52,04 \mu\text{m} \quad (45)$$

### Celková tuhost vřeteníku

$$k_{vř} = \frac{F_{cr}}{\delta} = \frac{1856}{52,04} = 35,67 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1} \quad (46)$$

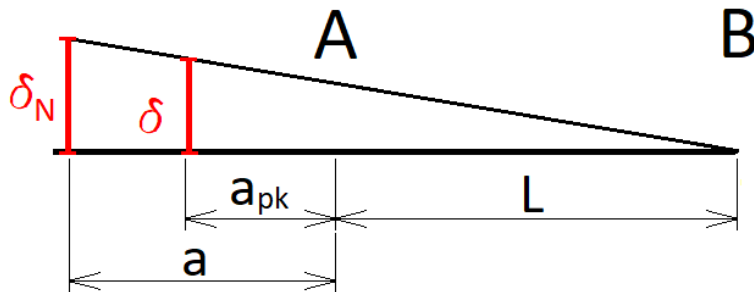
Tab. 26) Celková deformace a tuhost vřeteníku při proměnném zatížení

Cyklus	Def. ložisek v podpoře A	Def. ložiska v podpoře B	Deformace ložisek	Deformace vřetene	Celková deformace vřeteníku	Radiální tuhost vřeteníku
-	$\delta_{LA}$	$\delta_{LB}$	$\delta_L$	$\delta_v$	$\delta$	$k_{vř}$
-	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$ ]
H1	2,37	2,97	2,08	49,96	52,04	35,67
H2	3,38	1,91	4,1	34,2	38,3	50,25
H3	-0,1	4,84	2,17	18,5	20,7	70,3
H4	8	-0,96	11,37	6,8	18,13	157
H5	2,43	-0,24	3,48	0,03	3,5	252,5
Č	-0,01	0,47	0,21	3,52	3,74	37,8
V1	-0,9	1,15	-0,78	15,3	14,6	0
V2	-0,24	0,31	-0,21	2,7	2,5	0

Výsledné deformace se nachází na předním konci vřetene, jedná se tedy o radiální házení předního konce vřetene.

### Radiální házení v bodě obrábění

Z podobnosti trojúhelníku radiálního házení v bodě obrábění (Obr. 5.5) vyplývá, že radiální házení v bodě obrábění bude vyšší, protože je nutno připočítat délku upínacího zařízení a polohu nástroje vůči obrobku. Radiální házení v bodě obrábění při operaci hrubování 1 bude potom podle (47) a (48). Pro ostatní operace jsou výsledky radiálního házení v bodě obrábění uvedeny v (Tab. 27).



Obr. 5.5) Radiální házení v bodě obrábění

$$\frac{\delta_N}{\delta} = \frac{a+L}{a_{pk}+L} \quad (47)$$

$$\delta_N = \delta \cdot \frac{a+L}{a_{pk}+L} = 52,04 \cdot \frac{300+250}{120+250} = 77,4 \mu\text{m} \quad (48)$$

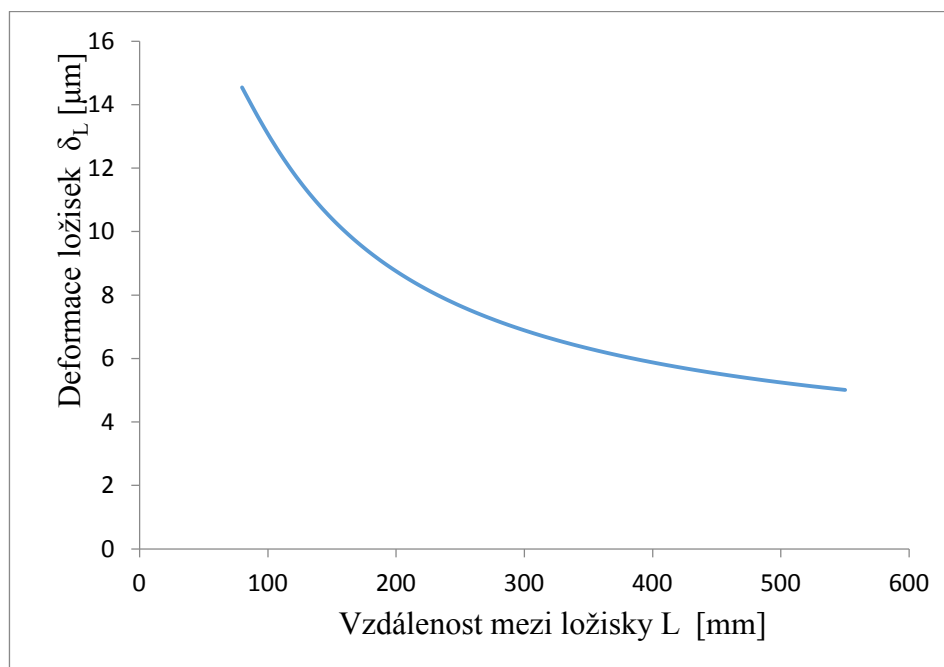
Tab. 27) Radiální házení v bodě obrábění

Cyklus	Deformace vřeteníku	Vzdálenost bodu obrábění od podpory A	Vzdálenost předního konce vřetene	Vzdálenost mezi ložisky	Radiální házení v bodě obrábění
-	$\delta$	a	apk	L	$\delta_N$
-	[ $\mu\text{m}$ ]	[mm]	[mm]	[mm]	[ $\mu\text{m}$ ]
H1	52,04	300	120	250	77,4
H2	38,3	300	120	250	57
H3	20,7	300	120	250	30,8
H4	18,13	300	120	250	27
H5	3,5	300	120	250	5,2
Č	3,74	300	120	250	5,6
V1	14,6	300	120	250	21,6
V2	2,5	300	120	250	3,7

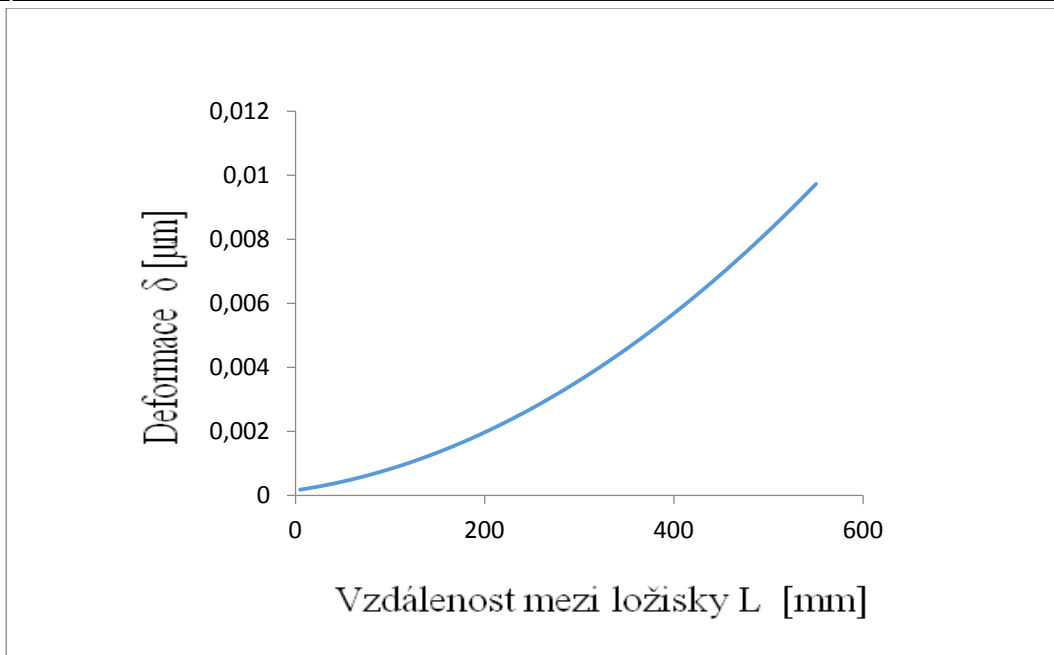
### Optimální vzdálenost mezi ložisky

Optimální vzdálenost mezi ložisky lze stanovit na základě deformací ložisek a vřetene, proto jsou pro jednotlivá zatížení zpracovány grafy deformací v závislosti na vzdálenosti mezi ložisky. Pro názornost jsou uvedeny grafy (Obr. 5.6, 5.7, 5.8) při zatížení operací hrubování 1. Ostatní grafy jsou uvedeny v příloze č. 1.

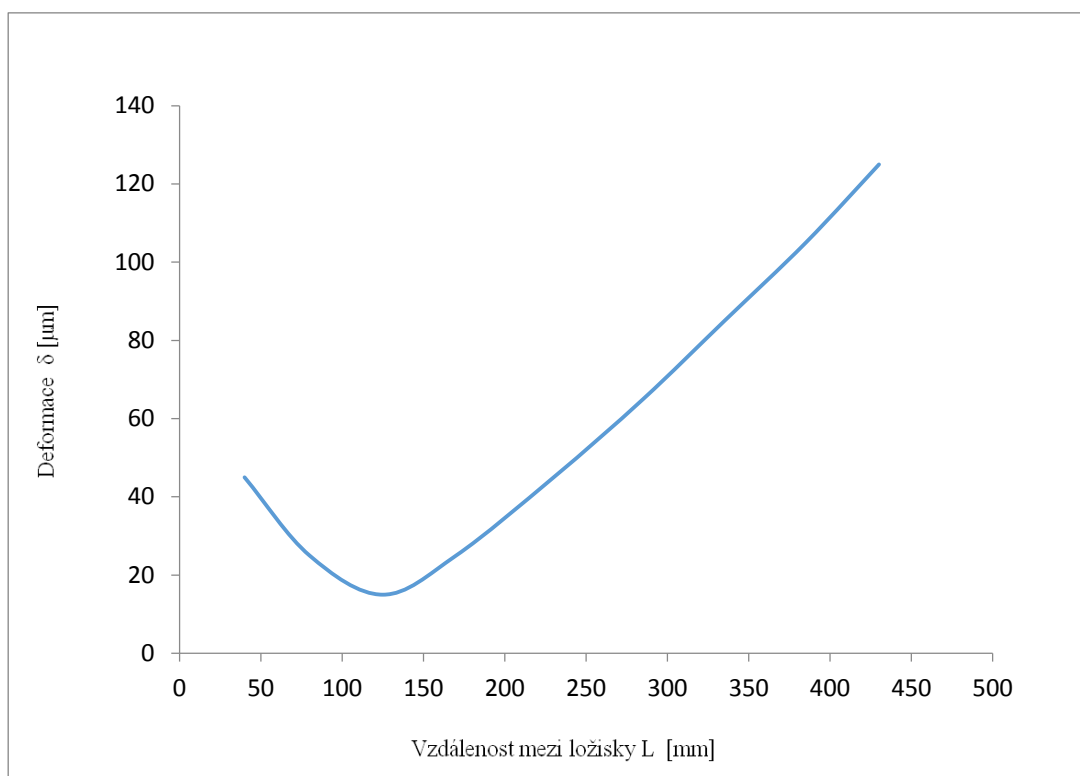
Z grafu deformace ložisek (Obr. 5.6) vyplývá, že se zvětšující vzdáleností mezi ložisky dochází k nižším deformacím ložisek. Ovšem graf deformace vřetene (Obr. 5.7) ukazuje, že s rostoucí vzdáleností ložisek dochází k vyšším deformacím vřetene. Spojením obou grafů (Obr. 5.8) lze stanovit optimální vzdáleností mezi ložisky.



Obr. 5.6) Deformace ložisek v závislosti na vzdálenosti L



Obr. 5.7) Deformace předního konce vřetene v závislosti na vzdálenosti L



Obr. 5.8) Sloučení grafů deformace ložisek s deformací předního konce vřetene v závislosti na vzdálenosti L

Ze sloučeného grafu deformací ložisek (Obr. 4.8) a vřetene vyplývá, že optimální vzdálenost mezi ložisky 1 je při operaci hrubování 125 mm. Pro optimální vzdálenosti mezi ložisky v ostatních provozních podmínkách je zpracována tabulka (Tab. 28).

Tab. 28) Optimální vzdálenosti mezi ložisky u ostatních provozních podmínek

Cyklus	Doba cyklu	Optimální vzdálenost
-	U	$L_{opt}$
-	[-]	[mm]
1	0,1	120
2	0,15	80
3	0,05	205
4	0,3	300
5	0,1	350
6	0,1	160
7	0,1	130
8	0,1	205

Optimální vzdálenost mezi ložisky za proměnných provozních podmínek lze stanovit pomocí (49).

$$L_{optc} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{opt1}} + \frac{U_2}{L_{opt2}} + \frac{U_3}{L_{opt3}} + \frac{U_4}{L_{opt4}} + \frac{U_5}{L_{opt5}} + \frac{U_6}{L_{opt6}} + \frac{U_7}{L_{opt7}} + \frac{U_8}{L_{opt8}}} = 163 \text{ mm} \quad (49)$$

Výrobce vysoce přesných ložisek SKF uvádí jako vhodnou vzdálenost mezi ložisky, odpovídající 3 až 3,5 násobku průměru díry předního ložiska. To by potom odpovídalo vzdálenosti mezi ložisky 325 mm. Pro návrh byl zvolen kompromis mezi vzdáleností spočtenou přes deformace a vzdáleností doporučenou výrobcem.

