



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 SPINDLE TURNING CENTRE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Krajča

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Bc. Martin Krajča
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	Ing. Jan Pavlík, Ph.D.
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:

Navrhnete a konstrukčně zpracujete uzel vřeteníku soustružnického centra. Předpokládaný výkon cca 5 kW, možnost polohování v režimu C–osy. Do řešení zahrňte pevnostně deformační MKP výpočty a výpočet vlastních frekvencí vřetene. Stanovení zbývajících charakteristik budou součástí návrhu.

Cíle diplomové práce:

Rozbor současného stavu vědy a techniky u 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.
Závěr 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: VUT IUM, 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 konstrukčním návrhem vřeteníku soustružnického centra. Cílem práce je konstrukční řešení soustružnického vřeteníku o výkonu cca 5kW s možností polohování v ose C. Úvodní část práce je zaměřena na popis základních parametrů vřeteníku a soustružnických center na trhu. Další část se věnuje volbě rezných podmínek a výpočtu parametrů vřetene. Tyto výpočty jsou ověřeny pomocí metody MKP. Na základě výpočtů a konstrukčních požadavků je vytvořen model vřeteníku s výkresovou dokumentací.

ABSTRACT

This master's thesis deals with the design of the headstock of a turning center. The aim of the work is the design solution of turning headstock with output of about 5 kW with the possibility of positioning in the C axis. The introductory part of this thesis is focused on the description of the basic parameters of the headstock and turning centers on the market. The next part deals with choice of cutting conditions and calculation of spindle parameters. These calculations are verified using the FEM method. Based on the calculations and design requirements, a headstock model with drawing documentation is created.

KLÍČOVÁ SLOVA

vřeteník, vřeteno, pohon, ložiska, soustružnické centrum

KEYWORDS

headstock, spindle, drive, bearing, turning center

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KRAJČA, Martin. *Návrh vřeteníku soustružnického centra* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124634>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jan Pavlík.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D. za pomoc, připomínky a rady při vypracovávání této diplomové práce. Také bych chtěl poděkovat své rodině za podporu během celého mého studia.

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 20.6.2020

.....

Bc. Martin Krajča

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	SOUSTRUŽNICKÉ STROJE A OBRÁBĚCÍ CENTRA	17
2.1	Rozdělení obráběcích strojů na rotační součásti dle: [3]	17
2.2	Obráběcí centrum na rotační součásti	18
3	VŘETENÍK SOUSTRUŽNICKÉHO CENTRA	19
3.1	Způsob zástavby vřeteníku	19
3.1.1	Přesnost chodu vřetene	20
3.2	Tuhost vřetene a uložení	21
3.3	Pohon vřetene	22
3.3.1	Pohon vřetene s vloženým převodem	22
3.3.2	Pohon vřetene s přímým převodem	23
3.3.3	Pohon elektrovřetenem	23
3.4	Uložení vřetene	24
3.4.1	Valivá ložiska	24
3.4.2	Uspořádání ložisek	25
3.4.3	Způsob uložení vřetene	26
3.4.4	Mazání ložisek	27
3.4.5	Těsnění ložisek	28
3.4.6	Chlazení vřetene	29
3.5	Pracovní konec vřetene soustružnického stroje	30
4	POLOHOVÁNÍ VŘETENE	33
4.1	Pohon osy C	33
4.1.1	Přímý pohon osy C	34
4.1.2	Nepřímý pohon osy C	34
4.2	Odměrování polohy vřetene	36
4.2.1	Nepřímé odměřování polohy	37
4.2.2	Přímé odměřování polohy	37
4.2.3	Přírůstkové (inkrementální) odměřování	37
4.2.4	Absolutní odměřování	38
5	SITUACE NA TRHU	39
6	NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ	43
6.1	Volba konstrukčního řešení	43
6.1.1	Varianta 1	43
6.1.2	Varianta 2	43
6.1.3	Varianta 3	43
6.1.4	Zvolené konstrukční řešení	44
6.2	Výpočet rezných sil soustružení	45
6.3	Volba motoru	46
6.4	Řemenový převod	48
6.4.1	Maximální otáčky vřetene	48
6.5	Volba ložisek	48
6.6	Výpočet optimální vzdálenosti ložisek	51
6.7	Deformace vřetene	54
6.8	Reakční síly v ložiscích a průběhy ohybových momentů	54
6.9	Výpočet trvanlivosti ložisek	59
6.9.1	Trvanlivost předních ložisek vřetene	59

6.9.2	Trvanlivost zadního ložiska vřetene.....	61
6.10	Mazání ložisek.....	61
6.10.1	Trvanlivost maziva přední sady ložisek.....	62
6.10.2	Trvanlivost maziva zadního ložiska.....	63
6.11	Kontrola vřetene k meznímu stavům.....	63
6.11.1	Kontrola vřetene k meznímu stavu pružnosti.....	63
6.11.2	Kontrola vřetene k meznímu stavu únavy.....	67
7	KONSTRUKCE OSY C.....	69
7.1	Výpočet rezných sil frézování.....	69
7.1.1	Rezné síly při čelním frézování.....	69
7.1.2	Rezné síly při válcovém frézování.....	70
7.2	Volba polohovacího motoru.....	72
7.3	Návrh ozubeného soukolí.....	73
8	KONTROLA VŘETENE POMOCÍ METODY MKP.....	75
8.1	Pevnostně deformační kontrola vřetene.....	75
8.1.1	Model vřetene.....	75
8.1.2	Síťování tělesa.....	75
8.1.3	Zavazbení tělesa a nahrazení ložisek.....	76
8.1.4	Zatížení vřetene.....	77
8.1.5	Pevnostně deformační kontrola vřetene.....	77
8.2	Výpočet vlastních frekvencí vřetene.....	80
9	SOUČÁSTI V KONSTRUKČNÍM ŘEŠENÍ.....	83
9.1	Uchycení řemenice na vřeteni.....	83
9.2	Upínací systém vřetene.....	84
9.3	Brzda vřetene.....	84
9.4	Odměrování polohy.....	85
10	NAVRŽENÁ KONSTRUKCE UZLU VŘETENÍKU.....	87
10.1	Vřeteno a jeho uložení.....	88
10.2	Připojovací mechanismus polohování C osy.....	92
10.3	Montáž brzdy vřetene a polohovacího snímače.....	95
11	DOPORUČENÍ PRO PRAXI.....	97
12	ZHODNOCENÍ A DISKUZE.....	99
13	ZÁVĚR.....	101
14	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	103
15	SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK A OBRÁZKŮ.....	107
15.1	Seznam tabulek.....	107
15.2	Seznam obrázků.....	107
16	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK.....	111
17	SEZNAM PŘÍLOH.....	117

1 ÚVOD

Vřeteník je jedním z hlavních konstrukčních uzlů obráběcího stroje. Ačkoliv je mnoho druhů obráběcích strojů, které slouží k různým obráběcím operacím s rozdílnými požadavky, lze u jejich vřeteníků pozorovat, že jsou ve svých základech velmi podobné.

Jelikož se neustále zvyšují požadavky na kvalitu, přesnost a rychlost výroby, na které má vřeteník obráběcího stroje zásadní vliv, jsou i na něj, nejen při návrhu, ale i v výrobě a následné montáži, kladeny vysoké nároky. Mezi tyto nároky zejména patří dlouhá životnost, tuhost, spolehlivost a vysoká produktivita.

Cílem této diplomové práce je zpracování konstrukčního návrhu vřeteníku soustružnického centra s výkonem cca 5kW. Na tomto stroji by měly být možné, kromě samotných soustružnických prací, provádět i operace frézovací a vrtací, proto musí být vřetene schopné přesného polohování.

Rešeršní část diplomové práce se nejprve obecně zabývá problematikou obráběcích center pro obrábění rotačních součástí. Následně je proveden rozbor vřeteníku a komponent, ze kterých se tento konstrukční uzel skládá. Jsou zde uvedeny možné konstrukční zástavby vřeteníku, problematika tuhosti a způsob náhonu. Dále je zde rozebráno vřeteno, jeho možnosti uložení ve vřeteníku, normalizace pracovních konců a způsob odměřování jeho natočení. Poslední část je věnována popisem menších soustružnických obráběcích center na trhu. Je zde zejména kladen důraz na parametry spojené přímo s vřeteníkem. Jedná se zejména o výkon motoru, způsob náhonu vřetene, maximálních otáček, obráběný průměr obrobku nebo vrtání vřetene.

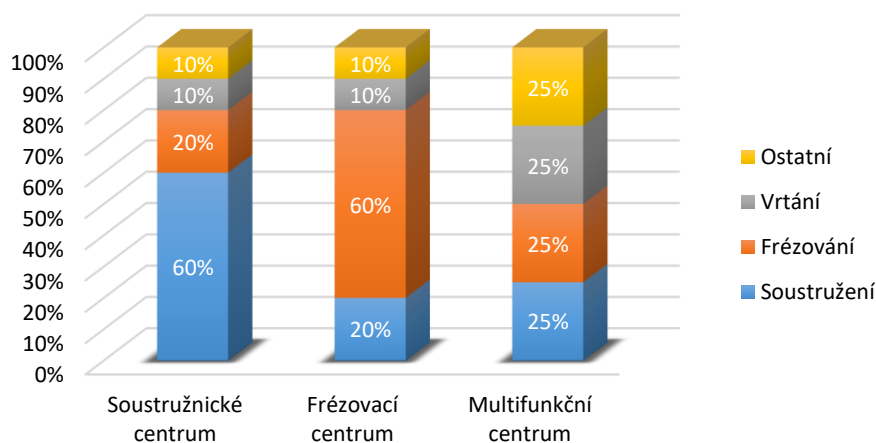
Následně se práce zabývá zvolením vhodné konstrukce vřeteníku a jeho následná konstrukce. Na základě zvolených rezných podmínek je sestavena výpočtová zpráva, ve které jsou určeny hodnoty potřebného výkonu, krouticího momentu a rozmezí otáček, podle kterých je vybrán motor a uložení vřetene. Ze silového zatížení vřetene, které je dáno reznými silami, je nalezena vhodná vzdálenost ložisek a jejich trvanlivost. Následně je vypočítána tuhost vřetene, ložisek a deformace těchto komponent. V závěru výpočtové zprávy je provedena kontrola vřetene k meznímu stavu pružnosti a únavy. Tyto výpočty jsou ověřeny pomocí metody MKP.

Závěr práce je věnován popisu konstrukce celého uzlu vřeteníku soustružnického centra a jeho jednotlivých komponent. Na závěr je provedeno zhodnocení a doporučení pro praxi.

2 SOUSTRUŽNICKÉ STROJE A OBRÁBĚCÍ CENTRA

Soustružnické stroje a obráběcí centra na rotační součásti jsou řazeny do skupiny obráběcích strojů s definovanou geometrií břitu. Hlavní řezný pohyb těchto strojů je rotační a je zprostředkován na obrobku. Obrobek je upnut ve sklíčidle, kleštině nebo upínací desce, která je uchycena na vřetení. Vedlejší pohyb je přímočarý a vykonává jej obvykle soustružnický nůž. Ten může být upevněn na nožové hlavě, která má možnost pohybu v rovnoběžném, kolmém, mimoběžném nebo kombinovaném směru s osou rotace obrobku. Na takovýchto strojích lze soustružit vnitřní i vnější plochy rotačních součástí, brousit, vrtat, vyvrtávat díry a řezat závity v ose obrobku. [1, 2]

S nástupem číslicového řízení se začaly soustruhy vybavovat řízenou osou C, která umožňuje přesné natočení a aretaci obrobku. V kombinaci s osazením centra víceosou frézovací hlavou lze provádět na strojích složitější frézovací a vrtací operace i mimo osu obrobku či upínací desky a tím zvýšit univerzálnost těchto strojů, viz obr. 1. [1]



Obr. 1) Rozložení operací na obráběcích centrech [3]

2.1 Rozdělení obráběcích strojů na rotační součásti dle: [3]

1. Polohy osy vřetene
 - Svislé (karusely, inverzní soustruhy)
 - Vodorovné (klasické soustruhy, soustružnická centra)
2. Počtu řízených os
 - Třiosé
 - Víceosé (4,5)
3. Počtu vřeten
 - Jednovřetenové
 - Dvouvřetenové
 - Vícevřetenové
4. Provedení
 - Soustružnické
 - Soustružnické obráběcí centrum
 - Speciální

2.2 Obráběcí centrum na rotační součásti

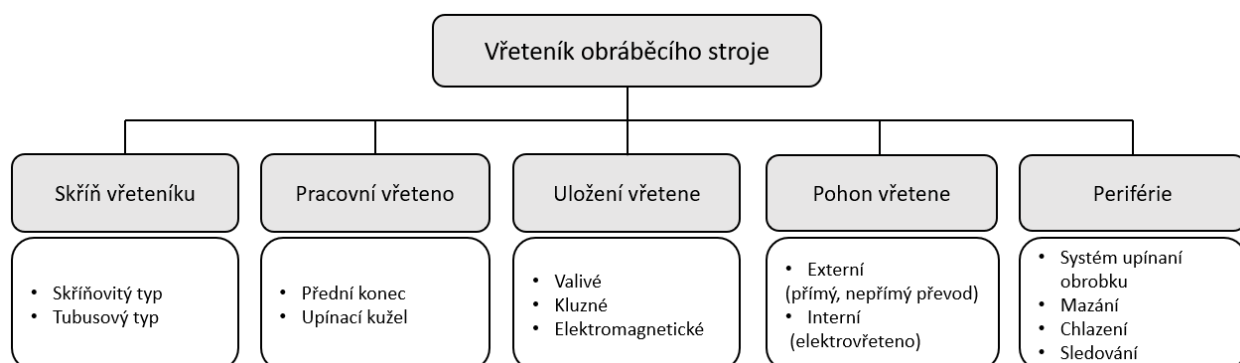
Soustružnický stroj umí provádět pouze soustružnické operace, pokud ale chceme označovat stroj jako soustružnické obráběcí centrum nebo obráběcí centrum na rotační součásti, musí toto zařízení umožňovat: [3]

- Různé druhy třískového obrábění (soustružení, frézování, vrtání)
- Automatickou výměnu nástrojů (revolverový zásobník)
- Automatickou výměnu obrobků (podavač tyčového materiálu)
- Práci v automatickém cyklu, bezobslužnost provozu
- Prvky diagnostiky a měření a inteligence

3 VŘETENÍK SOUSTRUŽNICKÉHO CENTRA

Jedním ze základních stavebních prvků obráběcích strojů je vřeteník, který zásadně ovlivňuje kvalitu obráběcího stroje. Úroveň zpracování vřeteníku má podstatný vliv na přesnost a kvalitu povrchu obrobku. Výkonnost vřeteníku, resp. jeho částí, jako je pohon či vřeteno samotné určuje výkonnost celého stroje. [1, 4]

Vřeteník obráběcího centra, ať už soustružnického, frézovacího či brousícího je celek složený z více částí, viz. obr. 2. Základním požadavkem vřeteníku je jeho dostatečná tuhost a schopnost zachycení axiálních a radiálních sil, které jsou přes vřeteno a ložiska přenášeny z řezného procesu. [2]

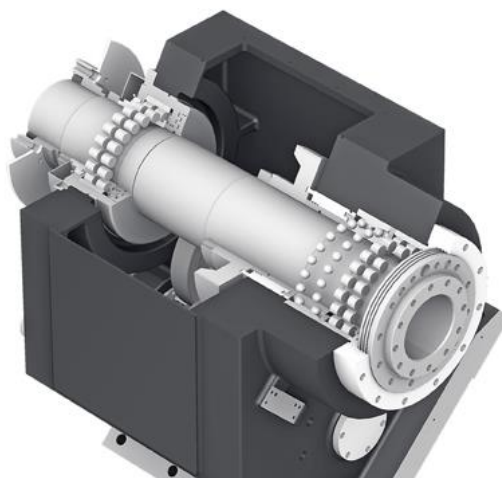


Obr. 2) Morfologie vřeteníku [3]

3.1 Způsob zástavby vřeteníku

I přes nepřeberné množství výrobců a způsobu konstrukce lze říct, že je možné typ vřeteníku shrnout do 2 verzí provedení.

Prvním z těchto provedení je vřeteník skříňového typu, který je zobrazen na obr. 3. Tato varianta se vyznačuje krabicovým provedením, které se ustavuje na rovinné plochy. Výhodou této varianty je celková tuhost. Mezi slabiny skříňového vřeteníku patří složitější manipulace a s ní spojená montáž a demontáž a také nutnost přesného obrobení montážních ploch na loži stroje.



Obr. 3) Vřeteník skříňového typu [5]

Druhé provedení, označováno jako tubus, je válcového tvaru a je znázorněno na obr. 4. Všechny součásti potřebné k provozu vřetene, tj. ložiska, těsnění, případně vestavěný motor, jsou uloženy uvnitř tubusu. Na stroj se upevňuje pomocí příruby. Velkou výhodou této varianty je rychlost montáže, ale nemá takovou tuhost jako vřeteník skříňový. [3, 6]



Obr. 4) Vřeteník tubusového typu [7]

Úlohou vřetena u soustružnických strojů a obráběcích center je uvedení obrobku do přesného rotačního pohybu, tj. takový rotační pohyb, při němž se dráhy jednotlivých bodů obrobků liší od kružnice pouze v rámci přípustných tolerancí. Základem je zkonstruování dostatečně tuhého vřetene, které přes skupinu ložisek vzájemně působí na vřeteník. [2]

Vřeteno je významný konstrukční prvek obráběcích strojů, a proto jsou na něj kladeny vysoké nároky v oblastech: [4]

- Přesnost chodu
- Dokonalé vedení
- Možnost vymezení vůle způsobené opotřebením
- Ztráty způsobené uložením vřetena musí být co nejmenší (pasivní odpory, změna polohy a vůli oteplováním)
- Vřeteno musí být dostatečně tuhé
- Schopnost rychlého rozběhu a doběhu vřetene
- Možnost reverzace smyslu otáčení
- Životnost a bezúdržbovost

Konec vřetene, který vyčnívá z vřeteníku, kde dochází k obráběcímu procesu, se nazývá přední, pracovní, konec vřetene. Tento konec vřetene je vhodně upraven na montáž sklíčidel či upínacích desek. Skrze vrtání vřetene je možné přivádět obráběný materiál v podobě dlouhých tyčí. V případě požadavku na automatizaci obráběcího stroje je možné druhý, nepracovní, konec vřetene osadit podavačem tyčí. [3]

3.1.1 Přesnost chodu vřetene

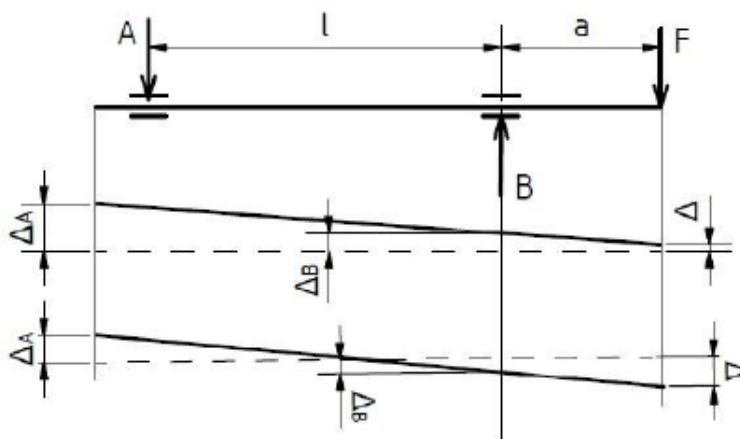
Přesnost chodu vřetene je kontrolována na předním konci vřetene na ploše, která má přímý vliv na přesnost otáčení obrobku. Tato plocha může být u soustružnických strojů plochou pro upnutí sklíčidla nebo upínací desky.

Vliv radiálního házení ložisek s radiálním házením předního konce vřetena, dle obr. 5, je závislý na poměru délky vyložení a vzdálenosti ložisek. Celkové házení se určuje jako složením dílčích házení, které se zjišťují úchylkoměrem. [4]

Radiální házení je způsobeno: [4]

- Nepřesností otáčení vřetena, kdy osa vřetene během otáčení mění svou polohu mezi dvěma koncovými body – tento jev nastává při házení ložisek
- Nesouosostí ploch, na kterých se házení měří
- Neokrouhlým tvarem příslušné plochy

Axiální házení se měří na čelní ploše příruby a může být způsobeno axiálním házením předního ložiska nebo nedokonalou kolmostí čelní plochy k ose vřetena.

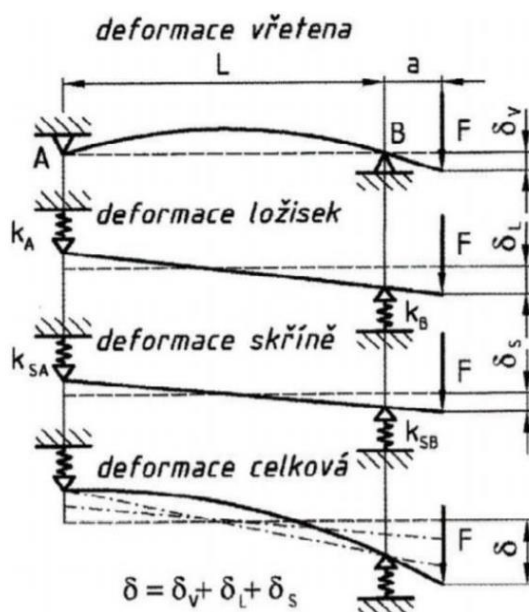


Obr. 5) Vliv házení ložisek na přesnost chodu [4]

3.2 Tuhost vřetene a uložení

Tuhost vřetene má zásadní vliv na přesnost práce i dynamickou stabilitu stroje. Je určována na předním konci vřetena, jelikož se zde upevňuje upínací zařízení obrobku a deformace v tomto místě má přímý vliv na jakost práce. [4]

Celková deformace vřetene, znázorněna na obr. 6, je určena součtem dílčích deformací prvků vřeteníku – vřetena, ložisek a vřeteníku samotného. [2, 4]



Obr. 6) Vliv tuhosti ložisek, vřetene a vřeteníku na celkovou deformaci [4]

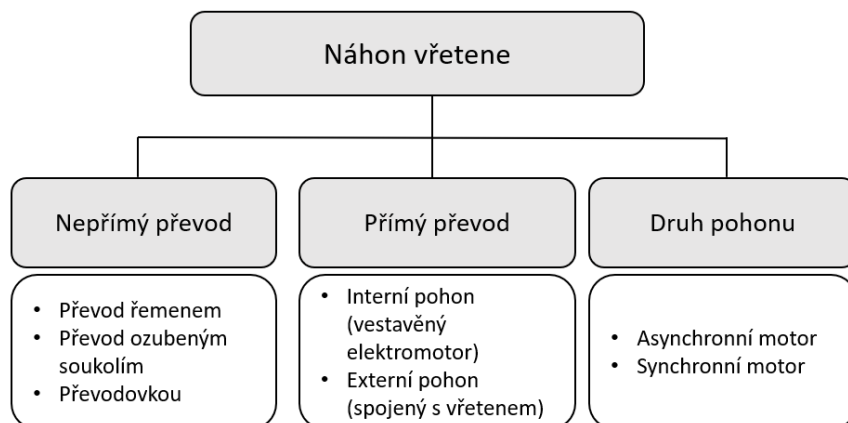
Deformace vřetene je určována při zjednodušení, že tělo vřeteníku a ložiska jsou tuhá tělesa. Pomocí tohoto kroku je průhyb vřetene závislý pouze na zatěžující síle, vzdálenosti ložisek a délce vyložení. Při výpočtu deformace ložisek se považuje za ideálně tuhé těleso vřeteníku a samotného vřetene. Určení deformace samotného vřeteníku je složité, proto se často považuje za tuhé těleso, a tudíž u něj není deformace určována. [4]

3.3 Pohon vřetene

Úlohou pohonných jednotek vřetene je přetvoření elektrické energie ze sítě tak, aby mohlo dojít k uvedení obrobku do rotačního pohybu a následně provedení obráběcí operace. Pohon vřetene musí být dimenzován tak, aby byl schopen pokrýt požadavky na dynamické parametry, které vznikají při řezném procesu. [4]

V oblasti obráběcích strojů se vyskytují 2 druhy provedení pohonu – elektrický a hydraulický. Jelikož obě skupiny pohonu mají své silné a slabé stránky závisí jejich zvolení a použití na konkrétní situaci. [2]

Způsob konstrukčního provedení náhonu vřetene lze rozdělit: [3]

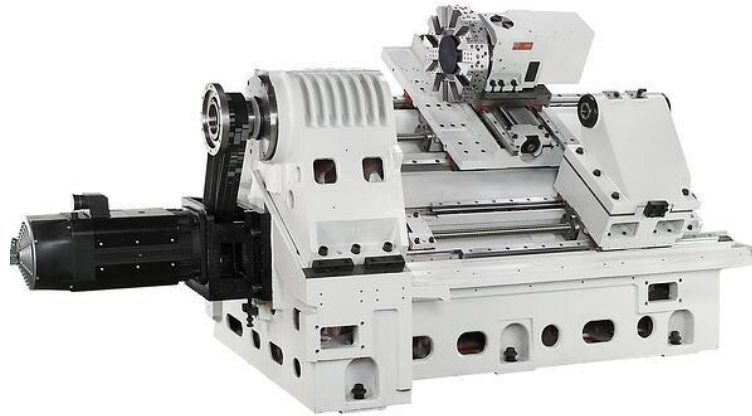


Obr. 7) Rozdělní způsobů náhonu vřetene [3]

3.3.1 Pohon vřetene s vloženým převodem

Toto konstrukční řešení spočívá v tom, že mezi samotné vřeteno a pohonnou jednotku je vložena převodová soustava. Díky tomuto rozdělení můžeme lépe pracovat se zástavbovým prostorem a také jsou zde nižší nároky na chlazení pohonu. Slabinou těchto řešení jsou ztráty a vůle v převodovém ústrojí. Jelikož je pohon umístěn mimo osu vřetene, je možné osadit konec vřetene válcem pro podávání materiálu. Provedení převodu bývá pomocí řemenu, ozubených kol, planetovou nebo harmonickou převodovkou. Realizace převodu pomocí řemenu je znázorněna na obr. 8.[8]

U řemenového převodu se využívá nejčastěji klínových řemenů. Pro přenos vysokých výkonů bez přítomnosti prokluzu se dosahuje použitím řemenů ozubených. Velká výhoda tohoto řešení je ochrana motoru před vibracemi způsobenými řezným procesem. Další předností je snadná výměna řemenu při závadě, jelikož jsou řemeny normalizované, a schopnost ochránit motor před přetížením. Nevýhodou jsou ztráty způsobené prokluzem řemenu. Účinnost této varianty se pohybuje okolo 90-95 %. [8]



Obr. 8) Pohon pomocí řemenového převodu [9]

Přednosti řešení pomocí ozubených kol jsou v přenosu vysokých točivých momentů, spolehlivosti a životnosti. Na rozdíl od řemenového převodu netlumí vibrace a při konstrukční a výrobní nepřesnosti jsou samy zdrojem vibrací. Převod je nejčastěji proveden pomocí jednoho soukolí, jelikož s dalším soukolím se snižuje účinnost, a proto je vhodný pro malé vzdálenosti mezi osou vřetene a motoru. [8, 10]

Planetová převodovka má výhodu v podobě vysokého převodového poměru a malého mrtvého chodu. Výrobní složitost převodky je promítnuta ve vyšších pořizovacích nákladech. U harmonické převodovky jsou přednosti ve vysokém převodovém poměru, žádné vůli a vysoké účinnosti. Slabinou je citlivost na torzní kmity. [8]

3.3.2 Pohon vřetene s přímým převodem

U tohoto typu řešení se nevyskytuje převodová jednotka mezi motorem a vřetenem obráběcího stroje. Toto konstrukční uspořádání se používá v oblasti vysokootáčkového obrábění, kde je potřeba stabilního dynamického pohonu, rovnoměrnost chodu, nízká hluchnost, přesné řízení polohy. Spojení pohonu a vřetene se řeší pomocí jejich slisování nebo použití spojky. Účinnost je téměř 100 %. [8]

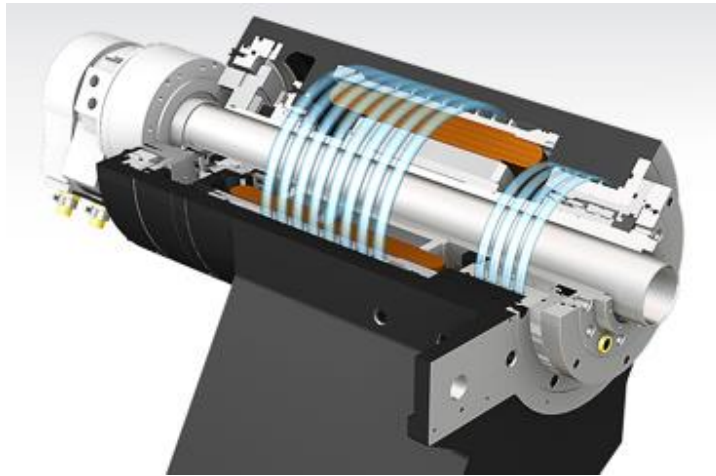


Obr. 9) Pohon vřetene s přímým převodem

3.3.3 Pohon elektrovřetenem

Pohon vřetene u této varianty je umístěn přímo ve vřeteníku, viz. obr. 10. Na vřetení je nalisován rotor a stator je uchycen pomocí šroubů k vřeteníku. Největší výhodou oproti ostatním va-

riantám je schopnost dosáhnout vysokých otáček (až $60\,000 \frac{1}{min}$.), kompaktnost a nízká hmotnost. Při obráběcím procesu je ale motor zahříván a je nutné ho chladit vodou. Další nevýhodou je vysoká pořizovací cena. [8, 11]



Obr. 10) Pohon vestavěným motorem [12]

3.4 Uložení vřetene

Uložení vřetene je složitý návrhový a konstrukční uzel výroby vřeteníku. Způsob uložení je nutné volit vhodně dle zatěžujících faktorů. Vřeteno lze do vřeteníku uložit pomocí ložiskových skupin. Tyto skupiny mohou být tvořeny valivými, kluznými nebo elektromagnetickými druhy ložisek. Použití závisí na využití stroje. Úkolem ložisek je zajištění vřetene v radiálním a axiálním směru.[2, 3]

U obráběcích strojů se v převážné míře objevují ložiska valivá. Kluzná ložiska se využívají při požadavcích na malé zástavbové rozměry, vysoké otáčky a tlumení vibrací. Nevýhodou je jejich nutnost řádného mazání, jinak hrozí jejich zadření. U elektromagnetických ložisek je využito generování magnetické síly při průchodu proudu statorom ložiska a tím dochází ke zvednutí vřetene. Není potřeba je mazat a jsou vhodná do prostředí, kde se vyskytuje vakuum nebo je požadavek na čistotu práce. Zápornou stránku těchto ložisek tvoří citlivost na výskyt nečistot a vysoké pořizovací náklady.[3, 13]

3.4.1 Valivá ložiska

Valivá ložiska s nízkým třením umožňují vedení a rotaci částí strojů, jako jsou třeba vřetena, osy nebo kola. Dále jsou schopna přenášet zatížení mezi těmito součástmi. Valivá ložiska se skládají ze dvou kroužků, vnitřních a vnějších, s vybroušenou vodící drážkou. Mezi nimi se odvalují elementy (kulička, váleček). Základní rozdělení valivých ložisek je podle směru síly, pro jejíž přenášení jsou převážně určena, na ložiska radiální a axiální. Toto rozdělení není ale směrodatné, jelikož většina typů radiálních ložisek jsou schopné přenášet axiální zatížení a některé axiální ložiska zatížení radiální.

Další možnost rozdělení valivých ložisek je podle tvaru styku na ložiska s bodovým a čárovým stykem. U kuličkových ložisek nastává teoreticky styk v bodě, z tohoto důvodu se řadí do kategorie s bodovým stykem. Ložiska válečková, jehlová, kuželíková nebo soudečková mají styk v přímce, proto se řadí mezi ložiska se stykem čárovým nebo přímkovým. [14, 15]

Požadavky kladené na ložiska obráběcích strojů: [4]

- Přesnost – ložisko při otáčení nesmí házet, třída přesnosti ložiska se volí s ohledem na využití zařízení osazeného tímto ložiskem.
- Vysoká tuhost – vysoká tuhost zajišťuje malé deformace vřeten a tím se zvyšuje přesnost práce, u valivých ložisek má nejvyšší vliv na tuhost druh valivých elementů, jejich počet a vůle.
- Malé pasivní odpory – ložisko se při otáčení zahřívá a tím se zvyšuje vůle, což vede k snížení přesnosti chodu vřetene.
- Možnost vymezení vůle – vůle má vysoký vliv na přesnost chodu a práce a je nutné ji regulovat podle provozních podmínek.
- Jednoduchá údržba a spolehlivost – poškozená valivá ložiska se neopravují, ale díky normalizaci je lze snadno vyměnit.

3.4.2 Uspořádání ložisek

Působí-li zatěžující síla kolmo k ose vřetena, označuje se jako radiální a má tendenci vřeteno ohýbat. Ložiska určená k přenosu tohoto zatížení mají stykový úhel menší než 45° . Použití ložisek s čárovým stykem umožňuje přenosu vyšších radiálních sil než u ložisek se stykem bodovým při použití stejného počtu valivých elementů. [16]

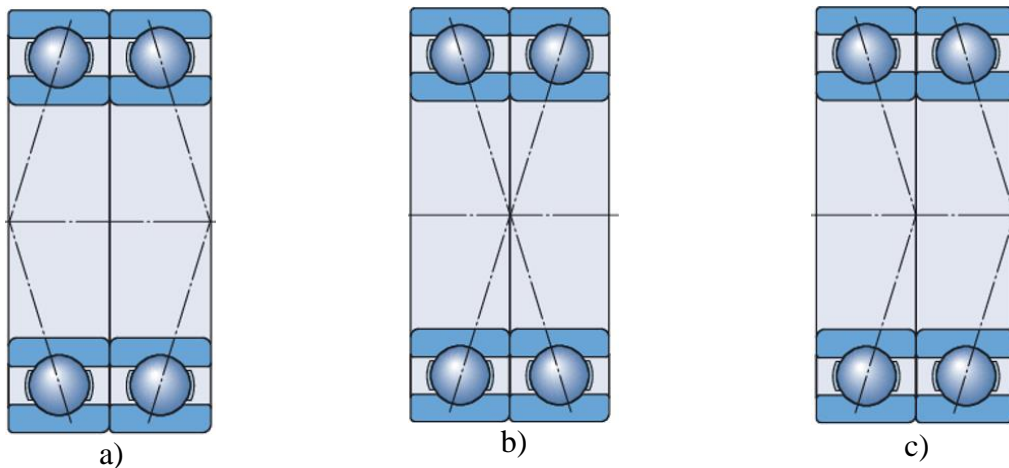
Ve směru osy vřetene působí síla axiální a má za následek natažení, stlačení nebo posunutí hřídele. Pro přenos tohoto zatížení se používají ložiska se stykovým úhlem větší než 45° . Axiální ložiska mohou přenášet podle provedení zatížení pouze v jednom směru nebo v obou směrech. Při výskytu velkých axiálních zatížení se volí ložiska axiální soudečková nebo válečková. [16]

V praxi se často vyskytuje kombinace současně působícího radiálního a axiálního zatížení. Pro tento případ zatížení se využívají nejčastěji ložiska jednořadá nebo dvouřadá s kosoúhlým stykem nebo kuželíková ložiska. Jsou sdružována do dvojic či skupin pro zajištění obousměrného zatížení a pro zvýšení tuhosti. [16]

Provedení uspořádání ložisek [17]

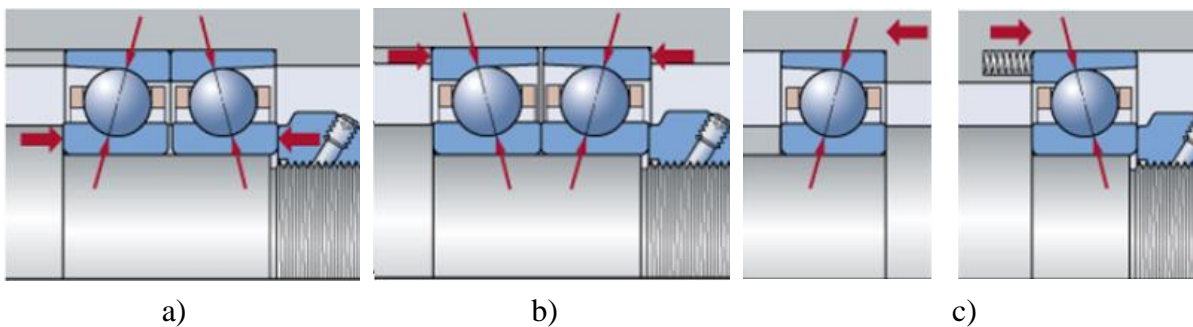
- Uspořádání zády k sobě (obr. 11a) – Při uspořádání ložisek zády k sobě (do „O“) se spojnice sty axiální zatížení, zatížení je přenášeno pouze v jednom směru pomocí jednoho ložiska nebo sady ložisek. Montování ložisek do „O“ umožňuje relativně tuhé uložení pro přenos momentového zatížení.
- Uspořádání čely k sobě (obr. 11b) – Tento druh uspořádání se označuje jako „X“. Spojnice stykových bodů se sbíhají ve směru osy ložiska. Přenos zatížení je stejný jako u metody montáže do „O“. Oproti uspořádání zády k sobě je toto řešení méně vhodné pro přenos momentového zatížení zapříčiněné krátkou vzdáleností mezi účinnými středy ložisek.

