



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 SOUSTRUHU

DESIGN OF SPINDLE FOR LATHE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Timotej Novotný

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Bc. Timotej Novotný**
Studijní program: Výrobní stroje, systémy a roboty
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Jan Pavlík, Ph.D.**
Akademický rok: 2022/23

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 soustruhu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte a konstrukčně zpracujte vřeteník soustružnického centra. 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 variant řešení a zdůvodnění výběru konkrétního řešení.
Konstrukční návrh zvolené varianty – 3D model.
Nezbytné výpočty potřebné pro návrh a dimenzování.
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: VUTUM, 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 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práca sa zaoberá návrhom vretenníka sústružníckeho obrábacieho centra. Úvod práce je venovaný stručnému popisu sústružníckych centier a detailnému popisu jednotlivých častí vretenníka. Hlavná časť práce pozostáva zo stanovenia charakteristík vretenníka, výpočtov potrebných pre návrh a dimenzovanie a výpočtov pomocou metódy konečných prvkov. Výsledkom práce je 3D model navrhnutého vretenníka a výkresová dokumentácia.

ABSTRACT

The diploma thesis deals with the design of headstock of turning center. The introduction of the work is devoted to a brief description of turning centers and detailed description of individual parts of headstock. The main part of the work consists of determining the characteristics of the headstock, calculations necessary for design and dimensioning and calculations using the finite element method. The result of the work is a 3D model of the designed headstock and drawing documentation.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Vretenník, vreteno, sústružnícke centrum, pohon vretena, vstavaný motor, uloženie vretena, MKP analýza

KEYWORDS

Headstock, spindle, turning center, spindle drive, built-in motor, spindle bearings, FEA analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

NOVOTNÝ, Timotej. Návrh vřeteníku soustruhu [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/149220>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jan Pavlík

POĎAKOVANIE

Týmto spôsobom by som sa rád poďakoval pánovi Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D. za jeho odborné rady a pripomienky pri písaní tejto diplomovej práce.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som túto diplomovú prácu vypracoval samostatne pod vedením Ing. Jana Pavlíka, Ph.D., s použitím odbornej literatúry a zdrojov uvedených v priloženom zozname.

V Brne dňa: _____

Bc. Timotej Novotný

OBSAH

1	ÚVOD	11
2	CNC SÚSTRUŽNÍCKE STROJE A CENTRÁ	12
2.1	Sústružnicke obrábacie centrum	13
2.2	Hlavné konštrukčné uzly	14
3	VRETENNÍK SÚSTRUŽNÍCKEHO CENTRA	16
3.1	Zástavba vretenníka	17
3.2	Pracovné vreteno.....	17
3.3	Tuhosť vretena	18
3.4	Uloženie vretena	19
3.4.1	Klzné ložiská	20
3.4.2	Elektromagnetické ložiská.....	20
3.4.3	Valivé ložiská	21
3.5	Pohon vretena	25
3.5.1	Priamy pohon vretena.....	25
3.5.2	Nepriamy pohon vretena	26
3.6	Mazanie.....	27
3.6.1	Mazanie tukom	27
3.6.2	Mazanie olejom	27
3.7	Tesnenie	29
3.7.1	Kontaktné tesnenie	29
3.7.2	Bezkontaktné tesnenie	29
3.8	Polohovanie vretena.....	30
3.8.1	Priamy pohon C osi	30
3.8.2	Nepriamy pohon C osi.....	30
3.9	Brzda.....	31
3.10	Odmeriavanie.....	31
4	SÚSTRUŽNÍCKE CENTRÁ NA TRHU A NÁVRH CHARAKTERISTÍK VRETENNÍKA	32
4.1	DMG MORI: NLX 2500/700	32
4.2	HAAS: ST-20Y.....	32
4.3	MAZAK: QTE-200 SG	33
4.4	DN SOLUTIONS: PUMA SMX2600ST	33
4.5	Návrh charakteristík vretenníka.....	34
5	NÁVRH VARIANT KONŠTRUKCIE	35
5.1	Varianty spôsobu pohonu vretena.....	35
5.2	Stanovenie váh kritérií	35
5.3	Výber optimálnej konštrukčnej varianty.....	37
6	KONŠTRUKCIA VRETENNÍKA	39
6.1	Výpočet rezných síl	39
6.1.1	Stanovenie rezných podmienok.....	39
6.2	Pohon vretena	41
6.2.1	Výpočet ekvivalentného momentu	41
6.2.2	Výber motora	42
6.3	Uloženie vretena	43

6.3.1	Výpočet reakčných síl	43
6.3.2	Výber ložísk.....	45
6.3.3	Radiálna tuhosť ložiskovej sady.....	45
6.3.4	Výpočet trvanlivosti ložísk.....	46
6.3.5	Voľba a výpočet mazania	47
6.4	Tuhosť vretenníka.....	50
6.4.1	Deformácia ložísk.....	50
6.4.2	Deformácia vretena.....	51
6.4.3	Deformácia skrine vretenníka.....	52
6.4.4	Celková tuhosť vretenníka.....	52
6.4.5	Radiálne hádzanie.....	52
6.4.6	Optimálna vzdialenosť medzi ložiskami	53
6.5	Pevnostný výpočet vretena	54
6.5.1	Bezpečnosť vzhľadom k MSP	56
6.5.2	Bezpečnosť vzhľadom k MSÚ	59
6.6	MKP Výpočty	61
6.6.1	Model vretena	61
6.6.2	Zaväzbenie vretena	62
6.6.3	Zaťaženie vretena	62
6.6.4	Maximálne napätie	63
6.6.5	Celková deformácia	63
6.6.6	Modálna analýza.....	64
6.7	Nakupované diely	65
6.7.1	Sklíčidlo ROTA NCF plus 2 315-104 A8-SV60°	65
6.7.2	Rotačný hydraulický valec OPUS-H3 225-95.....	65
6.7.3	Uhlový snímač HEIDENHAIN	66
6.7.4	Kotúčová brzda HW 040 HFA	66
7	POPIS NAVRHNUTEJ KONŠTRUKCIE	67
8	ZHODNOTENIE A DISKUSIA.....	69
9	ZÁVER.....	71
10	ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV	72
11	ZOZNAM SKRATIEK, SYMBOLOV, OBRÁZKOV A TABULIEK	75
11.1	Zoznam skratiek a symbolov	75
11.2	Zoznam obrázkov	79
11.3	Zoznam tabuliek	81
12	ZOZNAM PRÍLOH	82