Vzdálenost mezi ložisky byla na základě kompromisu obou hodnot zvolena 250 mm.

### 5.3.6 Trvanlivost ložisek

Výpočet základní trvanlivosti (50) a celkové trvanlivosti za proměnných provozních podmínek (51) dle [5].

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (50)$$

kde:  $L_h$  – hodinová trvanlivost (při 90% spolehlivosti) [hod]

$C$  – základní dynamická únosnost [N]

$P$  – ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N]

$p$  – mocnitél, pro bodový dotyk  $p=3$ , pro přímkový dotyk  $p=10/3$

$n$  – otáčky ložiska [min<sup>-1</sup>]

Celková trvanlivost za proměnných provozních podmínek

$$L_{hc} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{h1}} + \frac{U_2}{L_{h2}} + \frac{U_3}{L_{h3}} + \frac{U_4}{L_{h4}} + \frac{U_5}{L_{h5}} + \frac{U_6}{L_{h6}} + \frac{U_7}{L_{h7}} + \frac{U_8}{L_{h8}}} \text{ [hod]} \quad (51)$$

**Podmínky výpočtu ekvivalentního dynamického zatížení**

Dle [5] pro ložiska v uspořádání „TBT“ platí (52) a (53).

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad \Rightarrow \quad P = F_r \quad (52)$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \quad \Rightarrow \quad P = X_2 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (53)$$

kde:  $F_a$  – zatěžující axiální síla [N]

$F_r$  – zatěžující axiální síla [N]

$e$  – výpočtový součinitel dle zvoleného ložiska

$X_2$  – výpočtový součinitel dle zvoleného ložiska

$Y_2$  – výpočtový součinitel dle zvoleného ložiska

**Podmínky výpočtu axiální složky zatížení ložiska  $F_a$** 

Pro sadu ložisek, která je axiálně zatížena a uložena s přesahem platí (54) a (55) podle [5].

$$F_{ca} \leq 3 \cdot G_m \quad \Rightarrow \quad F_a = G_m + 0,67 \cdot F_{ca} \quad (54)$$

$$F_{ca} > 3 \cdot G_m \quad \Rightarrow \quad F_a = F_{ca} \quad (55)$$

Pro velké množství výpočtů trvanlivosti pro jednotlivé zatěžovací cykly bude proveden názorný výpočet pro první operaci (Hrubování 1). Ostatní výpočty jsou zpracované v programu MS Excel a uvedeny v příloze č. 2. Základní trvanlivosti za různých provozních cyklů jsou uvedeny v (Tab. 29).

**Trvanlivost ložisek v podpěře A při hrubování 1**

Stanovení axiálního zatížení  $F_{Aa}$

$$F_{ca} = 464 \text{ N} \leq 3 \cdot G_m = 3 \cdot 775 = 2325 \text{ N} \quad \Rightarrow \quad F_{Aa} = G_m + 0,67 \cdot F_{ca} \quad (56)$$

$$F_{Aa} = 775 + 0,67 \cdot 464 = 1086 \text{ N} \quad (57)$$

Stanovení ekvivalentního dynamického zatížení

$$\frac{F_{Aa}}{F_{Ar}} = \frac{1086}{1741,3} = 0,62 \leq e = 0,68 \Rightarrow P = F_{Ar} + Y_1 \cdot F_{Aa} \quad (58)$$

$$P = 1741,3 + 0,92 \cdot 1086 = 2740 \text{ N} \quad (59)$$

Základní dynamická únosnost ložiskové sady TBT

$$C_{TBT} = 2,16 \cdot C = 2,16 \cdot 79\,300 = 171\,288 \text{ N} \quad (60)$$

Základní trvanlivost ložisek v podpěře A

$$L_{hA1} = \left( \frac{C_{TBT}}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left( \frac{171\,288}{2740} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 262} = 15\,531\,870 \text{ h} \quad (61)$$

**Trvanlivost ložiska v podpěře B při hrubování 1**

Zvolené dvouřadé válečkové ložisko zachycuje pouze radiální zatížení, proto zde axiální zatížení bude nulové.

Ekvivalentní dynamické zatížení je u válečkových ložisek rovno radiálnímu zatížení ložiska. [5]

$$P = F_B = 5972 \text{ N} \quad (62)$$

Základní trvanlivost ložiska v podpěře B

$$L_{hB1} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{138\,000}{6405}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 262} = 2\,235\,556 \text{ h} \quad (63)$$

Tab. 29) Trvanlivosti ložisek při různých cyklech zatížení

Zatěžovací cyklus	Doba cyklu	Axiální zatížení A	Radiální zatížení A	Radiální zatížení B	Trvanlivost ložisek A	Trvanlivost ložiska B
Označení	U	F <sub>Aa</sub>	F <sub>Ar</sub>	F <sub>B</sub>	L <sub>hA</sub>	L <sub>hB</sub>
Jednotka	[-]	[N]	[N]	[N]	[h]	[h]
1	0,10	1086	1741	5972	15 531 867	2 235 557
2	0,15	1098	2480	3839	4 660 471	6 038 684
3	0,05	1019	78	9734	125 863 622	547 402
4	0,30	1255	5870	-1930	139 657	14 607448
5	0,10	923	1785	-495	1 017 900	524 262 983
6	0,10	799	-7	943	25 287 883	119 508 362
7	0,10	3540	-662	2318	503 998	12 038 701
8	0,10	1309	-178	622	2 884 995	268 679 087

**Celková trvanlivost ložisek v podpěře A za proměnných provozních podmínek**

$$L_{hAc} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{hA1}} + \frac{U_2}{L_{hA2}} + \frac{U_3}{L_{hA3}} + \frac{U_4}{L_{hA4}} + \frac{U_5}{L_{hA5}} + \frac{U_6}{L_{hA6}} + \frac{U_7}{L_{hA7}} + \frac{U_8}{L_{hA8}}} = 396\,446 \text{ [hod]} \quad (64)$$

**Celková trvanlivost ložisek v podpěře B za proměnných provozních podmínek**

$$L_{hBc} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{hA1}} + \frac{U_2}{L_{hA2}} + \frac{U_3}{L_{hA3}} + \frac{U_4}{L_{hA4}} + \frac{U_5}{L_{hA5}} + \frac{U_6}{L_{hA6}} + \frac{U_7}{L_{hA7}} + \frac{U_8}{L_{hA8}}} = 5\,231\,337 \text{ [hod]} \quad (65)$$

Ohledně trvanlivosti jsou ložiska předimenzována.

### 5.3.7 Dosažitelné otáčky

Z důvodu předpětí ložiskové sady je nutno počítat s nižšími dosažitelnými otáčkami ložisek. Pro různá uspořádání a různé třídy předpětí jsou určeny redukční součinitele dosažitelných otáček. [5]

Pro ložiskovou sadu TBT s třídou předpětí A, jsou dosažitelné otáčky (66)

$$n_{dTBT} = 0,7 \cdot n_d = 0,7 \cdot 8000 = 5600 \text{ min}^{-1} \quad (66)$$

Pro hodnotu dosažitelných otáček zadního válečkového ložiska v podpěře B platí hodnota z (Tab. 23).

$$n_{dB} = 6300 \text{ min}^{-1}$$

## 5.4 Mazání

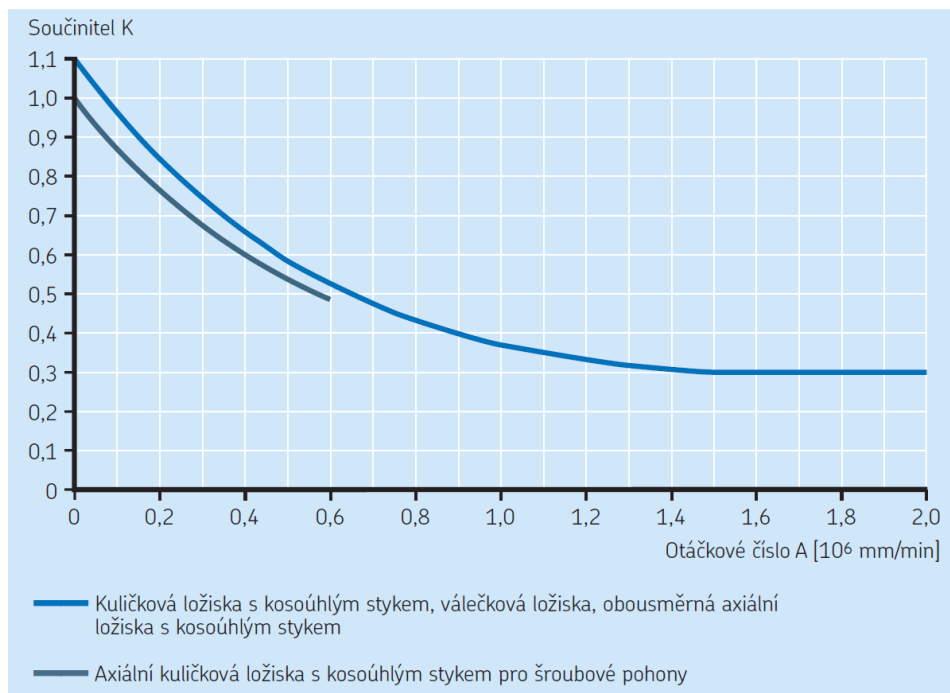
Z výběrového kritéria bylo zvoleno mazání ložisek plastickým mazivem Isoflex NBU 15, proto je třeba provést výpočty pro počáteční množství náplně. Dále je pak nutno zpracovat trvanlivost maziva z důvodu domazávacích intervalů. [44],[5]

### 5.4.1 Počáteční náplň plastického maziva

Pro správnou funkci ložisek a jejich dlouhou životnost, která jsou mazána plastickým mazivem, je nutno stanovit počáteční množství plastického maziva (67) podle [5].

$$G = K \cdot G_{\text{ref}} [\text{cm}^3] \quad (67)$$

Kde  $K$  je koeficient závisící na typu ložiska a otáčkovém čísle  $A$ .



Obr. 5.9) Diagram pro stanovení součinitele  $K$  [5]

### Otáčkové číslo $A$

$$A = n \cdot d_m [\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (68)$$

kde  $d_m$  je střední průměr ložiska

$$d_m = 0,5 \cdot (d_L + D_L) \quad (69)$$

Střední průměr ložiska v podpěře A

$$d_{mA} = 0,5 \cdot (d_{LA} + D_{LA}) = 0,5 \cdot (100 + 150) = 125 \text{ mm} \quad (70)$$

Střední průměr ložiska v podpěře B

$$d_{mB} = 0,5 \cdot (d_{LB} + D_{LB}) = 0,5 \cdot (90 + 140) = 115 \text{ mm} \quad (71)$$

Z důvodu proměnných provozních podmínek bude zde počet otáček  $n$  zvolen jako střední hodnota, odvozená podle počtu otáček v jednotlivých cyklech. Otáčková čísla jednotlivých cyklů jsou uvedena v (Tab. 30).



$$n_{stř} = \frac{1}{\frac{U_1}{n_1} + \frac{U_2}{n_2} + \frac{U_3}{n_3} + \frac{U_4}{n_4} + \frac{U_5}{n_5} + \frac{U_6}{n_6} + \frac{U_7}{n_7} + \frac{U_8}{n_8}} = 754 \text{ min}^{-1} \quad (72)$$

Otáčkové číslo ložiska v podpěře A

$$A_{LA} = n_{stř} \cdot d_{mA} = 754 \cdot 125 = 94\,301 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} \quad (73)$$

Otáčkové číslo ložiska v podpěře B

$$A_{LB} = n_{stř} \cdot d_{mB} = 754 \cdot 115 = 86\,757 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} \quad (74)$$