Uspořádání do tandemu (obr. 11c) – Tandemovým uspořádáním ložisek zvýšíme radiální a axiální únosnost při porovnání se samotným ložiskem. Spojnice stykových bodů ložisek jsou rovnoběžné a působící zatížení je rovnoměrně rozděleno. Přenášení zatížení je možné pouze v jednom směru, proto je nutné při potřebě zachycení obousměrného zatížení doplnit tandemově uspořádaná ložiska opačně otočeným ložiskem.



Obr. 11) Uspořádání ložisek a) zády k sobě, b) čely k sobě, c) tandemově [single bear row] [18]









Pro zaručení plnění správné funkce párovatelných ložisek je nutné zajistit u nich předpětí. Předpětí je síla působící mezi valivými tělesy a ložiskovými kroužky, která není vyvolána vnějším zatížením. Jsou-li ložiska správně předepnuta, zvýší se jejich tuhost, sníží se hluk, zlepší se vedení hřídele, zpřesní chod hřídele a zvýší se trvanlivost. Pevné předpětí můžeme vytvořit pomocí matice (obr.12a, b) a pružné pomocí pružiny (obr. 12c). [19]



Obr. 12) Předepnutí ložisek a) a b) pevné, c) pružné [19]

3.4.3 Způsob uložení vřetene

Hřídel uložená v ložiskách je vedena v radiálním a axiálním směru tak, aby byla splněna podmínka jednoznačnosti pohybu vřetene. Vedení by mělo být staticky určité, tzn. na dvou místech podepřená radiálně a na jednom axiálně. Nejčastěji se volí řešení vedení takové, že je hřídel uložen radiálně na dvou ložiskách nebo jeho skupinách. Vodící ložisko, u vřeten se nachází u předního konce, přenáší současně radiální a axiální zatížení. Využívají se zde například ložiska kuličková, dvouřadá kuličková s kosoúhlým stykem, dvouřadá soudečková, jednořadá s kosoúhlým stykem nebo ložiska kuželíková. Zadní ložisko musí umožnit volný axiální posuv, aby se zapříčinilo axiálnímu předpětí vřetene způsobeného vnějšími vlivy (tepelná dilatace, výrobní nepřesnost). Uspořádání a použití jednotlivých typů ložisek záleží na provozních podmínkách, viz. obr. 13. [20]

Uspořádání ložisek		Vlastnosti			
Přední konec	Zadní konec	Rychlostní zatížení	Přesnost	Tuhost	Únosnost dynamického zatížení
Uspořádání ložisek 1					
					
Dvouřadé válečkové ložisko s dvouřadým kuličkovým ložiskem s kosouhlým stykem	Dvouřadé válečkové ložisko	Mírné	Velmi vysoká	Extrémně vysoká	Extrémně vysoká
Uspořádání ložisek 2					
					
3 kuličkové ložiska s kosouhlým stykem v uspořádání v tandemu zády k sobě	Dvouřadé válečkové ložisko	Vysoké	Velmi vysoká	Velmi vysoká	Velmi vysoká
Uspořádání ložisek 3					
					
2 kuličkové ložiska s kosouhlým stykem v uspořádání zády k sobě na obou koncích		Velmi vysoké	Velmi vysoká	Vysoká	Vysoká
Uspořádání ložisek 4					
					
1 kuličkové ložisko na obou koncích (zády k sobě)		Extrémně vysoké	Velmi vysoká	Nizká	Nizká

Obr. 13) Příklady uspořádání ložisek dle zatížení (převzato, upraveno) [21]

3.4.4 Mazání ložisek

Vlivem otáčení vřetene v ložiscích vzniká tření, které negativně ovlivňuje řadu jejich vlastností. Zejména se opotřebovávají tělíska ložisek při odvalování po drahách kroužků a vzniká teplo, které ovlivňuje celkové chování stroje při obrábění. Z tohoto důvodu je nutné ložiska mazat. Mazáním lze prodloužit jejich životnost, snížit tření, chránit je před korozí, zabránit vniknutí nečistot do ložiskového tělesa a pomocí maziva odvádět vygenerované teplo. Volba druhu maziva a vrstvy závisí na použitých ložiscích a provozních podmínkách. Používané způsoby mazání ložisek v obráběcích strojích jsou na obr. 14. [22]



Obr. 14) Způsob mazání ložisek [3]

Mazání plastickým mazivem

Mazání plastickým mazivem je v běžné praxi nejčastěji používaným řešením. Výhoda oproti mazání pomocí oleje je v lepší udržitelnosti maziva v uložení, schopnosti těsnění ložiska před vnikem nečistot, vlhkosti a jednoduché údržbě. Plastické mazivo se skládá ze základního mazacího oleje, zahušťovadla a aditiv. Olej je nejčastěji minerální nebo syntetický. Podle jeho viskozity se liší použití. Pro vysoké rychlosti je vhodný olej s viskozitou nižší, pro vysoké teploty a zatížení je vhodný olej vyšší. Zahušťovadlo zadržuje olej s aditivou a udržuje mazivo tam, kde má být. Aditiva v mazivu slouží ke zvýšení trvanlivosti a zlepšení vlastností. [22]

Mazání olejem

Je-li frekvence otáčení vysoká a tím zapříčiněná krátká doba domazávání ložisek, používá se mazání olejem. Tento způsob mazání je také vhodný pro odvádění tepla z ložisek nebo v případech, že se již sousední části konstrukčního celku mažou olejem. Důležité je, aby byl zajištěn dostatek maziva při rozběhu a poté následném provozu. Přívod oleje do ložisek může být zajištěn několika způsoby: [6, 22]

- Mazání olejovou lázní – nejrozšířenější a nejjednodušší způsob mazání olejem, který je vhodný pro nízké a střední frekvence otáčení. Hladina oleje je po střed ložiska a olej je pomocí otáčení rozptylován v ložisku a poté stéká zpět do lázně.
- Mazání oběhem oleje – vhodné pro provoz s vyššími otáčkami. Oběh oleje je zajištěn pomocí čerpadla, po průchodu ložiskem je odváděn zpět do nádrže, kde je filtrován a ochlazován.
- Mazání rozstříkem oleje – olej je rozstříkovan na ložisko pomocí rotujícího kotouče. Tento způsob se používá u automobilových převodovek.
- Mazání vstříkovaným olejem – použití je zpravidla u vysokootáčkových ložisek. Olej je pod tlakem vstříkovan do ložiska.
- Mazání olejovou mlhou – tento způsob mazání se často vyskytuje u vřetenových ložisek obráběcích center. Kapky oleje se rozptylují do suchého vzduchu.
- Mazání systémem olej-vzduch – olej je v malém, ale přesném množství unášen stlačeným vzduchem skrze trysku do prostoru ložiska. Na rozdíl od mazání olejovou mlhou není u tohoto způsobu olej míchán se vzduchem. Toto řešení je vhodné pro vysoce přesné aplikace, kde je požadavek na nízké teploty. Proudící vzduch chladí ložiska a vytváří přetlak, který zabraňuje vniknutí nečistot.

3.4.5 Těsnění ložisek

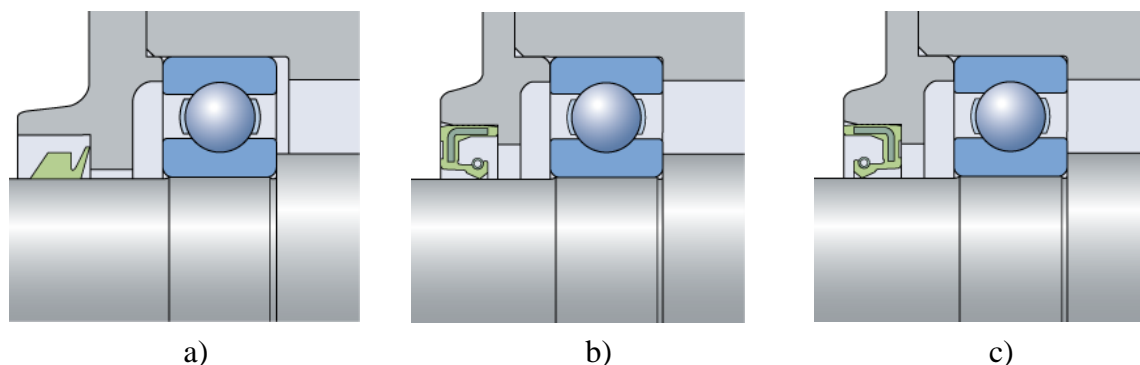
Nečistoty a vlhkost poškozují ložisko a mazivo, a proto je velmi důležité zabránění jejich kontaktu. Těsnění musí být také schopno eliminovat únik maziva, aby nedocházelo k nadměrnému opotřebení ložisek vlivem jeho nedostatečného množství. [23]

Těsnění se dělí na:

- Kontaktní těsnění
- Bezkontaktní těsnění
- Statické těsnění

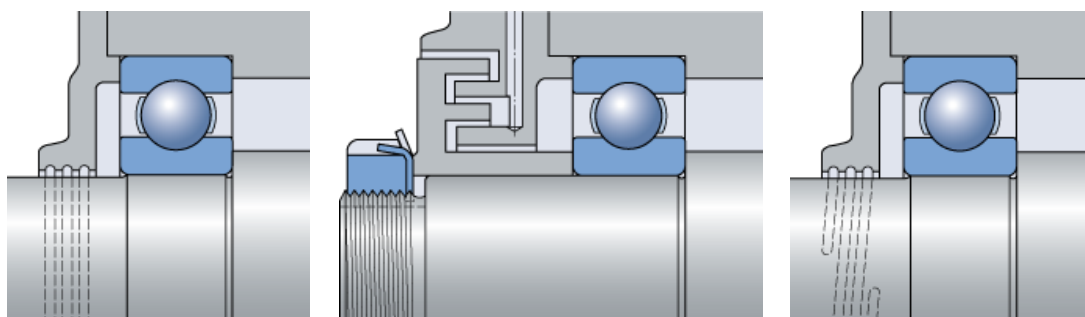
U kontaktního těsnění se těsnící prvek dotýká kluzných povrchů. Vlivem tohoto kontaktu se při rotaci hřídele produkuje teplo, jenž je hlavním limitujícím faktorem použití tohoto způsobu těsnění, jelikož těsnící prvek je nejčastěji z pryže, která působením nadměrného tepla degraduje. Velký důraz je také kladen na povrch stykové plochy, materiál těsnění a přítomnost

maziva mezi těsněním a stykovou plochou. Toto řešení je vhodné pro vřetena s nižší frekvencí otáčení, kde počet otáček za minutu vynásobený středním průměrem ložiska je menší než 200 000 mm/min. Mezi těsnící prvky patří V-kroužky (obr. 15a) a těsnící hřídelové kroužky (obr. 15b, c). [16, 23]



Obr. 15) Kontaktní těsnění – a) V-kroužek, b, c) hřídelový těsnící kroužek [23]

Bezkontaktní těsnění je tvořeno úzkou štěrbinou mezi nepohyblivým a otáčejícím se dílem těsnění, která může být pro zvýšení účinnosti vyplněna plastickým mazivem. Účinnost lze také zlepšit zvýšením počtu štěrbin. Těsnění, které má vyšší počet štěrbin, se nazývá labyrintové. Jelikož se nečistoty a olej drží mezi drážkami v těsnění, je nutné je odvádět do odtokových jímek, kde se poté olej filtruje. Bezkontaktní těsnění nepodléhá opotřebení a použití není ovlivněno počtem otáček, proto je vhodné i pro vysokootáčková vřetena na obráběcích strojích. Různé způsoby provedení bezkontaktního těsnění je zobrazeno na obr. 16. [16, 23]



Obr. 16) Různé provedení labyrintového těsnění [23]

3.4.6 Chlazení vřetene

Vlivem obrábění se v celé sestavě vřeteníku generuje teplo, které je potřeba odvádět, aby byla zaručena teplotní stabilita a pracovní přesnost. Základní chladicí funkci má mazání, jenž odvádí teplo z ložiskových jednotek, které jsou velkým producentem tepla. Tento způsob chlazení není dostačující, je-li pohon řešen elektrovřetenem. Motor produkuje značné množství tepla, které je nutno aktivně redukovat. K tomu se využívají chladicí soustavy s monitorováním teploty pro regulaci vzniklého tepla. Způsob provedení chlazení závisí především na otáčkách vřetene a zatížení.

Chladicím médiem může být vzduch, který se používá při provozních podmínkách do $2000 \frac{1}{min}$. U vyšších otáček je elektrovřeteno chlazeno vodou, jenž cirkuluje okolo motoru a odvádí teplo z vřeteníku. [6]

3.5 Pracovní konec vřetene soustružnického stroje

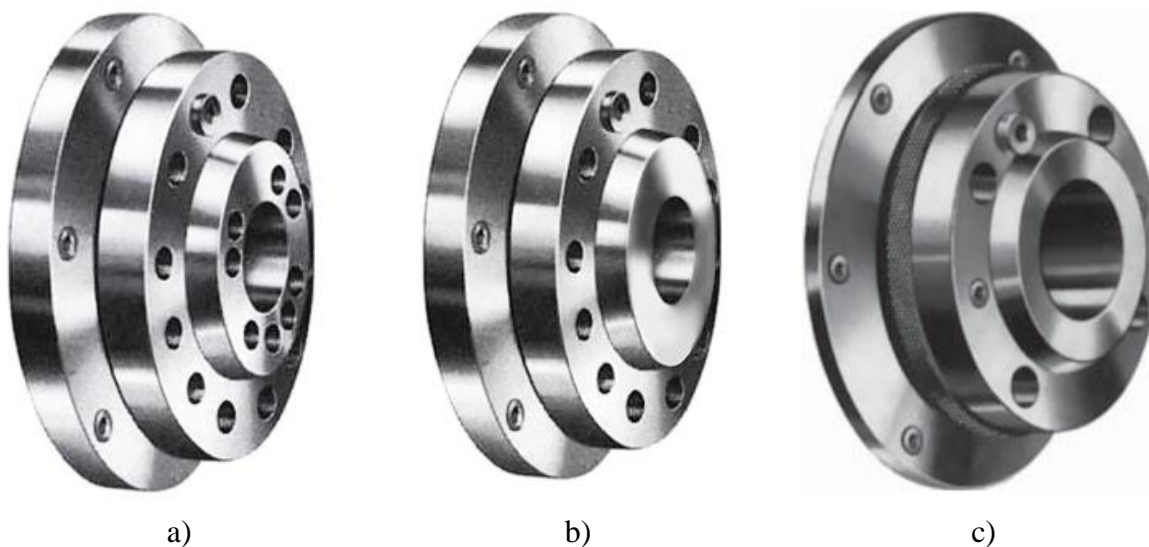
Obráběné rotační součásti se na soustružnických strojích upínají do sklíčidel, v případě nerotačních součástí je využito upínacích desek. Tyto upínací jednotky se montují na přední konec vřetene, který bývá normalizován podle norem ISO 702 -I/II/III. Na pracovní konec vřetene bývá šrouby upevněna mezipříruba, která díky rychloupínacímu systému umožňuje rychlou výměnu sklíčidel bez nutnosti složité demontáže. [3, 24]

Používané konce vřeten u soustružnických strojů: [3]

Typ A-1 (obr. 17a) – konec vřetene s přírubou a krátkým středícím kuželem, upínací díry se závitem jsou v přírubě vřetene a přírubě kužele.

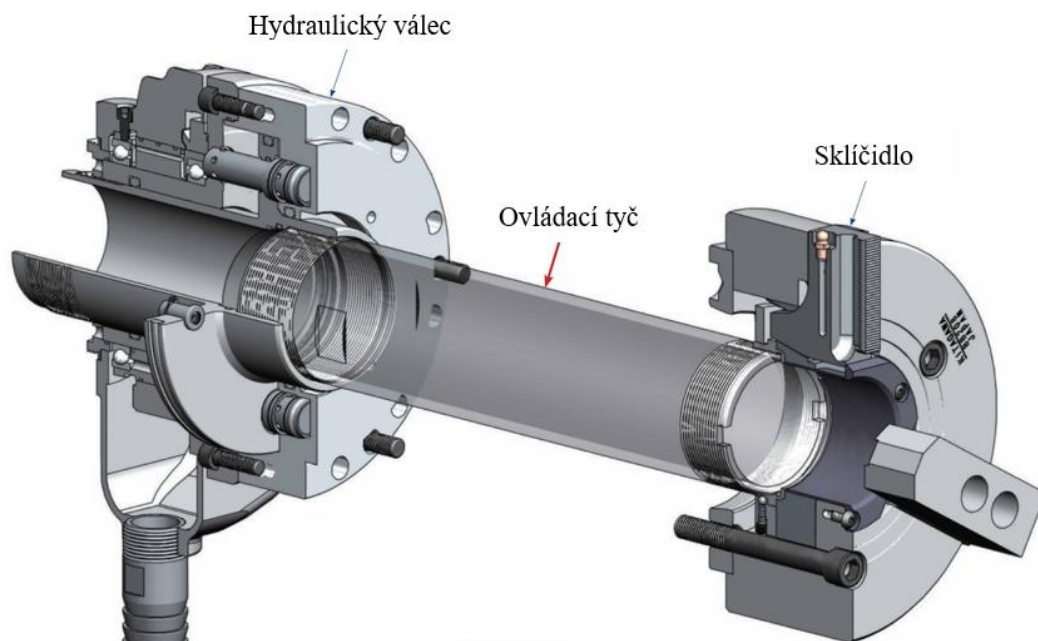
Typ A-2 (obr. 17b) – konec vřetene s přírubou a krátkým středícím kuželem, upínací díry se závitem jsou v přírubě vřetene.

Typ B (obr. 17c) – konec vřetene s přírubou a krátkým středícím kuželem s bajonetovým upínáním



Obr. 17) Pracovní konce vřetene a) Typ A1, b) Typ A2, c) Typ B [25]

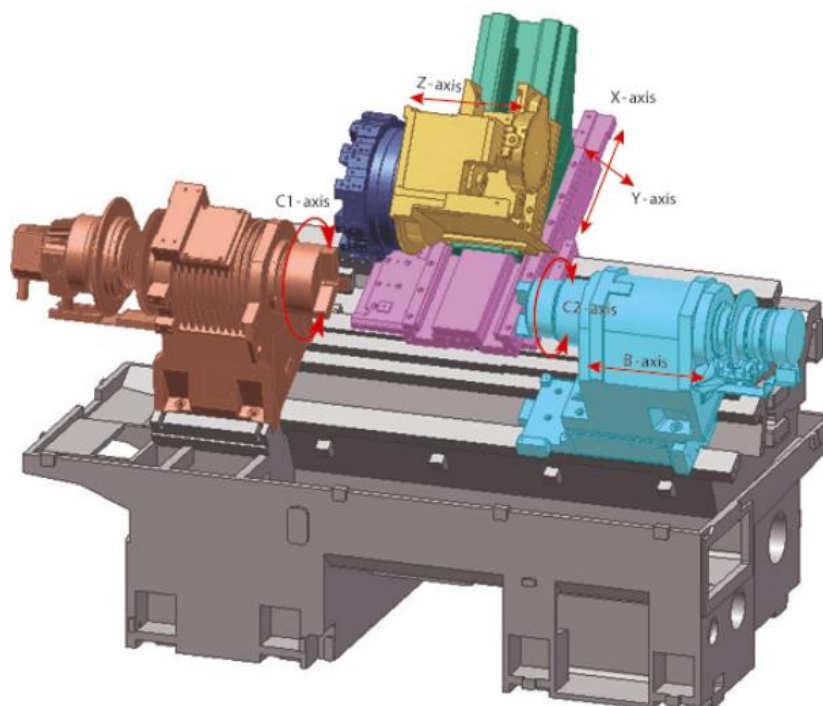
Moderní CNC soustružnická obráběcí centra jsou vybavena hydraulicky nebo pneumaticky ovládaným válcem, který zajišťuje otevírání a zavírání čelistí na sklíčidle. Rotační válec je se sklíčidlem propojen tažnou tyčí nebo trubkou, je-li stroj vybaven podavačem materiálu (obr.18). Sklíčidlo, tažná tyč a tělo válce se otáčí synchronně s vřetenem. Svírání a rozevírání čelistí ve sklíčidle je ovládáno pohybem tažné tyče způsobené přívodem ovládacího média. Pro zajištění bezpečnosti a zabránění rozevření čelistí při obráběcí činnosti, je monitorován vstupní tlak média a poloha tažné tyče. Při vyhodnocené poruše je zvýšen tlak, aby se zajistilo zvýšení přítlačné síly na obrobek, nebo je celý obráběcí proces zastaven. [26, 27]



Obr. 18) Spojení hydraulického válce se sklíčidlem (převzato, upraveno) [28]

4 POLOHOVÁNÍ VŘETENE

Vybavenost soustružnického stroje využitelnou osou C označuje, že tento stroj umožňuje přesné polohování vřetene a tím zvyšuje výrobnost a celkovou efektivitu stroje. Tato osa vznikne rotací okolo Z osy stroje. Skrze tuto vlastnost je centrum schopno, kromě samotných soustružnických operací, provádět i operace frézovací nebo vrtací mimo osu obrobku, aniž by musely být obrobky ze stroje vyjmuty a opracovány na jiných strojích, které jsou pro tyto operace konstruované. Operace nad rámec soustružnických úkonů musí být prováděny rotačními nástroji s vlastním pohonem, které jsou nejčastěji uloženy v nástrojových držácích v revolverovém zásobníku centra. Aby bylo zajištěno plného využití této osy, je nutné, aby se nástroje mohly pohybovat v osách X, Y a Z, viz obr. 19.



Obr. 19) Pracovní osy na soustružnickém obráběcím stroji [29]

Osa C umožňuje na soustružnickém centru tyto operace:

- Frézování drážek, polygonů, šroubovic, závitů
- Vrtání děr mimo osu obrobku
- Broušení
- Frézování ozubení

4.1 Pohon osy C

Způsoby pohonu osy C se v principu moc neliší od samotných pohonů vřeten. Dělíme je na provedení s přímým a nepřímým pohonem, kdy každé řešení má své kladné i záporné stránky a záleží na aplikaci a požadavcích na výrobní stroj. Velký důraz je kladen na točivý moment motoru, který musí být schopen zachytit řezné síly vzniklé při obráběcím procesu. V tomto ohledu je možné využít brzdy vřetene a tím zvýšit tuhost aretace.

Významným parametrem, který se vyskytuje u osy C je přesnost polohování. Tato přesnost je dána způsobem odměřování a jeho samotnou přesností, velikostí kroku motoru a převodovým ústrojím.

4.1.1 Příímý pohon osy C

Pohon osy C může být stejně realizován tímtež vestavěným motorem jako samotný pohon vřetene. Jelikož je využito možnost polohování elektrovřetenem, odpadají problémy vznikající při realizaci separátního pohonu osy C. Motor musí být zvolen tak, aby plnil požadavky vycházející z operací soustružnických a zároveň i dodatečných vrtacích nebo frézovacích. Výhodou tohoto konstrukčního řešení je kompaktnost, jelikož jsou oba druhy pohonů, polohování osy a běh vřetene při soustružení, řešeny pomocí jednoho motoru. Mezi další výhody patří vysoká dynamika, bezvůlovost systému, jelikož se zde nenachází žádné mechanické převody, a rovnoměrnost chodu. Nevýhody vyplývají z použití elektrovřetene, tzn. je zde vysoký požadavek na chlazení a vyšší pořizovací cena. [30]

4.1.2 Nepřímý pohon osy C

Nepřímý pohon je realizován pomocí motoru a převodového systému, který přenáší točivý moment na vřeteno. Tento způsob náhonu je využíván v obráběcích centrech, u kterých je pohon vřetene realizován nepřímo přes převodové ústrojí. Obecnou výhodou tohoto náhonu je, že lze motor umístit mimo osu vřetene a tím vhodně pracovat se zástavbovým prostorem. Odpadá zde nutnost chladit motor vodou, jelikož většina motorů si vystačí pouze s přirozenou konvekcí. [30, 31]

Velkým probléem u nepřímého převodu je výskyt vůle v mechanismu, která se projevuje zejména při reverzaci chodu. Tato vůle má za následek nepřesnosti při polohování vřetene a je nutné ji odstranit. Vymezování vůle se liší podle použitého převodového ústrojí. Další nevýhodou jsou vznikající ztráty v převodu, opotřebenování součástí a realizace odpojení polohovacího motoru při nečinnosti. [30, 31]

Pohon pomocí řemenového převodu

U provedení polohování osy C pomocí řemenového převodu se používají řemeny ozubené (obr. 20). Tyto řemeny mají výhodu oproti klínovým v tom, že jsou pevně vedené v ozubených řemenicích a tím je zabráněno jejich prokluzu, což by u polohování mělo za následek nepřesné najetí do polohy. Při obrábění mohou vznikat velké síly, u kterých řemen nemusí udržet pevně danou polohu, a proto je u tohoto typu pohonu vřeteno pomocně aretováno brzdou. Odpojení servomotoru je většinou realizováno skrze spojku. [30, 31]

Výhodou řemenového převodu je jednoduchost konstrukce, nízká pořizovací cena a variabilita umístění motoru. Záporné vlastnosti tohoto řešení jsou především založeny na elasticitě řemene. Při dynamických změnách je řemen protahován, proto musí být vyřešeno jeho předpínání. Jelikož je řemen neustále spojen s vřetenem přes řemenice, i při soustružení, dochází k jeho degradaci a je potřeba jeho pravidelná výměna. [30, 31]



Obr. 20) Náhon osy C pomocí řemenu[31]

Pohon pomocí ozubeného soukolí

Častým řešením nepřímého náhonu pro polohování vřetene je ozubené soukolí (obr. 21). Toto soukolí je tvořeno jednostupňovým převodem. Ozubení může být jednak s přímými zuby, tak i s šikmými. Pohon je zajištěn také servomotorem. Jeho odpojení od mechanismu může být řešeno vysunováním motoru s pastorkem ze záběru ozubeného kola nebo umístěním motoru na výklopnou konzoli. Při soustružnických operacích tudíž není ozubené soukolí v pohybu a nedochází k jejich opotřebování. Pro zajištění přesnosti polohování je nutné precizního obrobení ozubených kol. Další nevýhodou jsou větší rozměry kol a zástavbového prostoru při větší osové vzdálenosti. Výhodou ozubeného převodu je jeho tuhost při dynamických změnách i při požadavku na pevnost udržení polohy. [30, 31]

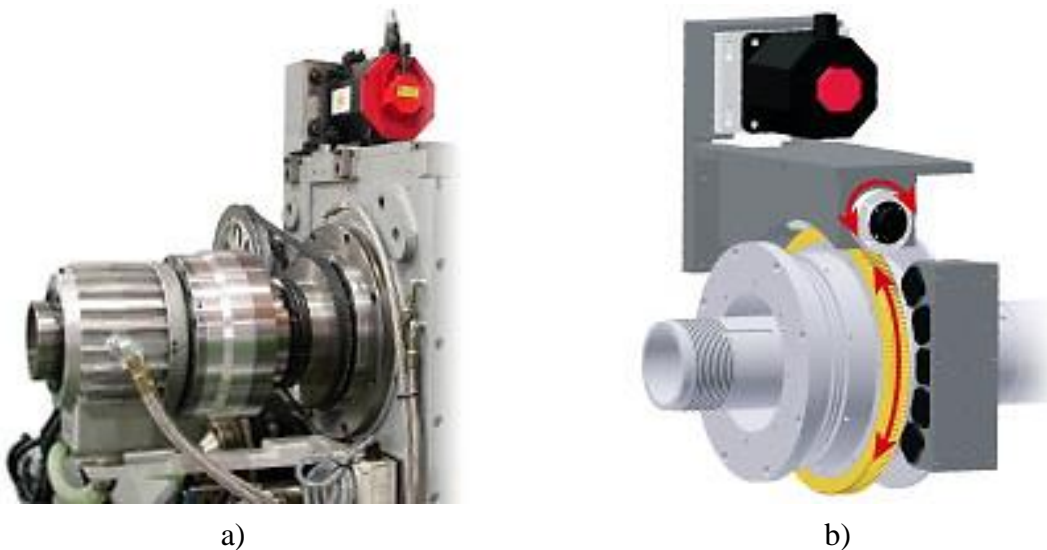


Obr. 21) Náhon osy C pomocí ozubeného soukolí [31]

Pohon pomocí šnekového převodu

U tohoto způsobu polohování je na vřeteni upevněno šnekové kolo, do jehož záběru je přitlačován šnek (obr. 22a, b). Tato varianta je konstrukčně složitá, jelikož je nutné zajistit předepnutí převodu, aby došlo k vymezení vůle.[30]

Velkou výhodou této varianty je schopnost přenášení vysokého převodového poměru, tím se snižují požadavky na servomotor a klesá jeho pořizovací cena. Kladnou vlastností šnekového převodu je jeho samosvornost, která umožňuje zachytávat síly z obráběcího procesu bez nutnosti použití brzdy. Nevýhodou je vysoký požadavek na přesnost opracování šneku a ozubeného kola, nutnost mazání a nízká účinnost. [30]



Obr. 22) a) náhon pomocí šnekového převodu b) řez konstrukcí pohonu [29]

4.2 Odměrování polohy vřetene

Pro zajištění správné funkce osy C při frézovacích nebo vrtacích operacích je nutné znát její polohu, resp. úhlové natočení. Z tohoto důvodu se vřeteno soustružnického obráběcího centra osazuje snímačem polohy. Snímače jsou citlivá zařízení na vibrace, mechanické namáhání a nečistoty, proto je nutné snímací jednotky chránit kryty, vhodně umístit na stroji a udržovat v čistotě čidla. Obecně lze snímače rozdělovat podle fyzikálního principu získání informace, způsobu převodu informace, odměrování polohy a určování polohy. [32]

Snímače je možné rozdělovat podle způsobu přenosu informace na: [33]

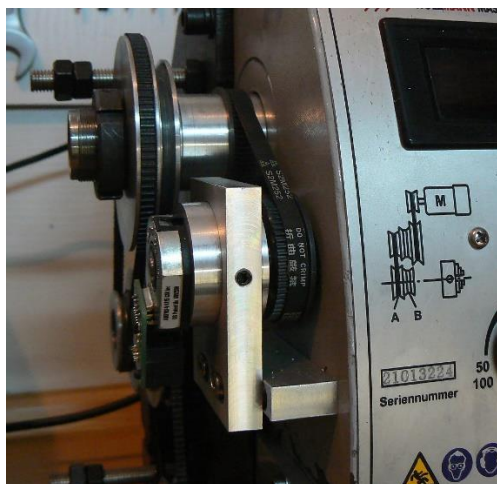
- Analogové – informace je předávána jako úroveň napětí, proudu, kapacity.
- Digitální – hodnota je zakódována v binárním čísle.

Dále je možné snímače dělit podle fyzikálního principu snímání polohy: [33–35]

- Magnetické – při pohybu snímače po magnetickém pásku, který je tvořen střídavě pólovými magnety, se generují pulzy, které udávají změnu polohy.
- Optické – světelný signál je mezi zdrojem a snímačem cloněn pravítkem s průhlednými a neprůhlednými úseky. Při pohybu se přerušuje a obnovuje světelný paprsek dopadající na snímač a poloha se počítá podle takto vzniklých impulzů.

4.2.1 Nepřímé odměřování polohy

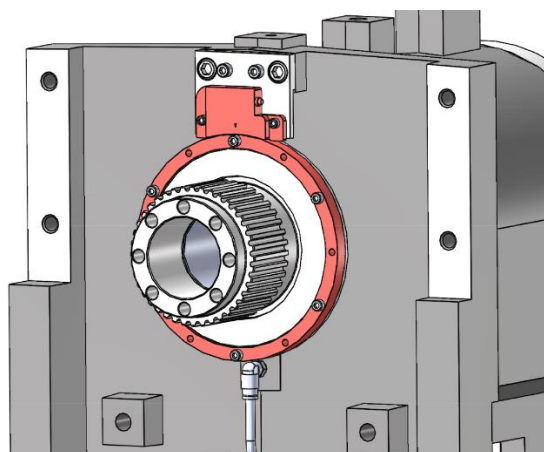
U nepřímého odměřování se získává informace o poloze z pohybového mechanismu stroje. V praxi to znamená, že se aktuální poloha spočítá z pootočení motoru a popsaného převodu. Největší nevýhoda nepřímého odměřování tkví v tom, že spočítaný převod mechanismu je ve skutečnosti ovlivněn teplotními dilatacemi a vůlemi, které ovlivňují přesnost určení polohy. Jsou-li tyto chyby systematického rázu, je možné je kompenzovat v popisu převodu. Kladnou vlastností tohoto konstrukčního provedení je jednoduchost a nízké pořizovací náklady. Přenos natočení vřetene do snímače je realizován pomocí ozubeného řemene (obr. 23). [32, 33]



Obr. 23) Nepřímé odměřování polohy vřetene [36]

4.2.2 Přímé odměřování polohy

Přímé odměřování polohy pracuje na principu snímání hodnoty z pravítka, které je pevně upevněno na stroji, a pohybujícího se snímače nebo naopak. Tato varianta je přesnější než nepřímá, ale je konstrukčně náročnější, náchylná na znečištění a dražší. Při aplikaci na soustružnickém stroji se snímač uchycuje na vřeteno (obr. 24). [32, 33]



Obr. 24) Přímé odměřování polohy osy C [37]

4.2.3 Přírůstkové (inkrementální) odměřování

Inkrementální odměřování je založeno na předávání informací řídicímu systému o poloze ve formě impulzů. Aktuální stav je získán z odečítání počtu impulzů od referenční značky. Po zapnutí stroje je nutné, aby osy najely do referenčních bodů. [32, 33]

4.2.4 Absolutní odměřování

U absolutního způsobu odměřování jsou snímaná pravítka. Tato pravítka obsahují značky, které mají přesně definovanou souřadnici na ose. Tato vlastnost významně zkracuje přípravný čas pro obrábění, jelikož systém zná hned po startu aktuální polohu os. [32, 33]

5 SITUACE NA TRHU

Následující kapitola se věnuje průzkumu současného trhu v oblasti soustružnických obráběcích center. Výběr je orientován spíše na menší obráběcí centra, jelikož hlavní omezení zadání diplomové práce je konstrukce vřeteníku s pohonem o výkonu přibližně 5kW. Hlavní důraz při sestavování porovnání je kladen na parametry týkající se vřeten. Tyto parametry budou sloužit jako námět pro tvorbu vlastního konstrukčního řešení.

Prvním strojem, splňující podobnost parametrů se zadáním diplomové práce, je HQR 100MSY od známého japonského výrobce MAZAK. Tento stroj patří do řady 2 vřetenových CNC soustružnických center pro vysoko objemovou výrobu s důrazem na všestrannost a rychlost výroby. Pohon vřetene je řešen integrovaným elektromotorem s možností polohování osy C a poháněnými frézovacími nástroji.[38]



Obr. 25) MAZAK HQR 100MSY[38]

Tab 1) Parametry stroje MAZAK HQR 100MSY[38]

Mazak HQR – 100M	
Maximální obráběný průměr [mm]	300
Vrtání vřetene [mm]	61
Výkon motoru (S1) [kW]	7,5
Kroutící moment (S1) [Nm]	79,5
Otáčky [min^{-1}]	6000
Krokování osy C	0,001°
Způsob pohonu vřetene / osy C	Elektrovřeteno
Konec vřetene	A2-5

Dalším soustružnickým strojem je DMG MORI ALX 1500|500. Tento stroj japonsko-německého původu je zástupcem spolehlivých soustružnických center pro automatizovanou výrobu s širokou oblastí působnosti. Toto centrum je také poháněno elektrovřetenem s možností polohování osy C. Zásobník s poháněnými nástroji umožňuje provádět frézovací a vrtací operace.[39]



Obr. 26) DMG MORI ALX 1500|500[39]

Tab 2) Parametry stroje DMG MORI ALX 1500|500[39]

DMG MORI ALX 1500 500	
Maximální obráběný průměr [mm]	386
Vrtání vřetene [mm]	52
Výkon motoru (S1) [kW]	7,5
Kroučící moment (S1) [Nm]	60
Otáčky [min^{-1}]	6000
Krokování osy C	0,001°
Způsob pohonu vřetene / osy C	Elektrovřeteno
Konec vřetene	A2-5

Od výrobce DMG MORI jsem ještě do kapitoly o průzkumu trhu vybral soustružnické centrum NEF 400. Tento stroj patří mezi vysoce přesná a efektivní univerzální soustružnická centra s integrovaným pohonem vřetene. Samozřejmostí je polohování osy C a využití poháněných nástrojů v zásobníku. Bohužel u tohoto stroje výrobce neuvádí velikost příruby vřetene.[40]



Obr. 27) DMG MORI NEF 400[40]

Tab 3) Parametry stroje DMG MORI NEF 400[40]

DMG MORI NEF 400	
Maximální obráběný průměr [mm]	350
Vrtání vřetene [mm]	87
Výkon motoru (S1) [kW]	8
Krouticí moment (S1) [Nm]	240
Otáčky [min ⁻¹]	4500
Krokování osy C	0,001°
Způsob pohonu vřetene / osy C	Elektrovřeteno
Konec vřetene	-

Posledním vybraným strojem je kompaktní soustružnické centrum EMCOTURN E45. Toto centrum je vhodné pro ekonomicky přijatelné obrábění menších součástí. Stejně jako ostatní obráběcí centra je i toto vybaveno elektrovřetem s polohováním osy C a zásobníkem s poháněnými nástroji.[42]



Obr. 28) EMCOTURN E45[42]

Tab 4) Parametry stroje EMCOTURN E45[42]

EMCOTURN E45	
Maximální obráběný průměr [mm]	300
Vrtání vřetene [mm]	51
Výkon motoru (S1) [kW]	9,3
Kroucí moment (S1) [Nm]	57
Otáčky [min^{-1}]	6300
Krokování osy C	0,001°
Způsob pohonu vřetene / osy C	Elektrovřeteno
Konec vřetene	A2-5

6 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Tato kapitola je věnována samotnému návrhu a konstrukci řešení vřeteníku pro soustružnické centrum. Na základě provedené rešerše v oblasti obráběcích center na trhu budou parametry vřetene voleny tak, aby byla zajištěna konkurenceschopnost.