1 ÚVOD

Vretenník je jedným z hlavných konštrukčných uzlov sústružnickeho centra. Konštrukcia vretenníka ovplyvňuje presnosť a výkon celého stroja. Jeho úlohou je zabezpečiť presný rotačný pohyb obrobku. Aby tomu tak bolo, je potrebné dbať pri jeho konštrukcii na mnoho faktorov ako sú tuhosť, spôsob uloženia, otáčkový rozsah, pohon s dostatočným výkonom a krútiacim momentom atď.

Diplomová práca je zameraná na konštrukciu vretenníka sústružnickeho centra. Na začiatku sú vymedzené požiadavky na sústružnicke centrá a ich hlavné konštrukčné uzly. V ďalšej kapitole je detailne popísaný vretenník sústružnickeho centra s jeho jednotlivými časťami. Po prehľade sústružníckych centier na trhu sú stanovené základné charakteristiky navrhovaného vretenníka.

Zvyšok práce je venovaný samotnej konštrukcii vretenníka. Sú zvolené varianty pohonu vretena a výber optimálnej varianty pomocou multikriteriálnej analýzy. Po stanovení rezných podmienok a výpočte rezných síl a momentov pôsobiacich na vreteno je vybraný konkrétny motor. Ďalšie výpočty sú zamerané na uloženie vretena, tuhosť vretena a pevnostné výpočty. Súčasťou práce je aj pevnostne deformačný výpočet vretena pomocou metódy konečných prvkov a výpočet vlastných frekvencií prostredníctvom modálnej analýzy.

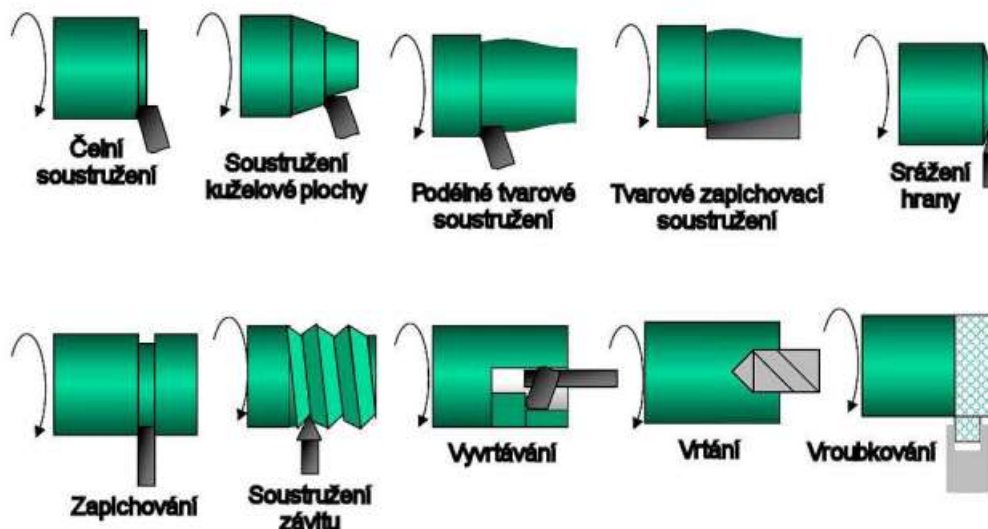
V závere práce je opísaná navrhnutá konštrukcia spolu s nakupovanými dielmi. Výsledkom je 3D model a výkresy, ktoré sú súčasťou prílohy tejto práce.

2 CNC SÚSTRUŽNÍCKE STROJE A CENTRÁ

Tieto stroje súhrnne označujeme ako sústružnícke stroje. Používajú sa na obrábanie súčastí rotačného typu pomocou nástroja s geometricky definovaným britom. Možno na nich vykonávať množstvo operácií ako napr. obrábanie vonkajších a vnútorných rotačných plôch valcových, kuželových, ale aj obecné rovinné plochy, rezať závit, vrtáť, vyvrtávať, vystružovať atď. (obr. 1). Hlavnou charakteristikou sústružníckych strojov je, že hlavný rezný pohyb je rotačný a vykonáva ho obrobok. Nastaviteľný a vymeniteľný nástroj (najčastejšie sústružnícky nôž) je upnutý k inej pohyblivej časti stroja a vedený rovnobežne, kolmo alebo rôznobežne k osi rotácie obrobku. Podľa polohy osi obrobku môžeme rozdeliť tieto stroje na CNC obrábacie stroje a centrá s:[1]

- vodorovnou osou – produkčné, viacvretenové automaty
- zvislou osou – karusely, inverzné
- špeciálne stroje – jednoúčelové.