Dle grafu na (Obr. 4.9) je pro ložiska v podpěře A a B zvoleno K

$$K_A = 1 \quad (75)$$

$$K_B = 1,03 \quad (76)$$

Potom počáteční náplň plastického maziva ložiska A je

$$G_A = K_A \cdot G_{refA} = 1 \cdot 16,2 = 16,2 \text{ cm}^3 \quad (77)$$

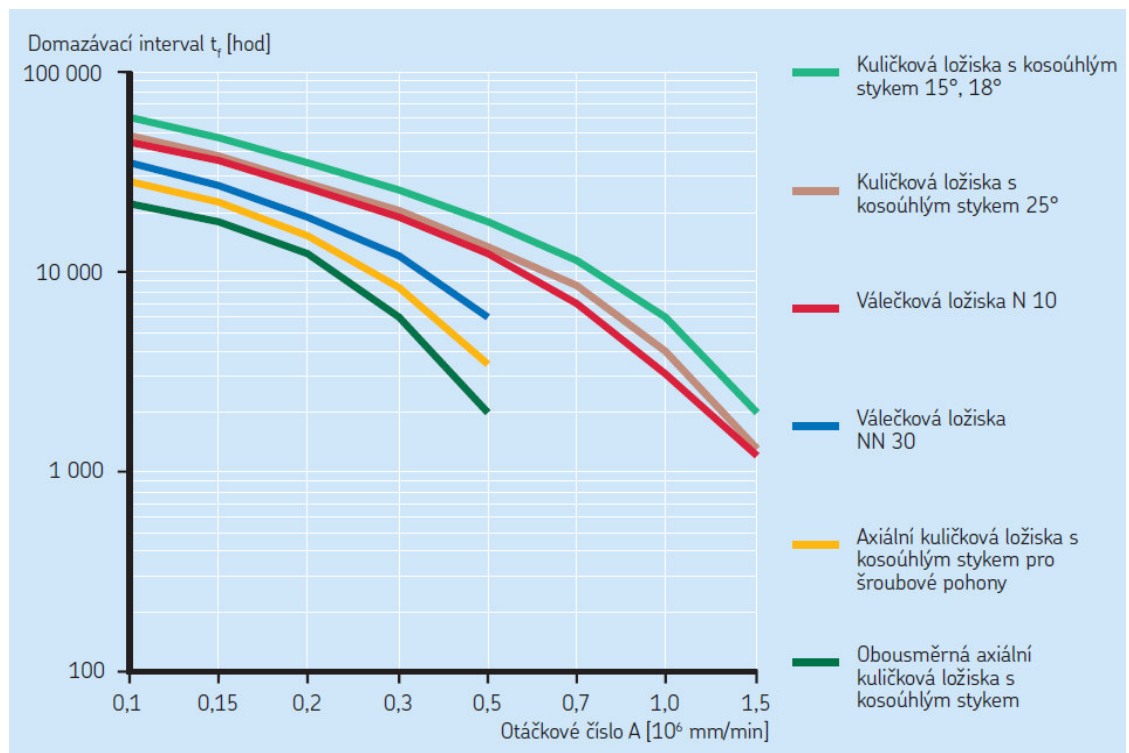
Počáteční náplň plastického maziva ložiska B je

$$G_B = K_B \cdot G_{refB} = 1,03 \cdot 11,1 = 11,4 \text{ cm}^3 \quad (78)$$

## 5.4.2 Domazávací intervaly

### Základní domazávací interval

Základní domazávací interval plastického maziva se určí z grafu (Obr. 5.10) podle typu ložiska a velikosti otáčkového čísla. Domazávací intervaly pro jednotlivá provozní zatížení jsou uvedeny v (Tab. 30).



Obr. 5.10) Domazávací interval vzhledem k otáčkovému číslu a typu ložiska

Tab. 30) Otáčková čísla ložisek a jejich domazávací intervaly

Zatěžovací cyklus	Otáčky	Otáčkové č. ložisek A	Otáčkové č. ložiska B	Domazávací interval ložisek A	Domazávací interval ložiska B
	n	A <sub>LA</sub>	A <sub>LB</sub>	t <sub>fA</sub>	t <sub>fB</sub>
	[min <sup>-1</sup> ]	[mm.min <sup>-1</sup> ]	[mm.min <sup>-1</sup> ]	[hod]	[hod]
1	262	32 750	30 130	55 000	57 000
2	423	52 875	48 645	50 000	52 000
3	210	26 250	24 150	58 000	60 000
4	1 730	216 250	198 950	27 000	29 000
5	4 500	562 500	517 500	12 000	14 000
6	2 300	287 500	264 500	24 000	25 000
7	1 140	142 500	131 100	40 000	41 000
8	4 110	513 750	472 650	14 000	17 000

### Domazávací interval v provozních podmínkách

V provozních podmínkách je základní domazávací interval upraven opravnými součiniteli (79), specifikující dané provozní podmínky. Upravené domazávací intervaly jsou uvedeny v (Tab. 31). [5]

$$T_{rel} = t_f \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot C_5 \cdot C_6 \cdot C_7 \cdot C_8 \quad (79)$$

kde: C<sub>1</sub> – součinitel závislý na sadě ložisek a třídy předpětí („TBT“ třída předpětí A, C<sub>1</sub>=0,7)

C<sub>2</sub> – součinitel pro hybridní ložiska (pro ocelová valivá tělesa C<sub>2</sub>=1)

C<sub>3</sub> – součinitel závislý na orientaci vřetene (vodorovná, C<sub>3</sub>=1)

C<sub>4</sub> – součinitel závislý na zatížení ložiska (P<0,05.C→C<sub>4</sub>=1)

(P<0,1.C→C<sub>4</sub>=0,7)

C<sub>5</sub> – součinitel závislý na spolehlivosti ložisek (při 90% spolehlivosti, C<sub>5</sub>=1)

C<sub>6</sub> – součinitel závislý na proudění vzduchu (nízké proudění vzduchu ložiskem, C<sub>6</sub>=1)

C<sub>7</sub> – součinitel závislý na prostředí (nízká vlhkost a prašnost, C<sub>7</sub>=1)

C<sub>8</sub> – součinitel závislý na provozní teplotě (provozní teplota 40°C, C<sub>8</sub>=1)

Tab. 31) Upravené domazávací intervaly ložisek podle jednotlivých zatížení

Zatěžovací cyklus	Domazávací interval ložisek A	Domazávací interval ložiska B
	$T_{relA}$	$T_{relB}$
	[hod]	[hod]
1	77 000	114 000
2	70 000	104 000
3	81 200	84 000
4	26 460	58 000
5	16 800	28 000
6	33 600	50 000
7	39 200	82 000
8	19 600	34 000

**Celkový domazávací interval cyklického provozu**

$$T_{reltot} = \frac{1}{\frac{U_1}{T_{rel1}} + \frac{U_2}{T_{rel2}} + \frac{U_3}{T_{rel3}} + \frac{U_4}{T_{rel4}} + \frac{U_5}{T_{rel5}} + \frac{U_6}{T_{rel6}} + \frac{U_7}{T_{rel7}} + \frac{U_8}{T_{rel8}}} \text{ [hod]} \quad (80)$$

Celkový domazávací interval ložiska A za cyklického provozu

$$T_{reltotA} = 31\,237 \text{ hod}$$

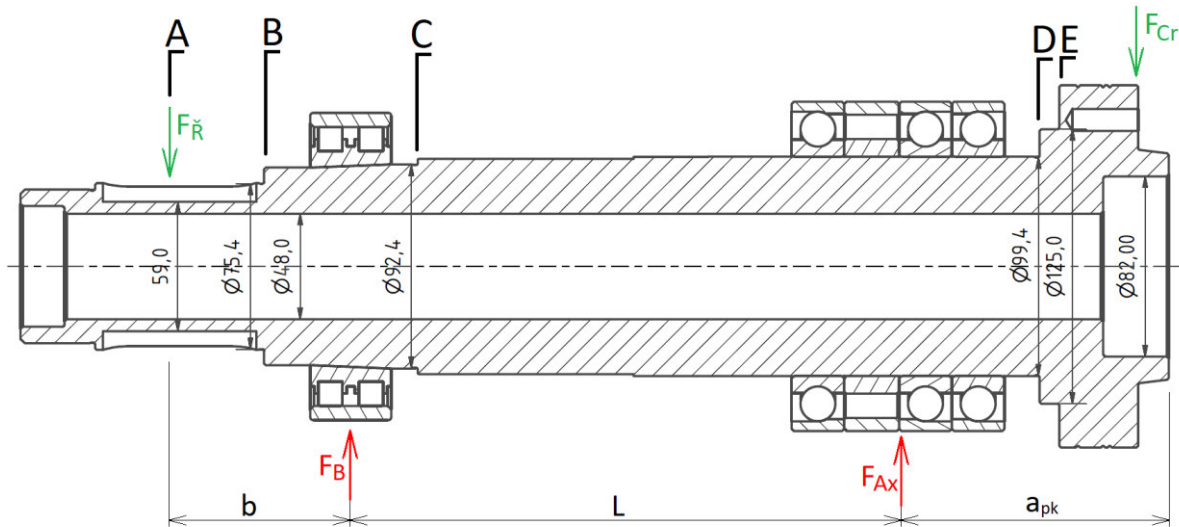
Celkový domazávací interval ložiska B za cyklického provozu

$$T_{reltotB} = 56\,119 \text{ hod}$$

Na základě výpočtu (80) je výsledný domazávací interval stanoven na 31 237 hodin.

## 5.5 Pevnostní výpočet

Z hlediska mezního stavu pružnosti a mezního stavu únavy jsou pro navržené vřeteno provedeny pevnostní výpočty.



Obr. 5.11) Kritické průřezy vřetene

Jako kritické průřezy navrženého vřetene byla zvolena místa s možnou koncentrací napětí podle (Obr. 5.11).

### 5.5.1 Výpočet napětí v jednotlivých průřezích

Pro kritické průřezy budou vypočítána tahová, ohybová a smyková napětí. Z těchto jednotlivých výpočtů bude na základě podmínky HMH stanoveno redukované napětí. [3]

Pro vzorový výpočet napětí bude použito zatížení prvního provozního cyklu (Hrubování 1) na průřezu A. Ostatní výpočty jsou uvedeny v příloze č. 2.

#### Výpočtové vzorce pro jednotlivá napětí

Ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} [\text{MPa}] \quad (81)$$

kde:  $M_o$  – ohybový moment [Nm]

$$W_o \text{ – ohybový modul průřezu, } W_o = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} [\text{mm}^3] \quad (82)$$

Krut

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} [\text{MPa}] \quad (83)$$

kde:  $M_k$  – krouticí moment [Nm]

$$W_k \text{ – modul průřezu v krutu, } W_k = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D} [\text{mm}^3] \quad (84)$$

Tah-tlak

$$\sigma_t = \frac{F_t}{S} [\text{MPa}] \quad (85)$$

kde:  $F_t$  – tahová (tlaková) síla [N]

$$S \text{ – modul průřezu v tahu, } S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} [\text{mm}^2] \quad (86)$$

Redukované napětí podle podmínky HMH

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\alpha_O \sigma_O + \alpha_t \sigma_t)^2 + 3(\alpha_K \tau_K)^2} \quad (87)$$

kde:  $\alpha_o, \alpha_k, \alpha_t$ , jsou tvarové součinitelé pro jednotlivá napětí v daném průřezu

### Průřez A

Ohybový moment

$$M_O = F_{\ddot{r}} \cdot 0,042 = 5\,857 \cdot 0,042 = 246 \text{ Nm} \quad (88)$$

Ohybový modul průřezu

$$W_O = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} = \frac{\pi \cdot (59^4 - 48^4)}{32 \cdot 59} = 11\,324 \text{ mm}^3 \quad (89)$$

Ohybové napětí

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{224 \cdot 1000}{11\,324} = 21,7 \text{ MPa} \quad (90)$$

Krouticí moment

$$M_K = M_{\text{vřet}} = 334 \text{ Nm} \quad (91)$$

Průřezový modul v krutu

$$W_K = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D} = \frac{\pi \cdot (59^4 - 48^4)}{16 \cdot 59} = 27\,839 \text{ mm}^3 \quad (92)$$

Napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{334}{27\,869} = 12 \text{ MPa} \quad (93)$$

Axiální tahová-tlaková síla

$$F_t = F_{ca} = 464 \text{ N} \quad (94)$$

Průřezový modul v tahu

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (59^2 - 48^2)}{4} = 924 \text{ mm}^2 \quad (95)$$

Tahové-tlakové napětí

$$\sigma_t = \frac{F_t}{S} = \frac{464}{924} = 0,5 \text{ MPa} \quad (96)$$

Stanovení tvarových součinitelů dle [3]

$$\alpha_O = 1$$

$$\alpha_K = 3,83$$

$$\alpha_t = 1$$

Redukované napětí v průřezu A podle podmínky HMH

$$\begin{aligned} \sigma_{RED} &= \sqrt{(\alpha_O \sigma_O + \alpha_t \sigma_t)^2 + 3(\alpha_K \tau_K)^2} = \\ &= \sqrt{(1 \cdot 21,7 + 1 \cdot 0,5)^2 + 3 \cdot (3,83 \cdot 13,5)^2} = 82,7 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (97)$$

Další výsledky výpočtů jednotlivých průřezů jsou uvedeny v (Tab. 32).