6.1 Volba konstrukčního řešení

V rešeršní části diplomové práce byly popsány různé varianty pohonu vřeteníku obráběcího centra. Tyto varianty budou porovnány pomocí multikriteriální analýzy. Optimální verze pohonu bude konstrukčně řešena. Mezi jednotlivé varianty není zahrnut pohon vřetene s přímým převodem, jelikož se v této kategorii center nevyžadují vysoké otáčky. Také zde není u tohoto řešení pohonu možné podávat tyčový materiál skrze vřeteno a tím umožnit jeho plně automatický pracovní režim. Taktéž zde není uvažováno o variantě s pohonem vřetene skrze ozubený převod, jelikož se tento způsob přenosu u moderních obráběcích center nevyskytuje.

6.1.1 Varianta 1

První konstrukční varianta je založena na pohonu vřetene pomocí vestavěného motoru. U tohoto typu řešení není potřeba externího pohonu osy C, jelikož je zde zabezpečen pomocí elektromotoru.

6.1.2 Varianta 2

V druhém konstrukčním návrhu je k pohonu vřetene využit externí motor, který je s vřetenem spojen pomocí řemenového převodu. Polohování osy C je umožněno skrze převod ozubeným kolem. Připojení a odpojení polohovacího servomotoru je zajištěno pohybem konzole, na které je servomotor umístěn.

6.1.3 Varianta 3

Poslední varianta je podobná variantě 2. Pohon vřetene je také řešen externím servomotorem a řemenovým převodem. Rozdíl je ve způsobu ovládání osy C. V tomto případě je tato osa poháněna řemenovým převodem. Základem je ozubený řemen, který je skrze spojku spojen s polohovacím servomotorem. Ta má za úkol rozpojit převod při soustružení a v případě potřeby využití osy C opět tento převod spojit se servomotorem.

Tab 5) Kritéria hodnocení prvků konstrukčních variant

Kritérium	Váha kritéria	Bodové hodnocení		
		2 body	1 bod	0 bodů
Momentová zatížitelnost	10	Vysoké	Střední	Nízké
Dosažitelné otáčky	9	Vysoké	Střední	Nízké
Přesnost polohování	9	Vysoká	Střední	Nízká
Výrobní složitost	9	Vyšší	Střední	Nižší
Výrobní náklady	8	Nízké	Střední	Vysoké
Vhodnost použití zvoleného uspořádání ložisek	7	Vhodné	Méně vhodné	Nevhodné
Tuhost polohování	7	Vysoká	Střední	Nízká
Namáhání ložisek	7	Nízké	Střední	Vysoké
Zdroj tepla	7	Malý	Střední	Velký
Složitost servisních úkonů	6	Malé	Střední	Velké
Zástavbové rozměry	5	Malé	Střední	Velké
Zdroj hlučnosti	4	Ne	-	Ano

Tab 6) Vyhodnocení multikriteriální volby

Kritérium	Váha kritéria	Varianta 1		Varianta 2		Varianta 3	
		Body	Součin	Body	Součin	Body	Součin
Momentová zatížitelnost	10	1	10	2	20	2	20
Dosažitelné otáčky	9	2	18	1	9	1	9
Přesnost polohování	9	2	18	2	18	0	0
Výrobní složitost	9	2	18	2	18	2	18
Výrobní náklady	8	0	0	1	8	2	16
Vhodnost použití zvoleného uspořádání ložisek	7	0	0	2	14	2	14
Tuhost polohování	7	2	14	2	14	1	7
Namáhání ložisek	7	2	14	0	0	0	0
Zdroj tepla	7	0	0	2	14	2	14
Složitost servisních úkonů	6	0	0	2	12	2	12
Zástavbové rozměry	5	2	10	1	5	1	5
Zdroj hlučnosti	4	2	8	0	0	2	8
Celkový součet			110		132		123

6.1.4 Zvolené konstrukční řešení

Na základě provedené analýzy byla vyhodnocena jako optimální volba konstrukčního návrhu varianta s externím pohonem vřetene a polohování osy C pomocí ozubeného převodu. Tato varianta bude tedy dále konstrukčně řešena.

6.2 Výpočet řezných sil soustružení

Základním krokem pro návrh vřetene je určení oblasti použití a následný výpočet řezných sil od soustružení. Tyto řezné síly mají vliv na deformaci vřetene a ložisek, včetně jejich trvanlivosti.

Jelikož se jedná o malé soustružnické centrum, předpokládám, že se na něm budou obrábět převážně součásti do průměru 150 mm. Ve výpočtu je také potřeba zohlednit obráběný materiál. Výchozí obráběný materiál jsem zvolil ocel C45 (12 050). Tato ocel je vhodná pro výrobu velkého množství strojních součástí, jako jsou hřídele, čepy, šrouby a pístnice.

Jako základní parametry pro hrubování volím hloubku řezu $a_p = 2,5\text{mm}$, posuv $f_p = 0,25\text{mm/ot}$ a řeznou rychlost $v_c = 200\text{ m/min}$.

$$S = a_p \cdot f_p = 2,5 \cdot 0,25 = 0,625\text{mm}^2 \quad (1)$$

Pro výpočet řezné síly je nutné znát odpor obráběného materiálu. Řezný odpor oceli C45 o mezi pevnosti $R_{m0} = 640 - 780\text{MPa}$ je při posuvu $f_p = 0,25\text{mm/ot}$ $p = 2600\text{MPa}$.

Hlavní řezná složka síly se poté spočítá ze vztahu:

$$F_c = S \cdot p = 0,625 \cdot 2600 = 1625\text{ N} \quad (2)$$

Další složky řezné síly jsou dány poměrem k hlavní řezné síle:

$$F_p = 0,4 \cdot F_c = 0,4 \cdot 1625 = 650\text{ N} \quad (3)$$

$$F_f = 0,25 \cdot F_c = 0,25 \cdot 1625 = 406,5\text{ N} \quad (4)$$

Otáčky vřetene při soustružení obrobku o průměru 150 mm jsou:

$$n_{minVr} = \frac{1000 \cdot v_c}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 200}{\pi \cdot 150} = 424,4 \frac{1}{min} \quad (5)$$

Maximální kroutící moment na vřetení je roven:

$$M_{Kv} = F_c \cdot \frac{D}{2} = 1625 \cdot \frac{150}{2} = 121,8\text{ Nm} \quad (6)$$

Vypočítaný výkon na vřetení je:

$$P_{maxVr} = \frac{F_c \cdot v_c}{6 \cdot 10^4} = \frac{1625 \cdot 200}{6 \cdot 10^4} = 5,4\text{ kW} \quad (7)$$

Předešlé vypočtené hodnoty se vztahují k vřetenu, protože je však nutné pro obráběcí centrum vybrat motor, je potřeba tyto údaje přepočítat vzhledem k motoru. Jelikož je pohon vřetene řešen řemenovým převodem, je nutné zvolit hodnotu převodu. V praxi se nejčastěji používají převodové poměry 2-2,5, proto volím převodový poměr $i = 2$.

Otáčky motoru při soustružení obrobku o průměru 150 mm jsou:

$$n_{minmot} = n_{minVr} \cdot i = 424,4 \cdot 2 = 848,8 \frac{1}{min} \quad (8)$$

Jelikož se mezi vřetenem a motorem vyskytují konstrukční prvky, které mají určitou účinnost, je důležité vypočítat celkovou účinnost systému pro správné přepočtení parametrů z vřetene na motor. Dílčí účinnosti jsou uvedeny v tabulce 7.

Tab 7) Dílčí hodnoty účinností

Parametry	Značka	Hodnota
Účinnost kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem [-]	η_{ks}	0,99
Účinnost dvouřadého válečkového ložiska [-]	η_{val}	0,95
Účinnost řemenového převodu [-]	$\eta_{převod}$	0,95

Výsledná účinnost systému je dána vztahem:

$$\eta = \eta_{ks}^i \cdot \eta_{val} \cdot \eta_{převod} = 0,99^3 \cdot 0,95 \cdot 0,95 = 0,876 \quad (9)$$

Krouticí moment na motoru:

$$M_{Kmot} = \frac{M_{Kv}}{i \cdot \eta} = \frac{121,8}{2 \cdot 0,876} = 69,58 \text{ Nm} \quad (10)$$

Celkový výkon na motoru

$$P_{maxMot} = M_{Kmot} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{minmot} = 79,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 848,8 = 7,06 \text{ kW} \quad (11)$$

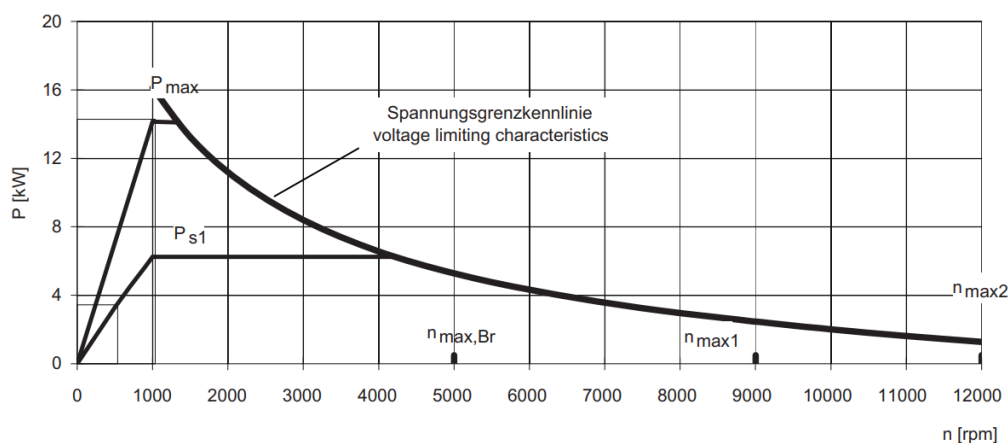
6.3 Volba motoru

Podle zjištěných parametrů vycházejících z řezných sil, tj. krouticí moment a výkon na motoru, je možné zvolit vhodný motor. Podle zadání práce má být vybrán motor s výkonem okolo 5kW a zároveň však musí být schopen pokrýt požadavky dané modelovou obráběcí situací.

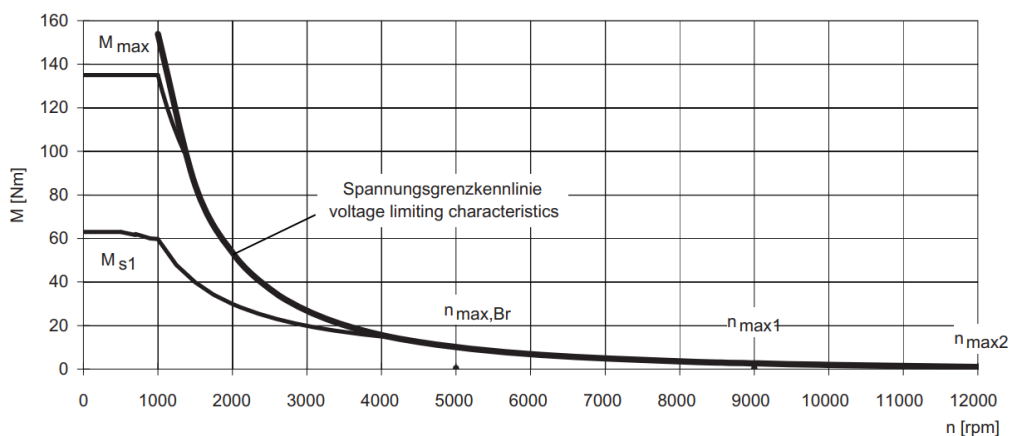
Nejvhodnější motor je od výrobce Siemens z modelové řady 1PH8, která je vhodná pro pohon obráběcích strojů. Konkrétně se jedná o motor 1PH8107-1D, jehož parametry jsou uvedeny v tabulce 8. Momentová a výkonová charakteristika je zobrazena na obrázku 29, resp. 30.

Tab 8) Parametry motoru Siemens 1PH8107-1D [41]

Parametry	Značka	Hodnota
Nominální otáčky $\left[\frac{1}{min}\right]$	n_n	1000
Nominální krouticí moment [Nm]	M_n	60
Nominální výkon [kW]	p_n	6,3
Maximální otáčky $\left[\frac{1}{min}\right]$	n_{max}	9000
Maximální krouticí moment [Nm]	m_{max}	135
Maximální výkon [kW]	p_{max}	14
Moment setrvačnosti $[kg.m^2]$	J_{motor}	0,2160



Obr. 29) Výkonová charakteristika motoru [41]



Obr. 30) Momentová charakteristika motoru [41]

Z průběhů momentové a výkonové charakteristiky vyplývá, že je motor schopen pokrýt požadavky modelové hrubovací operace při lehkém přetížení. Avšak při obrábění menšího průměru nebo při dokončování se celkové požadavky na motor sníží a budou se pohybovat v pásmu pro konstantní provoz. Jelikož je zde ještě velká rezerva ve výkonu a krouticím momentu, je možné při krátkodobém provozu obrábět i větší průměry, tvrdší materiály nebo zvětšením průřezu třísky zvýšit produktivitu.

6.4 Řemenový převod

Jelikož je vřeteno poháněno přes řemenový převod externím motorem, je nutné vhodně zkonstruovat tento převod. K návrhu byl využit program od Continentalu Conti-professional. Vstupními parametry pro výpočet řemenového převodu byly otáčky a průměry řemenic, hodnota přenášeného krouticího momentu a osová vzdálenost mezi řemenicemi. Průměr hnané řemenice na vřetení jsem zvolil 260 mm a osovou vzdálenost 400 mm.

Pro přenos krouticího momentu z motoru na vřeteno jsem zvolil drážkový řemen Continental CONTI V Multirib PJ. Tento řemen je vhodný pro použití ve strojírenství a řada PJ má dovolenou vysokou obvodovou rychlost, tj. 60 m/s.

Ze zadaných vstupních hodnot byl navrhnout převod, pro jehož výpočet a konstrukci podstatné parametry jsou uvedeny v tabulce 9.

Tab 9) Vypočítané parametry řemenového převodu

Parametr	Značka	Hodnota
Síla působící na ložiska [N]	F_R	1632
Vypočítaná šířka věnce řemenice [mm]	K	48
Vypočítaný průměr řemenice na motoru [mm]	D_r	130
Počet drážek [-]	z_{er}	20
Vypočtená osová vzdálenost [mm]	a_w	425
Délka řemenu [mm]	L_w	1937

6.4.1 Maximální otáčky vřetene

Největší vliv na maximální dovolené otáčky vřetene má právě vybraný řemen, resp. zvolený průměr řemenic. Z tohoto důvodu je nutné přepočítat

$$n_{maxVr} = \frac{v_{remen}}{\pi \cdot D_a} = \frac{60}{\pi \cdot 260} = 4407 \frac{1}{min} \quad (12)$$

6.5 Volba ložisek

Pro výpočet optimální vzdálenosti ložisek a deformace vřeteníku je nutné nejprve vybrat typ, velikost a rozložení ložisek na vřetení.

Na základě provedení rešerše v oblasti uložení vřeten obráběcích strojů jsem se rozhodl pro využití kuličkových ložisek s axiálním stykem. Tato ložiska budou na vřeteno osazeny v tandemu a zády k sobě, tj. do „O“. Toto použití sady ložisek zvyšuje jejich radiální tuhost, která má velký vliv na deformaci vřetene při obrábění. Na zadní části vřetene bude použito dvouřadé válečkové ložisko s kuželovou dírou, které bude uloženo volně v axiálním směru, aby se mohlo vřeteno axiálně pohybovat při teplotní dilataci. Tento způsob uložení je vhodný pro soustružnické stroje.

Přední ložiska jsou 7018 CD/P4A od firmy SKF. Tato ložiska se řadí do kategorie D, která se vyznačuje zvýšenou únosností. Jsou vyráběna ve vyšší přesnosti, která je vhodná pro

použití v obráběcích strojích. Zadní ložisko je také od firmy SKF s označením NN3016 KTN/SP. I toto ložisko je vyrobeno ve vysoké třídě přesnosti, a tudíž je také vhodné pro použití v obráběcích stroji.

Tab 10) Parametry kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem SKF 7018 CD/P4A[43]

Parametr	Značka	Hodnota
Vnitřní průměr [mm]	d_{ks}	90
Vnější průměr [mm]	D_{ks}	140
Šířka ložiska [mm]	B_{ks}	24
Základní statická únosnost [kN]	C_0	76,5
Základní dynamická únosnost [kN]	C	79,3
Předpětí třídy B [N]	G_B	600
Axiální tuhost při předpětí třídy B [N/ μm]	c_a	141
Výpočtový součinitel	f_0	15,6
Maximální otáčky při použití plastického maziva $\left[\frac{1}{min}\right]$	n_{ks}	9000
Stykový úhel [°]	α_{ks}	15
Výpočtové součinitele [-]	f	1,14
	f_1	1
	f_2	1,09
	f_{HC}	1
Výpočtový součinitel pro předpětí sady [-]	f_s	1,35



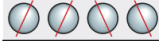
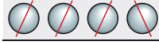

Jelikož je přední ložisko použito v sadě, je nutné přepočítat jeho parametry s ohledem na použité párování a předpnutí.

Radiální tuhost samotného kosoúhlého ložiska závisí na stykovém úhlu, velikosti předpětí, množství a tuhosti kuliček. Zjednodušeně lze však vypočítat radiální tuhost z tuhosti axiální. Pro ložisko se stykovým úhlem 15° platí, že je radiální tuhost 6x větší než tuhost axiální.

$$c_{rks} = 6 \cdot c_a = 6 \cdot 141 = 846 \frac{N}{\mu m} \quad (13)$$

Axiální tuhost skupiny kosoúhlých ložisek je závislá na typu spárování, viz. obrázek 31. V tomto případě jsou ve skupině 3 ložiska, kde 2 jsou uloženy tandemově a třetí je k nim připojeno zády, proto je koeficient roven 1,64. [44]

Axial rigidity of spindle bearing sets






Arrangement of bearings	Axial rigidity $c_a^{(1)}$ N/ μm	Lift-off force K_{aE} N
	c_a	$3 \cdot F_V$
	$1,64 \cdot c_a$	$6 \cdot F_V$
	$2 \cdot c_a$	$6 \cdot F_V$
	$2,24 \cdot c_a$	$9 \cdot F_V$
	$2,64 \cdot c_a$	$9 \cdot F_V$

Obr. 31) Koeficienty axiální tuhosti kosoúhlých ložisek při použití v sadě

$$c_{as} = 1,64 \cdot c_a = 1,64 \cdot 141 = 231,24 \frac{N}{\mu\text{m}} \quad (14)$$

Podobně, jako axiální tuhost skupiny ložisek, je i radiální tuhost závislá na použitém druhu spárování. Koeficienty pro různé případy jsou na obrázku 32. [44]

Radial rigidity of spindle bearing sets

Arrangement of bearings	Radial rigidity c_r N/ μm
	c_r
	$1,36 \cdot c_r$
	$2 \cdot c_r$
	$1,6 \cdot c_r$
	$2,72 \cdot c_r$

Obr. 32) Koeficienty radiální tuhosti kosoúhlých ložisek při použití v sadě

$$c_{rs} = 1,36 \cdot c_{rks} = 1,36 \cdot 846 = 1150,56 \frac{N}{\mu\text{m}} \quad (15)$$

Využití více ložisek má vliv na dynamickou únosnost. Zde platí, že se dynamická únosnost zvyšuje s využitím většího počtu ložisek. Součinitel zvýšení únosnosti je roven $i^{0,7}$, kde i je počet ložisek v sadě. [45]

$$C_s = 3^{0,7} \cdot C = 2,16 \cdot 79,3 = 171,1 \text{ kN} \quad (16)$$

Posledním potřebným parametrem ložiska použitého v sadě, který je nutný přepočítat, jsou maximální dosažitelné otáčky. Redukční součinitel otáček ložiskové sady je závislý na třídě předpětí a typu uspořádání ložisek. V tomto případě je hodnota koeficientu 0,49.[45]

$$n_{maxS} = 0,49 \cdot n_{ks} = 0,49 \cdot 9000 = 4410 \frac{1}{\text{min}} \quad (17)$$

Tab 11) Parametry válečkového ložiska SKF NN3016 KTN9/SP [46]

Parametr	Značka	Hodnota
Vnitřní průměr [mm]	d_{val}	80
Vnější průměr [mm]	D_{val}	125
Šířka ložiska [mm]	B_{val}	34
Základní statická únosnost [kN]	C_{0val}	186
Základní dynamická únosnost [kN]	C_{val}	119
Radiální tuhost [N/ μm]	c_{rval}	1820
Maximální otáčky při použití plastického maziva $\left[\frac{1}{min}\right]$	n_{val}	7000

6.6 Výpočet optimální vzdálenosti ložisek

Nalezení optimální vzdálenosti mezi vřetenovými ložisky má zásadní vliv na deformaci vřetene. Jelikož se při zvětšující vzdálenosti snižuje deformace vřetene, ale zároveň roste deformace ložisek, je nutné vypočítat ideální hodnotu.

Pro výpočet deformace je potřebné znát řeznou sílu působící na přírubu vřetene. Stanovená řezná síla je sice po celé délce obrobku stejná, ale vytváří ohybový moment, který má za následek deformaci. Nejvyšší hodnota ohybového momentu je na konci obrobku. Délku obrobku volím 200 mm. Avšak mezi obrobkem a čelem vřetene se nachází sklíčidlo, které má 100 mm, proto je celková délka vyložení, se kterým budu nadále počítat, 300 mm.

K dalším výpočtům je již nutné stanovit předběžné parametry vřetene jako průměr vřetene, průměr vrtání nebo vzdálenost čela vřetene od ložisek. Tyto hodnoty jsou uvedené v tabulce 12.

Tab 12) Hodnoty pro výpočet optimální vzdálenosti ložisek

Parametr	Značka	Hodnota
Vnější průměr pod předními ložisky [mm]	D_1	90
Vnější průměr pod zadním ložiskem [mm]	D_2	80
Průměr vrtání [mm]	d_v	62
Vzdálenost přední sady ložisek od čela [mm]	a	90
Vzdálenost zadního ložiska od působíště síly řemenového převodu [mm]	c	110
Modul pružnosti vřetene [GPa]	E	207

Z momentové rovnice se vyjádří přepočítaná síla, která působí na čelo vřetene, tímto způsobem:

$$F_{Cv} = \frac{(a + l_{sk} + l_{obr})}{a} \cdot F_C = \frac{(90 + 100 + 200)}{90} \cdot 1625 = 7360,3N \quad (18)$$

Dále je potřeba vypočítat kvadratické momenty průřezů vřetene a poddajnost ložisek:

$$J_1 = \frac{\pi}{64} \cdot (D_1^4 - d_v^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (90^4 - 62^4) = 2,495 \cdot 10^6 mm^4 \quad (19)$$

$$J_2 = \frac{\pi}{64} \cdot (D_2^4 - d_v^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (80^4 - 62^4) = 1,285 \cdot 10^6 mm^4 \quad (20)$$

$$C_1 = \frac{1}{c_{rs}} = \frac{1}{1150,56} = 0,000869142 \frac{\mu m}{N} \quad (21)$$

$$C_2 = \frac{1}{c_{rval}} = \frac{1}{1820} = 0,000549451 \frac{\mu m}{N} \quad (22)$$

Celkovou deformaci je složení dílčích deformací vřetene, ložisek a skříně vřeteníku: [4]

$$\delta = \delta_V + \delta_L + \delta_S \quad (23)$$

Jelikož se deformace vřeteníku δ_S analyticky složitě počítá, a navíc pouze pro jednoduché tvary, je vhodné použít metody konečných prvků. Pro zjednodušení lze však považovat vřeteník za dokonale tuhý. Poté se deformace vypočítá: [4]

$$\delta = \delta_V + \delta_L \quad (24)$$

K určení deformace vřetene δ_V je nutné stanovit podmínku, že radiální tuhost ložisek je nekonečně velká. Tímto krokem získáme průhyb, který je pouze závislý na parametrech vřetenech. Vztah pro výpočet průhybu vřetene je: [4]

$$\delta_V = \frac{F_{Cv} \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{l}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) \quad (25)$$

Poslední dílčí deformace je dána tuhostí uložení. Pro tento výpočet je potřeba znát poddajnost ložisek nebo ložiskových sad. V tomto případě se považuje vřeteno za dokonale tuhé. [4]

$$\delta_L = \frac{F_{Cv}}{l^2} \cdot (a^2 \cdot C_1 + (a + l)^2 \cdot C_2) \quad (26)$$

Výsledná deformace na konci vřetene je po dosazení: [4]

$$\delta = \frac{F_{Cv} \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{l}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F_{Cv}}{l^2} \cdot (a^2 \cdot C_1 + (a + l)^2 \cdot C_2) \quad (27)$$

Ve všech výpočtech se vyskytuje vzdálenost mezi ložisky l , která je pro nás hledaným parametrem. Minimum tohoto parametru je možné najít tak, že se provede derivace $\frac{d\delta}{dl}$ a výsledek se položí roven nule. Poté lze dalšími úpravami získat vztah: [4]

$$x^3 + q \cdot x + r = 0 \quad (28)$$

Kde $q = -\frac{6 \cdot E \cdot J_1}{a} \cdot C_2$ a $r = -6 \cdot E \cdot J_1 \cdot (C_1 + C_2)$. Tato rovnice má 3 kořeny, z nichž je reálný pouze první:

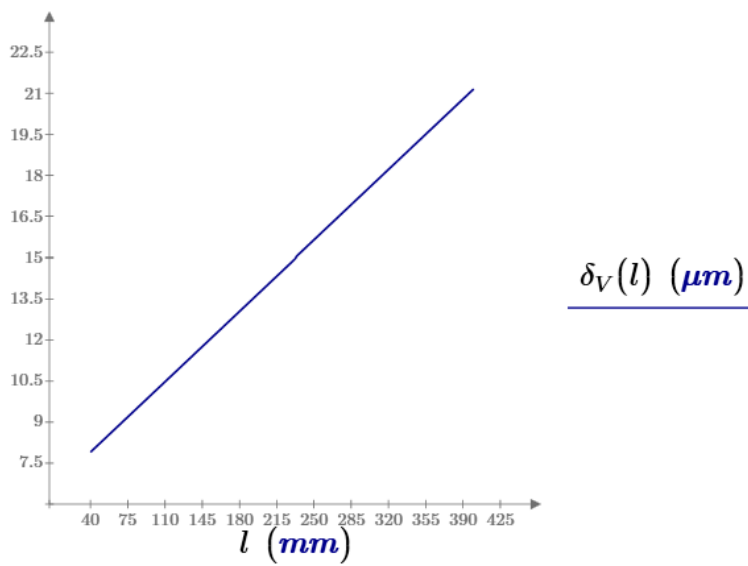
$$x_1 = u + v \quad (29)$$

$$\text{Kde } u = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot r + \sqrt{z}}, v = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot r - \sqrt{z}}, z = \frac{1}{4} \cdot r^2 + \frac{1}{27} \cdot q^3$$

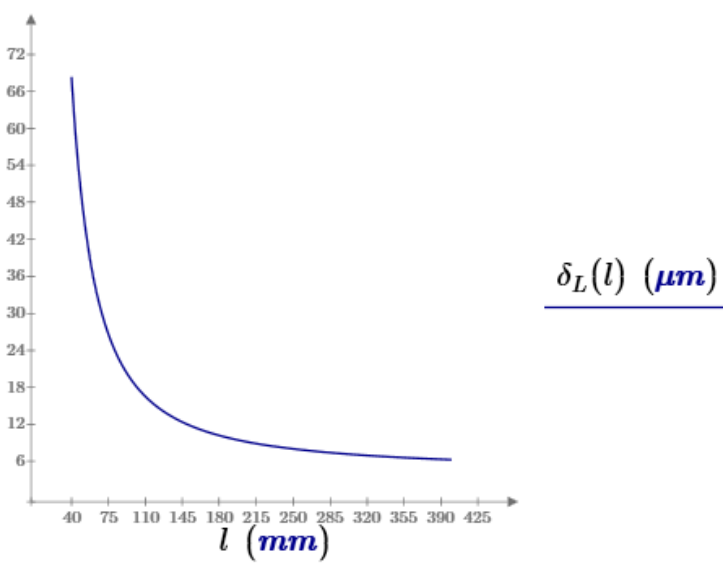
Pro tento případ je $u = 162,96 \text{ mm}$ a $v = 40,98 \text{ mm}$. Nejvhodnější vypočtená vzdálenost je tedy:

$$l = 162,96 + 40,98 = 203,94 \text{ mm}. \quad (30)$$

Řešení deformací lze také provést graficky, kdy dílčí deformace vykreslíme jako funkce v závislosti na optimální vzdálenosti l . Graf závislosti vzdálenosti ložisek na deformaci vřetene je na obrázku 33. Na obrázku 34 je graf týkající se deformace ložisek.

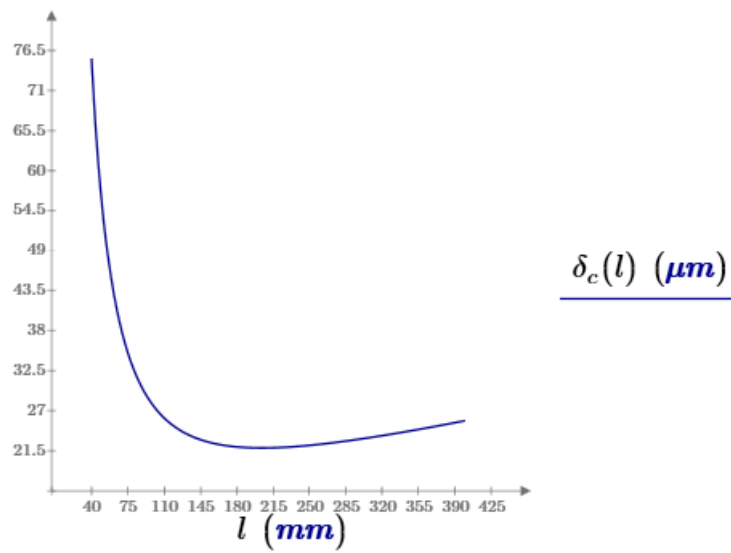


Obr. 33) Graf závislosti deformace vřetene na vzdálenosti ložisek



Obr. 34) Graf závislosti deformace ložisek na vzdálenosti ložisek

Optimální vzdálenost se určí jako součet dílčích průběhů. Výsledný graf je na obrázku 35. Na tomto průběhu je vidět, že existuje minimum, ve kterém je celková deformace nejmenší. V tomto bodě se vyskytuje hledaná vzdálenost.



Obr. 35) Průběh celkové deformace v závislosti na vzdálenosti ložisek

Vypočítaná nejvhodnější vzdálenosti ložisek je 203,94 mm. Doporučené je však volit vzdálenost, která je 3 až 3,5krát větší než průměr díry předního ložiska. Z tohoto důvodu volím délku mezi ložisky 306 mm. Jak je vidět na obrázku 35, při této hodnotě velikost deformace vřetene nebude o moc větší než při optimální hodnotě vzdálenosti.

6.7 Deformace vřetene

Jestliže je známa vhodná vzdálenost ložisek, je možné určit přesnou hodnotu deformace vřetene. Po dosazení hodnoty 306 mm do vzorců 25, resp. 26, nám vychází dílčí deformace vřetene δ_V , resp. ložisek δ_L :

$$\delta_V = \frac{7360,3 \cdot 90^2}{3 \cdot 207} \cdot \left(\frac{306}{2,495 \cdot 10^6} + \frac{90}{1,285 \cdot 10^6} \right) = 16,164 \mu m \quad (31)$$

$$\delta_L = \frac{7360,3}{306^2} \cdot (90^2 \cdot 0,000869142 + (90 + 306)^2 \cdot 0,000549451) = 7,097 \mu m \quad (32)$$

Celková deformace konce vřetene, vypočítaná jako součet dílčích deformací podle rovnice 24, je:

$$\delta = 16,164 + 7,097 = 23,261 \mu m$$

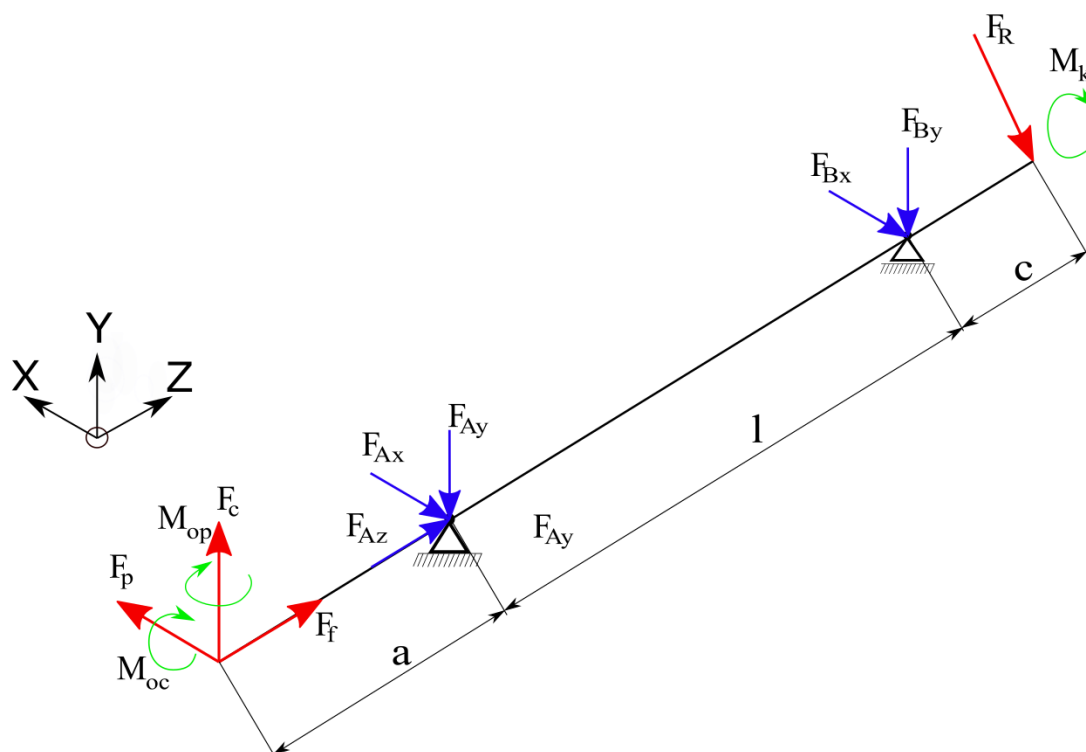
Celková tuhost vřeteníku se určí podle vzorce: [47]

$$C_{rV} = \frac{3 \cdot E \cdot J_2}{a^2 \cdot \left(l + a \cdot \frac{J_2}{J_1} \right)} = \frac{3 \cdot 207 \cdot 1,285 \cdot 10^6}{90^2 \cdot \left(306 + 90 \cdot \frac{1,285 \cdot 10^6}{2,495 \cdot 10^6} \right)} = 315,832 \frac{N}{\mu m} \quad (33)$$

6.8 Reakční síly v ložiscích a průběhy ohybových momentů

Zjištění hodnot reakčních sil v ložiskových uzlech je potřebné zejména pro spočítání trvanlivosti ložisek a pevnostní výpočty vřetene. Kromě rezné síly způsobené obráběcím procesem je vřeteno zatěžováno silou způsobenou rotací řemene.

Pro zjednodušení se přední ložisková sada považuje za jednu podpěru. U této vazby jsou odebrány všechny 3 pohybové stupně volnosti. Druhá podpěra je tvořena válečkovým ložiskem, proto je zde nechána volnost pohybu v ose Z. Schéma rozložení sil je zobrazeno na obrázku 36.