Číslicové riadenie sústruhov prinieslo množstvo nových možností využitia týchto strojov. Zjednodušila a umožnila sa výroba tvarových (obecných) rotačných plôch a závitov. Stavba CNC strojov však vyžaduje aj nové konštrukčné opatrenia, ako vymedzenie vôle u posuvových hnacích sústav, vysokú tuhosť konštrukcie, zníženie pasívnych odporov v prevodoch a vedeniach, a tiež vhodné senzory na odmeriavanie polohy, dráhy, rýchlosti, točivého momentu a prúdu. Oproti konvenčným sústruhom sa v CNC sústruhoch znižuje počet mechanických prevodových ciest a používajú sa regulované hnacie motory. [1]



Obr. 1 Příklad sústružníckych operácií [2]

2.1 Sústružnicke obrábacie centrum

Sústružnicke obrábacie centrum je konštrukčne odvodené z jednoprofesného CNC sústružnickeho stroja (obr.2), na ktorom je možné vykonávať iba sústružnicke operácie. Ak ale hovoríme o sústružnicke obrábacom centre (obr.3), musí tento stroj:[1]

- umožňovať rôzne technologické operácie – vŕtanie, frézovanie, sústruženie
- umožňovať automatickú výmenu nástrojov
- umožňovať automatickú výmenu obrobku,
- umožňovať prácu v automatickom cykle, prípadne v bezobslužnej prevádzke
- mať prvky diagnostiky a merania
- byť vybavený prvkami inteligencie



Obr. 2 Příklad jednoprofesného CNC sústruhu od firmy SHARP Industries [3]



Obr. 3 Příklad CNC sústružnickeho centra od firmy Hyundai [4]

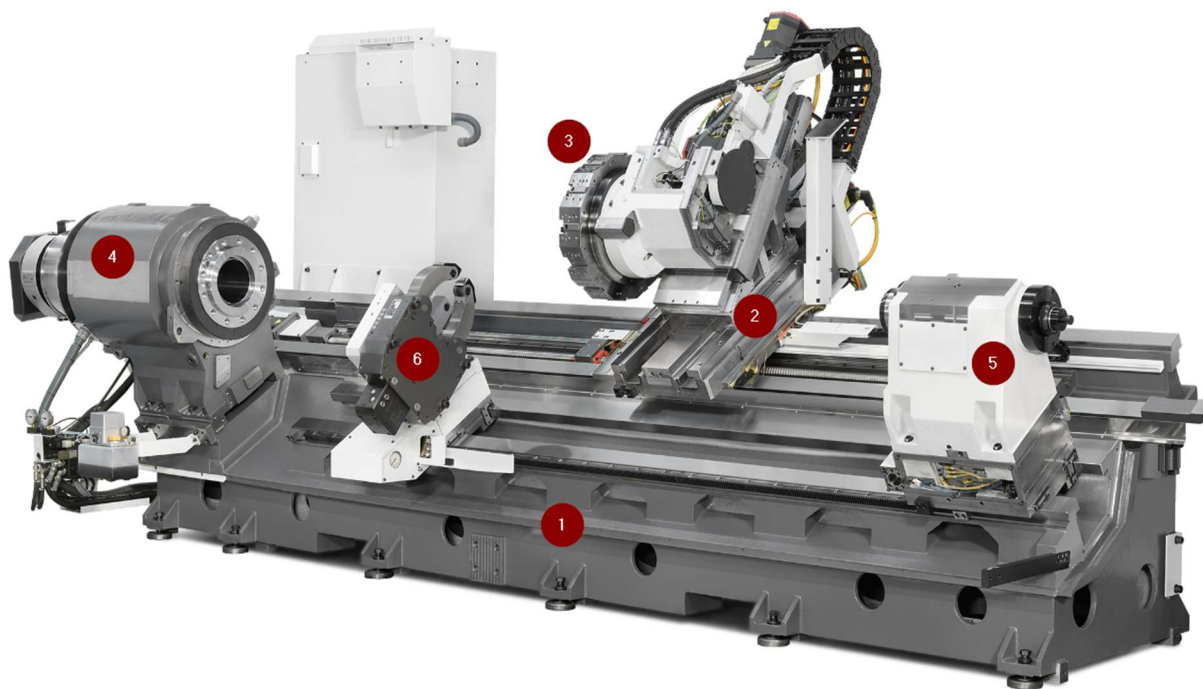
2.2 Hlavné konštrukčné uzly

Hlavné konštrukčné uzly sústružníckeho obrábacieho centra sú znázornené na obr.4. Patrí sem lóža (1), suport (2) s nástrojovou hlavou (3), vretenník (4), koník (5) a luneta (6). [1]

Lóža je najrozmernejší diel celého stroja, ktorý tvorí jeho základnú nosnú časť. Musí zaisťovať vysokú tuhosť, a to hlavne v ohybe a krútení. Špeciálnou požiadavkou je tuhosť tvaru. Dobrú tuhosť v ohybe a krútení možno doceliť vhodným profilom lóže (uzavretý, vystužený rebrami). Ďalej musí umožňovať dobrý odvod triesok, pretože hromadenie teplých triesok spôsobuje teplotné dilatácie, a tým sa znižuje presnosť celého stroja. Najčastejšie používaným materiálom na výrobu lóží je šedá liatina, ale používajú sa aj iné materiály (napr. polymérbetón). Keďže lóža tvorí najväčšiu časť celého stroja, kladie sa pri konštrukcii dôraz na nízku hmotnosť a hospodárne využitie materiálu. Snaha o zníženie hmotnosti ale nesmie nepriaznivo ovplyvniť dobrú statickú a dynamickú tuhosť. [1]