Tab. 32) Zatěžující momenty a síly, průřezové charakteristiky a napětí v jednotlivých průřezích

Parametr		Průřezy				
Označení	Jednotka	A	B	C	D	E
$M_o$	[Nm]	246	354	541	-103	-86
$M_k$	[Nm]	334	334	334	334	334
$F_t$	[N]	464	464	464	464	464
$W_o$	[mm <sup>4</sup> ]	11 324	35 154	64 285	91 129	413 902
$W_k$	[mm <sup>4</sup> ]	27 839	110 442	239 463	377 426	1 665 704
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	924	2 654	4465	5 497	16 093
$\sigma_o$	[MPa]	21,7	10	8,4	1,13	0,2
$\tau_k$	[MPa]	12	3	1,4	0,9	0,2
$\sigma_t$	[MPa]	0,5	0,17	0,1	0,08	0,03
$\alpha_o$	[-]	1	2,3	2,3	2,9	3,1
$\alpha_k$	[-]	3,83	2,4	2,4	3	3,2
$\alpha_t$	[-]	1	2,6	2,6	2,9	2,8
$\sigma_{RED}$	[MPa]	82,7	26,8	20,5	5,8	1,3

Výpočty jednotlivých operací jsou uvedeny v příloze č. 2. Pro přehlednost je zpracována tabulka (Tab. 33) s výslednými redukovanými napětími všech operací na všech průřezích.

Tab. 33) Redukovaná napětí v jednotlivých průřezích při proměnném zatížení

			Jednotlivé operace							
Red. napětí	Jednotka	Průřez	H1	H2	H3	H4	H5	Č	V1	V2
$\sigma_{RED}$	[MPa]	A	82,7	81,5	85,5	79,9	79,7	79,8	80,3	79,7
$\sigma_{RED}$	[MPa]	B	26,8	21,8	35,1	13,5	12,7	13	16	12,8
$\sigma_{RED}$	[MPa]	C	20,5	16,2	27,4	7,9	6,1	6,4	9,3	6,1
$\sigma_{RED}$	[MPa]	D	5,8	5,9	5,4	7,1	4,9	4,6	4,9	4,6
$\sigma_{RED}$	[MPa]	E	1,3	1,3	1,3	1,6	1,2	1,1	1,3	1,1

### 5.5.2 Návrh materiálu vřetene

Největší redukované napětí bylo zjištěno v průřezu A při operaci Hrubování 3, kde  $\sigma_{RED}=85,5$  MPa, koeficient bezpečnosti je zvolen  $k=3$ . Je nutné, aby napětí v kluzu  $R_e$  zvoleného materiálu vyhovovalo podmínce (98).

$$k \cdot \sigma_{RED} \leq R_e \Rightarrow 3 \cdot 85,5 = 256 \text{ MPa} \leq R_e \quad (98)$$

Tab. 34) Vhodné materiály pro konstrukci vřeten

Materiál	Mez kluzu	Mez pevnosti	Tvrdość
	Re	Rm	HB
	[MPa]	[MPa]	[-]
12 050.1	305	530	220
12 060.1	345	600	253
14 109.3	440	610	225
14 220.4	590	787	239
14 230.7	835	980	300

V (Tab. 34) je soupis vhodných materiálů vřetene se základními mechanickými vlastnostmi. Na základě toho byl zvolen materiál 14 220.4, který je doporučen pro výrobu vřeten obráběcích strojů. Zároveň splňuje pevnostní podmínku (99).

$$k \cdot \sigma_{RED} \leq R_e \Rightarrow 3 \cdot 85,5 = 256 \text{ MPa} \leq 590 \text{ MPa} \quad (99)$$

Celková bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti je potom

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{590}{85,5} = 6,9 \quad (100)$$

### 5.5.3 Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy

Protože nejvyšší redukované napětí se vyskytuje v průřezu A, jsou výpočty bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavy vztaženy pouze k tomuto průřezu. Výpočty bezpečnosti k ostatním průřezům jsou uvedeny v příloze č. 2. [3]

#### Mez únavy

Pro materiály s mezí pevnosti  $R_m \leq 1\,460 \text{ MPa}$  je mez únavy (101). [3]

$$\sigma_{\dot{u}} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 787 = 397 \text{ MPa} \quad (101)$$

#### Korigovaná mez únavy

$$\sigma_{c\dot{u}} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{\dot{u}} \quad (102)$$

kde:  $k_a$  – součinitel jakosti povrchu

$$k_a = \rho \cdot R_m^b = 1,58 \cdot 787^{-0,085} = 0,896 \quad (103)$$

$\rho$  – součinitel závislý na drsnosti povrchu pro broušené povrchy  $\rho = 1,58$ , a jemu náleží exponent  $b$  o hodnotě  $b = -0,085$ . (104)

$k_b$  – součinitel vlivu velikosti tělesa, pro  $51 < d \leq 254 \text{ mm}$ , kde  $d$  je průměr hřídele, platí (105).

$$k_b = 1,51 \cdot d^{-0,157} = 1,51 \cdot 59^{-0,157} = 0,796 \quad (105)$$

$k_c$  – součinitel vlivu způsobu zatěžování, pro ohyb  $k_c=1$ , pro tah-tlak  $k_c=0,85$ , pro krut  $k_c=0,59$

$k_d$  – součinitel vlivu teploty, při  $50^\circ\text{C}$   $k_d=1,01$

$k_e$  – součinitel spolehlivosti, při 90% spolehlivosti  $k_e=0,897$

$k_f$  – součinitel zahrnující další faktory, pro žádné další faktory  $k_f=1$

pro normálová napětí je korigovaná mez únavy

$$\sigma_{cú} = 0,896 \cdot 0,796 \cdot 0,85 \cdot 1,01 \cdot 0,897 \cdot 1 \cdot 397 = 218 \text{ MPa} \quad (106)$$

pro smyková napětí platí

$$\tau_{cú} = 0,896 \cdot 0,796 \cdot 0,59 \cdot 1,01 \cdot 0,897 \cdot 1 \cdot 397 = 151 \text{ MPa} \quad (107)$$

**Vrubový součinitel**

$$\beta = \frac{\alpha}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha - 1) \cdot \sqrt{\rho}}{\alpha \cdot \sqrt{r}}} \quad (108)$$

kde:  $r$  – rádius vrubu

$\sqrt{\rho}$  - Neubauerův parametr

$$\begin{aligned} \sqrt{\rho} &= 1,238\,788 - 0,224\,979 \cdot 10^{-2} \cdot R_m + 0,224\,979 \cdot 10^{-5} \cdot R_m^2 - 0,410\,477 \cdot \\ &10^{-9} \cdot R_m^3 = 0,132 \end{aligned} \quad (109)$$

Vrubový součinitel pro normálová napětí

$$\beta_{\sigma} = \frac{\alpha_{\sigma}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma} - 1) \cdot \sqrt{\rho}}{\alpha_{\sigma} \cdot \sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot (1 - 1) \cdot 0,132}{1 \cdot \sqrt{0,6}}} = 1 \quad (110)$$

Vrubový součinitel pro smyková napětí

$$\beta_{\tau} = \frac{\alpha_{\tau}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau} - 1) \cdot \sqrt{\rho}}{\alpha_{\tau} \cdot \sqrt{r}}} = \frac{3,83}{1 + \frac{2 \cdot (3,83 - 1) \cdot 0,132}{3,83 \cdot \sqrt{0,6}}} = 3,06 \quad (111)$$

**Mez únavy konkrétního dílu**

$$\sigma_{cú}^* = \frac{\sigma_{cú}}{\beta} \text{ [MPa]} \quad (112)$$

Mez únavy vzhledem k normálovým zatížením konkrétního dílu

$$\sigma_{cú}^* = \frac{\sigma_{cú}}{\beta_{\sigma}} = \frac{218}{1} = 218 \text{ MPa} \quad (113)$$

Mez únavy vzhledem ke smykovým zatížením konkrétního dílu

$$\tau_{cú}^* = \frac{\tau_{cú}}{\beta_{\tau}} = \frac{151}{3,06} = 49,5 \text{ MPa} \quad (114)$$

**Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy normálového napětí**

$$k_{d\sigma} = \frac{\sigma_{cú}^*}{(\sigma_0 + \sigma_t)} = \frac{218}{(21,7 + 0,5)} = 6,4 \quad (115)$$

**Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy smykového napětí**

$$k_{d\tau} = \frac{\tau_{cú}^*}{\tau_K} = \frac{49,5}{12} = 4,1 \quad (116)$$

**Celková bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy**

$$k_c = \frac{k_{d\sigma} \cdot k_{d\tau}}{\sqrt{(k_{d\sigma}^2 + k_{d\tau}^2)}} = \frac{6,4 \cdot 3,7}{\sqrt{(6,4^2 + 3,7^2)}} = 3,5 \quad (117)$$



Z pevnostního hlediska je vřeteno dostatečně dimenzováno.

### 5.5.4 Dimenzování pera

Točivý moment z řemenice na vřeteno bude přenášen přes přesné pero.

#### Určení minimální délky pera

$$l_{p\min} = \frac{F_o}{t_h \cdot p_{dov}} \quad [\text{mm}] \quad (118)$$

Kde:  $F_o$  [N] – obvodová síla hřídele

$t_h$  [mm] – hloubka drážky hřídele

$p_{dov}$  [MPa] – dovolený měrný tlak, pro ocel  $p_{dov} = 150$  MPa

$$F_o = \frac{M_k}{\frac{D_h}{2}} = \frac{334}{\frac{0,076}{2}} = 8802 \text{ N} \quad (119)$$

$$l_{p\min} = \frac{F_o}{t_h \cdot p_{dov}} = \frac{9908}{8,5 \cdot 150} = 6,9 \text{ mm} \quad (120)$$

Zvoleno pero délky  $l_p = 70$  mm.

Dle normy ČSN 02 2562 je zvoleno těsné pero 22e7x14x70. [7]

#### Kontrola pera na stříh

Kontrola pera na stříh vychází z meze kluzu ve smyku a střížného napětí a musí tedy platit, že mez kluzu ve smyku  $R_{se}$  musí být vyšší než střížné napětí  $\tau_s$ .

$$R_{se} > \tau_s \quad (121)$$

$$R_{se} = 0,557 \cdot R_e = 0,557 \cdot 590 = 340 \text{ MPa} \quad (122)$$

$$\tau_s = \frac{F_o}{S_{stř}} \quad [\text{MPa}] \quad (123)$$

$S_{stř}$  [mm<sup>2</sup>] – střížná plocha

$$S_{stř} = b \cdot (l_p - b) + \frac{\pi \cdot b^2}{4} = 22 \cdot (70 - 22) + \frac{\pi \cdot 22^2}{4} = 1436 \text{ mm}^2 \quad (124)$$

$b$  [mm] – šířka pera

$$\tau_s = \frac{F_o}{S_{stř}} = \frac{8802}{1436} = 6,1 \text{ MPa} \Rightarrow R_{se} > \tau_s \quad (125)$$

Z hlediska kontroly na stříh je pero dostatečně dimenzováno.

## Kontrola pera na otláčení

U kontroly pera na otláčení se vychází ze způsobu zatěžování a dovoleného měrného tlaku. Dovolенý tlak na bocích drážky v náboji  $p_{db}$  musí být vyšší než skutečný  $p_{skut}$ .

$$p_{db} > p_{skut} \quad (126)$$

Pro střídavé otáčení s malými rázy je dovolený tlak na bocích drážky

$$p_{db} = 0,45 \cdot p_{dov} = 0,45 \cdot 150 = 67,5 \text{ MPa} \quad (127)$$

Skutečný tlak na bocích drážky

$$p_{skut} = \frac{F_o}{S_{bdn}} \quad [\text{MPa}] \quad (128)$$

kde:  $S_{bdn}$  [mm<sup>2</sup>] – plocha boku drážky v náboji

$$S_{bdn} = t_n \cdot (l_p - b) = 5,5 \cdot (70 - 22) = 264 \text{ mm}^2 \quad (129)$$

$t_n$  [mm] – hloubka drážky v náboji

$$p_{skut} = \frac{F_o}{S_{bdn}} = \frac{8802}{264} = 33,3 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \quad p_{db} > p_{skut} \quad (130)$$

Z hlediska kontroly na otláčení zvolené pero vyhovuje.

Z důvodu častých rázů při spouštění rotace vřetene, především u C-osy, a ohledně dynamických požadavků, bude náhon vřetene spojen s hnací řemenicí přes dvě těsná pera vzájemně pootočená o 180°.

## 5.6 Návrh C-osy

U dnešních běžných soustružnických center je C-osa standardní součástí výbavy stroje, proto je součástí návrhu vřeteníku.

Pohon C-osy bude realizován dle výběrového kritéria pomocí ozubeného převodu s přímým ozubením. Protože návrh C-osy není součástí zadání, budou individuálně zvoleny vstupní parametry (Tab. 35) a výpočet bude zjednodušený. Výpočet je zaměřený především na ozubený převod, a to z důvodu uložení ozubeného kola na vřetenu.