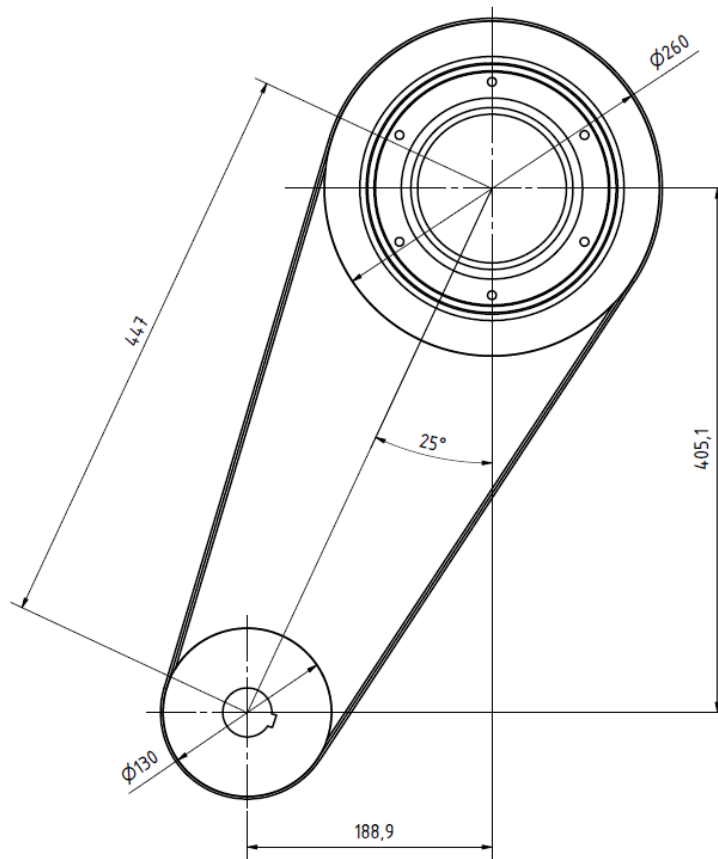
Obr. 36) Schéma zatížení a reakcí na vřeteno

Do výpočtu reakčních sil opět použijí úvahu o řezné síle působící na konci obrobku. Na rozdíl od určení deformace vřetene, v tomto případě budu počítat s ohybovým momentem tvořeným tímto vyložem. Přepočty složek řezné síly na ohybové momenty jsou pro hlavní řeznou složku síly, resp. posuvovou, dány rovnicí 34, resp. 35:

$$M_{oc} = F_c \cdot (l_{sk} + l_{obr}) = 1625 \cdot (100 + 200) = 487,5 \text{ Nm} \quad (34)$$

$$M_{op} = F_p \cdot (l_{sk} + l_{obr}) = 650 \cdot (100 + 200) = 195 \text{ Nm} \quad (35)$$

Dále je potřeba k určení reakcí rozložit sílu od řemenového převodu F_R , jelikož bude motor umístěn mimo rovinu osy vřetene podle obrázku 37.



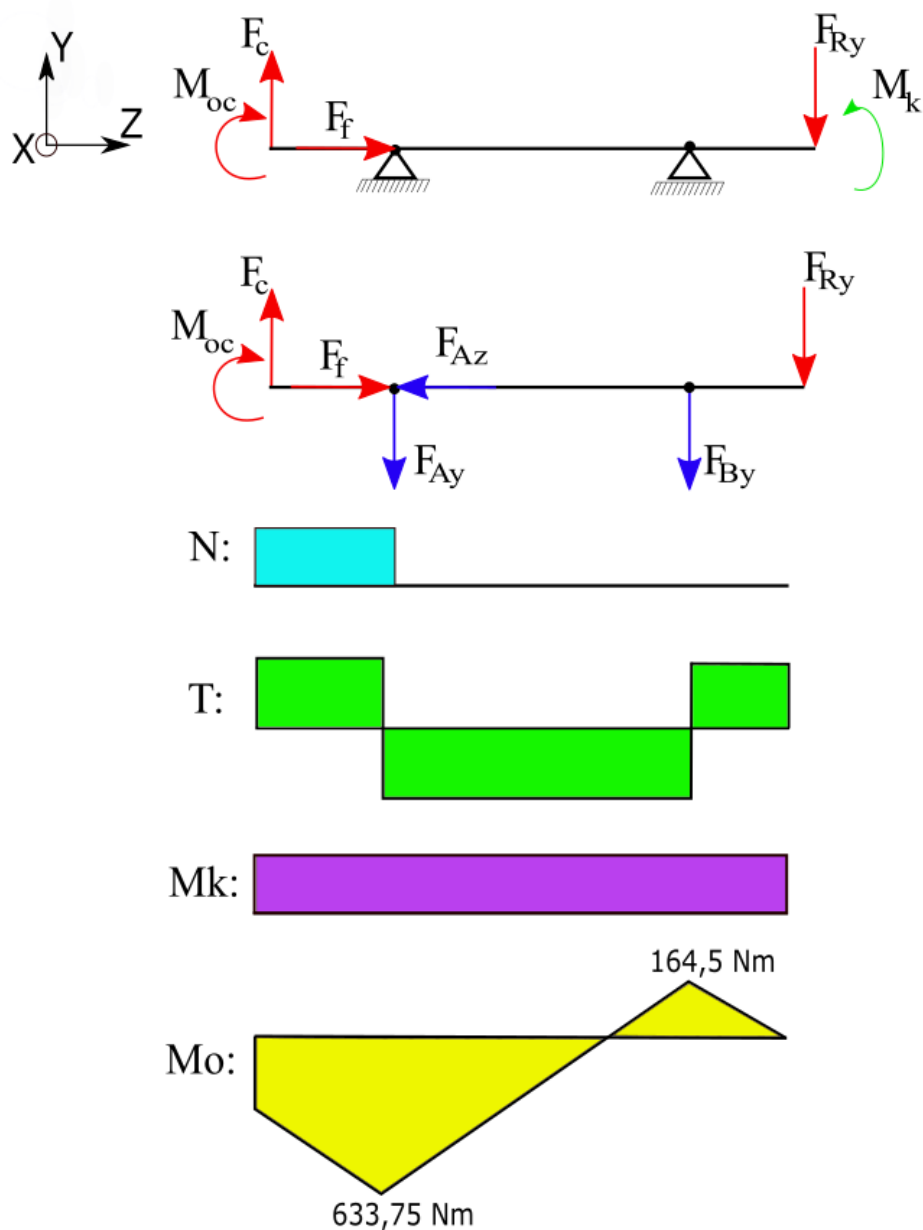
Obr. 37) Znáornění polohy řemenic

Složky sil řemenového převodu jsou:

$$F_{Ry} = F_R \cdot \cos(\alpha) = 1632 \cdot \cos(25^\circ) = 1482,7 \text{ N} \quad (36)$$

$$F_{Rx} = F_R \cdot \sin(\alpha) = 1632 \cdot \sin(25^\circ) = 691,4 \text{ N} \quad (37)$$

Výpočet reakcí v rovině ZY:



Obr. 38) Silové a momentové působení v rovině ZY

$$F_f - F_{Az} = 0 \quad (38)$$

$$F_{Az} = F_f \quad (39)$$

$$\sum M_{By} = 0 \rightarrow M_{oc} + F_c \cdot (a + l) + F_{Ay} \cdot l + F_{Ry} \cdot c = 0 \quad (40)$$

$$F_{Ay} = - \left(\frac{M_{oc} + F_c \cdot (a + l) + F_{Ry} \cdot c}{l} \right) \quad (41)$$

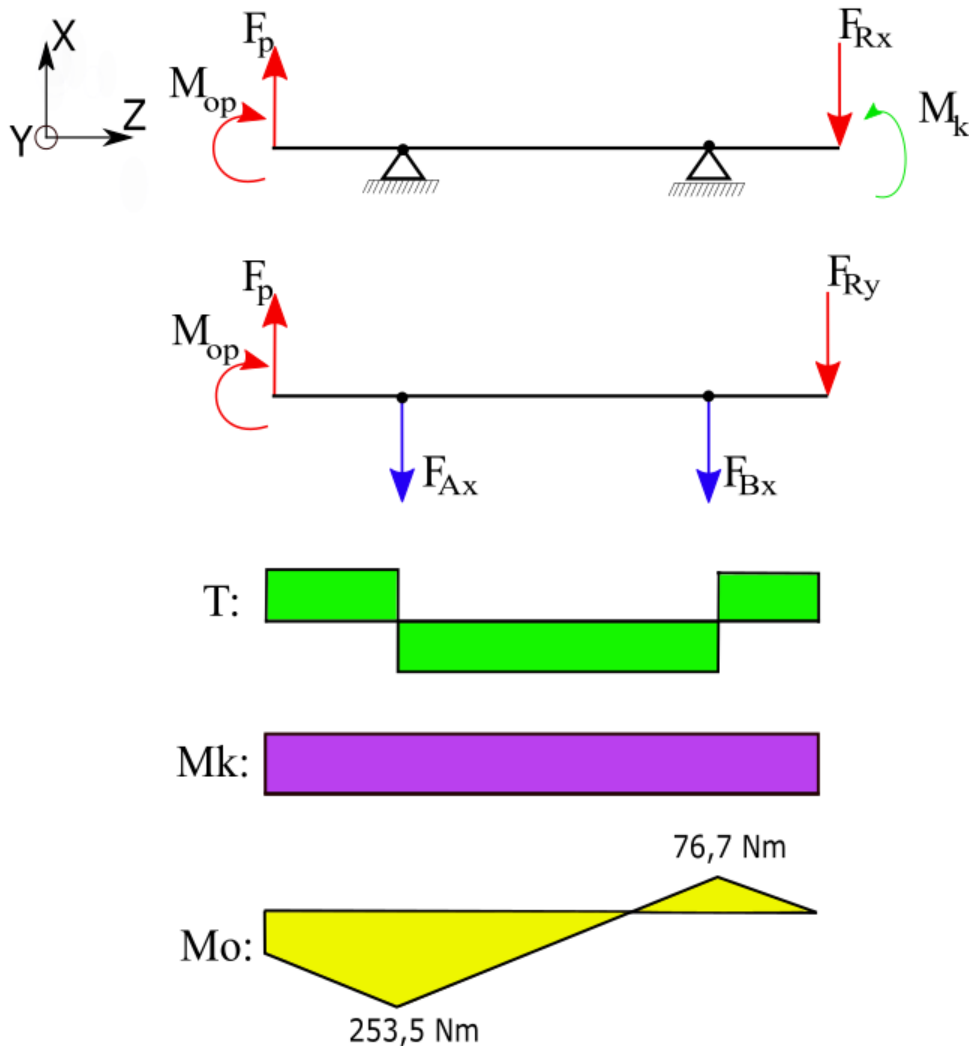
$$F_{Ay} = - \left(\frac{487,5 + 1625 \cdot (90 + 306) + 1482,7 \cdot 110}{36} \right) = -4229,08 \quad (42)$$

$$\sum M_{Ay} = 0 \rightarrow M_{oc} + F_c \cdot a - F_{By} \cdot l + F_{Ry} \cdot (l + c) = 0 \quad (43)$$

$$F_{By} = \frac{M_{oc} + F_c \cdot a + F_{Ry} \cdot (l + c)}{l} \quad (44)$$

$$F_{By} = \frac{485,5 + 1625 \cdot 90 + 1482,7 \cdot (306 + 110)}{306} = 4086,80 \text{ N} \quad (45)$$

Výpočet reakcí v rovině ZX:



Obr. 39) Silové a momentové působení v rovině ZX

$$\sum M_{Bx} = 0 \rightarrow M_{op} + F_p \cdot (a + l) - F_{Ax} \cdot l + F_{Rx} \cdot c = 0 \quad (46)$$

$$F_{Ax} = \frac{M_{op} + F_p \cdot (a + l) + F_{Rx} \cdot c}{l} \quad (47)$$

$$F_{Ax} = \frac{195 + 650 \cdot (90 + 306) + 691,4 \cdot 110}{306} = 1726,98 \text{ N} \quad (48)$$

$$\sum M_{Ax} = 0 \rightarrow M_{op} + F_p \cdot a - F_{Bx} \cdot l + F_{Rx} \cdot (l + c) = 0 \quad (49)$$

$$F_{Bx} = - \left(\frac{M_{op} + F_p \cdot a + F_{Rx} \cdot (l + c)}{l} \right) \quad (50)$$

$$F_{Bx} = - \left(\frac{M_{op} + 650 \cdot 90 + 691,4 \cdot (306 + 110)}{306} \right) \quad (51)$$

$$= -1768,38 \text{ N}$$

6.9 Výpočet trvanlivosti ložisek

Trvanlivost ložisek udává počet provozních hodin nebo otáček, které ložisko vydrží, než se na některé jeho části projeví únava. Tento jev je zejména založen na odlupování materiálu.[16]

Výpočet základní trvanlivost podle ISO 281 v provozních hodinách je:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_s} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (52)$$

Součinitel p vyjadřuje, o jaké ložisko se jedná. Je-li ložisko s bodovým stykem, je $p = 3$. V případě ložiska se stykem válečkovým je $p = \frac{10}{3}$.

Jelikož jsou ložiska vystavena působení radiálních a axiálních sil, je potřebné pro výpočet trvanlivosti vypočítat ekvivalentní dynamické zatížení P , jehož vliv by měl být stejný jako vliv reálného zatížení. Podle výrobce je výpočet ekvivalentního dynamického zatížení závislý na podmínce:

$$\frac{F_A}{F_R} \leq e \quad (53)$$

Pak platí, že ekvivalentní dynamické zatížení je:

$$P = F_R \quad (54)$$

Pokud však platí, že:

$$\frac{F_A}{F_R} > e \quad (55)$$

Je ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (56)$$

Koeficienty zatížení X a Y jsou udávány výrobcem pro každé ložisko.

Pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení je důležité znát hodnotu koeficientu e , podle kterého se určuje poměr axiálního a radiálního zatížení na ložiska. Součinitelé pro výpočet ekvivalentního zatížení X , Y , e jsou závislé na vztahu:

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} \quad (57)$$

6.9.1 Trvanlivost předních ložisek vřetene

Jelikož je přední sada ložisek schopna přenášet axiální i radiální zatížení, je potřeba vypočítat jejich poměr a poté pomocí koeficientu e určit velikost součinitelů X_2 a Y_2 podle dat daných výrobcem na obrázku 40.

Součinitelé jednotlivých ložisek a ložisek uspořádaných do tandemu				
$f_0 F_a/C_0$	e	X_2	Y_2	Y_0
Stykový úhel 15° (Zadní přídavné označení CD, CE nebo CB)				
$\leq 0,178$	0,38	0,44	1,47	0,46
0,357	0,4	0,44	1,4	0,46
0,714	0,43	0,44	1,3	0,46
1,07	0,46	0,44	1,23	0,46
1,43	0,47	0,44	1,19	0,46
2,14	0,5	0,44	1,12	0,46
3,57	0,55	0,44	1,02	0,46
$\geq 5,35$	0,56	0,44	1	0,46

Obr. 40) Součinitelé zatížení pro ložiska [45]

Nejprve je nutné vypočítat celkové axiální zatížení ložiskové sady, které je složeno z axiálního zatížení způsobeného obráběcím procesem a předpětím ložisek

Síla způsobená předpětím ložiska je:

$$G_M = f \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_{HC} \cdot f_s \cdot G_B = 1,14 \cdot 1 \cdot 1,09 \cdot 1 \cdot 1,35 \cdot 600 = 1006,5 N \quad (58)$$

Celkové axiální zatížení ložiska je:

$$F_{AA} = F_{Az} + G_M = 406,25 + 1006,5 = 1412,75 N \quad (59)$$

Nyní lze vypočítat hodnotu vztahu, podle kterého se vyberou hodnoty koeficientů pro zatížení

$$\frac{f_0 \cdot F_{AA}}{C_0} = \frac{15,6 \cdot 1412,75}{76\,500} = 0,133 \quad (60)$$

Podle obrázku 40 je pro tento případ směrodatná hodnota součinitele e 0,38.

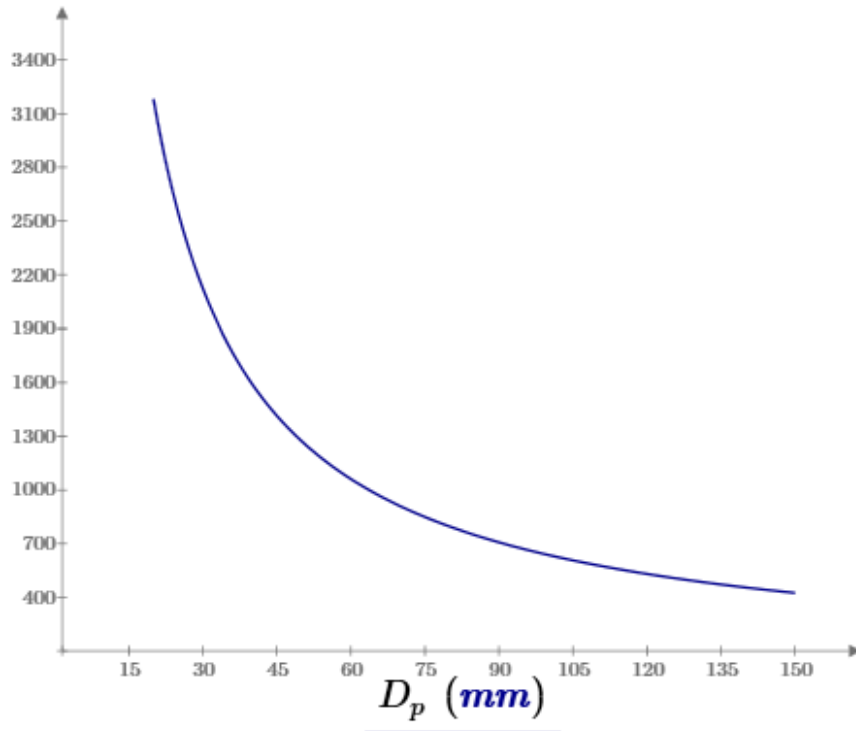
Poměr axiálního a radiálního zatížení je:

$$e = \frac{F_{Ax}}{F_{rA}} = \frac{1412,75}{\sqrt{(-4229,08)^2 + 1726,87^2}} = 0,321 \quad (61)$$

Jelikož je vypočítaný poměr axiálního a radiálního zatížení menší než směrodatná hodnota e daná výrobcem, je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska dané vzorcem 54:

$$P = F_{rA} = \sqrt{(-4229,08)^2 + 1726,87^2} = 4568,10 N \quad (62)$$

K výpočtu trvanlivosti udávané v hodinách je potřeba zvolit otáčky vřetene, pro které je daná trvanlivost počítána. Je-li obráběna součást o průměru 150 mm, je průběh otáček zobrazen na obrázku 41. Pro následující výpočty trvanlivostí budu volit hodnotu otáčení vřetene $n_s = 2000$ ot/min.



$$\underline{n(D_p) \left(\frac{1}{\text{min}} \right)}$$

Obr. 41) Průběh otáček při obrábění součásti o průměru 150 mm

Trvanlivost přední sady ložisek je po dosazení hodnot do vzorce 52:

$$L_{10ks} = \frac{10^6}{60 \cdot n_s} \cdot \left(\frac{C_{ks}}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 2000} \cdot \left(\frac{171103}{4568,10} \right)^3 = 7298,5 \text{ hodin} \quad (63)$$

6.9.2 Trvanlivost zadního ložiska vřetene

U válečkového ložiska bude také proveden výpočet trvanlivosti. Jelikož na válečkové ložisko působí pouze zatížení radiální, neprovádí se u něj přepočít dynamického zatížení. Dynamické zatížení válečkového ložiska se rovná zatížení radiálnímu.

$$P = F_{rB} \quad (64)$$

Pro určení celkového radiálního zatížení na válečkové ložisko se využije také reakcí získaných v kapitole 6.8.

$$F_{rB} = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{(-1768,38)^2 + 4086,80^2} = 4452,99 \text{ N} \quad (65)$$

Trvanlivost válečkového ložiska při uvažovaných otáčkách se vyjádří dosazením do vztahu 52:

$$L_{10val} = \frac{10^6}{60 \cdot n_s} \cdot \left(\frac{C_{val}}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 2000} \cdot \left(\frac{119000}{4452,99} \right)^{\frac{10}{3}} = 7924,7 \text{ hodin} \quad (66)$$

6.10 Mazání ložisek

Volba použitého maziva u vysoce přesných ložisek závisí zejména na provozních podmínkách. Mezi tyto podmínky se řadí provozní teplota a požadované otáčky. Dalším kritériem pro výběr

maziva je konstrukční řešení vřetene, jelikož mazání na základě oleje je složitější na realizaci než mazání mazivem plastickým.

Pro tuto aplikaci bylo vybráno mazáním plastickým mazivem. Jelikož není na vřeteno kladen požadavek na vysokootáčkové obrábění, je použití plastického maziva dostačující. Zároveň kromě mazací funkce je plastické mazivo schopno chránit ložiska před vnikem vlhkosti a nečistot.

Na základě použití vřetene a pracovních podmínek bylo vybráno plastické mazivo NBU 15. Toto mazivo je na bázi esterového oleje a barnatého mýdla s vysokou tlakovou únosností. Použití je zejména pro ložiska obráběcích strojů, kuličkových šroubů nebo přesných převodů.

6.10.1 Trvanlivost maziva přední sady ložisek

Životnost maziva závisí na otáčkovém čísle ložiska, resp. na otáčkách vřetene. Se zvyšujícími se otáčkami klesá trvanlivost ložiska a zkracují se domazávací intervaly. Pro následující výpočty bude použita hodnota otáček z kapitoly 6.9, tj. $n_s = 2000 \frac{1}{min}$.

Pro zjištění odhadovaného intervalu doplnění maziva ložisek je nutné znát otáčkové číslo ložiska:

$$\begin{aligned} A_{ks} &= n_s \cdot d_{mks} = n_s \cdot \frac{1}{2} \cdot (D_{ks} + d_{ks}) = 2000 \cdot \frac{1}{2} \cdot (140 + 90) \\ &= 5 \cdot 10^4 \frac{mm}{min} \end{aligned} \quad (67)$$

Podle diagramu udávaném výrobcem SKF je odhadový domazávací interval pro ložisko s kosoúhlým stykem o stykovém úhlu 15° $t_{fks} = 50\,000$ hodin .[45]

K zjištění domazávacího intervalu ložiska je nutné odhadový interval přizpůsobit pomocí opravných součinitelů:

$$\begin{aligned} T_{rks} &= t_{fks} \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot C_5 \cdot C_6 \cdot C_7 \cdot C_8 \\ &= 50\,000 \cdot 0,63 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 31\,500 \text{ hodin} \end{aligned} \quad (68)$$

Kde jsou jednotlivý součinitelé:

$C_1 = 0,63$ – sada 3 ložisek, zády k sobě a tandem s třídou předpětí B

$C_2 = 1$ – opravný součinitel hybridních ložisek

$C_3 = 1$ – vodorovné uložení vřetene

$C_4 = 1$ – ekvivalentní dynamické zatížení $< 0,05 C$

$C_5 = 1$ – spolehlivost ložisek 90%

$C_6 = 1$ – nízké proudění vzduchu ložiskem

$C_7 = 1$ – nízká vlhkost a prach

$C_8 = 1$ – provozní teplota do $70^\circ C$

6.10.2 Trvanlivost maziva zadního ložiska

K určení domazávacího intervalu je nutné použít hodnotu horšího stavu, proto bude vypočítán interval i pro zadní válečkové ložisko.

$$\begin{aligned} A_{val} &= n_s \cdot d_{mval} = n_s \cdot \frac{1}{2} \cdot (D_{val} + d_{val}) = 2000 \cdot \frac{1}{2} \cdot (125 + 80) \\ &= 4,5 \cdot 10^4 \frac{mm}{min} \end{aligned} \quad (69)$$

Pro tuto hodnotu je výrobcem udávaný domazávací interval dvouřadého válečkového ložiska 30 000 hodin. Jelikož je tento interval kratší než u přední sady ložisek, je nutné pro mazání ložisek použít tuto hodnotu. [45]

Použitý domazávací interval 30 000 hodin je pouze orientační, protože se s rostoucími otáčkami snižuje a naopak. Jelikož je však doporučena životnost ložiska v obráběcím stroji 25 000 hodin, lze při tomto domazávacím intervalu považovat mazací náplň ložiska jako doživotní. Z tohoto důvodu není potřeba v průběhu životnosti ložiska mazivo doplňovat.

6.11 Kontrola vřetene k meznímu stavům

Vřeteno je v průběhu obrábění namáháno ohybovým momentem, jehož velikost se mění po délce vřetene, a momentem kroutícím o konstantní velikosti. Z toho důvodu je nutné provést bezpečnost vzhledem k mezním stavům pružnosti a únavy. Při těchto výpočtech je potřeba znát průběh momentů a zaměřit se na místa, která jsou negativně ovlivněna změnou průměru, např. vruby nebo drážky pro pero.

Materiál vřetene je zvolen 42CrMo4 (ČSN 15 142) s ohledem na jeho vysokou houževnatost a tvrdost. Tato ocel je vhodná pro výrobu namáhaných strojních součástí, jako jsou hřídele nebo ozubená kola. Parametry oceli jsou uvedena v tabulce 13.

Tab 13) Parametry oceli 42CrMo4 [48]

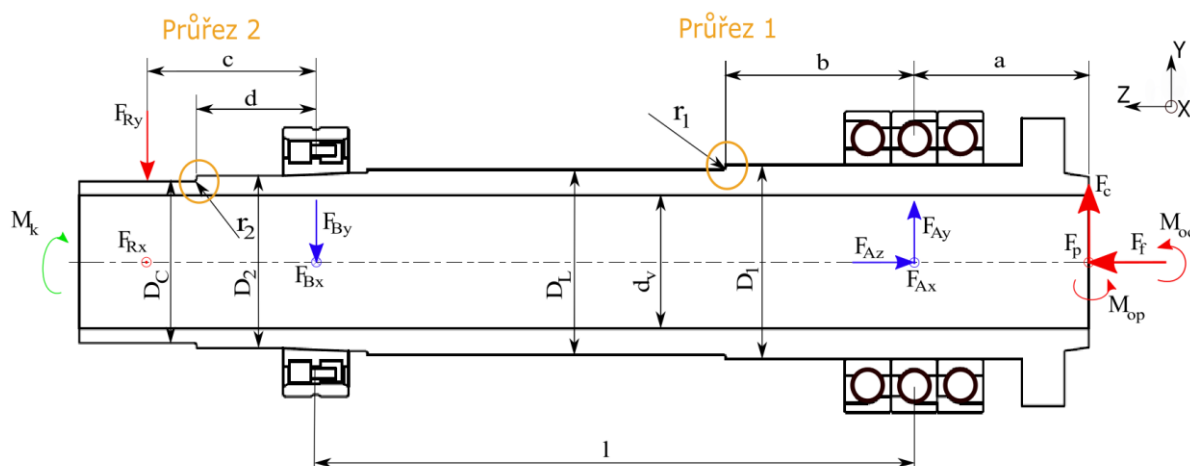
Parametr	Jednotka	Velikost
Mez pevnosti [MPa]	R _{mv}	785
Mez kluzu [MPa]	R _{ev}	559

6.11.1 Kontrola vřetene k meznímu stavu pružnosti

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti by měla být kontrolována na nejvíce namáhaných místech hřídele, které jsou, podle vykreslení průběhu, v místech působení reakcí od ložisek. Nicméně se na hřídeli v jejich těsné blízkosti vyskytují koncentrátoři napětí ve formě osazení hřídele, proto budou k meznímu stavu pružnosti kontrolovány právě tato místa. Jelikož je vřeteno souběžně namáháno ohybovým a kroutícím momentem, vzniká zde víceosá napjatost. Z tohoto důvodu se zavádí redukované napětí, které bude řešeno pomocí podmínky plasticity max τ . Parametry pro výpočet pevnosti vřetene jsou uvedeny v tabulce 14 a graficky zobrazeny na obrázku 42.

Tab 14) Parametry pro pevnostní kontrolu vřetene

Parametr	Značka	Hodnota
Řezná síla [N]	F_c	1625
Posuvová síla [N]	F_p	650
Pasivní síla [N]	F_p	406,5
Moment vyvolaný řeznou silou [Nm]	M_{oc}	485,5
Moment vyvolaný posuv. silou [Nm]	M_{op}	195
Reakční síla v podpoře A [N]	F_{Ay}	4229,08
Reakční síla v podpoře A [N]	F_{Ax}	1726,98
Reakční síla v podpoře B [N]	F_{By}	4086,80
Reakční síla v podpoře B [N]	F_{Bx}	1678,38
Síla od řemenového převodu [N]	F_{Ry}	1482,7
Síla od řemenového převodu [N]	F_{Rx}	691,4
Průměr pod přední sadou ložisek [mm]	D_1	90
Průměr mezi ložisky [mm]	D_L	86
Průměr pod zadním ložiskem [mm]	D_2	80
Průměr pod řemenicí [mm]	D_C	75
Průměr vrtání vřetene [mm]	d_v	62
Vzdálenost přední sady ložisek od čela vřetene [mm]	a	90
Vzdálenost vrubu 1 od přední sady ložisek [mm]	b	90
Vzdálenost zadního ložiska od řemenice [mm]	c	110
Vzdálenost vrubu 2 od zadního ložiska [mm]	d	62
Vzdálenost mezi ložisky [mm]	l	306
Poloměr zaoblení osazení [mm]	r_1	1
Poloměr zaoblení osazení [mm]	r_2	1



Obr. 42) Znáornění parametrů pro pevnostní kontrolu vřetene

Mezní stav pružnosti pro průřez 1

Složky ohybového momentu, které působí na průřez 1:

$$\begin{aligned} M_{o1y} &= M_{oc} + F_c \cdot (a + b) - F_{Ay} \cdot b \\ &= 485,5 + 1625 \cdot (90 + 90) - 4229,08 \cdot 90 \\ &= 399,38 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (70)$$

$$\begin{aligned} M_{o1x} &= M_{op} + F_p \cdot (a + b) - F_{Ax} \cdot b \\ &= 195 + 650 \cdot (90 + 90) - 1726,98 \cdot 90 \\ &= 156,58 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (71)$$

Celkový působící moment na průřez 1:

$$M_{o1} = \sqrt{M_{o1y}^2 + M_{o1x}^2} = \sqrt{399,38^2 + 156,58^2} = 428,98 \text{ Nm} \quad (72)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$\begin{aligned} W_{o1} &= \frac{\pi}{32 \cdot D_1} \cdot (D_1^4 - d_v^4) = \frac{\pi}{32 \cdot 90} \cdot (90^4 - 62^4) \\ &= 5,545 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 \end{aligned} \quad (73)$$

Ohybové napětí v průřezu 1

$$\sigma_{o1nom} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{428,98}{5,545 \cdot 10^4} = 7,74 \text{ MPa} \quad (74)$$

Pro napětí způsobené ohybovým momentem je koeficient vrubu $\alpha_1 = 2,2$

$$\sigma_{o1} = \alpha_1 \cdot \sigma_{o1nom} = 2,2 \cdot 7,74 = 17,03 \text{ MPa} \quad (75)$$

Modul pružnosti v krutu:

$$\begin{aligned} W_{k1} &= \frac{\pi}{16 \cdot D_1} \cdot (D_1^4 - d_v^4) = \frac{\pi}{16 \cdot 90} \cdot (90^4 - 62^4) \\ &= 1,109 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \end{aligned} \quad (76)$$

Hodnota napětí v krutu:

$$\tau_{k1nom} = \frac{M_k}{W_{k1}} = \frac{121,8}{1,109 \cdot 10^5} = 1,09 \text{ MPa} \quad (77)$$

Pro napětí způsobené kroutícím momentem je koeficient vrubu $\alpha_{\tau 1} = 2,6$

$$\tau_{k1} = \alpha_{\tau 1} \cdot \tau_{k1nom} = 2,6 \cdot 1,09 = 2,83 \text{ MPa} \quad (78)$$

Redukované napětí podle podmínky max τ :

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{o1} + 3 \cdot \tau_{k1}} = \sqrt{17,03^2 + 3 \cdot 2,83^2} = 17,24 \text{ MPa} \quad (79)$$

Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti pro průřez 1:

$$k_1 = \frac{R_{ev}}{\sigma_{red1}} = \frac{559}{17,24} = 31,54 \quad (80)$$

Mezní stav pružnosti pro průřez 2

V průřezu 2 jsou složky ohybového momentu:

$$M_{o2y} = F_{Ry} \cdot (c - b) = 1482,7 \cdot (110 - 62) = 71,17 \text{ Nm} \quad (81)$$

$$M_{o2x} = F_{Rx} \cdot (c - b) = 691,4 \cdot (110 - 62) = 33,19 \text{ Nm} \quad (82)$$

Celkový ohybový moment působící na průřez 2:

$$M_{o2} = \sqrt{M_{o2y}^2 + M_{o2x}^2} = \sqrt{71,17^2 + 33,19^2} = 78,53 \text{ Nm} \quad (83)$$

Modul pružnosti v ohybu

$$\begin{aligned} W_{o2} &= \frac{\pi}{32 \cdot D_2} \cdot (D_2^4 - d_v^4) = \frac{\pi}{32 \cdot 80} \cdot (80^4 - 62^4) \\ &= 3,323 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 \end{aligned} \quad (84)$$

Ohybové napětí v průřezu 2

$$\sigma_{o2nom} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{78,53}{3,323 \cdot 10^4} = 2,43 \text{ MPa} \quad (85)$$

Pro ohybové napětí je koeficient vrubu $\alpha_2 = 3$

$$\sigma_{o2} = \alpha_2 \cdot \sigma_{o2nom} = 3 \cdot 2,43 = 7,29 \text{ MPa} \quad (86)$$

Modul pružnosti v krutu

$$\begin{aligned} W_{k2} &= \frac{\pi}{16 \cdot D_2} \cdot (D_2^4 - d_v^4) = \frac{\pi}{16 \cdot 80} \cdot (80^4 - 62^4) \\ &= 6,426 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 \end{aligned} \quad (87)$$

Hodnota napětí v krutu:

$$\tau_{k2nom} = \frac{M_k}{W_{k2}} = \frac{121,8}{6,426 \cdot 10^4} = 1,89 \text{ MPa} \quad (88)$$

Pro napětí způsobené kroutícím momentem je koeficient vrubu $\alpha_{\tau 2} = 2,6$

$$\tau_{k2} = \alpha_{\tau 2} \cdot \tau_{k2nom} = 2,6 \cdot 1,89 = 4,914 \text{ MPa} \quad (89)$$

Redukované napětí podle podmínky max τ :

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o2} + 3 \cdot \tau_{k2}} = \sqrt{7,29^2 + 3 \cdot 4,914^2} = 11,23 \text{ MP} \quad (90)$$

Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti pro průřez 2:

$$k_2 = \frac{R_{ev}}{\sigma_{red2}} = \frac{559}{11,23} = 49,663 \quad (91)$$

6.11.2 Kontrola vřetene k meznímu stavu únavy

Po kontrole rizikových míst bylo zjištěno, že je nejmenší bezpečnost k meznímu stavu pružnosti v průřezu 1. Proto bude toto místo kontrolováno i k meznímu stavu únavy. Výsledná bezpečnost bude určena pomocí metody ASME.

Nejprve je nutné přepočítat mez únavy za rotace:

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 785 = 395,6 \text{ MPa} \quad (92)$$

Korigovaná mez únavy:

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} \quad (93)$$

Kde hodnoty koeficientů jsou: [49]

Pro součinitel povrchu jsou hodnoty pro dokončování povrchu broušením $a_k = 1,58$ a $b_k = -0,085$:

$$k_a = a_k \cdot R_{mv}^{b_k} = 1,58 \cdot 785^{-0,085} = 0,897 \quad (94)$$

Součinitel velikosti tělesa:

$$k_b = 1,51 \cdot D_2^{-0,107} = 1,51 \cdot 80^{-0,107} = 0,759 \quad (95)$$

Součinitel zatěžování $k_c = 1$

Součinitel vlivu teploty pro 70 °C $k_d = 1,017$

Součinitel spolehlivosti $k_e = 0,659$

Součinitel zahrnující ostatní vlivy $k_f = 1$

Po dosazení určených koeficientů do rovnice 87 získáme:

$$\sigma'_{Co} = 0,897 \cdot 0,759 \cdot 1 \cdot 1,017 \cdot 0,659 \cdot 1 \cdot 395,6 = 180,43 \text{ MPa} \quad (96)$$

Součinitel vrubu pro normálová napětí pro poloměr vrubu $r = 1 \text{ mm}$

$$\beta_\sigma = \frac{\alpha_1}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_1 - 1)}{\alpha_1} \cdot \frac{139}{R_{mv} \cdot \sqrt{r}}} = \frac{2,2}{1 + \frac{2 \cdot (2,2 - 1)}{2,2} \cdot \frac{139}{785 \cdot \sqrt{1}}} = 1,84 \quad (97)$$

Součinitel vrubu pro smyková napětí:

$$\beta_\tau = \frac{\tau_1}{1 + \frac{2 \cdot (\tau_1 - 1)}{\tau_1} \cdot \frac{139}{R_{mv} \cdot \sqrt{r}}} = \frac{2,6}{1 + \frac{2 \cdot (2,6 - 1)}{2,6} \cdot \frac{139}{785 \cdot \sqrt{1}}} = 2,07 \quad (98)$$

Výsledná bezpečnost k meznímu stavu únavy:

$$\begin{aligned} k_u &= \frac{1}{\frac{16 \cdot D_1}{\pi \cdot (D_1^4 - d_v^2)} \cdot \sqrt{4 \cdot \left(\frac{\beta_\sigma \cdot M_{o1}}{\sigma_{Co}} \right) + 3 \cdot \left(\frac{\beta_\tau \cdot M_k}{R_{ev}} \right)}} & (99) \\ &= \frac{1}{\frac{16 \cdot 90}{\pi \cdot (90^4 - 62^4)} \cdot \sqrt{4 \cdot \left(\frac{1,84 \cdot 428,98}{183,43} \right) + 3 \cdot \left(\frac{2,07 \cdot 121,8}{785} \right)}} \\ &= 12,61 \end{aligned}$$

7 KONSTRUKCE OSY C

Následující kapitola se bude zabývat konstrukcí osy C u obráběcího centra. Jelikož je hlavní pohon vřetene tvořen externím motorem, který je vhodný pro pohon vřeten obráběcích center, a řemenovým převodem, je nutné vyřešit pohon polohování C osy. Z provedené multikriteriální volby vyšlo jako optimální řešení pohon osy skrze ozubený převod a servomotor.