Suport zachytáva a prenáša sily vznikajúce pri obrábaní. Je to spojovací článok medzi nástrojom a lóžou. Suport je tvorený z niekoľko vzájomne po sebe pohyblivých častí. Pri konštrukcii je nutné brať do úvahy parametre tuhosti v ohybe, krútení a tlaku, ale najmä parametre stykovej tuhosti spojenia jednotlivých častí. Dôležité je počítať s vôľami v jednotlivých vedeniach, ktoré ovplyvňujú celkovú deformáciu suportu a tým aj presnosť stroja.[1]

Nástrojová hlava slúži ako nosný zásobník nástrojov. Výmena nástrojov sa realizuje v dvoch prípadoch. Buď sa vymieňa opotrebovaný nástroj za nový, alebo si výmenu nástroja žiada postup technologických operácií. Nosné zásobníky sú tvorené najčastejšie revolverovou hlavou. Nástroje upínané do revolverových hláv môžu byť nepoháňané alebo poháňané. [1]



Obr. 4 Hlavné konštrukčné uzly CNC obrábacieho centra [5]

Vretenník predstavuje základný uzol CNC sústruhu. Úlohou vretena je dať obrobku presný otáčavý pohyb. U malých a stredných sústruhov sú vretená s odnímateľným univerzálnym sklíčidlom a upínacou doskou pre upnutie obrobku. Veľké a stredné sústruhy majú vretená, na ktorých je pevne nasadená a upevnená upínacia doska. Bližšie sa budeme vretenníku venovať v tretej kapitole. [1]

Koník slúži predovšetkým na upnutie obrobku medzi hroty. Jeho konštrukcia má podobný vplyv na tuhosť stroja ako tuhosť vretena. Radiálna tuhosť koníka je dôležitá pre presné opracovanie obrobku po celej jeho dĺžke. Požiadavka na axiálnu tuhosť koníka je opačná ako pri vretení. Axiálna tuhosť vretena má na vplyv na geometrickú presnosť obrobku pri čelnom sústružení. Naopak axiálna tuhosť koníka tu vplyv nemá, ale požaduje sa určitá poddajnosť. Obrobok upnutý medzi hroty sa pri obrábaní zahrieva a tým pádom aj predlžuje. Pri veľkých dĺžkach obrobku môže toto predĺženie nadobudnúť značné rozmery. Pri axiálne tuhom hrote koníka by toto rozťahnutie spôsobilo zvýšenie axiálnej sily na pinolu a viedlo by to k deformácii obrobku a geometrickej nepresnosti. Preto sa u veľkých sústruhov používa odpruženie pinoly koníka mechanickými pružinami alebo hydraulicky. [1]

Lunety (alebo opierky) sa používajú k podopretí dlhých obrobkov upnutých medzi hroty alebo miesto koníka pri obrábaní dutiny. Opierky môžu byť pevné alebo posuvné. Posuvné opierky slúžia ako podpory dlhých štíhlych obrobkov v bezprostrednej blízkosti nástroja. Pohyblivá opierka býva zvyčajne upevnená na pozdĺžnych saniach suportu tak, že zachováva nastavenú polohu voči nástroju pri ich pozdĺžnom pohybe. Oporné body sú buď klzné (tvorené bronzovými čeľuťami), alebo pri väčších rýchlostiach valivé (používajú sa kladky uložené na valivých ložiskách). [1]

3 VRETENNÍK SÚSTRUŽNÍCKEHO CENTRA

Vretenník sústružníckeho stroja je konštrukčný uzol skriňového alebo tubusového tvaru, ktorého hlavnou úlohou je zabezpečiť presný rotačný pohyb obrobku. Presný rotačný pohyb je taký, pri ktorom sa dráhy jednotlivých bodov obrobku pohybujú po dráhach, líšiacich sa od kružnice len v určitých dovolených toleranciách. Funkcia vretena je zhodná s funkciou kruhového vedenia a vreteno sa od neho líši len tvarom. Vretenník so systémom vretena, spôsobom jeho uloženia, skriňou vretenníka, pohonom, kinematickou väzbou a ďalšími perifériami je dominujúci konštrukčný uzol kvality vo väzbe na pracovnú presnosť a výrobnosť obrábacieho stroja. [1]

Medzi základné požiadavky kladené na vretená sústružníckych centier patrí: [1], [6]

- presnosť chodu – tá je určená veľkosťou radiálneho a axiálneho hádzania,
- nutnosť dokonalého vedenia (uloženia) – keď sa mení smer a zmysel zaťaženia, nesmie sa meniť poloha vretena v priestore,
- straty v uložení vretena musia byť čo najmenšie – zníženie pasívnych odporov,
- tuhosť – vreteno musí byť čo najtuhšie, pretože jeho deformácia spolu s nepresnosťami chodu má rozhodujúci vplyv na presnosť obrábania ako v radiálnom tak axiálnom smere,
- dostatočný krútiaci moment – pohon vretena musí zaistiť potrebný krútiaci moment k vyvedeniu reznej sily na nástroji,
- otáčkový rozsah – vreteno musí mať k dispozícii otáčky odpovedajúce obrábanému materiálu obrobku, použitému nástroju a technológií,
- reverzácia otáčania vretena,
- dynamika vretena – rýchly rozbeh a zastavenie vretena s upnutým obrobkom,
- os C – polohovateľnosť vretena, ktorá sa požaduje na obrobenie zložitých obrobkov na jedno upnutie.