Spojení a rozpojení ozubených kol bude ovládáno pneumatickým válcem, který rozpojí hnací ozubené kolo s elektromotorem od hnaného ozubeného kola na vřetenu (Obr. 5.12) a (Obr. 5.13).

### 5.6.1 Zvolené vstupní parametry

Tab. 35) Vstupní parametry pro výpočet C-osy

Parametr	Označení	Jednotka	Hodnota
Převodový poměr C-osy	$i_C$	[-]	3,9
Úhel ozubení (přímé)	$\beta$	[°]	0
Sklon záběrové přímky	$\alpha$	[°]	17,5
Modul ozubení	$m_C$	[-]	2,5
Výkon elektromotoru	$P_{mC}$	[kW]	2,4
Krouticí moment elektromotoru	$M_{kmC}$	[Nm]	27,
Nominální otáčky elektromotoru	$n_{mC}$	[min <sup>-1</sup> ]	400
Materiál hnacího hřídele 12 060			
Dovolené napětí v krutu	$\tau_{dC}$	[MPa]	30

#### Minimální průměr hnacího hřídele C-osy

$$d_{hC1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kmC}}{\pi \cdot \tau_{dC}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 11400}{\pi \cdot 30}} = 16,6 \text{ mm} \quad (131)$$

Zvolený průměr hnacího hřídele  $d_{hC} = 18 \text{ mm}$ .

#### Otáčky na vřetenu

$$i_C = \frac{n_{mC}}{n_{vC}} \Rightarrow n_{vC} = \frac{n_{mC}}{i_C} = \frac{400}{3,89} = 102 \text{ min}^{-1} \quad (132)$$

#### Krouticí moment na vřetenu

$$M_{kvC} = 9550 \cdot \frac{P_{mC}}{n_{vC}} = 9550 \cdot \frac{2,4}{514} = 222 \text{ Nm} \quad (133)$$

### 5.6.2 Výpočet ozubení

Při vzájemném tření zuby o zuby dochází k jejich opotřebení, proto je nutné, aby počet zubů hnacího a hnaného kola byl nesoudělný.

#### Hnací ozubené kolo

Zvoleno 29 zubů ( $z_{1C}$ )

průměr roztečné kružnice hnacího ozubeného kola  $d_{1c}$

$$d_{1C} = m_C \cdot z_{1C} = 2,5 \cdot 29 = 72,5 \text{ mm} \quad (134)$$

## Hnané ozubené kolo

Počet zubů ozubeného kola je spočítán z převodového poměru

$$i_C = \frac{z_{2C}}{z_{1C}} \Rightarrow z_{2C} = i_C \cdot z_{1C} = 3,9 \cdot 29 = 112,8 \quad (135)$$

U hnaného ozubeného kola zvolen počet zubů  $z_{2C} = 113$

Průměr roztečné kružnice

$$d_{2C} = m_C \cdot z_{2C} = 2,5 \cdot 113 = 282,5 \text{ mm} \quad (136)$$

## Kontrola převodového poměru

$$i_C = \frac{z_{2C}}{z_{1C}} = \frac{113}{29} = 3,9 \quad (137)$$

## Šířka ozubení

Šířka hnaného ozubeného kola

$$b_{2C} = 8 \cdot m_C = 8 \cdot 2,5 = 20 \text{ mm} \quad (138)$$

Šířka hnacího ozubeného kola

$$b_{1C} = 2 \cdot m_C + b_{2C} = 2 \cdot 2,5 + 20 = 25 \text{ mm} \quad (139)$$

## Osová vzdálenost mezi ozubenými koly

$$a_C = \frac{d_{1C} + d_{2C}}{2} = \frac{72,5 + 282,5}{2} = 177,5 \text{ mm} \quad (140)$$

## 5.6.3 Zatěžující síly na ozubení

### Zatěžující síly od hnacího hřídele

Tangenciální síla

$$F_{tC1} = \frac{M_{kmC}}{\frac{d_{1C}}{2}} = \frac{27000}{\frac{72,5}{2}} = 745 \text{ N} \quad (141)$$

Radiální síla

$$F_{rC1} = F_{tC1} \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 745 \cdot \frac{\tan 17,5}{\cos 0} = 234 \text{ N} \quad (142)$$

Axiální síla

$$F_{aC1} = F_{tC1} \cdot \tan \beta = 745 \cdot \tan 0 = 0 \text{ N} \quad (143)$$

### Zatěžující síly od hnaného hřídele

Tangenciální síla

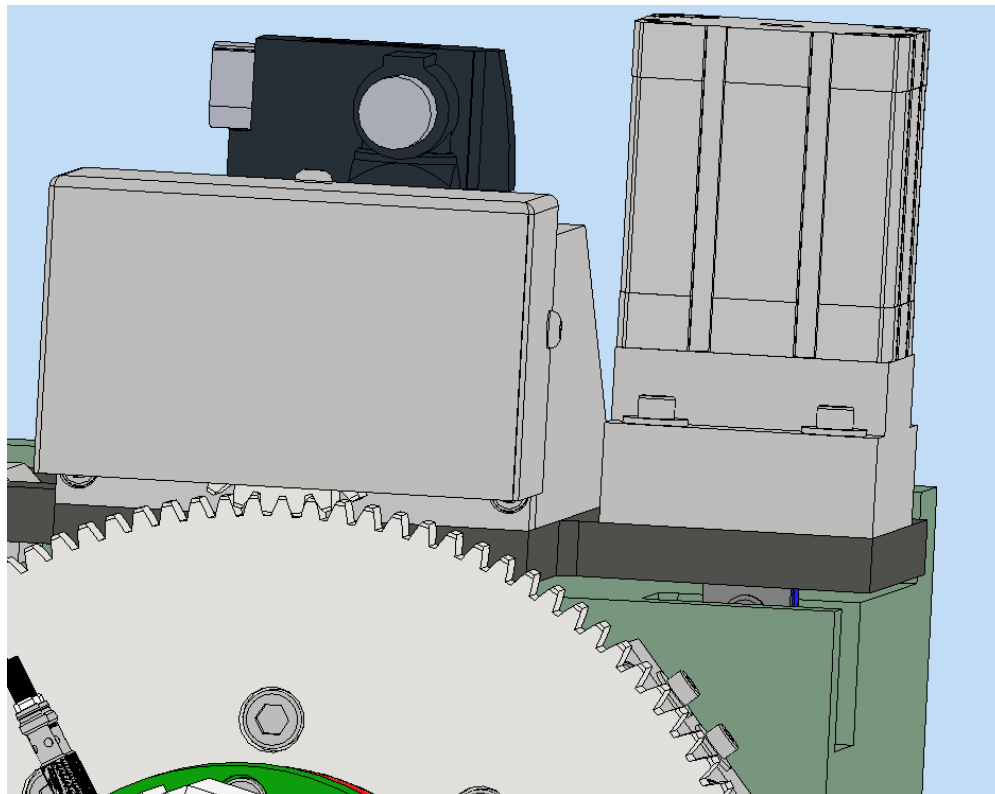
$$F_{tC2} = \frac{M_{kvC}}{\frac{d_{2C}}{2}} = \frac{45000}{\frac{282,5}{2}} = 1578 \text{ N} \quad (144)$$

Radiální síla

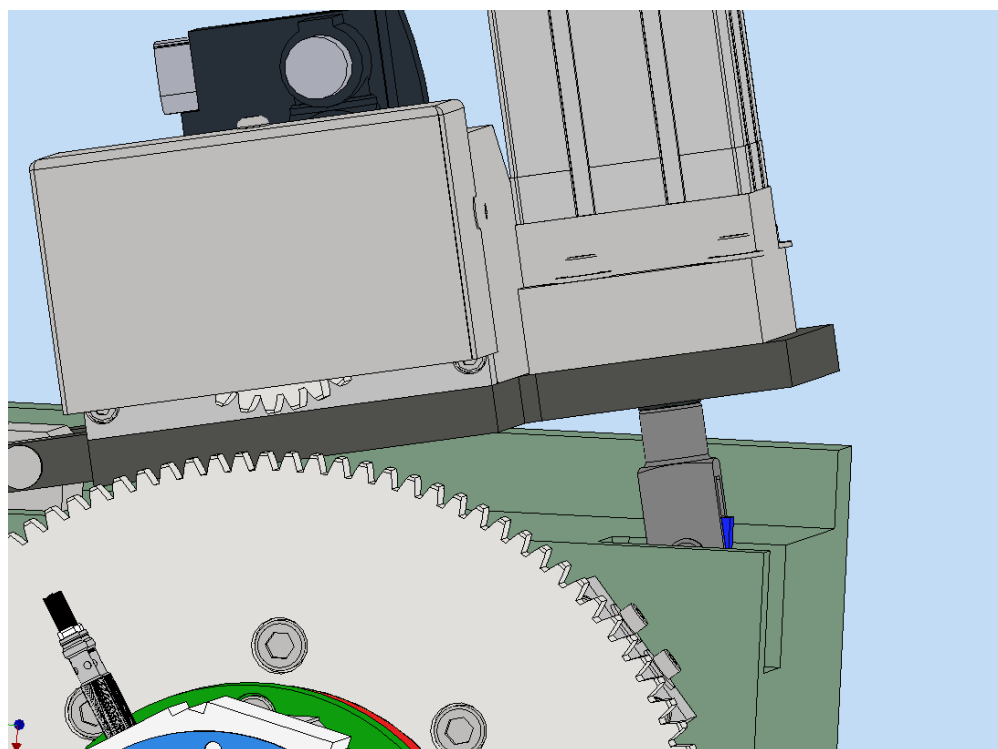
$$F_{rC2} = F_{tC2} \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 1578 \cdot \frac{\tan 17,5}{\cos 0} = 497 \text{ N} \quad (145)$$

Axiální síla

$$F_{aC2} = F_{tC2} \cdot \tan \beta = 1578 \cdot \tan 0 = 0 \text{ N} \quad (146)$$



Obr. 5.12) Navržená C-osa



Obr. 5.13) Rozpojená C-osa

## 5.7 Odměrování

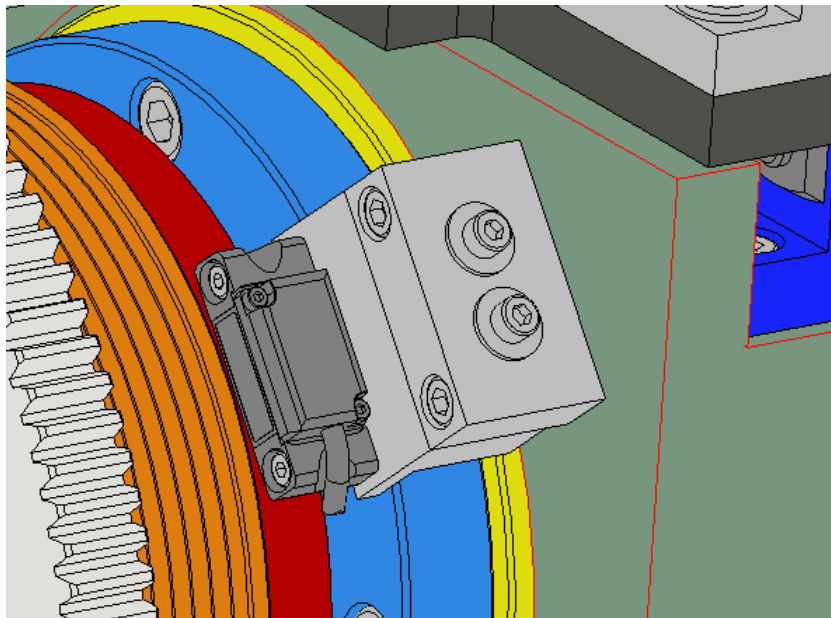
Podle výběrového kritéria je zvolen systém přímého odměrování úhlu natočení a otáček pomocí inkrementálního magnetického snímače.

Pro odměrování je zvolený modulární úhlový snímač s magnetickým snímáním od firmy Heidenhain s označením ERM 2203. Jedná se o sestavu rotujícího kroužku a pevného snímače. [15]

Vlastní návrh umístění snímače je na (Obr. 5.14).

Tab. 36) Základní parametry odměrování

Parametr	Hodnota	Jednotka
Maximální otáčky	6000	[min <sup>-1</sup> ]
Přesnost	±0,06°	[°]
Vnější průměr kroužku	176,03	[mm]
Vnitřní průměr kroužku	140 -0,012	[mm]



Obr. 5.14) Návrh konstrukce snímače

## 5.8 Upínání obrobku

Podle výběrového kritéria je zvoleno silové sklíčidlo. Jedná se o systém upínání obrobku pomocí hydraulického válce, upínací trubky a silového sklíčidla. Tento systém je u soustružnických center použit ve většině případů. Ovládání hydraulickým válcem umožňuje rychlé upnutí obrobku, vysokou spolehlivost a vysokou sílu upnutí.