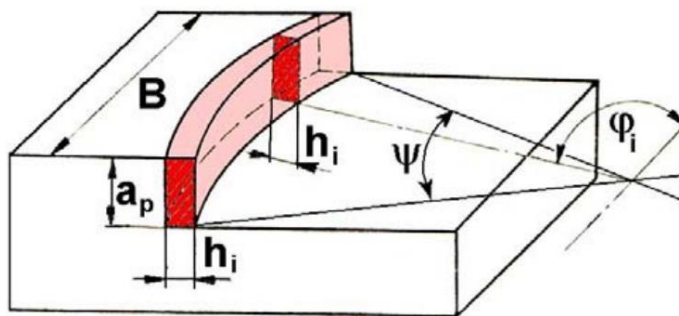
Určení velikosti servomotoru a převodu vychází z parametrů obrábění, které se s C osou využívají. Typickými obráběcími operacemi jsou čelní a válcové frézování, mimoosé čelní vrtání nebo boční vrtání pomocí osy Y. Nejčastěji se však využívá frézovacích operací, proto bude návrh pohonu C osy vztažen k nim. Tyto informace jsou nutné především k získání hodnot kroutícího momentu, případně výkonu.

7.1 Výpočet řezných sil frézování

Parametry řezných sil budou počítány pro oba nejčastější způsoby, tj. frézování čelní a frézování boční. Obráběný materiál je stejný jako při soustružení, tzn. ocel C45. Hodnota řezného odporu pro výpočet je $k_{cf} = 4200 \frac{N}{mm^2}$. Obrobek, ke kterému budou řezné síly počítány, má také shodný průměr jako v kapitole s návrhem soustružení, tj. 150 mm. Jelikož se jedná o malé soustružnické centrum, bude velikost tohoto průměru brána pro frézování jako maximální.

7.1.1 Řezné síly při čelním frézování

Čelní frézování patří k nejvyužívanějším typům frézování, u kterého je využita C osa. Tímto typem se nejčastěji vytváří rovinné plochy na rotačních obrobcích nebo drážky pro pero. Pro tento způsob frézování se používají frézy s vyměnitelnými destičkami, ale i frézy monolitické. Hodnoty pro výpočet řezné síly čelního frézování jsou uvedeny v tabulce 16.



Obr. 43) Znárodnění parametrů při čelním frézování [50]

Tab 15) Řezné parametry čelního frézování

Parametr	Značka	Hodnota
Průměr čelní frézy [mm]	D_{fc}	50
Záběrná plocha [mm]	b_{fc}	30
Posuv na zub [mm]	f_{fc}	0,08
Řezná rychlost [m/min]	v_{cf}	275
Počet zubů frézy [-]	z_{fc}	6
Hloubka záběru [mm]	a_{fc}	2

Otáčky frézy při čelním frézování:

$$n_{fc} = \frac{v_{fc}}{D_{fc} \cdot \pi} = \frac{275}{40 \cdot \pi} = 2188,38 \frac{1}{min} \quad (100)$$

Rychlost posuvu při čelním frézování:

$$v_{fc} = f_{fc} \cdot n_{fc} \cdot z_{fc} = 0,08 \cdot 2188,36 \cdot 6 = 1050,43 \frac{mm}{min} \quad (101)$$

Úhel záběru:

$$\Phi_{f1} = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{b_f}{D_{fc}}\right) = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{20}{50}\right) = 73,74^\circ \quad (102)$$

Počet zubů v záběru:

$$n_{zz} = \frac{\Phi_{f1}}{360^\circ} \cdot 6 = \frac{73,74^\circ}{360^\circ} \cdot 6 = 1,22 \quad (103)$$

Jelikož se počet zubů v záběru zaokrouhluje směrem nahoru, volím počet zubů v záběru $n_{zz} = 2$.

Poloha druhého zubu:

$$\Phi_{f2} = \Phi_{f1} - \frac{360^\circ}{6} = 73,74 - \frac{360}{6} = 13,74^\circ \quad (104)$$

Celkový úběr frézy lze vypočítat jako součet dílčích úběrů na zubech v záběru:

$$\begin{aligned} A_{Dfc} &= a_{fc} \cdot f_{fc} \cdot (\sin(\Phi_{f1}) + \sin(\Phi_{f2})) \\ &= 2 \cdot 0,08 \cdot (\sin(73,74^\circ) + \sin(13,74^\circ)) = 0,154 mm^2 \end{aligned} \quad (105)$$

Velikost řezné síly čelního frézování:

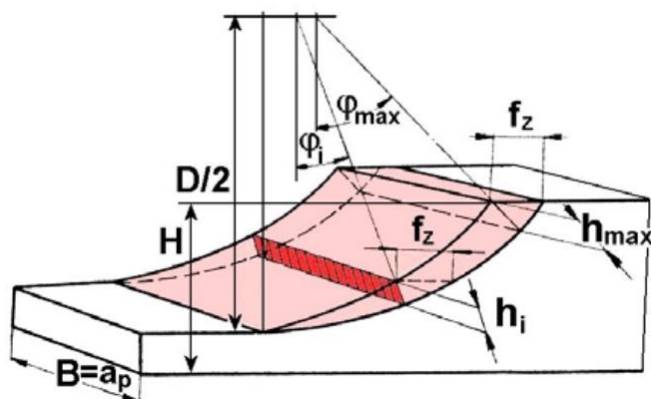
$$F_{fc} = A_{Dfc} \cdot k_{cf} = 0,154 \cdot 4200 = 645,12 N \quad (106)$$

Kroutící moment vyvolaný čelním frézováním na obvodu obrobku:

$$M_{kfc} = F_{fc} \cdot D = 645,12 \cdot 150 = 96,76 Nm \quad (107)$$

7.1.2 Řezné síly při válcovém frézování

Válcové frézování se využívá především při frézování kontur na obrobku. Tímto typem frézování se často vyrábějí n-úhelníky na koncích rotačních výrobků. Pro frézování tímto způsobem se využívají především monolitické frézy. Parametry pro válcové frézování jsou uvedeny v tabulce 17.



Obr. 44) Znáornění parametrů válcového frézování [50]

Tab 16) Řezné parametry válcového frézování

Parametr	Značka	Hodnota
Průměr boční frézy [mm]	D_{fv}	22
Šířka záběru [mm]	a_{pv}	5
Posuv na zub [mm]	f_{fv}	0,08
Řezná rychlost [m/min]	v_{fv}	275
Počet zubů frézy [-]	z_{fv}	2
Hloubka záběru [mm]	H	1

Otáčky frézy při válcovém frézování:

$$n_{fv} = \frac{v_{fv}}{D_{fv} \cdot \pi} = \frac{275}{22 \cdot \pi} = 4376,76 \frac{1}{min} \quad (108)$$

Rychlost posuvu při čelním frézování:

$$v_{ff} = f_{fv} \cdot n_{fv} \cdot z_{fv} = 0,08 \cdot 4376,76 \cdot 2 = 2100,56 \frac{mm}{min} \quad (109)$$

Úhel posuvového pohybu:

$$\Phi_{max} = \frac{2}{D_{fv}} \cdot \sqrt{D_{fv} \cdot H - H^2} = \frac{2}{22} \cdot \sqrt{22 \cdot 1 - 1^2} = 0,436 \quad (110)$$

Maximální tloušťka třísky:

$$h_{max} = f_{fv} \cdot \Phi_{max} = 0,08 \cdot 0,504 = 0,035 \text{ mm} \quad (111)$$

Maximální průřez třísky:

$$A_{Dfv} = a_{pv} \cdot h_{max} = 5 \cdot 0,035 = 0,139 \text{ mm}^2 \quad (112)$$

Velikost řezné síly při válcovém frézování:

$$F_{fv} = A_{Dv} \cdot k_{cf} = 0,139 \cdot 4200 = 585,84 \text{ N} \quad (113)$$

Krouticí moment vznikající válcovým frézováním na obvodu obrobku:

$$M_{kfv} = F_{fv} \cdot D = 585,84 \cdot 150 = 87,87 \text{ Nm} \quad (114)$$

Velikost řezné síly, která má vliv při obrábění na krouticí moment obrobku, je obtížné vypočítat, jelikož se v průběhu obrábění mění. Z toho důvodu budou výsledné hodnoty krouticího momentu uvažovány s celkovou řeznou silou, která je větší, a tím se zde zavedena mírná bezpečnost vůči reálnému stavu.

7.2 Volba polohovacího motoru

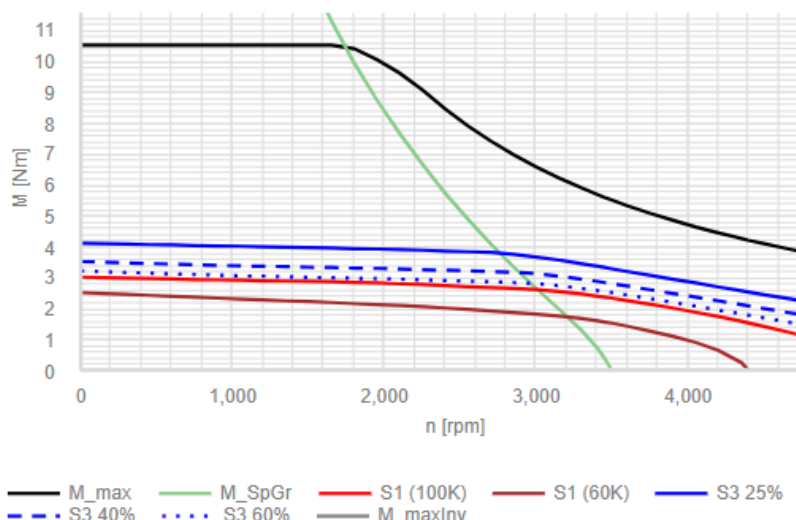
V předchozí kapitole bylo zjištěno, že jsou výsledné hodnoty maximálního krouticího momentu způsobeného frézovacími operacemi okolo 100 Nm. K této hodnotě bude vybírán polohovací servomotor.

Jelikož servomotory, které jsou schopny vyvinout takový krouticí moment, mají velké zástavbové rozměry a vysokou hmotnost, bude pohon realizován s menším servomotorem vybaveným převodovkou o vysokém převodovém stupni. Tímto krokem se zajistí vysoký krouticí moment, ale sníží se tím maximální dosažitelné otáčky osy. Při obrábění s využitím C osy se však otáčky pohybují v rozmezí 50 až 200 $\frac{1}{min}$ a z tohoto důvodu není snížení maximálních otáček omezující faktor.

Servomotor byl vybrán 1FK7042-2AC71 od společnosti Siemens, který je vhodný pro pohánění os obráběcích strojů. Parametry motoru jsou uvedeny v tabulce 18. Momentová charakteristika je zobrazena na obrázku 45.

Tab 17) Parametry servomotoru 1FK7042-2AC71 [51]

Parametry	Značka	Hodnota
Nominální otáčky $\left[\frac{1}{min}\right]$		2000
Nominální krouticí moment [Nm]		2,8
Nominální výkon [kW]		0,6
Maximální otáčky $\left[\frac{1}{min}\right]$		4750
Maximální krouticí moment [Nm]	m_{smmax}	10,5
Hmotnost [kg]		5,3
Moment setrvačnosti [kg.m ²]		0,00032



Obr. 45) Momentová charakteristika servomotoru [51]

Servomotor je doplněn planetovou převodovkou ADS064-004-S4-P0 od firmy Apex Dynamics. Tato převodovka je z řady ADS, tj. vysoce přesných převodovek. Převodový poměr je 4 a je zde zaručena minimální vůle v ozubení. Parametry převodovky jsou uvedeny v tabulce 18.

Tab 18) Parametry planetové převodovky [52]

Parametry	Značka	Hodnota
Převodový poměr [-]	i_{prevod}	4
Výstupní krouticí moment [Nm]		48
Maximální vstupní otáčky $\left[\frac{1}{\text{min}}\right]$		10 000
Účinnost [-]	η_{prevod}	0,97

Nejvyšší moment na výstupu převodovky při použití motoru 1FK7042-2AC71

$$M_{\text{maxPrevod}} = M_{\text{smmax}} \cdot i_{\text{prevod}} \cdot \eta_{\text{prevod}} = 10 \cdot 4 \cdot 0,97 = 38,8 \text{ Nm} \quad (115)$$

7.3 Návrh ozubeného soukolí

Krouticí moment servomotoru a převodovky je na vřeteno přenášen přes ozubený převod s čelním ozubením. Pro návrh tohoto ozubeného soukolí byl použit program Mitcalc a jeho nástavba pro výpočet přímého ozubení. Následná modelace byla provedena v Autodesk Inventor 2020 v modulu pro vytváření ozubených převodů.

Základním krokem pro návrh ozubeného převodu je určení převodového poměru. Jelikož je potřeba na vřeteni vyvodit krouticí moment o velikosti 100 Nm a servomotor s převodovkou dokáže vyvinout maximálně 38,8 Nm, byla hodnota převodového poměru zvolena 3. Důležitým parametrem ozubeného soukolí je modul ozubení. Tento parametr má velký vliv na přesnost a jemnost chodu. Modul ozubení byl zvolen 2,5 mm. Další parametry týkající se velikosti jednotlivých kol, šíře ozubení a osové vzdálenosti byly voleny podle konstrukčních možností vycházejících z konstrukčního řešení uzlu vřeteníku. Vstupní parametry pro výpočet ozubení jsou uvedeny v tabulce 19 a 20.

Tab 19) Parametry pro výpočet ozubení

Parametr	Hodnota
Převodový poměr	3
Počet zubů pastorku [-]	45
Počet zubů kola [-]	135
Modul ozubení [mm]	2,5
Osová vzdálenost kol v záběru [mm]	225
Šířka ozubení [mm]	25
Úhel záběru [°]	20

Tab 20) Zatížení ozubení

Parametr	Hodnota
Moment na pastorku [Nm]	38,8
Otáčky pastorku $\left[\frac{1}{min}\right]$	300
Moment na kole [Nm]	116,4
Otáčky kola $\left[\frac{1}{min}\right]$	100
Obvodová síla v ozubení [N]	689,3

Z uvedených parametrů byly pomocí software Mitcalc vypočítány součinitele bezpečnosti, které jsou uvedeny v tabulce 21. Doporučené koeficienty bezpečnosti u ozubení se pohybují v hodnotách 1,1 – 1,3, resp. 1,3 – 1,6 u bezpečnosti v dotyku, resp. v ohybu. V tomto případě vychází koeficienty větší, jelikož se zde nekladl důraz na optimalizaci ozubení, ale rozměry byly voleny dle konstrukčních možností.

Tab 21) Výsledné koeficienty bezpečnosti ozubení

Parametr	Hodnota
Koeficient únavy v dotyku pro pastorku [-]	3,3
Koeficient únavy ohybu pro pastorku [-]	5,07
Koeficient únavy v dotyku pro kolo [-]	3,49
Koeficient únavy v ohybu pro kolo [-]	5,04

Pro zajištění vysoké přesnosti polohování je ozubené soukolí uvažováno v přesnosti IT4.

8 KONTROLA VŘETENE POMOCÍ METODY MKP

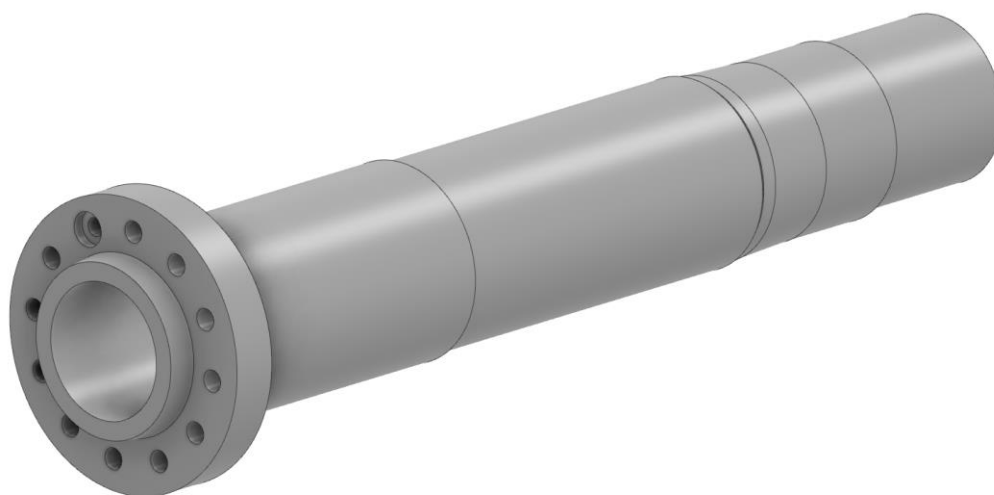
Následující kapitola je věnována kontrole vřetene soustružnického centra pomocí MKP analýzy v software Ansys Workbench 19.2. V modulu Static structural je provedena pevnostně deformační kontrola vřetene a následně jsou vypočítány jeho vlastní frekvence v sekci Modal.

8.1 Pevnostně deformační kontrola vřetene

Pevnostně deformační kontrola vřetene je zejména zaměřena na zjištění celkové deformace vřetene, nalezení vysoce namáhaných míst a zjištění reakcí v ložiscích, které mají výrazný vliv na jejich životnost. Výsledky získané z analýzy budou pro kontrolu porovnány s hodnotami zjištěnými analytickým způsobem. Tímto krokem lze ověřit správnost jednotlivých úvah a zjednodušení, které byly nutné pro provedení analytických výpočtů.

8.1.1 Model vřetene

Základem pro analýzu pomocí metody MKP je vytvoření modelu, na kterém bude analýza probíhat. Použitý model (obr. 46) je vzat z konečné podoby návrhu uzlu vřeteníku, tudíž představuje finální podobu vřetene. U modelu byly potlačeny závity u připojovacích děr na přírubě vřetene a závity pro předpínací matice ložisek. Toto zjednodušení umožní snížení potřebných prvků pro vytvoření sítě a nároky na výpočetní výkon.

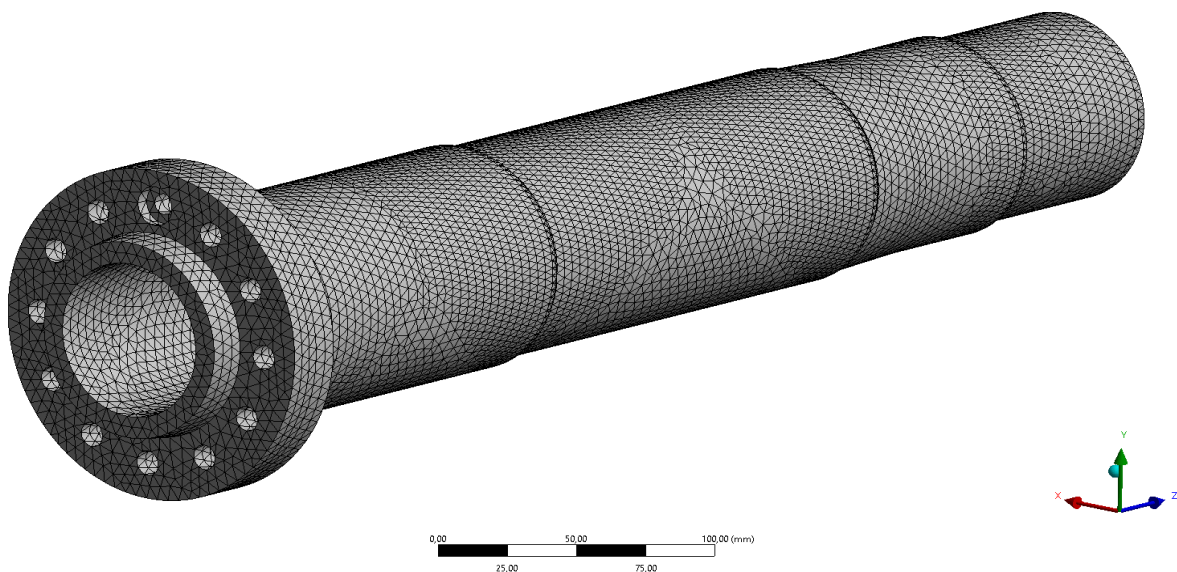


Obr. 46) Model pro analýzu MKP

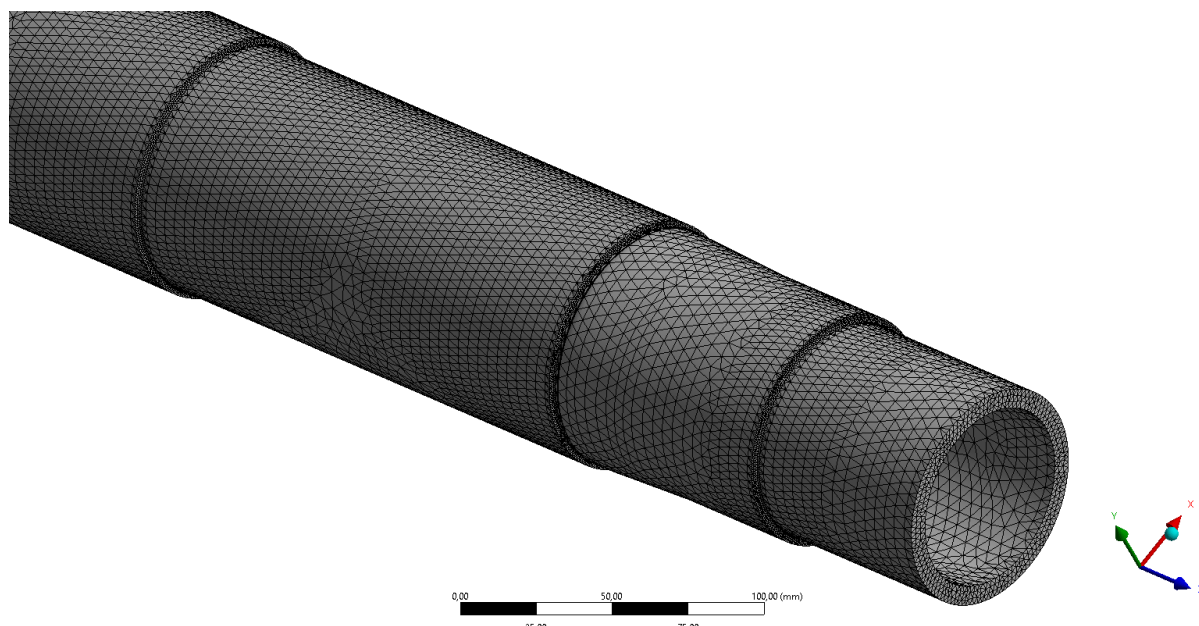
Do prostředí Workbench byl model importován ve formátu STEP a následně mu byl přiřazen materiál s charakteristikou oceli 42CrMo4.

8.1.2 Síťování tělesa

Dalším nutným krokem před provedením analýzy je vysíťování tělesa vřetene. K vytvoření sítě na tělese vřetene byla použita metoda s pyramidovými prvky (tetrahedrons) se základní velikostí prvků 5 mm. Takto vytvořena síť je zobrazena na obrázku 47. V místech, kde jsou vruby a je zde předpokládáno vyšší napětí, byla síť zjemněna. Jedná se o osazení na hřídeli za přední ložiskovou sadou a za zadním válečkovým ložiskem. Velikost prvků sítě v těchto oblastech byla snížena na 1 mm (obr. 48).



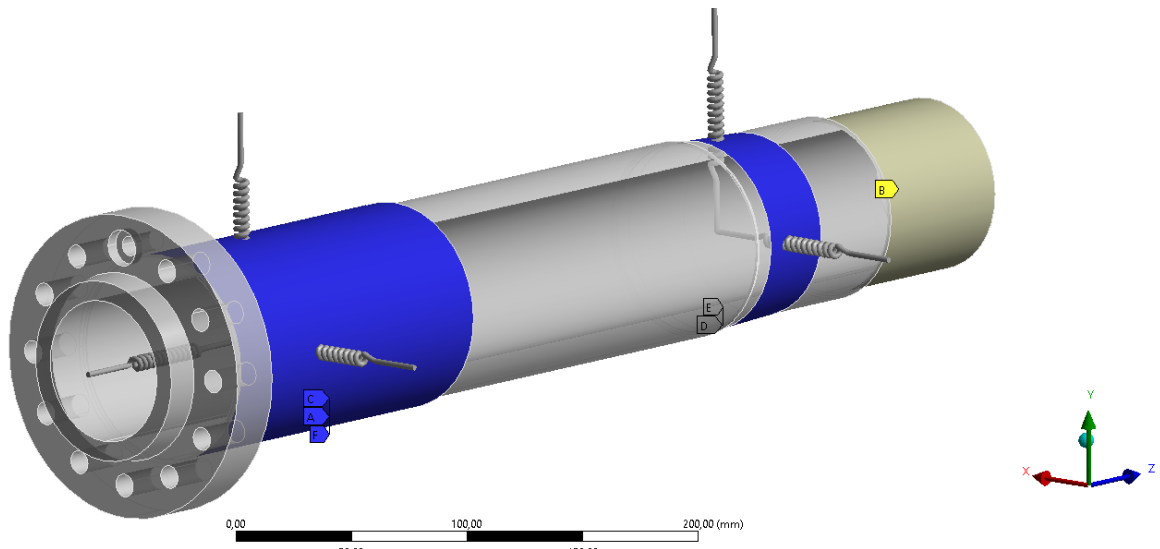
Obr. 47) Síť tělesa vřetene



Obr. 48) Detail zjemněné sítě v okolí vrubů

8.1.3 Zavazbení tělesa a nahrazení ložisek

Vřeteno je ve předu tubusu uloženo sadou 3 ložisek s kosoúhlým stykem a vzadu dvouřadým válečkovým ložiskem. Pro MKP analýzu je sada ložisek brána jako jedno ložisko, stejně jako v případě analytického výpočtu. Ložiska jsou nahrazena pomocí Remote pointů, které jsou uchyceny na plochy, na kterých se ložiska nachází, a jsou přesně umístěny v místě jejich působení. K těmto Remote pointům jsou přiřazeny pružiny, u nichž je použita tuhost ložisek vypočítaná v kapitole 6.5. Na závěr je použita vazba Remote displacement, která je použita na ploše pod řemenicí. U této vazby je zamezen pohyb v ose Z. Na obrázku 49 je znázornění vazeb na vřeteni, kde „A, C, D, E, F“ jsou náhrady ložisek pomocí pružin a „B“ je Remote displacement.

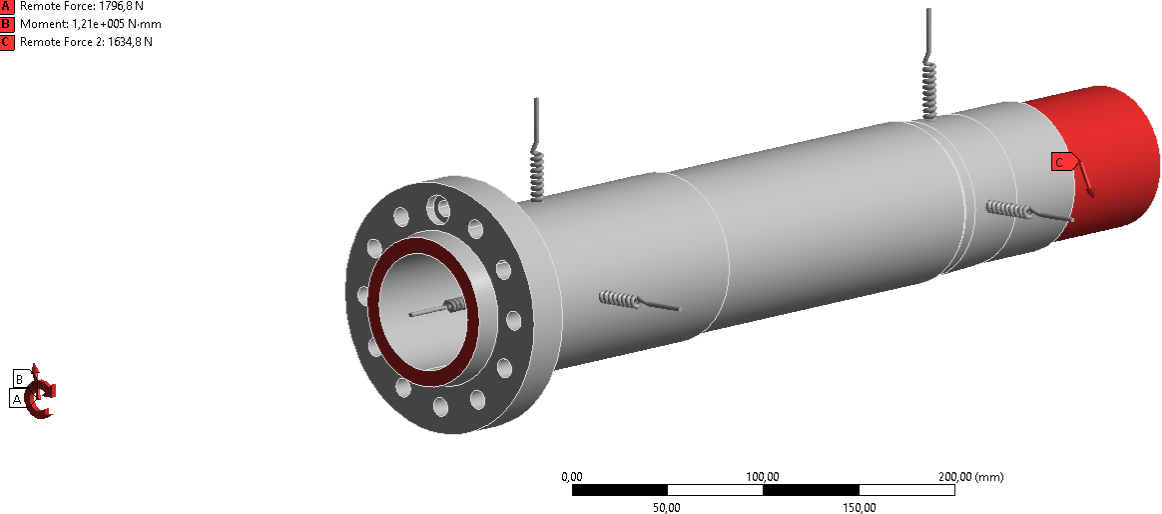


Obr. 49) Zavazbení tělesa vřetene

8.1.4 Zatížení vřetene

Zatížení vřetene je uvažováno ze stejného stavu obráběcího procesu jako v případě analytického výpočtu. Jedná se o hrubovací fázi na konci uvažovaného obrobku o délce 200 mm. Síla od obrábění je umístěna v Remote pointu ve vzdálenosti 300 mm od čela vřetene. Tato vzdálenost simuluje délku obrobku a sklíčidla. Do tohoto pointu byl umístěn i kroutící moment, který vzniká rotací řemenového převodu. Síla vznikající od předpnutí řemene je také umístěna v Remote pointu, který je svázaný s plochou pod řemenicí.

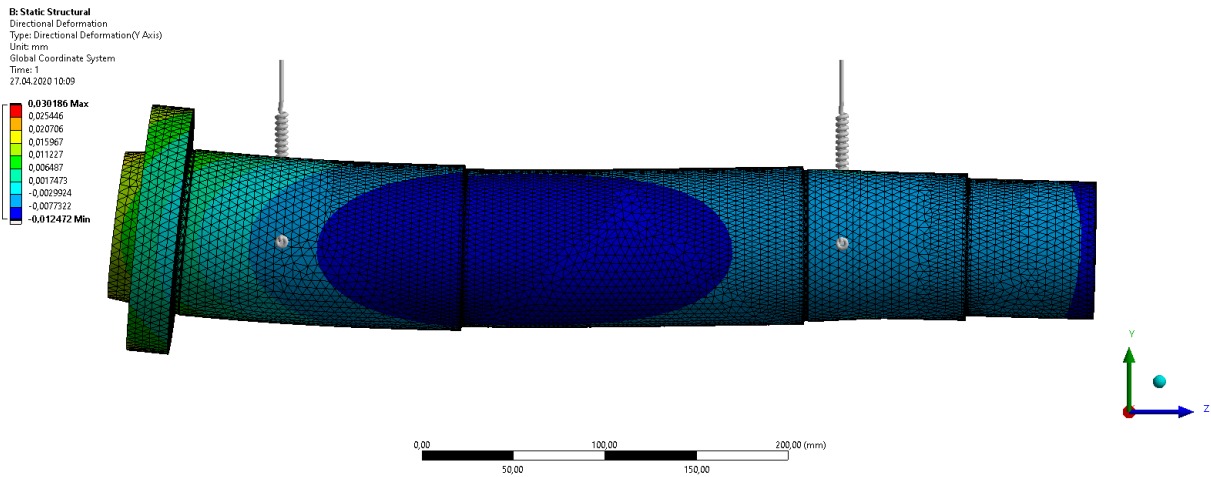
- Remote Force: 1796,8 N
- Moment: 1,21e+005 N-mm
- Remote Force 2: 1634,8 N



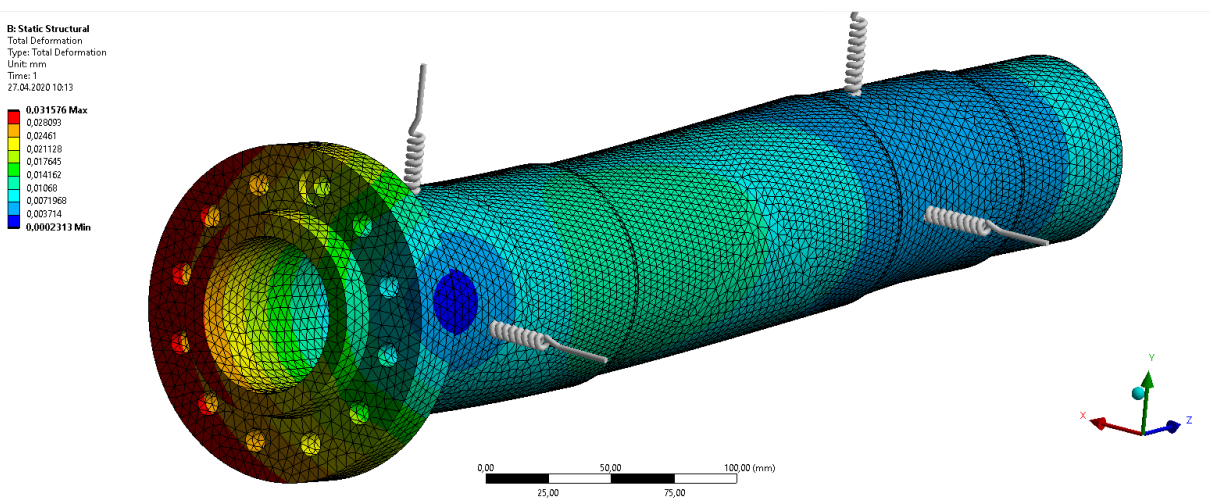
Obr. 50) Silové zatížení tělesa vřetene

8.1.5 Pevnostně deformační kontrola vřetene

Hlavním cílem pevnostně deformační kontroly je zjištění velikosti průhybu konce vřetene při obrábění. Dále je tato analýza prováděna pro zjištění reakčních sil v ložiskách, které mají zásadní vliv na jejich životnost. Výsledná deformace vřetene je především hledána v ose Z, ve které je největší, a navíc je možné ji porovnávat s analyticky provedeným výpočtem. Jednotlivé složky sil působící na pružiny v bodech, které substituuji ložiska, lze zjistit pomocí funkce Spring probe. Zjištěné hodnoty a porovnání jsou uvedeny v tabulce 19.