Vretenník sa skladá z jednotlivých častí a vonkajších periférií, ktoré v súčinnosti zabezpečujú požadované funkcie celého konštrukčného uzla. Do základných častí vretenníka patrí vreteno s predným koncom, systém uloženia vretena, systém uchytenia nástroja, respektíve obrobku a skriňa vretenníka. Medzi periférne zariadenia môžeme zaradiť integrované alebo externé systémy pohonu vretena, mazanie ložísk, chladenie, indexovanie vretena a monitorovanie. Stavba vretenníka je zobrazená na obr.5. [1]



Obr. 5 Stavba vretenníka [1]

3.1 Zástavba vretenníka

Hlavnou funkciou skrine vretenníka je umiestnenie ložísk, v ktorých je uložené vreteno. Ložiská prevádzkované pri vysokých otáčkach musia byť vo vretenníku presne umiestnené z hľadiska geometrie a veľkosti. Skriňa vretenníka musí byť dostatočne tuhá a robustná, aby dokázala preniesť všetky axiálne a radiálne sily vznikajúce pri reznom procese z vretena, cez ložiská, do rámu obrábacieho stroja. Ďalej musí obsahovať všetky náležitosti na implementáciu periférií vretenníka ako sú kanály pre prívod a odvod oleja a chladiaceho média, tesnenie, odmeriavanie atď. [7]

Zástavba vretenníka nám takisto určuje akým spôsobom je vretenník uložený do rámu stroja. Je realizovaná z pravidla v dvoch základných variantách. Jednou z nich je vretenník rotačného tvaru tzv. tubusový vretenník (obr.6). Druhou variantou je tzv. skriňový vretenník (obr.7). Mnohé vysokorýchlostné vretená využívajú práve tubusovú zástavbu kvôli jednoduchšej údržbe a lepšiemu dosiahnutiu tolerancií, potrebných pri vysokej rýchlosti obrábania. Pri konštrukcii skrine vretenníka sa kladie dôraz najmä na:[1], [7]

- maximálnu symetriu – dôvodom je symetrická teplotná dilatácia,
- minimálne množstvo otvorov – otvory znižujú tuhosť,
- staticky preurčenú konštrukciu – zvyšuje tuhosť.



Obr. 6 Tubusový vretenník [8]



Obr. 7 Skriňový vretenník [9]

3.2 Pracovné vreteno

Vreteno je rotujúca časť obrábacieho stroja vytvárajúca hlavný rezný pohyb. Medzi požiadavky na vreteno patrí hlavne jeho geometrická presnosť, výber materiálu a tvarová konfigurácia priemerov. [1]

Tvarová konfigurácia priemerov má byť čo najjednoduchšia s minimálnym počtom odstupňovaných priemerov. Rozdiel medzi priermi je určený len typorozmerovými radami použitých ložísk. [1]

Výber konštrukčného materiálu vretena je podmienený najmä mechanickými vlastnosťami základnej štruktúry jadra, ktoré sú charakterizované modulom pružnosti a koeficientom pomerného tlmenia. Vretená vyrobené z ocele vyhovujú požiadavkám vysokej

statickej tuhosti. Relatívnou mierou kvality vretena býva jeho merná tuhosť, tj. tuhosť predného konca v porovnaní s hmotnosťou vretena. S tým súvisí aj vlastná frekvencia vretena a dynamické charakteristiky vretenníka. Rýchlobežné vretená sa vyrábajú aj z kompozitných materiálov ako napríklad nízko, stredne alebo vysoko modálne uhlíkové vlákna s epoxidovou živcou. Vďaka tomu je vreteno ľahšie a nevyžaduje veľký prierez.[1]

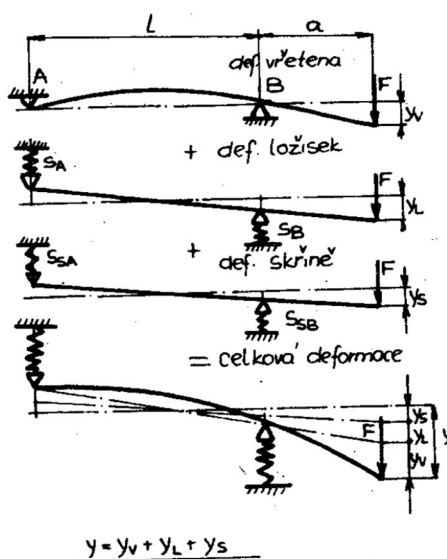
Koniec vretena, na ktorý sa pripevňuje sklídlo sa nazýva predný koniec. Veľkú pozornosť pri návrhu samotného vretena treba klásť na vhodnú úpravu tohto konca. Predný koniec sústružníckeho vretena musí zabezpečovať optimálne uchytenie obrobku. Spojenie vretena s obrobkom musí byť rýchle, presné, tuhé a spoľahlivé. Na základe požadovanej presnosti, typu stroja a veľkosti stroja sa vyberá prevedenie a tvar predného konca. Predné konce sú normalizované a pre sústruženie poznáme predné konce typu: [1]

- A1 – je koniec vretena s prírubou a krátkym strediacim kuželom. Závitové upínacie diery sú v prírubе vretena a v čele kužela. Platia preň normy: DIN-55026/DIN-55021/ ISO 702/I.
 - A2 – je koniec vretena s prírubou a krátkym strediacim kuželom. Závitové upínacie diery sú v prírubе vretena. Platia preň normy: DIN-55029/ISO 702/I.
- B – je koniec vretena s prírubou, krátkym strediacim kuželom a bajonetovým uzáverom. Platia preň normy: DIN-55022/ISO 702/III.