Přední konec vřetena je typu A1 podle norem DIN-55028/ ISO 702-1 o velikosti č. 6. To zajistí možnost použití různých velikostí sklíčidel pro upínací konec vřetene této rozměrové řady.

Pro konstrukční návrh je zvoleno silové sklíčidlo ROTA NCF plus 215-66 firmy Schunk s průchozí dírou. Zvolené sklíčidlo umožní upnout obrobek o průměru až 215 mm a lze průchozím otvorem upnout obrobek až do průměru 66 mm. Zvolen je hydraulický válec Opus-H 70-37 od firmy Schunk s průchozí dírou o průměru 37,5 mm. Katalogové listy obou součástí, jsou uvedeny v příloze č. 6. [12]

Z navrženého systému vyplývá, že maximální průměr materiálu procházející skrz vřeteník je 37 mm, což je v případě malých strojů zcela dostačující.

## 6 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

Cílem diplomové práce je návrh a konstrukční zpracování vestavného vřeteníku soustružnického centra pro stroje s výkonem do 10kW. Pohon vřetene je realizován přes dvoustupňovou převodovku a řemenový převod. V současnosti existuje rozsáhlé spektrum možností konstrukcí soustružnických strojů a jejich vřeten.

Ze zadaných základních požadavků na vřeteník je spočítán požadovaný výkon hlavního elektromotoru. Z jeho následné konkrétní volby je spočten točivý moment vřetene. Tyto dva parametry jsou nezbytnou součástí pro stanovení možných provozních podmínek. Díky tomu je možné si udělat obrázek o tom, jak bude vřeteník zatěžován a lze provést návrh konstrukce konkrétněji.

Na základě toho je možno provést kriteriální analýzy pro jednotlivé konstrukční uzly. Podle způsobu provozu je možno určit způsob uložení ložisek, způsob mazání, typ hnacího řemene, způsob pohonu C-osy, druh odměřování úhlu a otáček a systém upínání obrobku. Po zpracování kriteriálních analýz lze určit přesné parametry vřeteníku. Pak už jen zbývá stanovit rozměry ložisek na základě požadovaných provozních vlastností.

Po kompletním návrhu se provedou výpočty pro uložení vřetene, mazání a pevnostní výpočty. Pro stroje vybavené C-osou se přidají patřičné výpočty. Návrh C-osy není součástí zadání diplomové práce, ale na základě dnešní běžné vybavenosti strojů je návrh součástí práce. Jedná se pouze o zjednodušený návrh, který je konstrukčně vztažený jako vhodný pro aplikaci navrženého vřeteníku. Výpočty se týkají pouze převodů a jejich vzájemných sil. Pro důslednější zpracování je nutno přidat další výpočty, které by byly nad rámec diplomové práce.

Významnou vlastností vřeteníku je tuhost, ovlivňující přesnost práce celého stroje. Při nejvyšším zatížení (Hrubování 1) je tuhost  $35,6 \text{ N}/\mu\text{m}$ , při této tuhosti dochází k radiálnímu házení nástroji o velikosti  $77 \mu\text{m}$ . Z tohoto důvodu je možné takové zatížení provozovat pouze u hrubovacích operací. Při operaci (na čisto) je radiální házení na nástroji pouze  $5 \mu\text{m}$ , zde se dá hovořit v rámci soustružení o vysoké přesnosti. Na deformaci vřetene má z velké části i vliv řemenového převodu, protože v nízkých otáčkách působí síla řemene na hřídel, a to způsobí deformaci vřetene na předním konci. Vlivem odstředivých sil dojde ke snížení síly na hřídel a dojde tak ke snížení deformací. Proto je nutné provozovat vřeteno ve vyšších otáčkách, tím je potom dosaženo vyšší přesnosti.

Z důvodu náhonu řemenovým převodem s mikroklínovým řemenem jsou maximální otáčky vřetene  $4750 \text{ min}^{-1}$ . Pro dosažení vyšších otáček by bylo třeba použít menší průměry řemenic, avšak došlo by ke snížení přenášeného výkonu především v nízkých otáčkách.

V práci jsou použita ložiska s kosoúhlým stykem s úhlem sklonu  $25^\circ$ , tím je zvýšena axiální tuhost oproti běžným ložiskům s úhlem sklonu  $15^\circ$ . Zároveň ale mají nižší dosažitelné otáčky pohybující se do  $5600 \text{ min}^{-1}$ , což je vzhledem k limitu řemenového převodu dostačující.

Z důvodu velikosti vřetene, nízkých provozních otáček a převážného provozu bez vybuzeného kmitání, není zpracována modální analýza pro zjištění vlastních frekvencí vřetene. Avšak pro vysokootáčkové aplikace s vybuzeným kmitáním, by byla modální analýza nezbytnou součástí návrhu vřetene.



## 7 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá návrhem vestavného vřeteníku pro soustružnická centra. Před samotným řešením je zpracována rešerše týkající se soustružnických center, jednotlivých komponent vřeteníku a technických úskalí obnášející návrh vřeteníku.

Pro návrh vřeteníku je proveden variantní výběr jednotlivých konstrukčních uzlů. Tímto variantním výběrem je zvolen systém uložení ložisek kde v přední podpěře je sada ložisek v uspořádání „TBT“ a v zadní podpěře je dvouřadé válečkové ložisko. Dále je zvoleno mazání ložisek pomocí plastického maziva. Jako hlavní náhon vřetene je použit mikroklínový řemen, pohon C-osy je řešený ozubeným převodem s přímým ozubením. Pro přesné určení úhlu natočení vřetene je zvolen systém přímého odměřování magnetickým inkrementálním snímačem. Nakonec pomocí variantního výběru byl vybrán systém upínání pomocí silového sklíčidla s hydraulickým válcem.

Samotný konstrukční návrh vřeteníku vychází z předpokládaných provozních podmínek, skládajících se z pěti druhů hrubovacích operací, z jedné operace soustružení načisto a ze dvou vrtacích operací. Každá obráběcí operace je charakterizována poměrnou dobou zatížení v %. Na základě těchto údajů lze určit zatěžující síly, momenty a otáčky vřetene. Následně je proveden návrh pohonu skládající se z elektromotoru, převodovky a řemenového převodu. Potřebný výkon elektromotoru je určen z požadovaného výkonu vřeteníku (10 kW) a z účinnosti celé náhonové soustavy. Zvolen je asynchronní elektromotor Siemens 1PH8107-1DS00-1NC1. Přes přírubu je k elektromotoru připojena dvoustupňová řaditelná převodovka ZF Duoplan s převodovým poměrem 4,91. Řemenový převod je spojen s řemenicí uložené na výstupní hřídeli převodovky s řemenicí uložené na vřetenu. Převodový poměr řemenové předlohy je 1,44. Na základě těchto parametrů a celkové účinnosti rotační soustavy je pak určen maximální hnací moment vřetene o velikosti 334 Nm.

V rámci návrhu uložení vřetene je proveden výpočet reakčních sil pro jednotlivé soustružnické operace. Z důvodu zjednodušení je tento výpočet řešený jako rovinný. Následně je vybrána ložisková sada SKF 7020 ACD/P4ATBT a dvouřadé válečkové ložisko SKF NN 3018TN/SP. Podle zvolených ložisek jsou provedeny výpočty axiální a radiální tuhosti a základní trvanlivosti. Další výpočty charakterizují deformaci a tuhost vřeteníku. Pomocí nich je vypočteno radiální házení v bodě obrábění. Pomocí deformací ložiska a vřetene lze stanovit optimální vzdálenost mezi podporami. Ta je na základě kompromisu mezi výpočtem a doporučením výrobce stanovena na 250 mm.

Protože jsou ložiska mazána plastickým mazivem (tukem), jsou pomocí výpočtů určeny domazávací intervaly, které dosahují až 31 200 pracovních hodin, proto nejsou v konstrukci vřeteníku přidány otvory pro případné přimazání.

Ohledně mezního stavu pružnosti a mezního stavu únavy jsou v diplomové práci zpracovány pevnostní výpočty. Z pevnostních výpočtů vyplývá, že nejvyšší redukované napětí je v průřezu, kde jsou drážky pro přesná pera. Při zatížení operací hrubování 3 je zde redukované napětí 85,5 MPa. Na základě zjištění této hodnoty je zvolen materiál 14 200.4 s mezí kluzu 590 MPa. Celková bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti je 6,9 a celková bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy je 3,5. V rámci pevnostních výpočtů je dále určena minimální délka pera, kontrola pera na stříh a kontrola pera na otláčení.

Návrh C-osy je v diplomové práci pouze okrajově, protože není součástí zadání, jedná se především o výpočet ozubeného převodu.

Odměrování úhlu natočení vřetene je zde řešeno magnetickým inkrementálním snímačem Heidenhain ERM 2203, přičemž rotující kroužek je uložený přímo na vřetenu a snímací hlava je uchycena pomocí držáku ke skříni vřeteníku. Přesnost tohoto snímače je  $\pm 0,06^\circ$ .

K upínání obrobku slouží silové sklíčidlo ROTA NCF plus 2015-66 ovládané hydraulickým válcem Opus-H 70-37. Tento válec má průchozí otvor a umožní upnout obrobek procházející skrz vřeteno o průměru do 37 mm.

## 8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce obráběcích strojů III*. 2014. Praha: MM publishing, 2014. MM Speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] MAREK, Jiří. *Konstrukce obráběcích strojů IV*. 2018. Praha: MM publishing, 2018. MM Speciál. ISBN 978-80-906310-8-3.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2., přeprac. vyd. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0361-6.
- [5] *SKF: Vysoce přesná ložiska* [online]. [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://www.skf.com/binary/151-129877/0901d196804385f4-Super-/index.html>
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA.: *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. vyd. Úvaly ALBRA, 2011. 927 s. ISBN -978-80-7361-081-4
- [7] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS.: *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*, 5.vyd. v Brně: CERM, s.r.o., 2013. 234 s. ISBN -978-80-7204-838-0
- [8] *Kovosvit MAS* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.kovosvit.cz/>
- [9] *Sandvik coromant* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/pages/default.aspx>
- [10] *Walter tools* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.walter-tools.com/cs-cz/pages/default.aspx>
- [11] *MM spektrum* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/>
- [12] *Schunk* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: [https://schunk.com/cz\\_cs/domovska-stranka/](https://schunk.com/cz_cs/domovska-stranka/)
- [13] *BISON-BIAL S.A.* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.bison-bial.com/products/lathe-chucks>
- [14] *Kitagawa* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.kitagawa.global/cz>
- [15] *Heidenhain* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.heidenhain.cz/>
- [16] *Siemens* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/goos/WelcomePage.aspx?regionUrl=/CZ&language=cs>
- [17] *Renishaw* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.renishaw.cz/cs/>
- [18] *PM-Tech* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.pm-tech.cz/>
- [19] *Sick* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.sick.com/cz/cs/>
- [20] *Gates* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.gates.com/us/en.html>
- [21] *Haberkorn* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/>

- [22] *Optilube* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: [http://www.optilube.cz/oleje-maziva/term\\_165](http://www.optilube.cz/oleje-maziva/term_165)
- [23] SKALICKÝ, Jiří. *Elektrické servopohony*. Vyd. 2. Brno: Vysoké učení technické, 2001. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1978-4
- [24] *DMG Mori* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: [https://cz.dmgmori.com/produkty/stroje/?utm\\_source=Google&utm\\_medium=CPC&utm\\_campaign=company\\_CZ&gclid=EAIAIQobChMIInNXi9\\_mu6QIVCeR3Ch3TQg8HEAAYASAAEgICYPD\\_BwE](https://cz.dmgmori.com/produkty/stroje/?utm_source=Google&utm_medium=CPC&utm_campaign=company_CZ&gclid=EAIAIQobChMIInNXi9_mu6QIVCeR3Ch3TQg8HEAAYASAAEgICYPD_BwE)
- [25] *Fanuc* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: [https://www.fanuc.eu/cz/cs?gclid=EAIAIQobChMIr-fimfqu6QIVhKZ3Ch0CiwnYEAAAYASAAEgJ7S\\_D\\_BwE](https://www.fanuc.eu/cz/cs?gclid=EAIAIQobChMIr-fimfqu6QIVhKZ3Ch0CiwnYEAAAYASAAEgJ7S_D_BwE)
- [26] *Accuway* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.accuway.com.tw/>
- [27] *Pivko* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.pivkobrakes.com/>
- [28] *Nexen* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.nexengroup.com/>
- [29] *Svenborg Brakes* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.svendborg-brakes.com/>
- [30] *Goodway* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.goodwaycnc.com/>
- [31] *Index-Traub* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://cz.index-traub.com/en/>
- [32] *TOS Kuřim* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/>
- [33] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. Vyd. 1. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1992. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0470-1
- [34] *ZF* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: [https://www.zf.com/products/en/industrial\\_drives/products\\_29074.html](https://www.zf.com/products/en/industrial_drives/products_29074.html)
- [35] *Thomas For Industry* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.thomasnet.com/>
- [36] *KentCNC* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.kentcnc.net/nc>
- [37] *Diva-portal*
- [38] *SMS* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <http://smsmachine.com/>
- [39] *BMC-TECH* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://bmc-tech.cz/>
- [40] *NSK* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.nskeurope.com/en.html>
- [41] *Moskin: Machine spindle design* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <http://moskin.praysafeconsulting.com/machine-spindle-design/>
- [42] *Roehm* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.roehm.biz/en/home/>
- [43] *Střední průmyslová škola Praha 10: Práce a síla při řezání* [online]. ©2020 [cit. 2020-05-13]. Dostupné z: [https://www.moodle-trebesin.cz/pluginfile.php/9860/mod\\_resource/content/0/5.%20PR%20C3%81CE%20A%20S%20C3%8DLA%20P%20C5%98I%20OBR%20C3%81B%20C4%9AN%20C3%8D.pdf](https://www.moodle-trebesin.cz/pluginfile.php/9860/mod_resource/content/0/5.%20PR%20C3%81CE%20A%20S%20C3%8DLA%20P%20C5%98I%20OBR%20C3%81B%20C4%9AN%20C3%8D.pdf)