Obr. 51) Deformace vřetene v ose Y



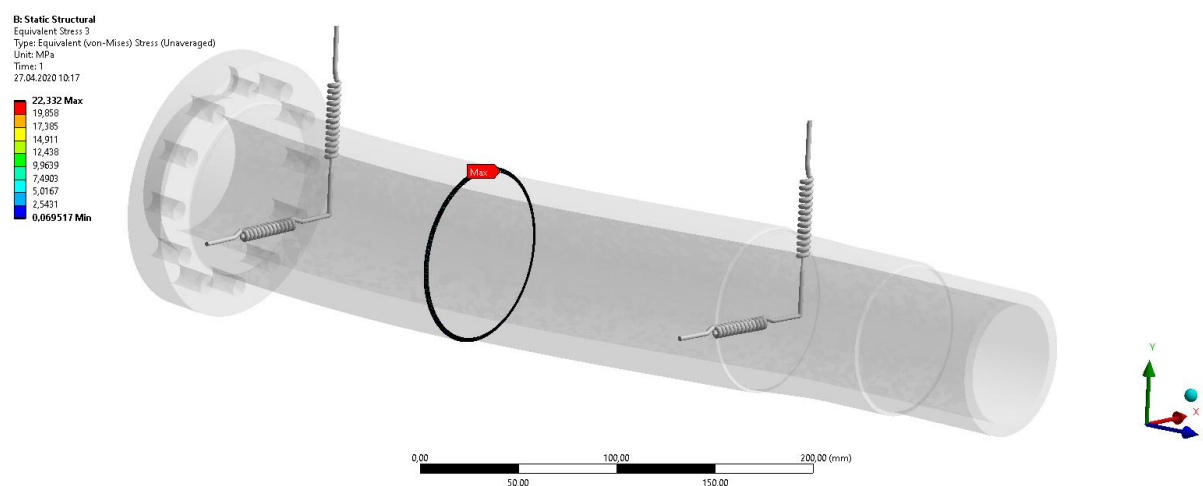
Obr. 52) Celková deformace vřetene

Tab 22) Porovnání výsledků deformace MKP analýzy a analytického výpočtu

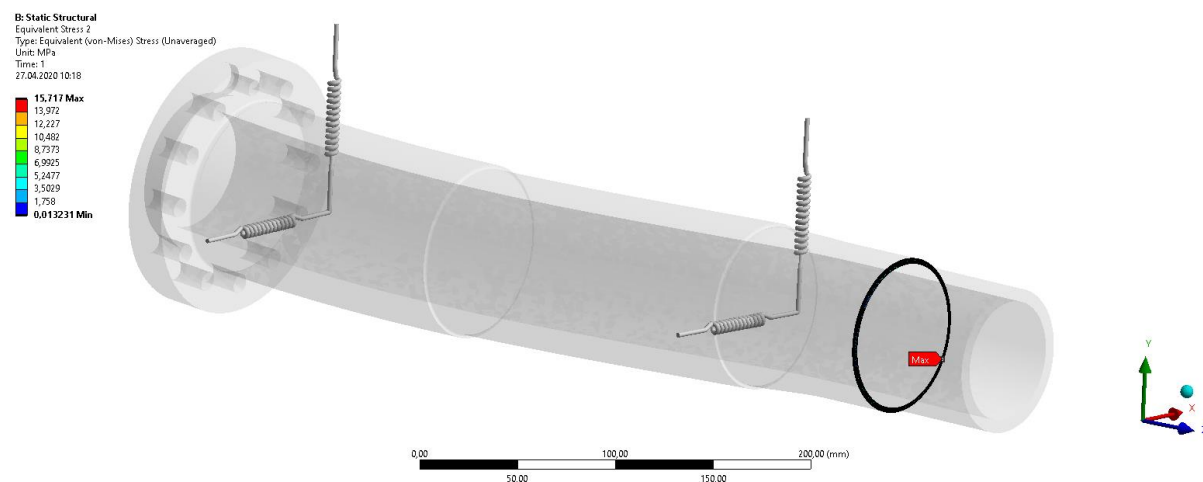
	MKP analýza	Analytický výpočet
Největší deformace vřetene v ose Y [um]	31,19	24,7
Reakční síla F_{Ax} [N]	1742,3	1727
Reakční síla F_{Ay} [N]	4262,7	4229,1
Reakční síla F_{Bx} [N]	1782,3	1768,3
Reakční síla F_{By} [N]	4119,7	4086,8

Z tabulky je patrné, že reakční síly vypočtené analytickou cestou jsou velice podobné těm získaným z MKP analýzy. U porovnání velikosti deformace vřetene dochází k situaci, kdy není možné přesně porovnat tyto hodnoty. U analytického způsobu se počítá deformace vřetene na ose, kdežto v případě MKP je určována na tělese. Jelikož je vřeteno duté a na ose se nenačází žádná hmota, nelze přesně určit tuto deformaci pomocí MKP. Z obrázku 51 lze však vyčíst, že se deformace v přední části vřetene pohybuje okolo 20 um. Z tohoto důvodu je možné usoudit, že i v oblasti výpočtu deformací vychází obě metody obdobně.

V modulu Static structural lze zjistit kromě deformace tělesa i jiné veličiny, například napětí, které se v modelu nachází. Pro získání této informace bylo použito funkce vypočtení ekvivalentní napětí podle Von Misses v unaverage konfiguraci. Tato kontrola byla provedena na vrubech, které byly kontrolovány v kapitole o bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti. Výsledky jsou zobrazeny na obrázcích 53 a 54.



Obr. 53) Napětí v okolí vrubu za přední ložiskovou sadou



Obr. 54) Napětí v okolí vrubu za válečkovým ložiskem

Tab 23) Porovnání výsledků napětí MKP analýzy a analytického výpočtu

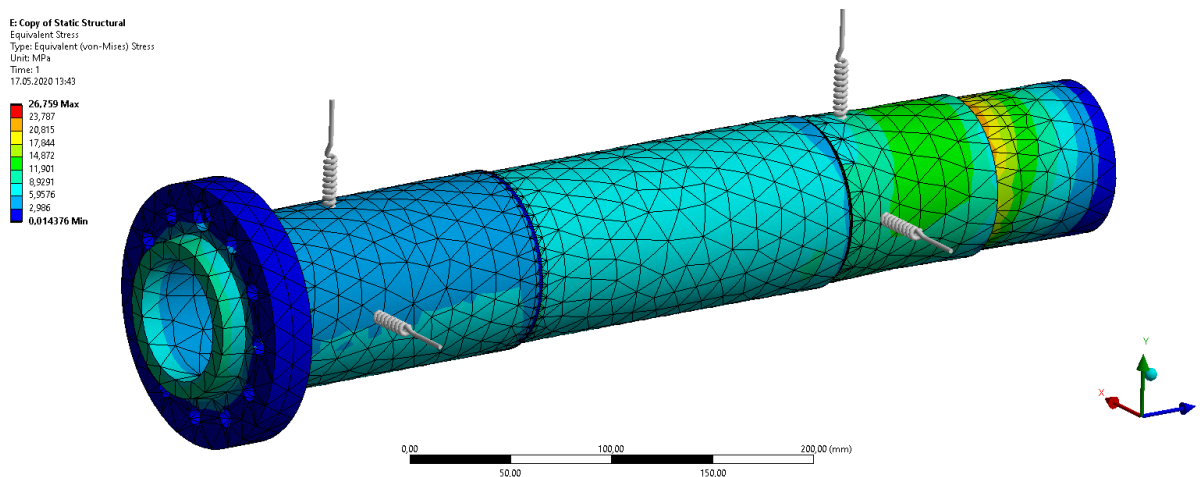
	MKP analýza	Analytický výpočet
Napětí ve vrubu 1 [MPa]	22,33	17,73
Napětí ve vrubu 2 [MPa]	15,72	11,26

Dle hodnot uvedených v tabulce 20 je vidět, že se výsledky obou metod liší v jednotkách MPa. Tento rozdíl může být především způsoben nepřesným odečítáním dat z grafů součinitelů vrubů, pomocí kterých byly určovány opravné koeficienty vrubů v analytickém výpočtu.

Při zjednodušení nebyly brány v potaz závity vyskytující se na vřetení jak při analytickém výpočtu, tak i v metodě MKP. Závity na přírubě pro připojení sklíčidla nemají velký vliv na deformaci a napětí vyskytující se na vřetení, tudíž je zde zjednodušení na místě. V případě závitů pro předpínací matice je situace jiná. Závity fungují jako koncentrátoři vrubu a výrazně ovlivňují napětí ve vřetení. Avšak při úvaze, že koeficient vrubu pro závit je 3, vychází stále dostatečná bezpečnost vůči MSP i MSÚ.

Důležitý stav, u kterého bylo nutné ověřit bezpečnost, je nouzové brždění vřetene pomocí brzdy. V této situaci na vřeteno působí zejména kroutící moment vyvolaný brzdou. Další možné zatížení vychází z řezného procesu, ale jelikož se při nouzovém vypnutí odstaví všechny pohony a řezný proces je přerušen, není toto zatížení v kontrole uvažováno.

Pro výpočet je použito stejného uložení jako v případě pevnostně deformační kontroly. Místo sil způsobených obráběním na vřeteno působí pouze brzdňý moment o velikosti 380 Nm, který je zde ve formě síly na příslušném rameni. Velikost tohoto ramena odpovídá poloměru brzdňého kotouče. Za účelem simulace namáhání vřetene krutem je omezen rotační pohyb na čele vřetene.



Obr. 55) Vřeteno namáháno brzdňým momentem

Z obrázku 55, na kterém je zobrazeno vřeteno namáháno nouzovým bržděním, je patrné, že maximální hodnota vyskytujícího se napětí na vřetenu je 26,8 MPa. Toto napětí odpovídá koeficientu bezpečnosti o 20,9. Z této kontroly vyplývá, že je vřeteno dostatečně dimenzováno i vůči nejvíce namáhajícímu stavu, který se může vyskytnout.

8.2 Výpočet vlastních frekvencí vřetene

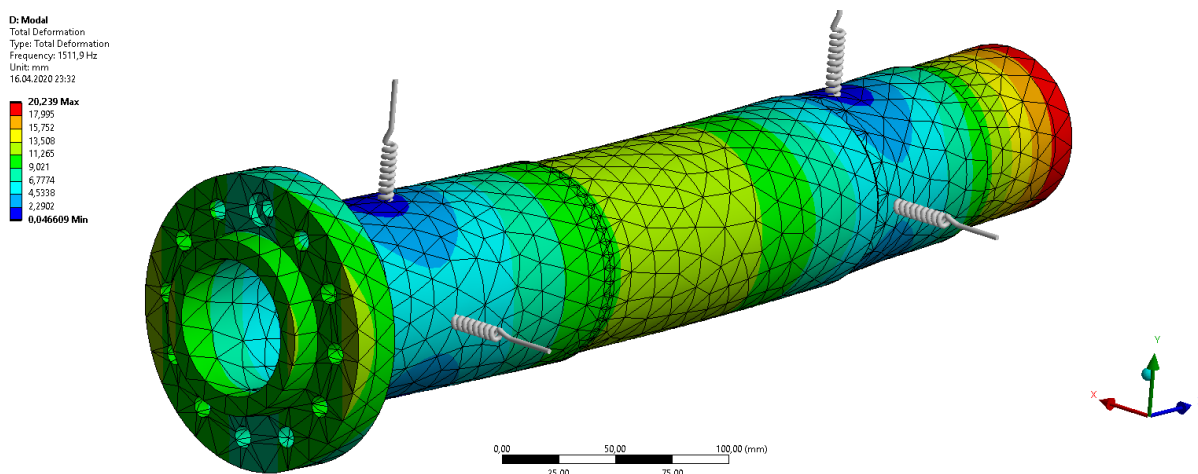
Zjištění vlastních frekvencí vřetene je pro výrobu obráběcího stroje zásadní informace. Při shodě hodnot vlastní frekvence a frekvence buzení nastává jev zvaný rezonance. Tento stav je pro chod stroje nebezpečný, jelikož dochází k velkému namáhání a může dojít k jeho poškození.

Tyto frekvence jsou závislé na hmotnosti tělesa, jeho uložení a tuhosti. V reálné praxi má dynamicky zatížené těleso několik vlastních frekvencí, které však nelze odstranit. Řešením, kterým lze předejít rezonanci, je vhodné utlumení, změna tvaru a uložení a vyvarování se použití stroje ve stavech s frekvencí blízké vlastní frekvenci.

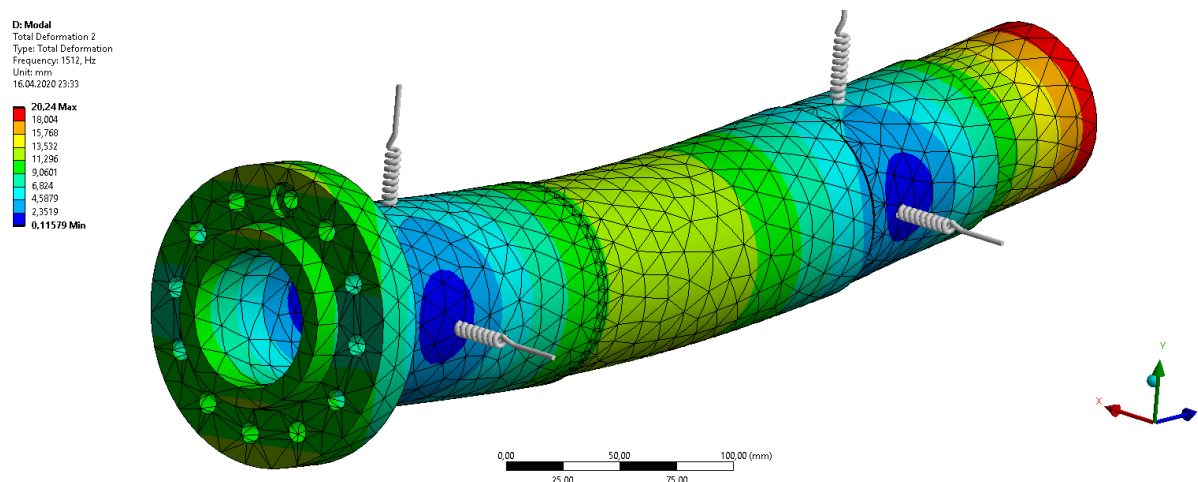
Pro výpočet vlastních frekvencí vřetene byl použit v Ansysu modul Modal. Základ analýzy je stejný jako v případě zjišťování deformací a napětí s tím rozdílem, že se vlastní frekvence počítají v nezátíženém stavu. Pro tuto analýzu byly z důvodu výpočetní náročnosti zvětšeny prvky sítě na 10 mm. V tabulce 21 je uvedeno vypočítaných prvních 5 vlastních frekvencí. Z hodnot je patrné, že se tyto frekvence pohybují mimo stavy, ve kterých je možné použít obráběcí centrum, jelikož maximální otáčky vřetene se pohybují kolem $4300 \frac{1}{min}$. Grafické znázornění vlastních frekvencí je na obrázcích 56 a 57.

Tab 24) Hodnoty vlastních frekvencí vřetene

Číslo vlastního tvaru	Frekvence [Hz]	Otáčky [min^{-1}]
1.	1511,9	90 714
2.	1512	90 720
3.	1840,9	110 454
4.	1841	110 460
5.	2194,6	131 676



Obr. 56) 1. vlastní frekvence vřetene



Obr. 57) 2. vlastní frekvence vřetene

9 SOUČÁSTI V KONSTRUKČNÍM ŘEŠENÍ

Pro konstrukční řešení uzlu vřeteníku bylo nutné zvolit, případně ověřit vybrané prvky, které mají zásadní vliv na funkčnost a provozu schopnost stroje.

9.1 Uchycení řemenice na vřetení

Uchycení řemenice na vřetení je řešeno pomocí samostředícího svěrného pouzdra. Výhoda tohoto způsobu přenosu kroutícího momentu tkví v tom, že je přenos mezi vřetenem a řemenicí uskutečněn pouze svěrným spojením. Z toho důvodu není potřeba speciálně obrábět, a tím zeslabovat, hřídel jako je například u použití šroubů nebo per. Pro aplikaci bylo vybráno svěrné pouzdro Clampex KTR 201 75x115, jehož parametry jsou v tabulce 16.

Tab 25) Parametry svěrného pouzdra Clampex KTR 201 75x115 [53]

Parametr	Značka	Hodnota
Maximální přenášený moment [Nm]	T_{sp}	5200
Maximální zatížení v axiálním směru [kN]		130
Tlak na hřídel $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	P_W	118
Tlak na řemenici $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$		77
Vnější průměr [mm]	D_{sp}	115
Vnitřní průměr [mm]	d_{sp}	75
Délka pouzdra [mm]		71
Hmotnost [kg]		2,3

Tyto hodnoty jsou uváděny k maximálnímu možnému utahení šroubů na svěrném pouzdru. Dle výrobce je však možné snížit utahovací moment až o 40 % s tím, že se výše uvedené parametry se sníží o stejnou procentuální hodnotu. Poněvadž jsou přenášené hodnoty několikanásobně veliké oproti hodnotám, které se můžou na vřetení vyskytnout, bylo provedeno snížení hodnot všech parametrů o 40 %.

Jelikož je svěrné pouzdro upnuto na dutém vřetenu, je nutné provést kontrolu na maximální možný průměr vrtání podle vzorce udávaného výrobcem: [54]

$$d_{max} = d_{sp} \cdot \sqrt{\frac{R_{eV} - 2 \cdot (0,6 \cdot P_W) \cdot 0,8}{R_{eV}}} \quad (116)$$

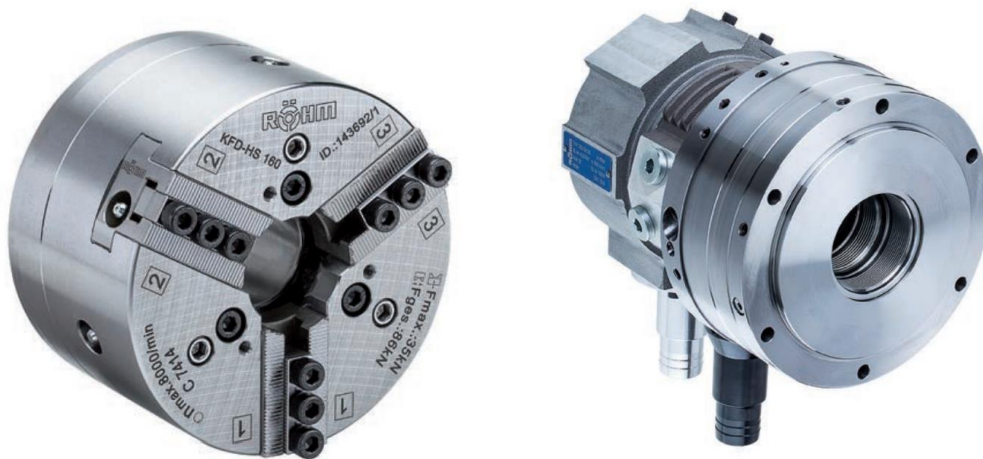
$$= 75 \cdot \sqrt{\frac{559 - 2 \cdot (0,6 \cdot 118) \cdot 0,8}{559}} = 66,78 \text{ mm}$$

Největší průměr díry je podle výrobce 66,78 mm. Vrtání vřetene je 62 mm, tudíž je splněna podmínka a je možné toto svěrné pouzdro použít.

9.2 Upínací systém vřetene

Moderní obráběcí centra jsou vybavena hydraulicky ovládanými sklíčovými, které umožňují s využitím podavače tyčového materiálu plně automatizovat chod stroje. Pro tuto aplikaci bylo vybráno sklíčovadlo ROHM KFD-HS 175 KK. Jedná se o 3 čelistové hydraulicky ovládané sklíčovadlo, které je, přes výrobcem dodávaným adaptérem, uchyceno na čele vřetene s pracovním koncem typu A2-5.

Jelikož se jedná o hydraulické sklíčovadlo, je potřeba jej vybavit hydraulickým válcem, který přes táhlo ovládá svírání a rozvírání čelistí. Ke sklíčovadlu byl vybrán hydraulický válec SZS-52/130, který výrobce doporučuje ke zvolenému sklíčovadlu výrobce ROHM. Maximální průměr tyčového materiálu podávaného skrze upínací soustavu je 52 mm.

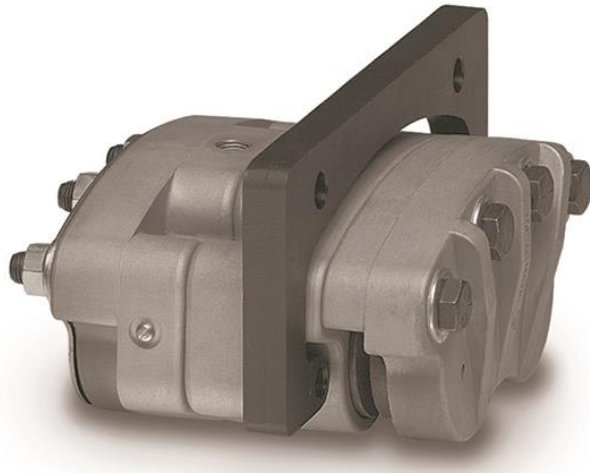


Obr. 58) Sklíčovadlo ROHM KFD-HS a hydraulický válec SZS [55]

9.3 Brzda vřetene

Použití brzdy vřetene je potřebné z několika důvodů. Prvním z těchto důvodů je zajištění bezpečnosti práce. Pomocí brzdy je možné během krátké doby zastavit vřeteno v různých situacích vzniklých při práci na stroji. Mezi tyto situace lze zařadit použití tlačítka STOP, otevření dveří při plném provozu stroje nebo při poruše na stroji. Další použití brzdy je při obrábění s využitím osy C. V tomto režimu je brzda schopna aretovat nastavenou polohu vřetene. Požadovaný moment, který má brzda udržet, je brán jako maximální kroutící moment, který se může vyskytnout na vřetení. Hodnota tohoto momentu je 270 Nm.

Brzda, vhodná pro použití při zvolených podmínkách, je vybrána od firmy TOL-O-MATIC s označením FS220 BIA. Jedná se o hydraulicky ovládanou bezpečnostní brzdu pro obráběcí stroje, která přítlačnou sílu na obložení vyvozuje pomocí sady pružin. Uvolnění brzdy je provedeno přetlačením sady pružin hydraulickým pístem. Při průměru brzdícího kotouče 330 mm je brzda schopna udržet kroutící moment o velikosti 380 Nm. Rozdíl mezi požadovaným a skutečným brzdícím momentem je zapříčiněn velikostí brzdového disku, u kterého byl průměr volen podle konstrukčních možností uzlu vřeteníku.



Obr. 59) Čelistová brzda TOL-O-MATIC FS220BIA [56]

9.4 Odměrování polohy

Pro snímání úhlového natočení vřetene, resp. obrobku, je nutné vřeteno vybavit úhlovým snímačem. Pro tuto aplikaci byl vybrán modulární inkrementální magnetický snímač od firmy Heidenhain, který je vhodný pro snímání polohy C os obráběcích strojů. Snímač je složen ze snímací hlavy AK ERM 2480 a odměrovacího prstence TTR ERM 2400 s vnitřním průměrem 140 mm.

Přesnost měření úhlového natočení této snímací jednotky je ± 5 úhlových sekund, což je $\pm 0,0013^\circ$. Obdobnou hodnotu přesnosti mají i soustružnická centra uvedené v rešerši.

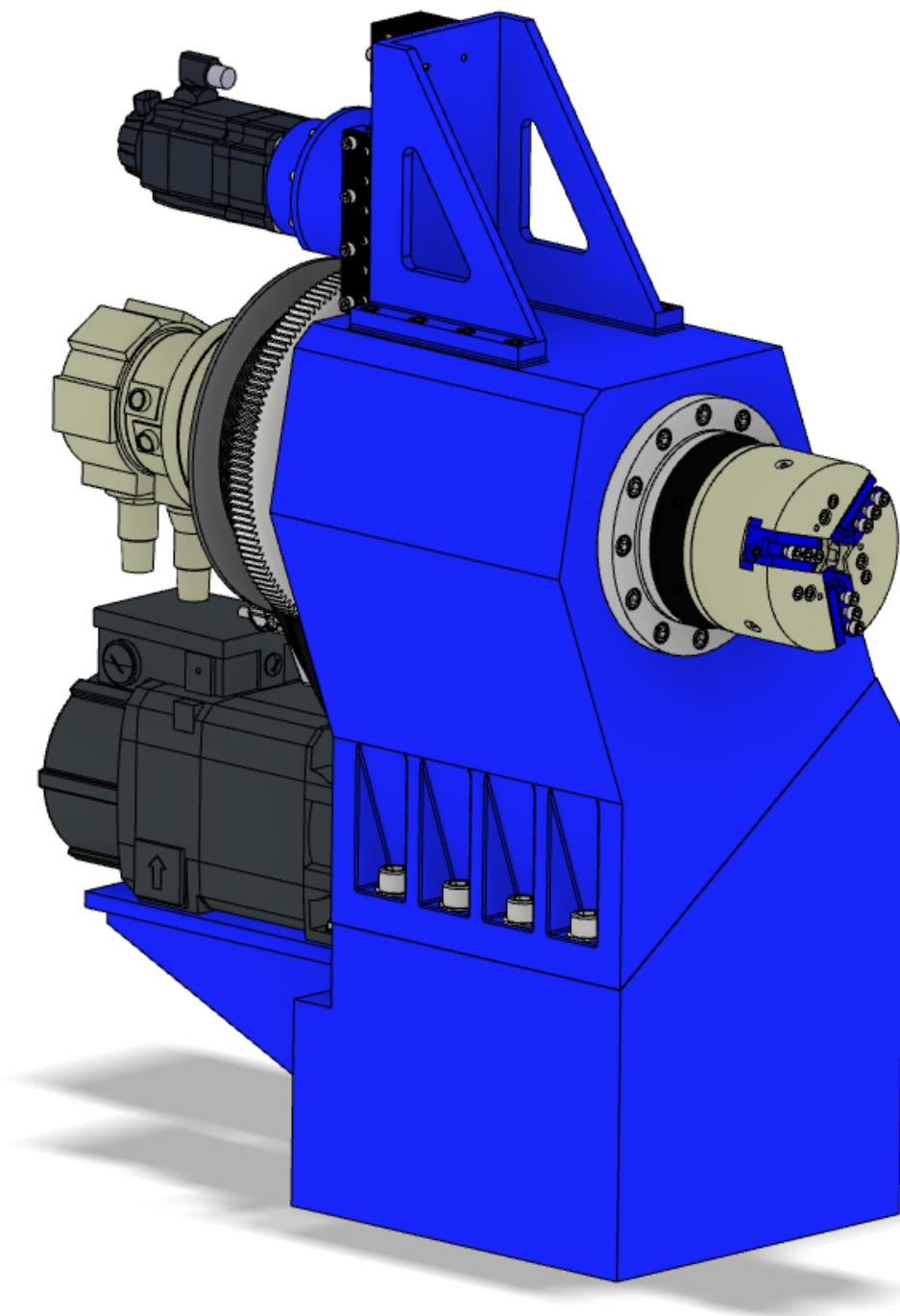


Obr. 60) Magnetický modulární snímač AK ERM 2480[57]

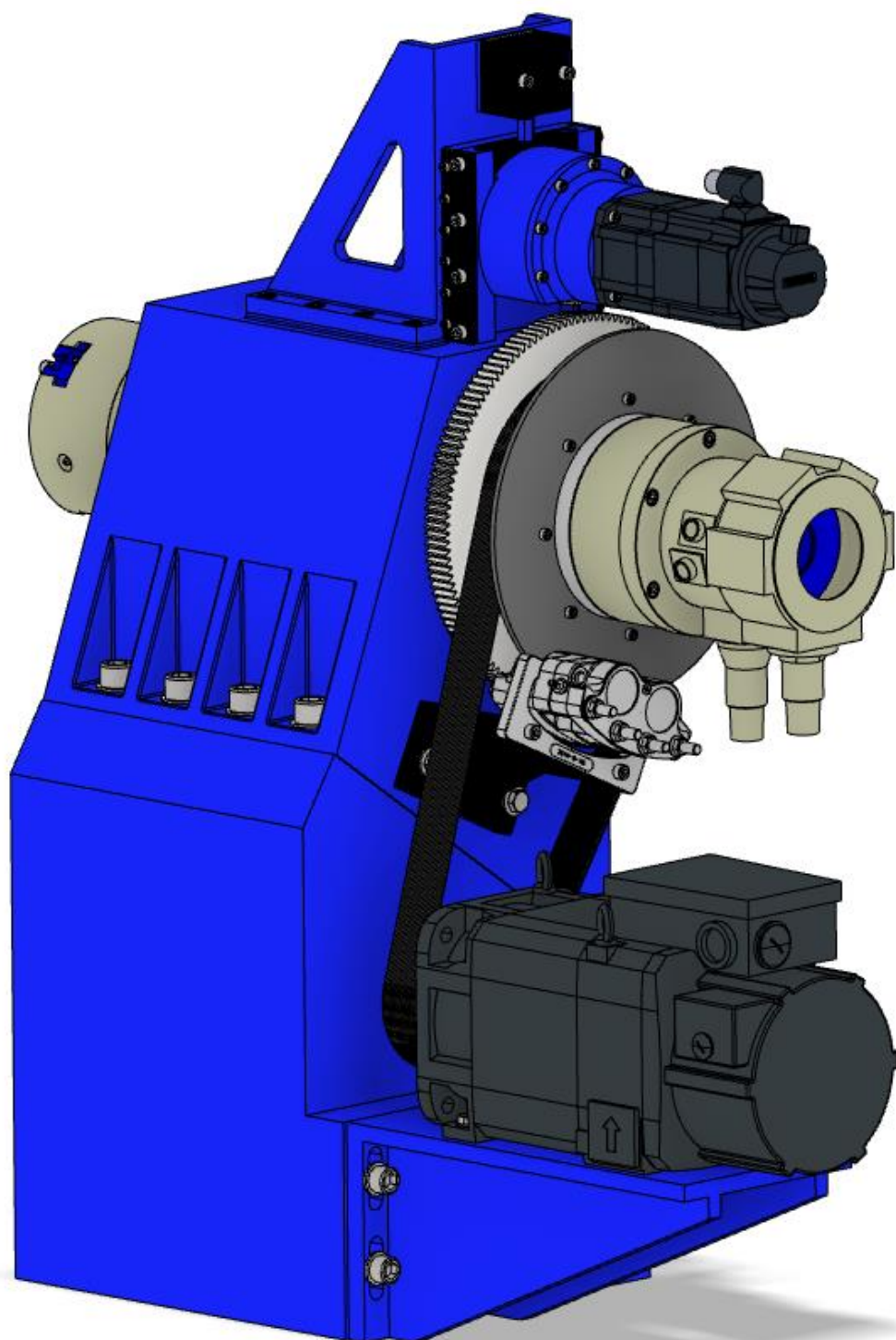
10 NAVRŽENÁ KONSTRUKCE UZLU VŘETENÍKU

Následující kapitola je věnována popisu 3D modelu navržené konstrukce uzlu vřeteníku soustružnického centra.

Na obrázcích 61 a 62 je zobrazen kompletní návrh vřeteníku s motorem, který pohání vřeteno při soustružnický operací a konzolí s mechanismem pro přesné polohování osy C. Pro propojení jednotlivých dílů byla vymodelována skříň vřeteníku obráběcího centra. Tato skříň je smontována s dílem, který představuje zjednodušenou část lože centra, na které je usazen motor hlavního pohonu.



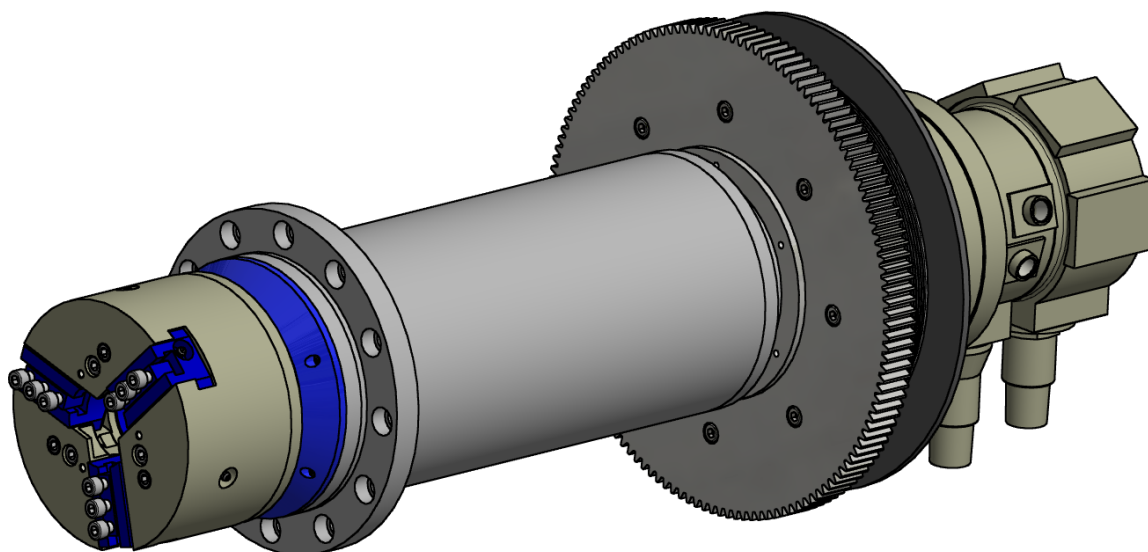
Obr. 61) Pohled na celkový uzel vřeteníku zepředu



Obr. 62) Pohled na celkový uzel vřeteníku zezadu

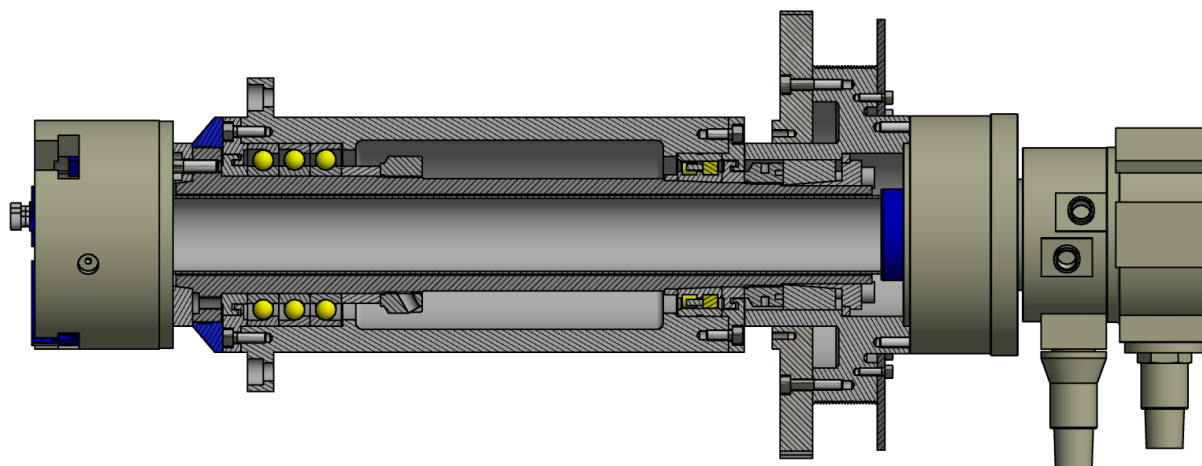
10.1 Vřeteno a jeho uložení

Základní uzel vřeteníku je řešen jako tubus, který je zobrazen na obrázku 63. Tato konstrukční varianta byla zvolena z důvodu snadnější montáže ve stroji, jeho jednoduché výměně a servisním úkonům, které mohou být prováděny mimo stroj. Ke skříni stroje je tubus uchycen pomocí 12 šroubů velikosti M12x70.

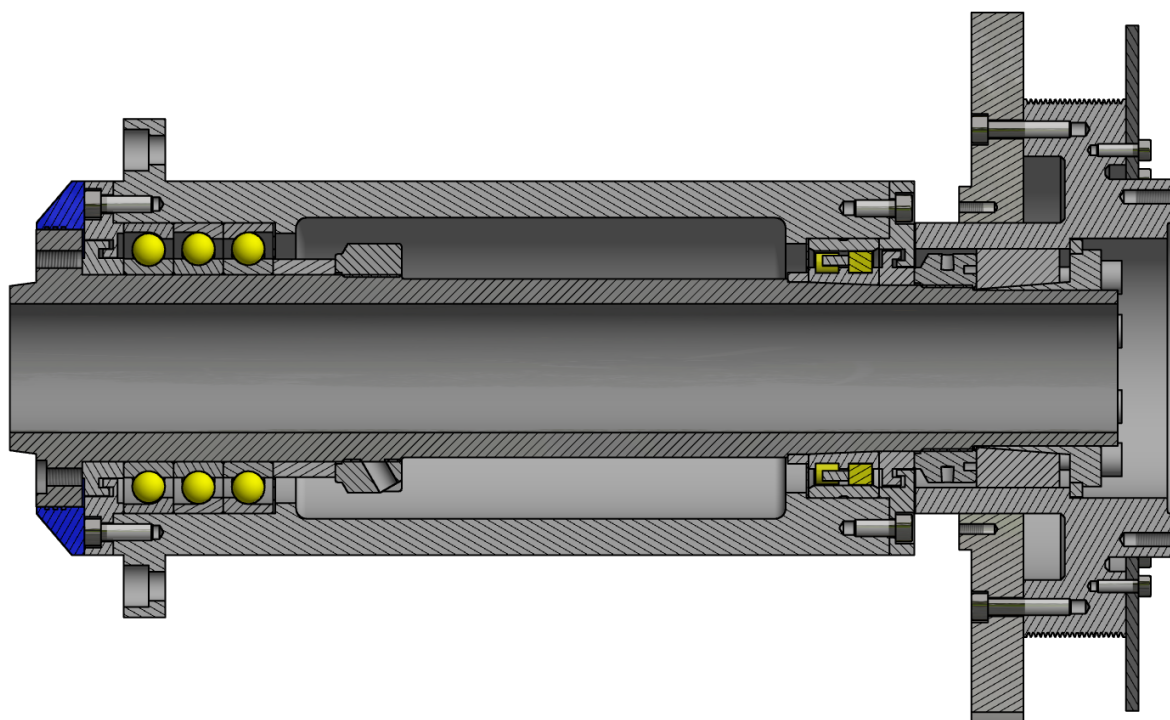


Obr. 63) Model vřeteníku

Na obrázku 64 je zobrazen řez vřeteníkem. Z řezu je vyjmut upínací systém, jelikož modely dodávané výrobcem jsou zjednodušené a mají tedy zejména informativní charakter z hlediska vnějších a přípojovacích rozměrů. Pro větší přehlednost je přiložen řez vřeteníkem bez upínacího systému (obr. 65).