3.3 Tuhosť vretena

Najdôležitejšou vlastnosťou vretena je jeho tuhosť. Vretenník musí byť dostatočne tuhý a musí bezpečne zachytávať radiálne a axiálne zaťaženie od rezného procesu ako aj hmotnosti obrobku. Tuhosť vretena má významný vplyv na presnosť práce a dynamickú stabilitu stroja. Udáva sa obvykle na jeho prednom konci, na ktorom je pripevnené upínacie zariadenie s obrobkom, pretože deformácia v tomto mieste má priamy vplyv na kvalitu a presnosť práce.[1]

Celková deformácia vretena je daná súčtom deformácií vretena, ložísk a skrine (obr.8). [10]



Obr. 8 Deformácia vretena - vplyv tuhosti vretena, ložísk a skrine [10]

3.4 Uloženie vretena

Najkomplikovanejšou úlohou pri konštrukčnom riešení vretenníka je návrh systému uloženia. Úlohou ložísk je radiálne a axiálne uložiť vreteno a zachytávať sily, ktoré na neho pôsobia. Na uloženie vretena sa používajú ložiská klzné, valivé a elektromagnetické v širokom sortimente, typov a prevedení. [1],[10]

Tam, kde sú kladené extrémne vysoké nároky na tuhosť alebo maximálnu frekvenciu otáčania sa používajú klzné a elektromagnetické uloženia. Viac ako 90 % všetkých uložení vretien je pomocou systému valivých ložísk. Valivé uloženie je v porovnaní s klzným uložením vysoko efektívne, a pri dodržaní základných prevádzkových podmienok aj dostatočne spoľahlivé. Pri uložení vretena valivými ložiskami je predná podpera spravidla navrhnutá tak, aby zachytávala aj axiálne sily. Zadná podpera naopak umožňuje tepelnú dilatáciu vretena. Platí pravidlo, že s rastúcim priemerom ložísk, klesajú ich maximálne povolené frekvencie otáčania. [1]

Na konštrukčné prevedenie a funkčné vlastnosti ložísk vretien obrábacích strojov sú kladené tieto požiadavky: [10]

- Presnosť : Ložisko nesmie hádzať, musí mať presný rotačný tvar.
- Vysoká tuhosť : Deformácia musí byť minimálna. U klzných ložísk je tuhosť ovplyvnená šírkou olejového filmu a tuhosťou púzdra so zreteľom na jeho uloženie v skrini vretenníka. To platí aj pre uloženie vnútorného a vonkajšieho krúžku valivého ložiska. Pri valivých ložiskách má značný vplyv na tuhosť druh valivých teliesok, ich počet, veľkosť, vôľa, prípadne predopnutie v ložisku.
- Malé pasívne odpory : Stratová práca v ložisku sa mení na teplo a tým sa zhoršuje funkcia ložiska. Vzniknuté tepelné dilatácie otepľujúceho sa vretena a skrine vretenníka majú za následok zmenu polohy vretena na úkor presnosti. Preto je dôležité venovať pozornosť prívodu maziva a odvodu tepla.
- Malé opotrebovanie : Presnosť chodu vretena ovplyvňuje opotrebovanie, ktoré má za následok zväčšenie vôle v ložisku. Preto je dôležité zaistiť konkrétne mazanie a vysokú presnosť opracovania funkčných plôch ložísk, respektíve valivých teliesok.
- Kľudný chod : U valivých ložísk sa pri otáčaní mení poloha valivých teliesok vzhľadom k zaťaženiu ložiska. Na kľudný chod pôsobí priaznivo účinok mazacieho oleja.
- Možnosti vymedzenia vôle : Veľkosť vôle má vplyv na presnosť chodu a tuhosť vretena. Je teda potrebné mať možnosť regulácie tejto vôle podľa prevádzkových podmienok.
- Jednoduchá údržba a spoľahlivosť : U klzných ložísk je možná oprava, zatiaľ čo valivé ložiská je možné vďaka dôslednej normalizácii jednoducho vymeniť.

Z matematického hľadiska je výpočet silových pomerov, resp. tuhosti, riešením staticky neurčitého systému. Výrobcovia vretenníkov majú pri konštrukcii k dispozícii špecializované softvéry. Tieto výpočty sú bez využitia výkonovej výpočtovej techniky a modelov prakticky nerealizovateľné. Pri absencii takéhoto nástroja – modelu, je výber často realizovaný len na základe intuície a skúseností. Konštruktéri dávajú prednosť radšej osvedčeným klasickým uloženiám a to aj na úkor technických a technologických parametrov stroja.[1]

3.4.1 Klzné ložiská

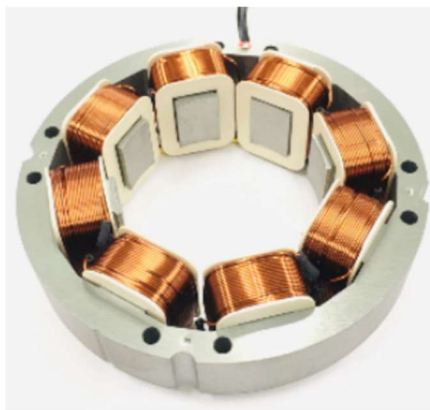
Výhodou klzných ložísk je ľahšie dosiahnutie požadovanej presnosti chodu ako pri valivých ložiskách. Okrem toho, tieto ložiská nie sú tak citlivé na výrobné nepresnosti, dobre tlmia vibrácie a rázy. Aby sa klzné ložisko predčasne neopotrebovalo a nezadrela, musí sa medzi dotykovými plochami vretena a ložiska nachádzať nosné médium. Tlak nosného prostredia odpovedá zaťaženiu ložiska. Klzné ložiská rozdeľujeme na: [1],[10]

- hydrostatické,
- aerostatické,
- hydrodynamické
- aerodynamické.