- [44] *Klueber* [online]. ©2020 [cit. 2020-06-2]. Dostupné z: <https://www.klueber.com/cz/cs/homepage/>
- [45] *Cubic machinery* [online] : ©2020 [cit. 2020-06-10]. Dostupné z: <https://www.cubicmachinery.com/>
- [46] *Cnccookbook* [online] : ©2020 [cit. 2020-06-10]. Dostupné z: <https://www.cnccookbook.com/>
- [47] *Seiger Drehmaschinen* [online] : ©2020 [cit. 2020-06-10]. Dostupné z: <https://www.seiger.de/en/home.php>
- [48] *Hurco* [online] : ©2020 [cit. 2020-06-20]. Dostupné z: <https://www.hurco.cz/>



## 9 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

### 9.1 Seznam zkratek a symbolů

symbol	jednotka	veličina
$\sqrt{\rho}$	[-]	Neubauerův parametr
a	[m]	Vzdálenost od předního ložiska a bodu obrábění
A	[mm.min <sup>-1</sup> ]	Otáčkové číslo
a <sub>C</sub>	[mm]	Osová vzdálenost mezi ozubenými koly
A <sub>LA</sub>	[mm.min <sup>-1</sup> ]	Otáčkové číslo ložiska A
A <sub>LB</sub>	[mm.min <sup>-1</sup> ]	Otáčkové číslo ložiska B
a <sub>pk</sub>	[m]	Vzdálenost předního konce vřetene od podpěry A
a <sub>r</sub>	[mm]	Osová vzdálenost řemenic
b	[m]	Vzdálenost od zadního ložiska a hnacího řemene
b	[mm]	Šířka pera
b <sub>1C</sub>	[mm]	Šířka hnacího ozubeného kola C-osy
b <sub>2C</sub>	[mm]	Šířka hnaného ozubeného kola C-osy
C	[kN]	Základní dynamická únosnost ložiska
C <sub>0</sub>	[kN]	Základní statická únosnost ložiska
C1	[-]	Součinitel závislý na sadě ložisek a třídy předpětí
C2	[-]	Součinitel pro hybridní ložiska
C3	[-]	Součinitel závislý na orientaci vřetene
C4	[-]	Součinitel závislý na zatížení ložiska
C5	[-]	Součinitel závislý na spolehlivosti ložisek
C6	[-]	Součinitel závislý na proudění vzduchu
C7	[-]	Součinitel závislý na prostředí
C8	[-]	Součinitel závislý na provozní teplotě
d <sub>1C</sub>	[mm]	Průměr roztečné kružnice hnacího ozubeného kola C-osy
d <sub>2C</sub>	[mm]	Průměr roztečné kružnice hnaného ozubeného kola C-osy
D <sub>c</sub>	[mm]	Obráběný průměr
D <sub>hC</sub>	[mm]	Zvolený průměr hnacího hřídele C-osy
D <sub>hC1</sub>	[mm]	Minimální průměr hnacího hřídele C-osy
D <sub>L</sub>	[mm]	Vnější průměr ložiska
d <sub>L</sub>	[mm]	Vnitřní průměr ložiska
d <sub>m</sub>	[mm]	Střední průměr ložiska
D <sub>f1</sub>	[mm]	Průměr hnací řemenice
D <sub>f2</sub>	[mm]	Průměr hnané řemenice
D <sub>v</sub>	[mm]	Vnější průměr vřetene
d <sub>v</sub>	[mm]	Vnitřní průměr vřetene
d <sub>w</sub>	[mm]	Průměr kuličky
e	[-]	Výpočtový součinitel
E	[GPa]	Modul pružnosti
f	[-]	Výpočtový součinitel dle velikostí ložiska

$f_1$	[-]	Výpočtový součinitel závislý na stykovém úhlu
$F_1$	[N]	Zatěžující síla na odlehčených ložiskách
$F_2$	[N]	Zatěžující síla na odlehčených ložiskách
$f_{2A}$	[-]	Výpočtový součinitel závislý na třídě předpětí
$f_{2B}$	[-]	Výpočtový součinitel závislý na třídě předpětí
$f_{2C}$	[-]	Výpočtový součinitel závislý na třídě předpětí
$f_{2D}$	[-]	Výpočtový součinitel závislý na třídě předpětí
$F_{aC1}$	[N]	Axiální síla od hnacího hřídele
$F_{aC2}$	[N]	Axiální síla od hnaného hřídele
$F_{Ax}$	[N]	Reakce ve směru X v podpoře A
$F_{Az}$	[N]	Reakce ve směru Z v podpoře A
$F_B$	[N]	Reakce v podpoře B
$F_{ca}$	[N]	Axiální posuvová síla
$F_{cr}$	[N]	Radiální řezná síla
$F_o$	[N]	Obvodová síla hřídele
$F_{OD1}$	[N]	Odlehčující síla
$F_{OD2}$	[N]	Odlehčující síla
$F_{rC1}$	[N]	Radiální síla od hnacího hřídele
$F_{rC2}$	[N]	Radiální síla od hnaného hřídele
$F_t$	[N]	Tahová-tlaková síla
$F_{tC1}$	[N]	Tangenciální síla od hnacího hřídele
$F_{tC2}$	[N]	Tangenciální síla od hnaného hřídele
$G$	[cm <sup>3</sup> ]	Počáteční množství plastického maziva
$G_A$	[N]	Předpětí třídy A
$G_B$	[N]	Předpětí třídy B
$G_C$	[N]	Předpětí třídy C
$G_D$	[N]	Předpětí třídy D
$G_m$	[N]	Předpětí ložiskové sady s konkrétními ložisky
$G_{ref}$	[cm <sup>3</sup> ]	Referenční množství plastického maziva
$G_{TBT}$	[N]	Předpětí ložiskové sady „TBT“
$h$	[mm]	Hloubka třísky
$i_C$	[-]	Převodový poměr C-osy
$i_p$	[-]	Převodový poměr převodovky
$i_{p1}$	[-]	Převodový poměr prvního stupně převodovky
$i_{p2}$	[-]	Převodový poměr druhého stupně převodovky
$i_r$	[-]	Převodový poměr řemenového převodu
$j$	[-]	Počet kuličkových ložisek
$J_1$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti hnací řemenice
$J_2$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti hnané řemenice
$J_c$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti ozubeného kola C-osy
$j_{df}$	[-]	Počet drážek řemene
$J_m$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti kotvy motoru
$J_N$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti dalších rotujících částí vřeteníku
$J_p$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti převodovky
$J_{rhm}$	[rad.s <sup>-2</sup> ]	Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel elektromotoru
$J_{vřet}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti vřetene
$J_z$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu



k	[-]	Koeficient bezpečnosti
K	[-]	Koeficient závisící na typu ložiska a otáčkovém čísle
k <sub>a</sub>	[-]	Součinitel jakosti povrchu
k <sub>aA</sub>	[N.μm <sup>-1</sup> ]	Axiální tuhost při předpětí A
k <sub>aB</sub>	[N.μm <sup>-1</sup> ]	Axiální tuhost při předpětí B
k <sub>aC</sub>	[N.μm <sup>-1</sup> ]	Axiální tuhost při předpětí C
k <sub>aD</sub>	[N.μm <sup>-1</sup> ]	Axiální tuhost při předpětí D
k <sub>b</sub>	[-]	Součinitel závislý na drsnosti povrchu
k <sub>c</sub>	[-]	Celková bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy
k <sub>c</sub>	[-]	Součinitel vlivu způsobu zatěžování
k <sub>d</sub>	[-]	Součinitel vlivu teploty
k <sub>dσ</sub>	[-]	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy normálového napětí
k <sub>dτ</sub>	[-]	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy smykového napětí
k <sub>e</sub>	[-]	Součinitel spolehlivosti
k <sub>f</sub>	[-]	Součinitel zahrnující další faktory
k <sub>r</sub>	[N.μm <sup>-1</sup> ]	Radiální tuhost jednoho ložiska ze sady
k <sub>rA</sub>	[N.μm <sup>-1</sup> ]	Radiální tuhost ložiskové sady v podpěře A
k <sub>rB</sub>	[N.μm <sup>-1</sup> ]	Statická radiální tuhost (směrová)
k <sub>vř</sub>	[N.μm <sup>-1</sup> ]	Celková tuhost vřeteníku
k <sub>δ</sub>	[-]	Koeficient tuhosti styčných ploch
L	[m]	Vzdálenost mezi ložisky
L <sub>h</sub>	[hod]	Hodinová trvanlivost (při 90% spolehlivosti)
L <sub>hc</sub>	[hod]	Celková trvanlivost za proměnných provozních podmínek
L <sub>opt</sub>	[mm]	Optimální vzdálenost mezi ložisky
L <sub>optc</sub>	[mm]	Optimální vzdálenost mezi ložisky za proměnných provozních podmínek
l <sub>p</sub>	[mm]	Délka pera
l <sub>pmin</sub>	[mm]	Minimální délka pera
l <sub>f</sub>	[mm]	Délka řemene
m <sub>C</sub>	[-]	Modul ozubení
M <sub>Cz</sub>	[Nm]	Řezný moment
M <sub>k</sub>	[Nm]	Krouticí moment
M <sub>kmC</sub>	[Nm]	Krouticí moment elektromotoru
M <sub>kvC</sub>	[Nm]	Krouticí moment na vřetenu od C-osy
M <sub>mt</sub>	[Nm]	Potřebný moment motoru pro zrychlení za požadovaný čas
M <sub>nm</sub>	[Nm]	Jmenovitý moment
M <sub>o</sub>	[Nm]	Ohybový moment
M <sub>p1max</sub>	[Nm]	Maximální vstupní moment
M <sub>p2max</sub>	[Nm]	Maximální výstupní moment
M <sub>pz</sub>	[Nm]	Hnací moment vřetene
M <sub>y</sub>	[Nm]	Ohybový moment vřetene
n	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky
n <sub>d</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	Dosažitelné otáčky při mazání tukem
n <sub>dB</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	Dosažitelné otáčky válečkového ložiska v podpěře B
n <sub>dTBT</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	Dosažitelné otáčky ložiskové sady „TBT“
n <sub>maxm</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	Maximální otáčky
n <sub>mC</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	Nominální otáčky elektromotoru