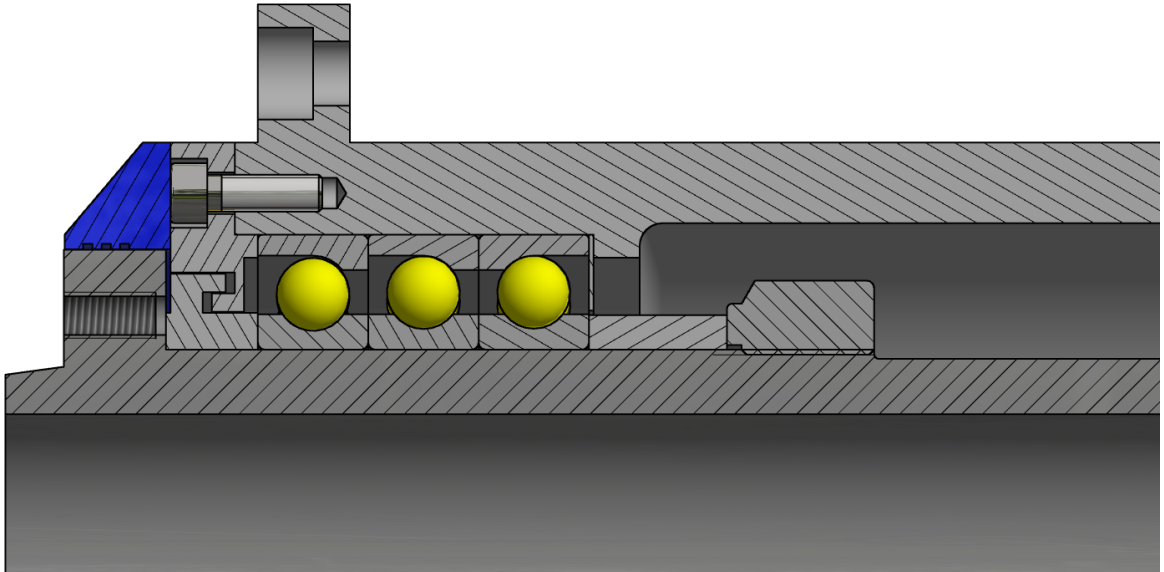
Obr. 64) Řez vřeteníkem



Obr. 65) Řez vřeteníkem bez osazení upínacího systému

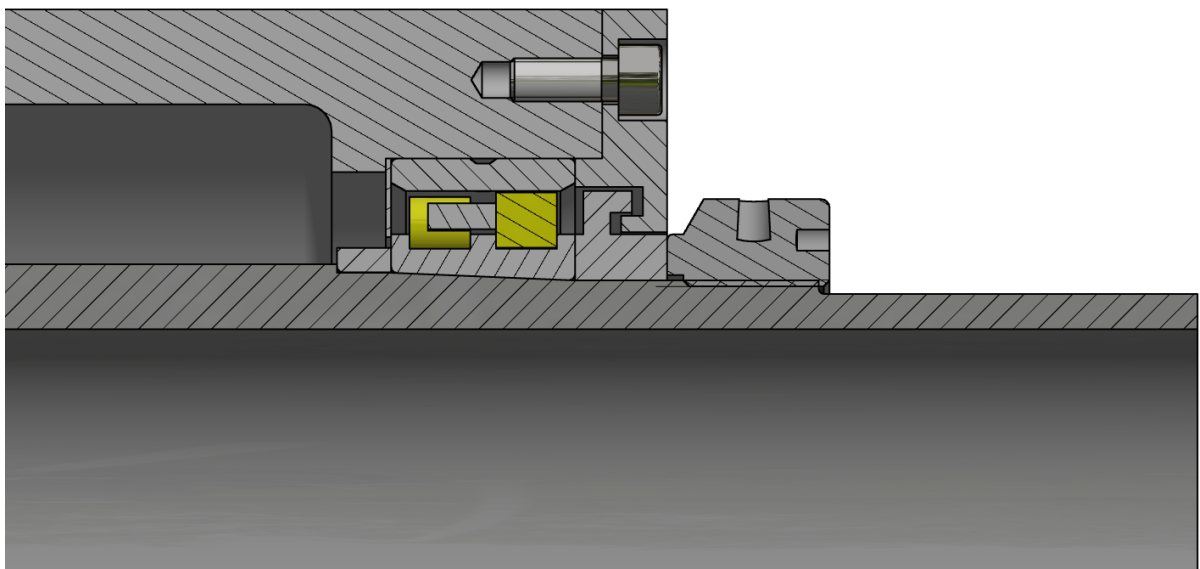
V přední části je vřeteno axiálně a radiálně uloženo sadou TBT kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem se stykovým úhlem 15° . Sada je složena ze dvou tandemově uspořádaných ložisek a jednoho, které je uloženo k nim zády. Takovéto uspořádání ložisek se označuje „tandemově do O“. Sada je schopna přenášet radiální a obousměrné axiální zatížení. Pomocí vnitřní části labyrintového těsnění je zepředu sada opřena o přírubu vřetene. Vnější část labyrintového těsnění je zároveň i víko, které je k tubusu připevněno skrze 10 šroubů velikosti M8x25. K víku je namontován kryt, který zvyšuje ochranu proti vniku nečistot a chladící kapaliny do labyrintového těsnění

Z vnější strany je sada opřena přes kroužek o vnitřek tubusu. Tento kroužek slouží k přesnému nastavení předpnutí ložisek a zároveň zabraňuje přílišnému rozstříku maziva z ložisek. Ložisková sada je predepnuta přesnou maticí KMTA 18 se závitem M90x2 od firmy SKF. Mezi maticí a zadním ložiskem je umístěn distanční kroužek, který slouží k zajištění správného opěrného rozměru ložiska.



Obr. 66) Pohled na přední uložení ložisek

Zadní konec vřetene je uložen pomocí dvouřadého válečkového ložiska s kuželovou dírou, které zachycuje pouze radiální zatížení. Konstrukce ložiska je uzpůsobena tak, že dovoluje axiální pohyb válečkových elementů a tím vyrovnávat teplotní dilatace vřetene. Ložisko je ze přední strany opřeno o distanční kroužek, který zajišťuje správný opěrný rozměr ložiska. Ze zadní strany je dotlačeno spodní částí zadního labyrintového těsnění a pojištěno přesnou maticí KMTA 16, která má závit M80x2. Mezi vnějším ložiskovým kroužkem a tubusem je vložen distanční kroužek, který brání rozstříku maziva a z druhé strany je ložisko dotlačeno víkem, které slouží i jako část labyrintového těsnění. Víko je k tubusu uchyceno pomocí 10 šroubů velikosti M8x25.

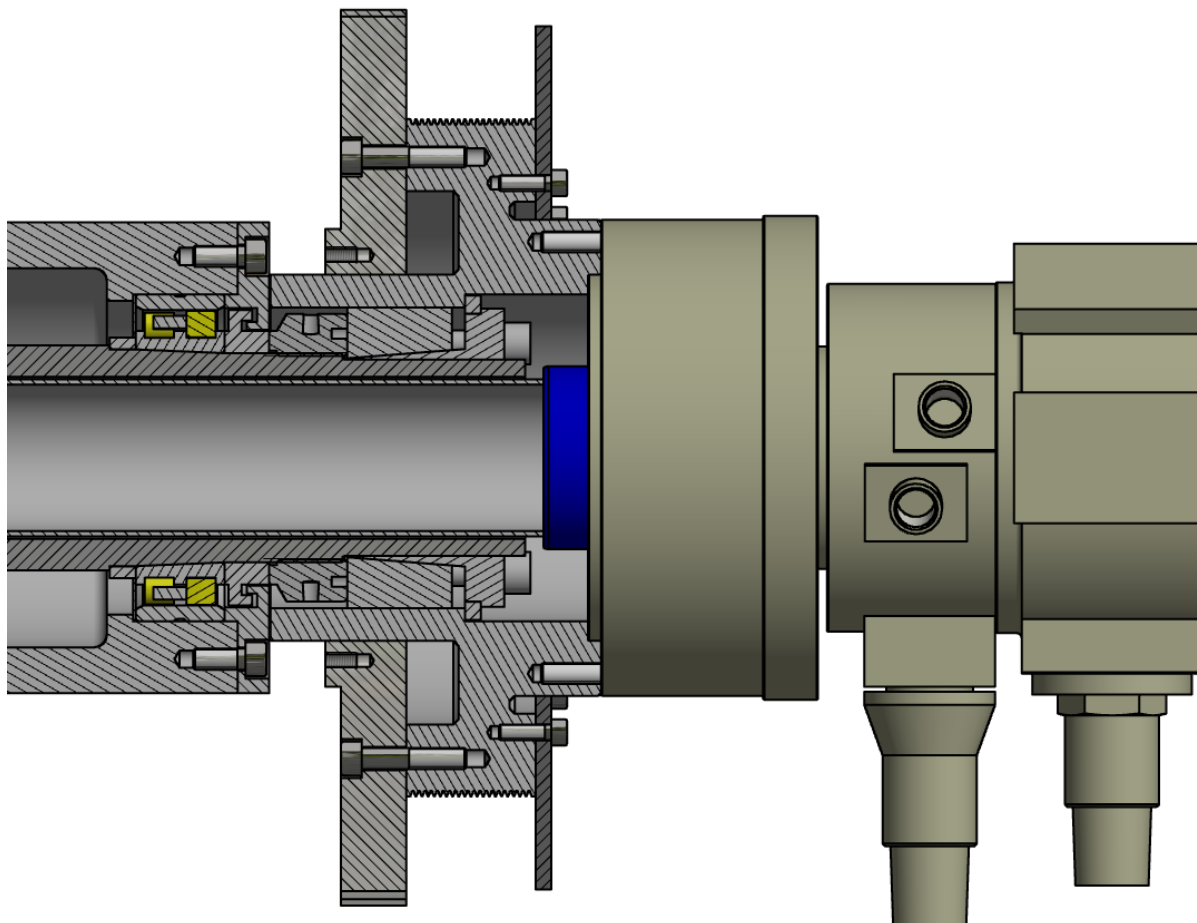


Obr. 67) Pohled na zadní uložení ložisek

Na konci vřetene je nasunuto samostředící svěrné pouzdro KTR 201, na kterém je usazena řemenice se 40 drážkami pro drážkový řemen typu PJ. K řemenici je pomocí šroubů velikosti M8x40 uchyceno ozubené kolo pro polohování vřetene v ose C. Z druhé strany řemenice

je namontován 12 šrouby M6x20 brzdný kotouč. Řemenice je upravena pro připojení hydraulického válce k ovládání sklíčidla. Válec je vystředěn pomocí osazení na jeho čele a je k řemenici připojen 6 šrouby velikost M8x98, které jsou dodávány výrobcem.

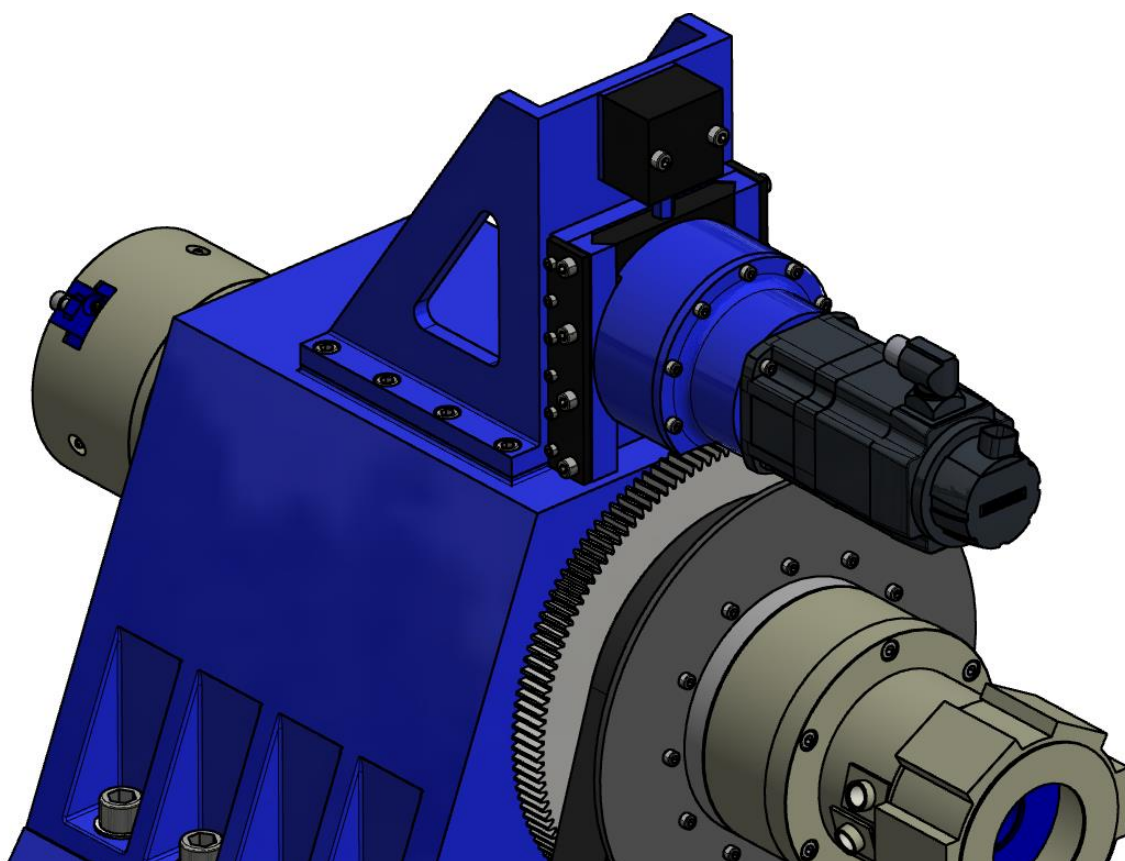
Sklíčidlo ROHM KFD-HS 175 KK je k vřetení upnuto přes adaptér pomocí 3 šroubů velikosti M10x50. Spojení sklíčidla a hydraulického válce je realizováno tažnou trubkou vedenou skrz vřeteno. Jelikož je pracovní konec vřetene normalizován, je možné použít i jiné velikosti sklíčidel.



Obr. 68) Pohled na upnuté prvky k řemenici

10.2 Připojovací mechanismus polohování C osy

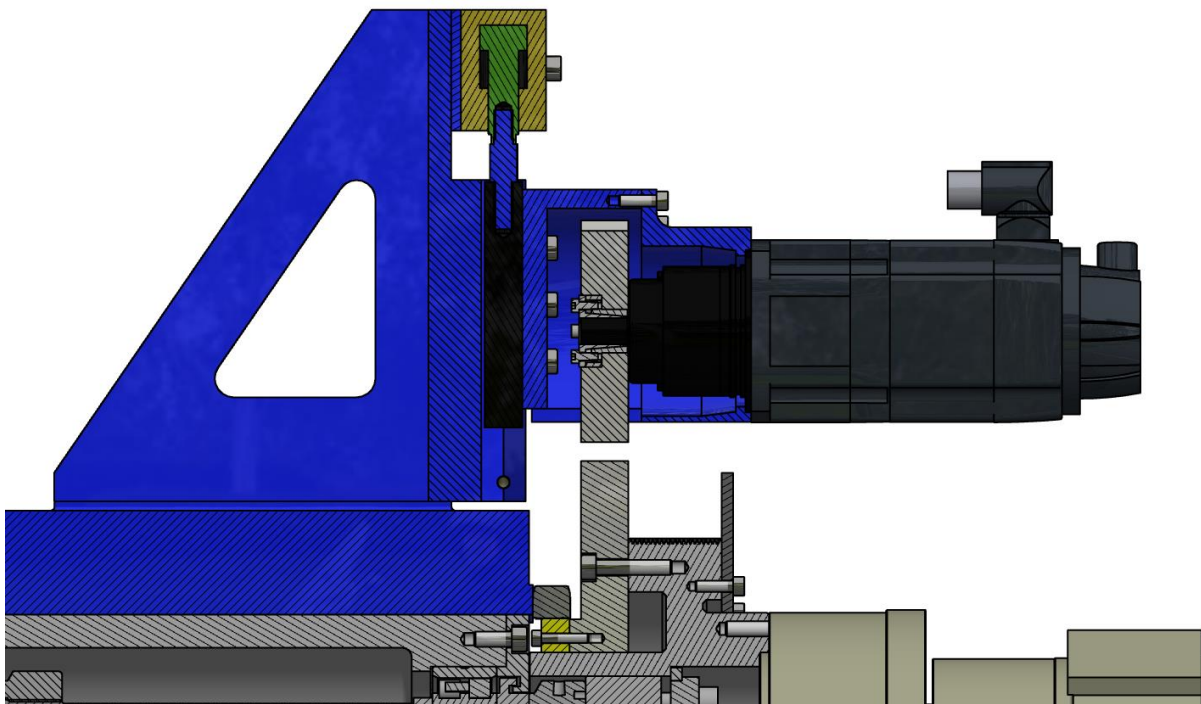
Základem polohovacího mechanismu je konzole, která je uchycena na vrchní straně skříně vřeteníku (obr. 69) K této konzoli jsou namontovány bočnice, jenž slouží k montáži vedení posuvné desky s převodovkou a servomotorem. Vedení je provedeno s tvarem V a lze pomocí šroubů vymezit vůli mezi ním a deskou. Stykové plochy desky a vedení jsou opatřeny turciovou vrstvou pro zlepšení kluzných vlastností a snížení tření.



Obr. 69) Pohled na sestavu polohovacího mechanismu

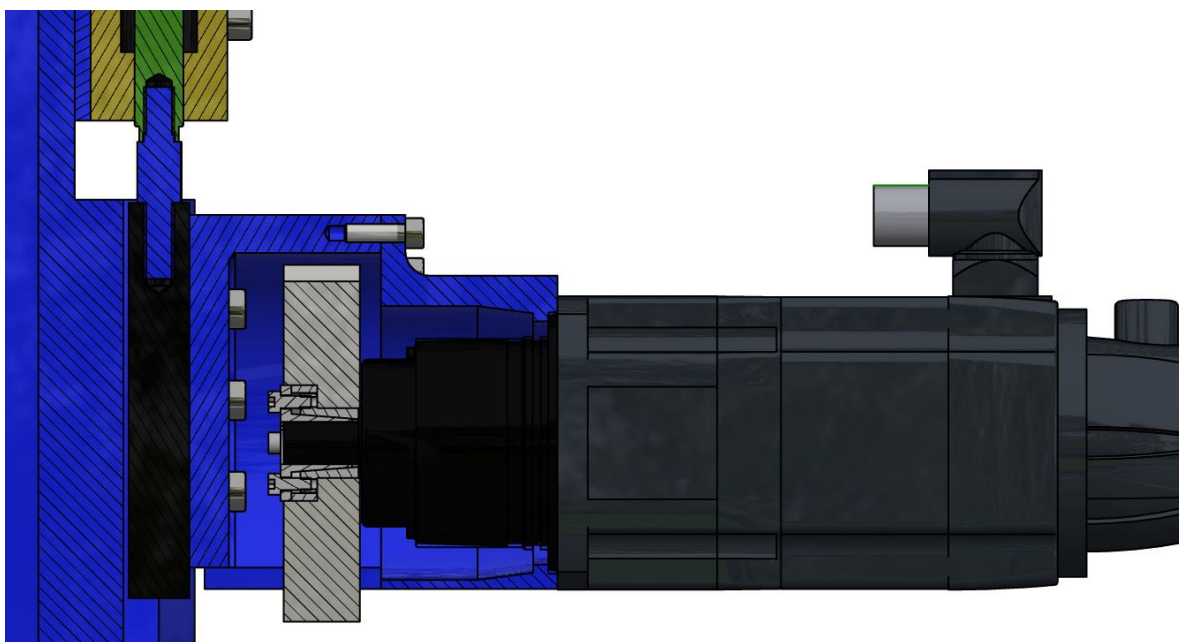
Na vrchní části konzole je našroubován dvojčinný hydraulický válec v blokovém provedení od firmy Roemheld s označením 154010y. Zdvih tohoto válce je 20 mm. Hydraulický válec je použit z důvodu využití okruhu hydraulické kapaliny, která slouží i pro ovládání sklíčidla a brzdy a jeho snadné regulace. Mezi válcem a konzolí je distanční podložka, která je při montáži broušena na přesný rozměr z důvodu přesného usazení posuvné desky ve vedení.

Válec a posuvná deska jsou spojeny tyčí, na níž je z obou stran vyřezán závit. Pístnice hydraulického válce je také opatřena závitěm a konec pístnice je opracován pro použití klíče pro otočení pístnice. Díky tomu lze nastavit velikost záběru ozubených kol a případně tuto vzdálenost zaaretovat pomocí kontramatic.



Obr. 70) Řez polohovacím mechanismem

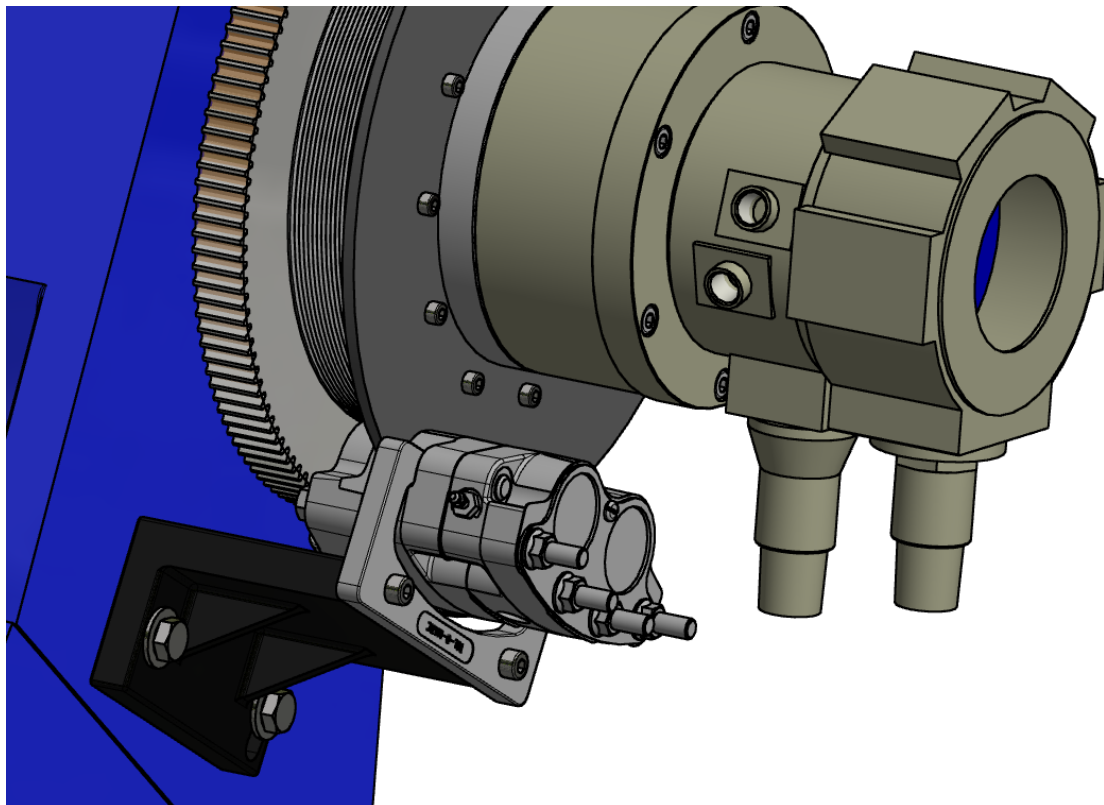
K propojení posuvné desky se servomotorem byla vymodelována dvoudílná příruba. Jedna část je uchycena na přírubě servomotoru a zakrývá i převodovku. Druhá je šrouby spojena s posuvnou deskou. Spojení těchto dvou částí se nachází za pastorkem ozubeného převodu. Toto řešení bylo zvoleno z možnosti jednoduché demontáže celého bloku servomotoru, převodovky a pastorku při opravách či jiných servisních úkonech. Pastorek je na hřídeli převodovky uchycen pomocí samostředícího svěrného pouzdra Clampex KTR 250 14x23, které je zobrazeno na obrázku 71. Toto svěrné pouzdro dokáže přenést kroučící moment o velikosti až 100 Nm.



Obr. 71) Detail uchycení pastorku na hřídeli převodovky

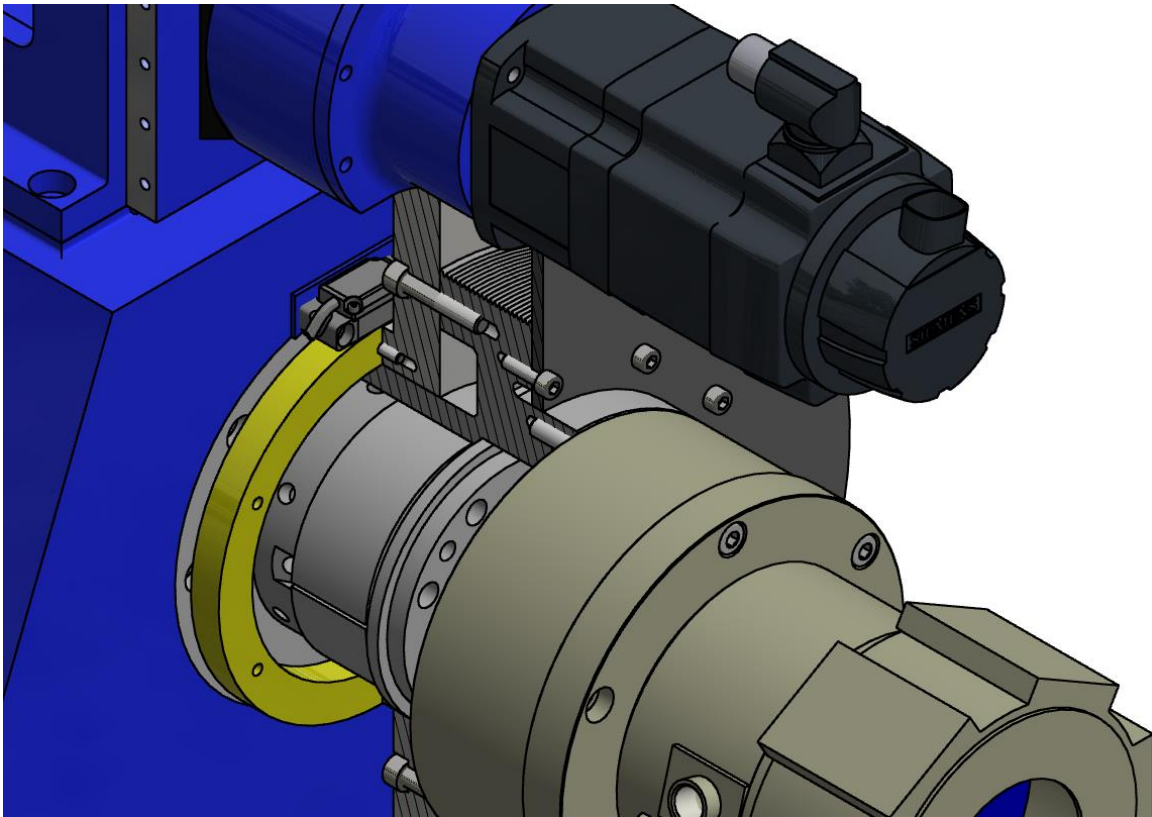
10.3 Montáž brzdy vřetene a polohovacího snímače

Brzda vřetene je uchycena na skříní vřeteníku pomocí konzole. S konzolí je spojena dvěma šrouby M8x30 a konzole se skříní pomocí dvou šroubů M12x50. Toto řešení s konzolí bylo zvoleno proto, jelikož je brzdový kotouč osazen až na vzdálenější straně řemenice.



Obr. 72) Uchycení brzdy

Polohovací enkodér se skládá ze dvou částí, a to dělicího prstence a snímače. Prstenec je vystředěn pomocí osazení na řemenici a je přišroubován na ozubené kolo pomocí 6 šroubů velikost M5x30. Snímací hlava enkodéru je upnuta ke skříní vřeteníku. Toto spojení je provedeno přes 2 šrouby M4x25. Způsob uchycení obou prvků je zobrazeno na obrázku 73.



Obr. 73) Pohled na uchycení snímacího enkodéru

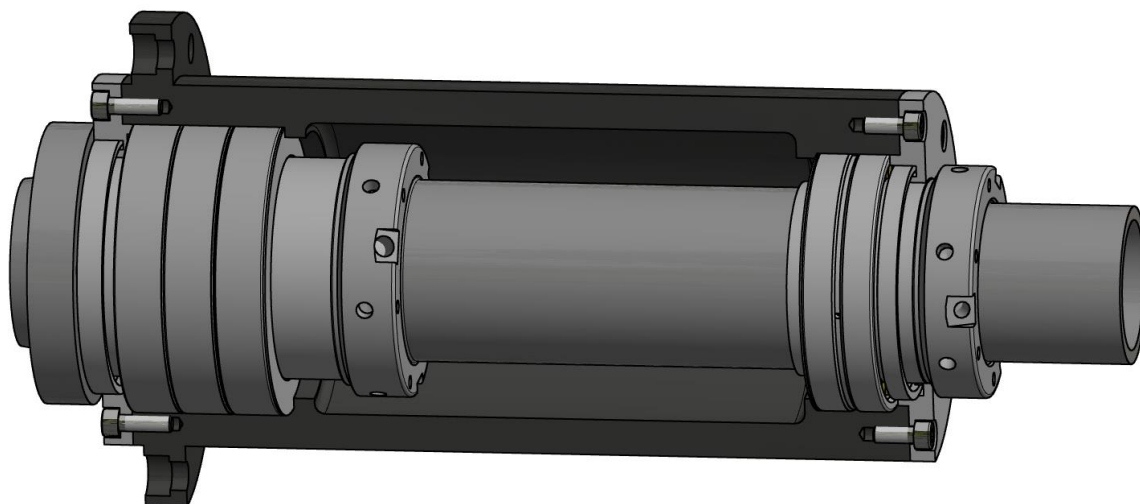
11 DOPORUČENÍ PRO PRAXI

Nejen návrh a konstrukce vřeteníku, ale i následná výroba jednotlivých dílů a jejich montáž patří k náročným procesům. Výrobní přesnost vřeteníku je ovlivněna i samotnou přesností, se kterou byly komponenty vyrobeny a smontovány.

Vysoký vliv na přesnost a životnost vřeteníku mají ložiska. U vřetenových ložisek je velmi důležité dodržet předepsané přesnosti u dílců, ve kterých jsou ložiska uložena a předpnuta. V tomto případě se jedná o tělo tubusu vřeteníku, přední a zadní víko, spodní části labyrintových těsnění a pro zadní ložisko i distanční kroužek. Při výrobě předního víka je vhodné změřit rozměr celé předpnuté sady předních ložisek, která je párována z výroby a její předpnutí je vyvozeno dosednutím jednotlivých kroužků na sebe, a podle této hodnoty dodatečně dobrousit vnější opěrný nákrůžek víka.

Při montáži ložisek na vřetenovou hřídel je nejprve nutné její proměření. Jedná se zejména o změření házivosti na plochách pod ložisky. Dále je potřeba se zaměřit na dvouřadé válečkové ložisko s kuželovou dírou. Jelikož je u tohoto ložiska potřeba vyvodit předpětí, které závisí na velikosti dotažení, je nutné jej zkušebně namontovat a upravit rozměr opěrného kroužku. Po tomto kroku se válečkové ložisko opět demontuje. Montáž přední sady ložisek začíná nasunutím vnitřní i vnější části labyrintového těsnění, které je zároveň i předním víkem, na vřeteno. Následně jsou nalisovány samotná ložiska s distančním kroužkem a celá tato skupina je dotažena KMTA maticí. Tato matice má na obvodu 3 závity pro zajištění polohy. Je vhodné dotahovat aretační šrouby rovnoměrně a zároveň matici vyrovnávat, aby se co nejvíce eliminovalo její házení. Přednost těchto matic tkví v absenci MB podložky, pro kterou je nutné vřeteno opatřit drážkou, která je zdrojem nevyvahy.

Následně je tento celek přišroubován přes přední víko do tubusu, ve kterém je již vložen rozstříkový kroužek. Montáž zadního ložiska začíná nasunutím opracovaného distančního kroužku na vřeteno a vložením zadního rozstříkového kroužku. O distanční kroužek je opřeno ložisko, poté je vložena spodní a následně vrchní část labyrintového těsnění. Pomocí KMTA matice je utaženo ložisko v požadované poloze jako při montáži přední sady ložisek. Na závěr se přišroubuje zadní víko k tubusu. Během celé montáže je vhodné průběžně kontrolovat házivost montovaného celku.



Obr. 74) Pohled na uložení ložisek na vřeteni

12 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

Cílem diplomové práce je návrh vřeteníku soustružnického centra. Vstupním parametrem je výkon o přibližné hodnotě 5 kW a možnost přesného polohování v ose C. Tato schopnost umožňuje na soustružnických strojích s využitím poháněných nástrojů provádět například frézovací operace nebo vrátní mimo osu obrobku.

Poněvadž byla v zadání pouze orientační hodnota výkonu, byly parametry vřeteníku voleny dle rešerše současné nabídky soustružnických center na trhu v podobné výkonnostní kategorii tak, aby konstruovaný vřeteník byl konkurenceschopný. Pro návrh hlavního pohonu byla vytvořena modelová situace obrábění, která simulovala hrubovací operaci na průměru 150 mm. Tato situace představuje nejvíce namáhající stav, ve kterém by se měl nejčastěji vřeteník octnout. Po provedení výpočtů byl vybrán motor pro vřetenové jednotky Siemens 1PH8107-1D, který dokáže požadavky modelového stavu pokrýt s minimálním přetížením. Přenos krouticího momentu motoru na vřeteno je zajištěn řemenovým převodem s drážkovým řemenem PJ, který byl navrhnut v programu Conti Professional. Pohon navíc disponuje vysokou rezervou v oblasti krouticího momentu, kterou lze využít například na krátkodobé obrábění tvrdších materiálů nebo obrábění s větším průřezem třísky a tím dosáhnout vyšší produktivity.

Pro uložení vřetene je na přední straně vybrána sada tří vysoce přesných vřetenových ložisek s kosoúhlým stykem se zvýšenou únosností, které jsou uspořádány v tandemu a zády k sobě do „O“. Sada je předepnuta KMTA maticí. Tato kombinace ložisek se vyznačuje vysokou tuhostí, avšak je zde omezení v podobě nízké hodnoty dosažitelných otáček. Jelikož však jsou maximální otáčky sníženy kvůli limitu převodového drážkového řemenu, není v této situaci v oblasti dosažitelných otáček použití sady ložisek žádnou negativní vlastností. Zadní konec vřetene je uložen ve dvouřadém válečkovém ložisku s kuželovou dírou určeném pro vřetenové jednotky. Toto řešení je vybráno z důvodu jednodušší konstrukce a schopnosti ložiska eliminovat teplotní dilatace vřetene při zachování výborné tuhosti a schopnosti přenášet dovolené otáčky vřetene. Obecně je takovéto uspořádání ložisek doporučováno pro soustružnické stroje, u kterých není požadavek na vysoké otáčky vřetene.

Po zvolení modelové situace obrábění a výběru ložisek byla spočítána trvanlivost ložisek, která vyšla pro sadu s kosoúhlým stykem 7299 hodin, resp. pro dvouřadé válečkové 7925 hodin. Tyto hodnoty jsou výrazně pod doporučenou 25 000 hodinovou hranicí pro stroje pracující v osmihodinovém provozu. Tento výrazný rozdíl je způsoben použitým zatížením, které má zásadní vliv na trvanlivost ložisek. Ve skutečnosti bude převážný čas zatížení na stroji menší, a tudíž životnost ložisek vyšší než uvedená. Následně po zjištění trvanlivosti ložisek byl proveden výpočet jejich domazávacího intervalu maziva. Tento interval se pro oba typy ložisek pohybuje v oblasti 30 000 hodin. Tato hodnota je také jen orientační, jelikož na domazávání ložisek má vliv počet otáček, které se v průběhu provozu stroje mění. Avšak z důvodu, že je hodnota domazávacího intervalu větší, než je doporučená životnost ložisek, je brána náplň jako doživotní, a tudíž zde nebylo řešeno doplňování maziva ložisek mezi servisními intervaly.

Vřeteno soustružnického stroje bylo podrobena pevnostními výpočty k meznímu stavu pružnosti. Kontrola byla prováděna ve dvou průřezích, ve kterých bylo očekáváno vysoké napětí z důvodu přítomnosti vrubů. Pro průřez, který se vyznačoval nejnižší hodnotou koeficientu bezpečnosti, tj. průřez 1 s bezpečností 31,5, byla provedena i kontrola k meznímu stavu únavy. Hodnota koeficientu bezpečnosti vyšla 12,6. Tyto hodnoty vyšly po zanedbání závitů pro matici

sloužící k předpnutí přední sady ložisek. Reálně se závit chová jako vrub, který má vliv na pevnost, ale i tak by zde vycházela dostatečná bezpečnost.

Další podmínkou v zadání práce byla nutnost přesně polohovat vřeteno v ose C. Tato možnost je, v rešerši popsaných strojích, řešena přímo vestavěným elektromotorem. Jelikož je vřeteno v této práci poháněno motorem přes řemenový převod, bylo nutné použít jiného způsobu. Z multikriteriální volby vyšlo jako vítězné řešení převod ozubeným soukolím. Pro návrh motoru byly vytvořeny modelové situace čelního a bočního frézování, které představují nejvíce zatěžující stavy pro osu C. Vybraný motor Siemens 1FK7042-2AC71, doplněný převodovkou ADS064-004-S4-P0, dokáže pokrýt zvolené obráběcí situace až při maximálním přetížení. Toto řešení bylo zvoleno proto, jelikož se jedná o menší soustružnické centrum, u kterého se nepředpokládají časté frézovací operace na obrobku o průměru 150 mm, ale spíše se zde budou obrábět menší obrobky, u kterých se bude pohybovat vytížení motoru v nižších hodnotách.