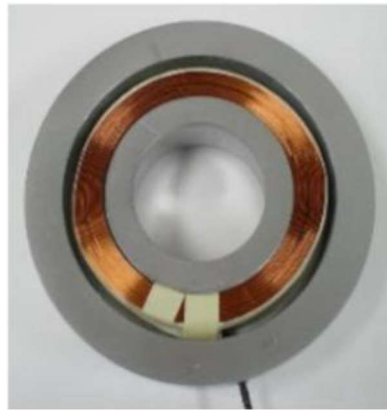
Hydrostatické a aerostatické ložiská môžeme zaťažovať aj pri nulových frekvenciách otáčania. Hydrodynamické a aerodynamické ložiská sa môžu zaťažovať len pri dosiahnutí pracovných frekvencií otáčania. Nosné médium pre klzné ložiská môže byť vzduch alebo kvapalina. Pre uloženia, pri ktorých nie sú vysoké nároky na tuhosť, ale požadujú sa vysoké frekvencie, sa využívajú vzduchové ložiská. Ak je požiadavka na vysokú tuhosť a nižšie frekvencie otáčania, používajú sa ložiská hydrostatické, kde sa využíva vysoká viskozita a nestlačiteľnosť kvapaliny pri daných tlakoch. [1]

3.4.2 Elektromagnetické ložiská

Elektromagnetické ložiská majú okrem nulových mechanických pasívnych odporov výhodu v tom, že môžu vďaka aktívnej kontrole uloženia určovať napríklad hodnotu rezných síl. Tieto bezkontaktné ložiská využívajú magnetické sily na zdvihnutie vretena a vytvorenie vzduchovej medzery medzi vretenom a stacionárnym komponentom. Vretená na elektromagnetických ložiskách dosahujú maximálne otáčky až 100 000 za minútu. U malých špeciálnych vretien až 150 000 za minútu. Aktívne magnetické ložiská rozdeľujeme na radiálne a axiálne. Radiálne magnetické ložisko (obr.9.) je podobné elektromotoru, ale namiesto točivého momentu vytvára príťažlivú silu, ktorá dvíha hriadeľ. Príťažlivá sila vyvinutá radiálnym magnetickým ložiskom príťahuje feromagnetický rotor. Vzduchová medzera medzi rotorom a statorom je približne 0,5 až 2 milimetre. Axiálne magnetické ložisko má masívny oceľový kotúč, ktorý je pripojený k hriadeľu a po obidvoch stranách umiestnený prstencový stator. Na strojoch, kde nepôsobia príliš veľké axiálne zaťaženia je možné nahradiť radiálne a axiálne ložiská kuželovými magnetickými ložiskami. To prispieva k zmenšeniu celkovej dĺžky vretenníka. [1],[11]



Obr. 9 Radiálne magnetické ložisko [12]



Obr. 10 Axiálne magnetické ložisko [12]

3.4.3 Valivé ložiská

Základnými časťami valivého ložiska sú vnútorný a vonkajší krúžok, valivé telesá a klietka na vedenie a rovnomerné rozloženie valivých telies (obr. 11). Podľa typu môžu byť ďalej opatrené kryciami plechmi alebo tesneniami. Vreteno sa odvaľuje po rotačných telesách a tým sa nahrádza šmykové trenie (u klzných ložísk) valivým trením. [12]

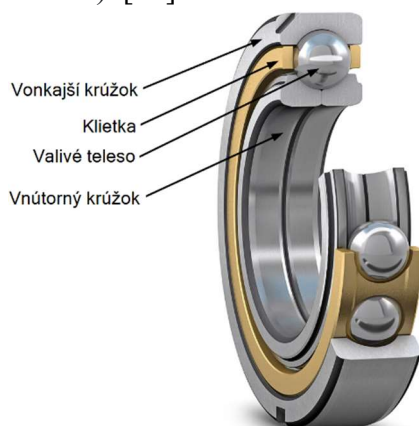
V obrábacích strojoch významne prevláda uloženie vretena na valivé ložiská než na klzné. Oproti klzným ložiskám majú valivé ložiská množstvo výhod a to napr.: [10]

- Spoľahlivosť, dobrá údržba a vymeniteľnosť: To je možné vďaka tomu, že valivé ložiská sú normalizované a sériovo vyrábané.
- Nízky súčiniteľ trenia: Je nezávislý na rýchlosti a približne rovnaký pri chode aj kľude ložiska.
- Nízke oteplenie a malé straty výkonu: Za chodu sa ložiská nepatrne otepľujú. Najmenej sa otepľujú guľkové ložiská, potom valčekové a najviac kuželíkové. Ďalšie oteplenie môže vzniknúť, ak je v ložisku prebytok maziva. Ten sa potom hydraulickými stratami neprimerane otepľuje.
- Dobrá tuhosť: Valivé ložiská sú veľmi tuhé. Tuhosť je možné zväčšiť predopnutím, vďaka čomu sa dá odstrániť vôľa po montáži.
- Je možné ich naplno zaťažiť lebo nevyžadujú zabiehanie.
- Vysoká únosnosť aj pri malých otáčkach: Nie je nutné vytvorenie olejového filmu ako v klzných ložiskách.