$n_{nm}$	$[\text{min}^{-1}]$	Jmenovité otáčky
$n_{p2max}$	$[\text{min}^{-1}]$	Maximální otáčky druhého stupně převodovky
$n_{stf}$	$[\text{min}^{-1}]$	Střední hodnota otáček za proměnných provozních podmínek
$n_{vC}$	$[\text{min}^{-1}]$	Otáčky na vřetenu od C-osy
$n_{vřet}$	$[\text{min}^{-1}]$	Otáčky vřetene
$p$	$[-]$	Mocnitel
$P$	$[\text{N}]$	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
$P_c$	$[\text{kW}]$	Řezný výkon
$p_{db}$	$[\text{MPa}]$	Dovolený tlak na bocích drážky v náboji
$p_{dov}$	$[\text{MPa}]$	Dovolený měrný tlak
$P_m$	$[\text{kW}]$	Výkon elektromotoru
$P_{mC}$	$[\text{kW}]$	Výkon elektromotoru
$P_{nm}$	$[\text{kW}]$	Jmenovitý výkon
$P_{pmax}$	$[\text{kW}]$	Maximální výkon
$p_{skut}$	$[\text{MPa}]$	Skutečný tlak na bocích drážky v náboji
$P_{vřet}$	$[\text{kW}]$	Výkon vřetene
$r$	$[\text{mm}]$	Rádus vrubu
$R_e$	$[\text{MPa}]$	Mez kluzu
$R_m$	$[\text{MPa}]$	Mez pevnosti
$R_{se}$	$[\text{MPa}]$	Mez kluzu ve smyku
$S$	$[\text{mm}^2]$	Modul průřezu v tahu
$S_{bdn}$	$[\text{mm}^2]$	Plocha boku drážky v náboji
$S_{stf}$	$[\text{mm}^2]$	Střížná plocha
$t_{fA}$	$[\text{hod}]$	Domazávací interval ložiska A
$t_{fB}$	$[\text{hod}]$	Domazávací interval ložiska B
$t_h$	$[\text{mm}]$	Hloubka drážky hřídele
$t_n$	$[\text{mm}]$	Hloubka drážky v náboji
$T_{relA}$	$[\text{hod}]$	Upravený domazávací interval ložiska A
$T_{relB}$	$[\text{hod}]$	Upravený domazávací interval ložiska B
$T_{reltot}$	$[\text{hod}]$	Celkový domazávací interval cyklického provozu
$U$	$[-]$	Doba zatěžovacího cyklu
$v_{omax}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Maximální obvodová rychlost řemene
$W_j$	$[\text{J}]$	Energie napjatosti
$W_k$	$[\text{mm}^3]$	Modul průřezu v krutu
$W_o$	$[\text{mm}^3]$	Modul průřezu v ohybu
$W_x$	$[\mu\text{m}]$	Průhyb předního konce vřetene
$X_2$	$[-]$	Výpočtový součinitel
$Y_1$	$[-]$	Výpočtový součinitel
$Y_2$	$[-]$	Výpočtový součinitel
$z$	$[-]$	Počet kuliček
$z_{1C}$	$[\text{mm}]$	Počet zubů hnacího ozubeného kola C-osy
$z_{2C}$	$[\text{mm}]$	Počet zubů hnaného ozubeného kola C-osy
$\alpha$	$[\text{°}]$	Sklon záběrové přímky
$\alpha$	$[\text{°}]$	Úhel styku
$\alpha_k$	$[-]$	Tvarový součinitel v krutu
$\alpha_o$	$[-]$	Tvarový součinitel v ohybu
$\alpha_t$	$[-]$	Tvarový součinitel v tahu

$\beta$	[-]	Vrubový součinitel
$\beta$	[°]	Úhel ozubení (přímé)
$\beta_{\sigma}$	[-]	Vrubový součinitel pro normálová napětí
$\beta_{\tau}$	[-]	Vrubový součinitel pro smyková napětí
$\delta$	[ $\mu\text{m}$ ]	Deformace vřeteníku
$\delta_a$	[ $\mu\text{m}$ ]	Axiální deformace ložisek od zatěžující axiální síly
$\delta_L$	[ $\mu\text{m}$ ]	Radiální házení ložisek
$\delta_{LA}$	[ $\mu\text{m}$ ]	Deformace ložisek v podpěře A
$\delta_{LB}$	[ $\mu\text{m}$ ]	Deformace ložisek v podpěře B
$\delta_N$	[ $\mu\text{m}$ ]	Radiální házení v bodě obrábění
$\delta_p$	[ $\mu\text{m}$ ]	Pružná deformace ložisek vyvolána předpětím
$\delta_s$	[ $\mu\text{m}$ ]	Deformace skříně vřeteníku
$\delta_V$	[ $\mu\text{m}$ ]	Průhyb předního konce vřetene
$\varepsilon_m$	[ $\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$ ]	Úhlové zrychlení elektromotoru
$\varepsilon_{\text{vřet}}$	[ $\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$ ]	Úhlové zrychlení vřetene
$\eta_C$	[-]	Celková účinnost rotační soustavy
$\eta_{Lk}$	[-]	Účinnost kuličkového ložiska
$\eta_{Lv}$	[-]	Účinnost válečkového ložiska
$\eta_P$	[-]	Účinnost převodovky
$\eta_{\text{ř}}$	[-]	Účinnost řemenového převodu
$\sigma_{cú}$	[MPa]	Korigovaná mez únavy pro normálová napětí
$\sigma_{cú}^*$	[MPa]	Mez únavy vzhledem k normálovým zatížením konkrétního dílu
$\sigma_k$	[MPa]	Smykové napětí
$\sigma_o$	[MPa]	Ohybové napětí
$\sigma_{RED}$	[MPa]	Redukované napětí
$\sigma_t$	[MPa]	Tahové napětí
$\sigma_{\dot{u}}$	[MPa]	Mez únavy
$\tau_{cú}$	[MPa]	Korigovaná mez únavy pro smyková napětí
$\tau_{cú}^*$	[MPa]	Mez únavy vzhledem ke smykovým zatížením konkrétního dílu
$\tau_{dC}$	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
$\tau_s$	[MPa]	Střížné napětí

## 9.2 Seznam tabulek

Tab. 1) Základní vlastnosti vřeten vybraných strojů.....	42
Tab. 2) Kritéria hodnocení variant uspořádání ložisek .....	44
Tab. 3) Hodnocení variant uspořádání ložisek.....	44
Tab. 4) Kritéria hodnocení variant mazání .....	45
Tab. 5) Hodnocení variant mazání .....	45
Tab. 6) Kritéria hodnocení variant hnacího řemene.....	46
Tab. 7) Hodnocení variant hnacího řemene .....	46
Tab. 8) Kritéria hodnocení variant pohonu C-osy .....	47
Tab. 9) Hodnocení variant pohonu C-osy .....	47
Tab. 10) Kritéria hodnocení variant odměřování .....	48
Tab. 11) Hodnocení variant odměřování .....	48
Tab. 12) Kritéria hodnocení variant systémů upínání obrobku.....	49
Tab. 13) Hodnocení variant systémů upínání obrobku .....	49

Tab. 14) Předpokládané provozní podmínky.....	50
Tab. 15) Řezné a posuvové síly.....	51
Tab. 16) Účinnosti jednotlivých částí pohonu.....	52
Tab. 17) Momenty setrvačnosti jednotlivých rotujících částí.....	53
Tab. 18) Charakteristiky asynchronního servomotoru 1PH8107-1DS00-1HC1.....	53
Tab. 19) Charakteristiky převodovky ZF Duoplan 120K.....	54
Tab. 20) Vlastnosti řemenového převodu.....	54
Tab. 21) Vzdálenosti působišť sil.....	55
Tab. 22) Zatěžující síly při různých provozních cyklech.....	56
Tab. 23) Vlastnosti ložisek.....	57
Tab. 24) Charakteristiky vřetene.....	61
Tab. 25) Průřezové charakteristiky vřetene.....	61
Tab. 26) Celková deformace a tuhost vřeteníku při proměnném zatížení.....	62
Tab. 27) Radiální házení v bodě obrábění.....	63
Tab. 28) Optimální vzdálenosti mezi ložisky u ostatních provozních podmínek.....	65
Tab. 29) Trvanlivosti ložisek při různých cyklech zatížení.....	67
Tab. 30) Otáčková čísla ložisek a jejich domazávací intervaly.....	70
Tab. 31) Upravené domazávací intervaly ložisek podle jednotlivých zatížení.....	71
Tab. 32) Zatěžující momenty a síly, průřezové charakteristiky a napětí v jednotlivých průřezech.....	74
Tab. 33) Redukovaná napětí v jednotlivých průřezech při proměnném zatížení.....	74
Tab. 34) Vhodné materiály pro konstrukci vřeten.....	75
Tab. 35) Vstupní parametry pro výpočet C-osy.....	79
Tab. 36) Základní parametry odměřování.....	82

### 9.3 Seznam obrázků

Obr. 1.1) Příklady soustružnických operací [9].....	12
Obr. 1.2) Příklady frézovacích operací [30].....	12
Obr. 1.3) Soustružnické obráběcí centrum [8].....	13
Obr. 1.4) Jednoprofesní CNC soustružnický stroj [8].....	14
Obr. 1.5) Soustružnické obráběcí centrum [8].....	14
Obr. 1.6) Hlavní části soustružnického stroje [36].....	15
Obr. 1.7) Vícevřetenový automat [31].....	16
Obr. 1.8) Svislý soustruh (karusel) [32].....	17
Obr. 2.1) Skříňový tvar tělesa vřeteníku [38]¶.....	18
Obr. 2.2) Tubusový tvar [37].....	18
Obr. 2.3) Typ A1 [12].....	19
Obr. 2.4) Typ A2 [12].....	19
Obr. 2.5) Typ B [12].....	19
Obr. 2.6) Axiální kuličkové ložisko [5].....	20
Obr. 2.7) Radiální válečková ložiska [5].....	21
Obr. 2.8) Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [5].....	21
Obr. 2.9) Uspořádání ložisek do dvojic [5].....	22
Obr. 2.10) Uspořádání ložisek do trojic [5].....	22
Obr. 2.11) Vliv házení ložisek na přesnost chodu [4].....	23

Obr. 2.12)	Deformace vřeteníku [4] .....	24
Obr. 2.13)	Montáž ložisek tlakovým olejem [5] .....	25
Obr. 2.14)	Opatření pro demontáž ložisek [5] .....	25
Obr. 2.15)	Možné způsoby řešení bezkontaktního těsnění [5] .....	26
Obr. 2.16)	Postup zabíhání ložisek [5] .....	29
Obr. 2.17)	Mazání s nuceným oběhem oleje [5] .....	30
Obr. 2.18)	Mazání vstřikovaným olejem [5] .....	30
Obr. 2.19)	Mazání systémem olej-vzduch [5] .....	31
Obr. 2.20)	Interní pohon [41] .....	32
Obr. 2.21)	Externí pohon [1] .....	32
Obr. 2.22)	Planetová převodovka [34] .....	33
Obr. 2.23)	Řemenový převod [26] .....	33
Obr. 2.24)	Vestavné torzní motory [16] .....	34
Obr. 2.25)	Silová sklíčidla [12] .....	35
Obr. 2.26)	Pneumatická sklíčidla [12] .....	36
Obr. 2.27)	Upínací kleštiny [18] .....	36
Obr. 2.28)	Nepřímé odměřování [19] .....	37
Obr. 2.29)	Přímé odměřování [15] .....	38
Obr. 2.30)	Kotoučová brzda [45] .....	38
Obr. 2.31)	Náhon C-osy čelním ozubeným převodem [47] .....	39
Obr. 2.32)	Pohon C-osy šnekovým převodem [30] .....	40
Obr. 2.33)	Náhon C-osy řemenovým převodem [46] .....	40
Obr. 3.1)	Soustružnické centrum KL 435Y [8] .....	41
Obr. 3.2)	Soustružnické centrum TM 6 i [48] .....	41
Obr. 3.3)	Soustružnické centrum TNA 300 [31] .....	42
Obr. 4.1)	Uspořádání dvakrát zády k sobě „O“ [40] .....	43
Obr. 4.2)	Uspořádání do „TBT“ se zadním dvouřadým válečkovým ložiskem [5] ..	43
Obr. 4.3)	Uložení přes radiální a axiální ložiska [5] .....	44
Obr. 5.1)	Rozložení rezných sil [11] .....	51
Obr. 5.2)	Zatěžující a reakční síly působící na vřeteno .....	55
Obr. 5.3)	Radiální házení ložisek .....	60
Obr. 5.4)	Rozdělení sil na jednotlivé úseky .....	60
Obr. 5.5)	Radiální házení v bodě obrábění .....	62
Obr. 5.6)	Deformace ložisek v závislosti na vzdálenosti L .....	63
Obr. 5.7)	Deformace předního konce vřetene v závislosti na vzdálenosti L .....	64
Obr. 5.8)	Sloučení grafů deformace ložisek s deformací předního konce vřetene v závislosti na vzdálenosti L .....	64
Obr. 5.9)	Diagram pro stanovení součinitele K [5] .....	68
Obr. 5.10)	Domazávací interval vzhledem k otáčkovému číslu a typu ložiska .....	69
Obr. 5.11)	Kritické průřezy vřetene .....	72
Obr. 5.12)	Navržená C-osa .....	81
Obr. 5.13)	Rozpojená C-osa .....	81
Obr. 5.14)	Návrh konstrukce snímače .....	82

## 10 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Pohledy a řezy modelu

Příloha 2 – Výpočty vřeteníku

Příloha 3 – Předpokládané provozní podmínky

Příloha 4 – Parametry elektromotoru 1PH8

Příloha 5 – Parametry převodovky ZF Duoplan 2K120

Příloha 6 – Vzorový protokol výpočtu řemenového převodu

Příloha 7 – Vhodné silové sklíčidlo a upínací válec

Příloha 8 – 3D modely

### Výkresová dokumentace

2020-01-S000	Výkres vrcholné sestavy
2020-01-S001	Výkres sestavy vestavného vřeteníku
2020-01-S003	Výkres sestavy C-osy
2020-01-S004	Výkres sestavy odměřování
2020-01-0001	Výkres vřetene
2020-01-0010	Výkres tubusu
2020-01-0013	Výkres skříně

# PŘÍLOHY

## Příloha 1