13 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem vřeteníku soustružnického centra. Vřeteník měl kromě soustružnických operací umožňovat i operace, které jsou spjaté s přesným polohováním osy C. Tyto operace mohou být například čelní a boční frézování nebo vrtání mimo osu obrobku.

Úvod rešeršní části diplomové práce je věnován definici obráběcího centra a popisu vřeteníku. Jedná se zejména o deskripci způsobu zástavby vřeteníku, možnosti pohonů, uložení a komponentů spojených s vřeteníky. Dále je zde probírána problematika týkající se tuhosti tohoto konstrukčního uzlu i jednotlivých komponent, které na ni mají vliv. Dále jsou zde popsány pracovní konce vřetene, možnosti odměřování poloh a upínací soustava soustružnického stroje. V rešeršní části se také nachází kapitola věnující se problematice pohonu osy C, ve které jsou popsány jednotlivé způsoby provedení a operace, které mohou být prováděny. V závěru obecné části práce jsou uvedeny soustružnické stroje, které se aktuálně nachází na trhu. Tento souhrn slouží jako inspirace pro volbu nezadaných parametrů konstruovaného vřeteníku.

První část kapitoly zabývající se konstrukcí vřeteníku je věnována výběru vhodného řešení uzlu vřeteníku. Na základě informací zjištěných v rešeršní části a celkových požadavků na vřeteník jsou sestaveny možné konstrukční varianty, které jsou mezi sebou porovnány multikriteriální metodou. Touto metodou se došlo k závěru, že optimální způsob pohonu vřeteníku je pomocí řemenového převodu s externě uloženým motorem a polohování v ose zajištěno servomotorem a ozubeným převodem.

Praktická část diplomové práce se převážně zabývá výpočty pro zvolené konstrukční řešení. Na základě uvažovaného obráběcího procesu byly vypočítány řezné síly, ze kterých byly stanoveny požadavky na pohon. Podle těchto parametrů byl zvolen motor a navrhnut řemenový převod tak, aby bylo dosaženo výkonnostní rezervy. Po výběru motoru následovala volba vřetenových ložisek. Pro uložení přední části byla zvolena sada tří ložisek v uspořádání v tandemu do „O“. Zadní část vřetene je uložena pomocí dvouřadého válečkového ložiska. Po tomto kroku byl proveden výpočet optimální vzdálenosti ložisek a celkové tuhosti vřetene a uložení. Dále byly zjištěny reakce v ložiscích a celkové průběhy zatížení na vřetenu. Z těchto hodnot byly vypočítány trvanlivosti použitých ložisek a koeficienty bezpečnosti vřetene vůči meznímu stavu pružnosti a únavy. Vypočtené hodnoty těchto koeficientů ukazují dostatečnou bezpečnost vůči těmto mezním stavům.

Další kapitola byla věnována návrhu polohovacího mechanismu vřetene. Jsou zde rozebrány možné operace, které se mohou provádět díky přesnému polohování vřetene v ose C. Pro návrh motoru byly zvoleny modelové situace čelního a bočního frézování, pro které byl vybrán vhodný motor doplněný převodovkou. Přenos kroutícího momentu motoru na vřeteno je zajištěn ozubeným soukolím, které bylo navrženo v software Mitalc.

Výpočty deformace a napětí provedené u vřetene analytickou formou jsou zkontrolovány pomocí metody konečných prvků v programu Ansys Workbench. Tato kontrola slouží k ověření správnosti analytických výpočtů a použitých zjednodušení. Kromě výpočtů pro srovnání je zde kontrolován stav při nouzovém brždění vřetene. Dále je proveden výpočet vlastních frekvencí vřetene.

Poslední kapitoly jsou věnované popisu konstrukčního uzlu vřeteníku soustružnického centra a jeho komponent. Nejprve je zde provedena kontrola svěrného pouzdra pro použití na

duté vřetenové hřídeli a posléze je popsán vybraný hydraulický upínací systém, použitý snímač polohy a zvolená brzda. V závěru práce jsou detailně rozebrány a popsány dílčí prvky vřeteníku.

Výsledkem této diplomové práce je vřeteník malého soustružnického centra o výkonu 6,3kW umožňující frézovací a mimoosé obráběcí operace díky možnosti přesného polohování vřetene s parametry, které jsou konkurenceschopné v porovnání s menšími soustružnickými stroji na trhu. Parametry vřeteníku jsou uvedeny v tabulce 26.

Tab 26) Výsledné parametry vřeteníku

Parametr	Hodnota
Výkon motoru [kW]	6,3
Jmenovitý moment na vřetení [Nm]	120
Jmenovitý moment motoru [Nm]	60
Maximální moment na vřetení [Nm]	270
Maximální moment motoru [Nm]	135
Maximální otáčky vřetene $\left[\frac{1}{min}\right]$	4400
Maximální moment na ose C [Nm]	116
Typ pracovního konce vřetene	A2-5
Vrtání vřetene [mm]	62
Maximální průměr průchozího tyčového materiálu [mm]	57

14 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0 Autor*. Praha: Praha : MM publishing, s.r.o. Datum vytvoření, 2018. ISBN 978-80-906310-8-3.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. Brno: Brno : Nakladatelství VUT, 1992. ISBN 80-214-0470-1.
- [3] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: Praha : MM publishing, 2014. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [4] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2. 1991. ISBN 80-214-0361-6.
- [5] *CNC Lathe Turning Center Hyundai-Wia L400A | SMS Machine Tools Ltd.* [online]. [vid. 2020-02-17]. Dostupné z: <http://smsmachine.com/cnc-machines/categories/cnc-lathe-turning-centers/hyundai-wia/l400a/#>
- [6] : *TRIBOLÓGIA: Mazání a chlazení přesných vřeten obráběcích strojů* [online]. [vid. 2020-02-08]. Dostupné z: <http://www.tribotechnika.sk/tribotechnika-22019/mazani-a-chlazení-presnych-vreten-obrabecich-stroju.html>
- [7] *KTM Techno Solution* [online]. [vid. 2020-02-17]. Dostupné z: <http://ktmtechno.com/srs-techno/>
- [8] *Pohony CNC obráběcích strojov - Strojárstvo / Strojrenství* [online]. [vid. 2020-02-17]. Dostupné z: <https://www.engineering.sk/clanky2/stroje-a-technologie/1646-pohony-cnc-obrabacich-strojov>
- [9] *CNC Lathe Considerations: Bed Design* [online]. [vid. 2020-02-17]. Dostupné z: <https://blog.hurco.com/blog/bid/374362/cnc-lathe-considerations-bed-design>
- [10] *ELUC* [online]. [vid. 2020-02-17]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1904>
- [11] *CNC Spindle: What Is a CNC Spindle and How Does it Function?* [online]. [vid. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://www.superiorspindle.com/2019/03/04/what-is-a-cnc-spindle-and-how-does-it-function/>
- [12] *New Product | HYUNDAI WIA Machine Tools* [online]. [vid. 2020-02-17]. Dostupné z: <https://machine.hyundai-wia.com/en/product/l2000lasy.asp>
- [13] *MIDOL / Kluzná ložiska* [online]. [vid. 2020-01-29]. Dostupné z: <https://www.kluznaloziska.cz/>
- [14] *Základní informace o ložiscích* [online]. [vid. 2020-01-30]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/general-bearing-knowledge/bearing-basics/index.html>
- [15] *7. Ložiska - všeobecné údaje | ZKL Group* [online]. [vid. 2020-02-02]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/7-loziska-vseobecne-udaje#75>
- [16] *3. Zásady pro volbu a použití ložisek | ZKL Group* [online]. [vid. 2020-01-30]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/3-zasady-pro-volbu-pouziti-lozisek>
- [17] *Uspořádání ložisek* [online]. [vid. 2020-01-30]. Dostupné z: https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-thrust-ball-bearings-for-screw-drives/bearingarrangementdesign/bearing_arrangements/index.html
- [18] *Single row deep groove ball bearings* [online]. [vid. 2020-02-18]. Dostupné

z: <https://www.skf.com/cn/en/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>

- [19] *Předpětí ložisek* [online]. [vid. 2020-01-30]. Dostupné z: https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/design-considerations/bearing_preload/index.html
- [20] 8. *Použití ložisek | ZKL Group* [online]. [vid. 2020-01-30]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/8-pouziti-lozisek#82>
- [21] *(No Title)* [online]. [vid. 2020-02-17]. Dostupné z: <https://www.skf.com/binaries/327-229381/0901d1968020898d-514629.pdf>
- [22] 9. *Mazání ložisek | ZKL Group* [online]. [vid. 2020-02-04]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/9-mazani-lozisek>
- [23] *Vnější těsnění* [online]. [vid. 2020-02-04]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/sealing-mounting-dismounting/external-sealing/index.html>
- [24] *Chuck quick-change* [online]. [vid. 2020-02-11]. Dostupné z: https://schunk.com/de_en/clamping-technology/category/clamping-technology/lathe/lathe-chucks/chuck-quick-change/
- [25] *(No Title)* [online]. [vid. 2020-02-18]. Dostupné z: <http://www.lathes.co.uk/spindlenose/spindlenoses.pdf>
- [26] *How to use hydraulics in machine tools* [online]. [vid. 2020-02-18]. Dostupné z: <https://www.fluidpowerworld.com/how-to-use-hydraulics-in-machine-tools/>
- [27] ZHOU, Cheng, Huayong YANG a Likui YANG. Real time monitoring of input force for high speed power chucks used in CNC Lathes. In: *Proceedings of 2010 IEEE/ASME International Conference on Mechatronic and Embedded Systems and Applications* [online]. B.m.: IEEE, 2010, s. 387–391. ISBN 978-1-4244-7101-0. Dostupné z: doi:10.1109/MESA.2010.5552040
- [28] *Drawtubes and Drawbars | Kitagawa* [online]. [vid. 2020-02-18]. Dostupné z: <https://www.kitagawa.global/en/products/power-chucks/accessories/power-chuck-accessories/drawtubes-and-drawbars>
- [29] *GOODWAY GS-400 Multi Tasking* [online]. [vid. 2020-02-14]. Dostupné z: http://www.goodwaycnc.com/exhtml_goodway/goodway_en/turning/horizontal/gs_400/multi_tasking.htm
- [30] JENÍK, Jan. *Konstrukce osy C soustruhu*. B.m., 2010. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství.
- [31] *C-Axis Turning and Live Tooling: Turning and Milling on One Machine - CNCCookbook: Be A Better CNC'er* [online]. [vid. 2020-02-12]. Dostupné z: <https://www.cnccookbook.com/c-axis-turning-and-live-tooling-turning-and-milling-on-one-machine/>
- [32] *Odměrovací systémy a jejich vliv na přesnost* [online]. [vid. 2020-02-19]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/odmerovaci-systemy-a-jejich-vliv-na-presnost.html>
- [33] MENDŘICKÝ, Radomír. *Odměrovací systémy. Odměrování přímé a nepřímé, přírůstkové a absolutní. Radomír Mendřický-Elektrické pohony a servomechanismy*. 2014.
- [34] *Odměrování polohy s přesností na 0,001 mm | Automatizace.HW.cz* [online]. [vid. 2020-02-19]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/odmerovani-polohy-s-presnosti-na->

- 0001-mm
- [35] *Jak fungují optické snímače* [online]. [vid. 2020-02-19]. Dostupné z: <https://www.renishaw.cz/cs/jak-funguji-opticke-snimace--36979>
- [36] *Adaptation examples - Rocketronics English* [online]. [vid. 2020-02-16]. Dostupné z: <https://www.rocketronics.de/en/els/adaptationexamples/>
- [37] *Non-Contact Encoder - Replacement - ST-10/15 - AD0357* [online]. [vid. 2020-02-16]. Dostupné z: https://www.haascnc.com/service/troubleshooting-and-how-to/how-to/Non-Contact_Encoder_-_Replacement_-_ST-10-15_-_AD0357.html
- [38] *HQR-100MSY* [online]. [vid. 2020-06-09]. Dostupné z: <https://www.mazakusa.com/machines/hqr-100msy/>
- [39] *ALX 1500 - Universal Turning by DMG MORI* [online]. [vid. 2020-06-09]. Dostupné z: <https://en.dmgmori.com/products/machines/turning/universal-turning/alx/alx-1500>
- [40] *NEF 400 - Universal Turning by DMG MORI* [online]. [vid. 2020-06-09]. Dostupné z: <https://en.dmgmori.com/products/machines/turning/universal-turning/nef/nef-400>
- [41] *Siemens motors* [online]. [vid. 2020-03-17]. Dostupné z: http://www.promautomatic.ru/1PH8/PH8S_0512.pdf
- [42] *Emco turn series* [online]. [vid. 2020-06-09]. Dostupné z: https://www.emco-world.com/fileadmin/user_upload/Turning_Center_EMCOTURN_E45_DS.pdf
- [43] *Angular contact ball bearings, super-precision - 7018 CD* [online]. [vid. 2020-03-26]. Dostupné z: <https://www.skf.com/ca/en/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/acbb-skf-high-and-super-precision/index.html?designation=7018 CD>
- [44] *Super precision bearings* [online]. [vid. 2020-03-26]. Dostupné z: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/sp1_de_en.pdf
- [45] *Super precision bearings* [online]. [vid. 2020-03-26]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/368-129877/0901d196804385f4-Super-precision-bearings---13383_1-CS.pdf#cid-129877
- [46] *NN 3016 KTN/SP* [online]. [vid. 2020-03-26]. Dostupné z: <https://www.skf.com/in/products/super-precision-bearings/cylindrical-roller-bearings/productid-NN 3016 KTN%2FSP>
- [47] KOVALEV, M. P., NARO-DECKIIJ, M. Z. *Rasčet vysokotočnych šarikopodšipnikov, 2nd e d.* Moskva: Mašinostroenie, 1980.
- [48] *Vlastnosti materiálu* [online]. [vid. 2020-03-26]. Dostupné z: <http://media1.obrabenikovo.cz/files/media1:57192ace6f326.pdf.upl/15142.pdf>
- [49] SHIGLEY, JOSEPH EDWARD, CHARLES R. MISCHKE, RICHARD G. (RICHARD GORDON) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí.* V Brně: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [50] *Technologie obrábění* [online]. [vid. 2020-03-29]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabení/opory-save/TI_TO-1cast.pdf
- [51] *Siemens DT configurator* [online]. [vid. 2020-04-25]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/spice/jom/jom/>
- [52] *Přímé planetové převodovky APEX DYNAMICS - řada ADS | RAVEO s.r.o.* [online]. [vid. 2020-04-05]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/apex-ADS>
- [53] *DriveTechnology* [online]. [vid. 2020-04-25]. Dostupné

z: https://www.ktr.com//catalog/index.php?catalog=DriveTechnology#page_296

- [54] *DriveTechnology* [online]. [vid. 2020-04-25]. Dostupné z: https://www.ktr.com//catalog/index.php?catalog=DriveTechnology#page_284
- [55] *Heidenhain Magnetic sensors* [online]. [vid. 2020-04-16]. Dostupné z: https://www.roehm.biz/fileadmin/content/pdf/products/en/06_Power_chucks_cylinders_steady_rests_2020.01_en_web.pdf
- [56] *Spring Applied Brake | FS220BI Series | by Tolomatic (Tol-O-Matic)* [online]. [vid. 2020-04-08]. Dostupné z: <https://www.tolomatic.com/products/product-details/fs220bi-ductile-iron-spring-applied-disc-brake/specs-order>
- [57] *Heidenhain Magnetic sensors* [online]. [vid. 2020-04-17]. Dostupné z: https://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/745168-24_Modular_Angle_Encoders_Magnetic_en_01.pdf

15 SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK A OBRÁZKŮ

15.1 Seznam tabulek

Tab 1)	Parametry stroje MAZAK HQR 100MSY	39
Tab 2)	Parametry stroje DMG MORI ALX 1500 500	40
Tab 3)	Parametry stroje DMG MORI NEF 400.....	41
Tab 4)	Parametry stroje EMCOTURN E45	42
Tab 5)	Kritéria hodnocení prvků konstrukčních variant	44
Tab 6)	Vyhodnocení multikriteriální volby	44
Tab 7)	Dílčí hodnoty účinností	46
Tab 8)	Parametry motoru Siemens 1PH8107-1D [39].....	47
Tab 9)	Vypočítané parametry řemenového převodu.....	48
Tab 10)	Parametry kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem SKF 7018 CD/P4A[40]	49
Tab 11)	Parametry válečkového ložiska SKF NN3016 KTN9/SP [43].....	51
Tab 12)	Hodnoty pro výpočet optimální vzdálenosti ložisek	51
Tab 13)	Parametry oceli 42CrMo4 [45].....	63
Tab 14)	Parametry pro pevnostní kontrolu vřetene.....	64
Tab 15)	Řezné parametry čelního frézování	69
Tab 16)	Řezné parametry válcového frézování	71
Tab 17)	Parametry servomotoru 1FK7042-2AC71 [48].....	72
Tab 18)	Parametry planetové převodovky [49]	73
Tab 19)	Parametry pro výpočet ozubení	74
Tab 20)	Zatížení ozubení	74
Tab 21)	Výsledné koeficienty bezpečnosti ozubení.....	74
Tab 22)	Porovnání výsledků deformace MKP analýzy a analytického výpočtu	78
Tab 23)	Porovnání výsledků napětí MKP analýzy a analytického výpočtu	79
Tab 24)	Hodnoty vlastních frekvencí vřetene	81
Tab 25)	Parametry svěrného pouzdra Clampex KTR 201 75x115 [50]	83
Tab 26)	Výsledné parametry vřeteníku.....	102

15.2 Seznam obrázků

Obr. 1)	Rozložení operací na obráběcích centrech [3].....	17
Obr. 2)	Morfologie vřeteníku [3]	19
Obr. 3)	Vřeteník skříňového typu [5].....	19
Obr. 4)	Vřeteník tubusového typu [7]	20
Obr. 5)	Vliv házení ložisek na přesnost chodu [4].....	21
Obr. 6)	Vliv tuhosti ložisek, vřetene a vřeteníku na celkovou deformaci [4]	21
Obr. 7)	Rozdělní způsobu náhonu vřetene [3]	22
Obr. 8)	Pohon pomocí řemenového převodu [9]	23
Obr. 9)	Pohon vřetene s přímým převodem	23
Obr. 10)	Pohon vestavěným motorem druhej hyundai [12].....	24
Obr. 11)	Uspořádání ložisek a) zády k sobě, b) čely k sobě, c) tandemově [single bear row] [18]	26

Obr. 12)	Předepnutí ložisek a) a b) pevné, c) pružné [19].....	26
Obr. 13)	Příklady uspořádání ložisek dle zatížení (převzato, upraveno) [21]	27
Obr. 14)	Způsob mazání ložisek [3]	27
Obr. 15)	Kontaktní těsnění – a) V-kroužek, b, c) hřídelový těsnící kroužek [23].....	29
Obr. 16)	Různé provedení labyrintového těsnění [23].....	29
Obr. 17)	Pracovní konce vřetene a) Typ A1, b) Typ A2, c) Typ B [25]	30
Obr. 18)	Spojení hydraulického válce se sklíčidlem (převzato, upraveno) [28]	31
Obr. 19)	Pracovní osy na soustružnickém obráběcím stroji [29]	33
Obr. 20)	Náhon osy C pomocí řemenu[31]	35
Obr. 21)	Náhon osy C pomocí ozubeného soukolí [31]	35
Obr. 22)	a) náhon pomocí šnekového převodu b) řez konstrukcí pohonu [29].....	36
Obr. 23)	Nepřímé odměřování polohy vřetene [36]	37
Obr. 24)	Přímé odměřování polohy osy C [37]	37
Obr. 25)	MAZAK HQR 100MSY	39
Obr. 26)	DMG MORI ALX 1500 500[38]	40
Obr. 27)	DMG MORI NEF 400.....	41
Obr. 28)	EMCOTURN E45	41
Obr. 29)	Výkonová charakteristika motoru [39]	47
Obr. 30)	Momentová charakteristika motoru [39].....	47
Obr. 31)	Koeficienty axiální tuhosti kosoúhlých ložisek při použití v sadě.....	50
Obr. 32)	Koeficienty radiální tuhosti kosoúhlých ložisek při použití v sadě.....	50
Obr. 33)	Graf závislosti deformace vřetene na vzdálenosti ložisek.....	53
Obr. 34)	Graf závislosti deformace ložisek na vzdálenosti ložisek.....	53
Obr. 35)	Průběh celkové deformace v závislosti na vzdálenosti ložisek.....	54
Obr. 36)	Schéma zatížení a reakcí na vřeteno.....	55
Obr. 37)	Znázornění polohy řemenic.....	56
Obr. 38)	Silové a momentové působení v rovině ZY	57
Obr. 39)	Silové a momentové působení v rovině ZX	58
Obr. 40)	Součinitelé zatížení pro ložiska [42]	60
Obr. 41)	Průběh otáček při obrábění součásti o průměru 150 mm	61
Obr. 42)	Znázornění parametrů pro pevnostní kontrolu vřetene	65
Obr. 43)	Znázornění parametrů při čelním frézování [47]	69
Obr. 44)	Znázornění parametrů válcového frézování [47]	71
Obr. 45)	Momentová charakteristika servomotoru [48]	73
Obr. 46)	Model pro analýzu MKP	75
Obr. 47)	Síť tělesa vřetene	76
Obr. 48)	Detail zjemněné síť v okolí vrubů.....	76
Obr. 49)	Zavazbení tělesa vřetene	77
Obr. 50)	Silové zatížení tělesa vřetene	77
Obr. 51)	Deformace vřetene v ose Y	78
Obr. 52)	Celková deformace vřetene	78
Obr. 53)	Napětí v okolí vrubu za přední ložiskovou sadou	79
Obr. 54)	Napětí v okolí vrubu za válečkovým ložiskem	79
Obr. 55)	Vřeteno namáháno brzdícím momentem	80
Obr. 56)	1. vlastní frekvence vřetene.....	81
Obr. 57)	2. vlastní frekvence vřetene.....	81
Obr. 58)	Sklíčidlo ROHM KFD-HS a hydraulický válec SZS [52]	84

Obr. 59)	Čelist'ová brzda TOL-O-MATIC FS220BIA [53]	85
Obr. 60)	Magnetický modulární snímač AK ERM 2480[54]	85
Obr. 61)	Pohled na celkový uzel vřeteníku zepředu	87
Obr. 62)	Pohled na celkový uzel vřeteníku zezadu	88
Obr. 63)	Model vřeteníku	89
Obr. 64)	Řez vřeteníkem	89
Obr. 65)	Řez vřeteníkem bez osazení upínacího systému	90
Obr. 66)	Pohled na přední uložení ložisek	91
Obr. 67)	Pohled na zadní uložení ložisek	91
Obr. 68)	Pohled na upnuté prvky k řemenici	92
Obr. 69)	Pohled na sestavu polohovacího mechanismu	93
Obr. 70)	Řez polohovacím mechanismem	94
Obr. 71)	Detail uchycení pastorku na hřídeli převodovky	94
Obr. 72)	Uchycení brzdy	95
Obr. 73)	Pohled na uchycení snímacího enkodéru	96
Obr. 74)	Pohled na uložení ložisek na vřetení	97

16 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

a	[mm]	Vzdálenost přední sady ložisek od čela
A_{Dfc}	[mm ²]	Celkový úběr při čelním frézování
A_{Dfv}	[mm ²]	Maximální průřez třísky při bočním frézování
a_{fc}	[mm]	Hloubka záběru čelního frézování
a_k	[-]	Koeficient povrchu pro broušení
A_{ks}	[mm/min]	Otáčkové číslo kosohlého ložiska
a_p	[mm]	hloubka řezu soustružení
a_{pv}	[mm]	Šířka záběru bočního frézování
A_{val}	[mm/min]	Otáčkové číslo válečkového ložiska
a_w	[mm]	Vypočítaná osová vzdálenost řemenic
b_{fc}	[mm]	Záběrná plocha čelního frézování
b_k	[-]	Koeficient povrchu pro broušení
B_{ks}	[mm]	Šířka kosohlého ložiska
B_{val}	[mm]	Šířka válečkového ložiska
C	[kN]	Základní dynamická únosnost kosohlého ložiska
c	[mm]	Vzdálenost zadního ložiska od působíště síly řemenového převodu
C_0	[kN]	Základní statická únosnost kosohlého ložiska
C_{0val}	[kN]	Základní statická únosnost válečkového ložiska
C_1	[μm/n]	Poddajnost přední sady ložisek
C_1	[-]	Součinitel uspořádání ložisek
C_2	[μm/n]	Poddajnost zadního ložiska
C_2	[-]	Opravný součinitel hybridních ložisek
C_3	[-]	Opravný součinitel uložení vřetene
C_4	[-]	Opravný součinitel dynamického zatížení
C_5	[-]	Opravný součinitel spolehlivosti ložisek
C_6	[-]	Opravný součinitel proudění vzduchu ložiskem
C_7	[-]	Opravný součinitel vlhkosti a prachu
C_8	[-]	Opravný součinitel teploty
c_a	[N/μm]	Axiální tuhost kosohlého ložiska
c_{as}	[N/μm]	Axiální tuhost sady ložisek
c_{rks}	[N/μm]	Radiální tuhost kosohlého ložiska
c_{rs}	[N/μm]	Radiální tuhost sady ložisek
C_{rV}	[N/μm]	Tuhost vřeteníku
c_{rval}	[N/μm]	Radiální tuhost válečkového ložiska
C_s	[kN]	Dynamická únosnost sady ložisek
C_{val}	[kN]	Základní dynamická únosnost válečkového ložiska
D	[mm]	Průměr obrobku

D_1	[mm]	Vnější průměr pod předním ložiskem
D_2	[mm]	Vnější průměr pod zadním ložiskem
D_c	[mm]	Průměr pod řemenicí
D_{fc}	[mm]	Průměr frézy čelního frézování
D_{fv}	[mm]	Průměr boční frézy
d_{ks}	[mm]	Vnitřní průměr kosoúhlého ložiska
D_{ks}	[mm]	Vnější průměr kosoúhlého ložiska
D_{ks}	[mm]	Vnější průměr kosoúhlého ložiska
d_{ks}	[mm]	Vnitřní průměr kosoúhlého ložiska
d_{mks}	[mm]	Střední průměr kosoúhlého ložiska
d_{mval}	[mm]	Střední průměr válečkového ložiska
D_r	[mm]	Vypočítaný průměr řemenice
d_v	[mm]	Průměr vrtání vřetene
d_{val}	[mm]	Vnitřní průměr válečkového ložiska
D_{val}	[mm]	Vnější průměr válečkového ložiska
D_{val}	[mm]	Vnější průměr válečkového ložiska
d_{vl}	[mm]	Vnitřní průměr válečkového ložiska
E	[MPa]	Modul pružnosti vřetene
e	[N]	Poměr axiálního a radiálního zatížení
f	[-]	Výpočtový součinitel
f_0	[-]	Výpočtový součinitel
f_1	[-]	Výpočtový součinitel
f_2	[-]	Výpočtový součinitel
F_A	[N]	Celková reakční síla v přední ložiskové sadě
F_{AA}	[N]	Celkové axiální zatížení přední sady ložisek
F_{Ax}	[N]	X složka reakce F_A
F_{Ay}	[N]	Y složka reakce F_A
F_{Az}	[N]	Z složka reakce F_A
F_B	[N]	Celková reakční síla v zadním ložisku
F_{Bx}	[N]	X složka reakce F_B
F_{By}	[N]	Y složka reakce F_B
F_c	[N]	Hlavní složka řezné síly
F_{Cv}	[N]	Přepočítaná síla na čelo vřetene
F_f	[N]	Pasivní složka řezné síly
f_{fc}	[mm]	Posuv na zub čelního frézování
F_{fc}	[N]	Řezná síla čelního frézování
f_{fv}	[mm]	Posuv na zub bočního frézování
F_{fv}	[N]	Řezná síla bočního frézování
f_{HC}	[-]	Výpočtový součinitel
f_p	[mm]	posuv při soustružení

F_p	[N]	Posuvná složka řezné síly
F_R	[N]	Síla působící na ložiska
F_{rA}	[N]	Radiální zatížení přední sady ložisek
F_{rB}	[N]	Radiální zatížení zadního ložiska
F_{Rx}	[N]	Y složka síly od řemenového převodu
F_{Ry}	[N]	X složka síly od řemenového převodu
f_s	[-]	Výpočtový součinitel pro předpětí sady ložisek
G_B	[N]	Předpětí třídy B
G_M	[N]	Celkové předpětí přední sady ložisek
H	[mm]	Hloubka záběru bočního frézování
h_{max}	[mm]	Maximální tloušťka síly při bočním frézování
i	[-]	převodový poměr řemenového převodu
$i_{převod}$	[-]	Převodový poměr převodovky
J_1	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu pod předním ložiskem
J_2	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu pod zadním ložiskem
J_{motor}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti motoru
K	[mm]	Vypočítaná šířka řemene
k_1	[-]	Bezpečnost vzhledem meznímu stavu pružnosti průřezu 1
k_2	[-]	Bezpečnost vzhledem meznímu stavu pružnosti průřezu 2
k_a	[-]	Součinitel broušení
k_b	[-]	Součinitel velikosti
k_c	[-]	Součinitel zatěžování
k_d	[-]	Součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	Součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	Součinitel zahrnující ostatní vlivy
k_u	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu únavy
l	[mm]	Optimální vzdálenost ložisek
L_{10}	[hod]	Základní trvanlivost ložiska
L_{10ks}	[hod]	Trvanlivost kosoúhlého ložiska
L_{10val}	[hod]	Trvanlivost valivého ložiska
l_{obr}	[mm]	Délka obrobku
l_{sk}	[mm]	Délka sklíčidla
L_w	[mm]	Délka řemenu
M_{Ax}	[Nm]	Y složka ohybového momentu M_A
M_{Ay}	[Nm]	Y složka ohybového momentu M_A
M_{Bx}	[N]	X složka ohybového momentu M_B
M_{By}	[N]	Y složka ohybového momentu M_B
M_{kfc}	[Nm]	Krouticí moment vyvolaný řeznou silou čelního frézování
M_{kfv}	[Nm]	Krouticí moment způsoben řeznou silou bočního frézování
M_{Kmot}	[Nm]	Krouticí moment na motoru

m_{\max}	[Nm]	Maximální kroutící moment motoru
$M_{\max\text{Pre-}}^{\text{vod}}$	[Nm]	Maximální kroutící moment na pastorku osy C
M_n	[Nm]	Nominální kroutící moment motoru
M_{o1}	[Nm]	Ohybový moment na průřezu 1
M_{o1x}	[Nm]	X složka ohybového momentu na průřezu 1
M_{o1y}	[Nm]	Y složka ohybového momentu na průřezu 1
M_{o2}	[Nm]	Ohybový moment na průřezu 2
M_{o2x}	[Nm]	X složka ohybového momentu na průřezu 2
M_{o2y}	[Nm]	Y složka ohybového momentu na průřezu 2
M_{oc}	[Nm]	Moment vyvolaný řeznou silou
M_{op}	[Nm]	Moment vyvolaný pasivní silou
$m_{s\max}$	[Nm]	Maximální kroutící moment servomotoru
n_{fc}	[1/min]	Otáčky čelního frézování
n_{fv}	[1/min]	Otáčky bočního frézování
n_{ks}	[1/min]	Maximální otáčky kosoúhlého ložiska při použití plastického maziva
n_{\max}	[1/min]	Maximální otáčky motoru
$n_{\max Vr}$	[1/min]	Maximální otáčky vřetene
$n_{\min\text{mot}}$	[1/min]	otáčky motoru při soustružení
$n_{\min Vr}$	[1/min]	otáčky vřetene při soustružení
n_n	[1/min]	Nominální otáčka motoru
n_s	[1/min]	Střední otáčky vřetene
n_{val}	[1/min]	Maximální otáčky válečkového ložiska
n_{zz}	[-]	Počet zubů v záběru při čelním frézování
p	[-]	Součinitel typu styku ložiska
P	[N]	Ekvivalentní zatížení
p_{\max}	[kW]	Maximální výkon motoru
$P_{\max\text{Mot}}$	[kW]	Celkový výkon na motoru
$P_{\max Vr}$	[kW]	Výkon na vřeteni
p_n	[kW]	Nominální výkon motoru
r	[-]	Koeficienty rovnice
r_1	[mm]	Poloměr zaoblení osazení průřezu 1
r_2	[mm]	Poloměr zaoblení osazení průřezu 2
R_{ev}	[MPa]	Mez kluzu oceli 42CrMo4
R_{mo}	[MPa]	Mez pevnosti oceli C45
R_{mv}	[MPa]	Mez pevnosti oceli 42CrMo4
S	[mm ²]	Průřez třísky
t_{fks}	[hod]	Odhadovaný součinitel trvanlivosti
T_{rks}	[hod]	Opravný součinitel trvanlivosti
u	[-]	Koeficienty rovnice
v	[-]	Koeficienty rovnice

v_c	[m/min]	řezná rychlost soustružení
V_C	[Nm]	Kroutící moment na vřetení
v_{cf}	[m/min]	Řezná rychlost čelního frézování
v_{fc}	[mm/min]	Rychlost posuvu čelního frézování
v_{ff}	[mm/min]	Rychlost posuvu bočního frézování
v_{fv}	[m/min]	Řezná rychlost bočního frézování
W_{k1}	[mm ³]	Modul pružnosti v krutu průřezu 1
W_{k2}	[mm ³]	Modul pružnosti v krutu průřezu 2
W_{o1}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu průřezu 1
W_{o2}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu průřezu 2
x	[-]	Koeficienty rovnice
X	[-]	Koeficient ekvivalentního zatížení ložisek
Y	[-]	Koeficient ekvivalentního zatížení ložisek
z	[-]	Koeficienty rovnice
z_{er}	[-]	Počet drážek
z_{fc}	[-]	Počet zubů frézy čelního frézování
z_{fv}	[-]	Počet zubů boční frézy
α	[°]	Úhel mezi řemenicemi
α_1	[-]	Koeficient vrubu průřezu 1
α_2	[-]	Koeficient vrubu průřezu 2
α_{ks}	[°]	Stykový úhel kosoúhlého ložiska
$\alpha_{\tau 1}$	[MPa]	Koeficient vrubu v krutu průřezu 1
$\alpha_{\tau 2}$	[MPa]	Koeficient vrubu v krutu průřezu 2
β_{σ}	[-]	Součinitel vrubu pro normálová napětí
β_{τ}	[-]	Součinitel vrubu pro smyková napětí
β_{τ}	[-]	Součinitel vrubu pro smyková napětí
δ	[μm]	Celková deformace vřeteníku
δ_L	[μm]	Deformace ložisek
δ_s	[μm]	Deformace skříně vřeteníku
δ_v	[μm]	Deformace vřetene
η_{ks}	[-]	účinnost kuličkového ložiska
η_{prevod}	[-]	účinnost řemenového převodu
η_{prevod}	[-]	Účinnost převodovky
η_{val}	[-]	účinnost válečkového ložiska
σ'_{co}	[MPa]	Korigovaná mez únavy za rotace
σ_{co}	[MPa]	Mez únavy za rotace
σ_{o1}	[MPa]	Ohybové napětí vlivem vrubu v průřezu 1
σ_{o1nom}	[MPa]	Ohybové napětí v průřezu 1
σ_{o2}	[MPa]	Ohybové napětí vlivem vrubu v průřezu 2

σ_{o2nom}	[MPa]	Ohybové napětí v průřezu 2
σ_{red1}	[MPa]	Redukované napětí v průřezu 1
σ_{red2}	[MPa]	Redukované napětí v průřezu 2
τ_1	[-]	Koeficient vrubu v krutu průřezu 1
τ_{k1}	[MPa]	Napětí v krutu vlivem vrubu průřezu 1
τ_{k1nom}	[MPa]	Napětí v krutu průřezu 1
τ_{k2}	[MPa]	Napětí v krutu vlivem vrubu průřezu 2
τ_{k2nom}	[MPa]	Napětí v krutu průřezu 2
φ_{r1}	[°]	Úhel záběru prvního zubu
φ_{r2}	[°]	Poloha druhého zubu
φ_{max}	[°]	Úhel posuvového pohybu bočního frézování

17 SEZNAM PŘÍLOH

- CAD model
- Výpočtový protokol – drážkový řemen
- Výpočtový protokol – vřeteno
- Výkresová dokumentace
 - 1-DP-183022-S00 Výkres kompletní sestavy vřeteníku
 - 1-DP-183022-S01 Výkres sestavy vřeteníku
 - 2-DP-183022-S01-01 Výkres vřetene
 - 2-DP-183022-S01-02 Výkres tubusu
 - 3-DP-183022-S01-03 Výkres předního víka
 - 2-DP-183022-S01-16 Výkres řemenice