Medzi ich nevýhody patrí: [10]

- Väčšia hmotnosť a priemer.
- Sú drahšie ako klzné ložiská.
- Sú náročné na opravu.
- Ťažšie sa u nich dosahuje presného otáčania než u klzných ložísk. Je potrebné venovať veľkú pozornosť ich uložením a montáži. Vnútorný a vonkajší krúžok musia byť zmontované presne a súsovo. Pri montáži nesmie vzniknúť nežiaduce predopnutie, ktoré by znížilo ich trvanlivosť.
- Sú citlivé na rázy, netlmia kmitanie a samé môžu byť dokonca zdrojom kmitania.

Voľba vhodného druhu ložiska sa riadi najmä otáčkami a zaťažením. Môžeme ich rozdeliť podľa toho, aké sily ložiská prenášajú (radiálne, axiálne, kombinované), aký tvar má valivé teleso (guľkové, valčekové, ihlové, kuželíkové, súdkové) a koľko majú radov valivých telies (jednoradé, dvojradaé viacradé). [12]

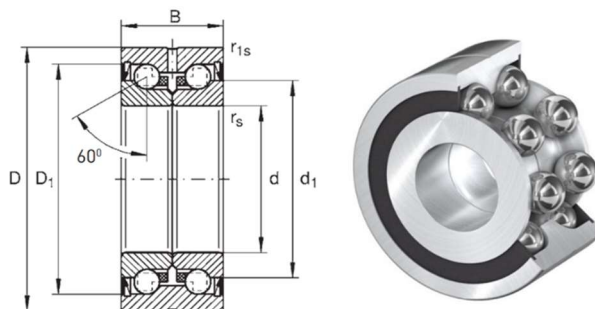


Obr. 11 Příklad valivého ložiska s popisom částí [13]

Ložiská na prenos axiálnej sily

Na prenos čisto axiálnej sily sa používajú hlavne axiálne guľkové ložiská, ktorých spojnice bodov dotyku valivých teliesok s krúžkami je rovnobežná s pôsobiacou axiálnou silou. Tieto ložiská musia byť stále predpäté kvôli odstredivej sile pôsobiacej kolmo na os rotácie ložiska. Predpätie ale zvyšuje trenie a tým aj zahrievanie ložiska. Preto nie sú tieto ložiská vhodné na vysoké frekvencie otáčania. [1]

Špeciálne pre vretená obrábacích strojov boli vyvinuté axiálne guľkové ložiská s kosouhlým stykom, ktoré majú stykový uhol 60° (obr.12). Môžu prenášať axiálne zaťaženie v oboch smeroch a umožňujú dosahovať vyššie frekvencie otáčania ako čisto axiálne ložiská, ale na úkor veľkosti prenášanej axiálnej sily. Tieto ložiská sa používajú v kombinácii s valčekovými ložiskami, ktoré zachytávajú radiálne sily.[1]

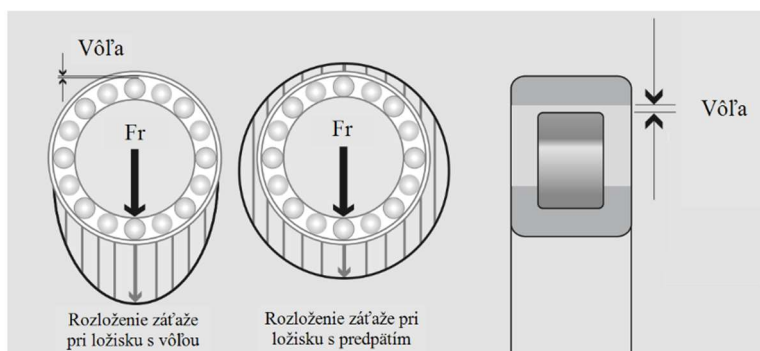


Obr. 12 Axiálne guľkové ložisko s kosouhlým stykom [14]

Ložiská na prenos radiálnej sily

Na prenos čisto radiálnej sily sa používajú valčekové ložiská. Valivými telieskami sú valčeky, pričom miesto styku medzi valčekom a krúžkom s obežnou dráhou nie je bod, ale priamka. Vďaka tomu sa zaťaženie rozkladá na väčšiu plochu, a to umožňuje ložisku zvládať väčšie radiálne zaťaženie. Aby sa zamedzilo stáčaniu valčekov do strán, nie je dĺžka valčeku o moc väčšia ako jeho priemer. Valčekové ložiská majú nízke trenie, veľkú radiálnu únosnosť a schopnosť znášať vysoké frekvencie otáčania. [1], [12]

Valčekové ložiská sú vyrábané s vôľou. Na to, aby malo vreteno vysokú tuhosť a presnosť chodu musí byť radiálna vôľa vo valčekových ložiskách presne vymedzená alebo musí byť ložisko dostatočne predpäté. Jedno alebo dvojradové valčekové ložiská majú kužeľovú dieru (1:12) pre vymedzenie vôľe a vytvorenie predpätia. Ak valčekové ložisko beží s vôľou, radiálne zaťaženie prenáša iba časť valčekov. Ako sa zmešuje vôľa a zväčšuje predpätie, všetky valčeky sa zúčastňujú na prenose radiálnej sily, čo je vidieť na obr. 13. To zvyšuje radiálnu tuhosť ložiska a predlžuje jeho životnosť. [1],[15]



Obr. 13 Rozdiel rozloženia radiálnej sily na valčekové ložisko s vôľou a s predpätím [12]

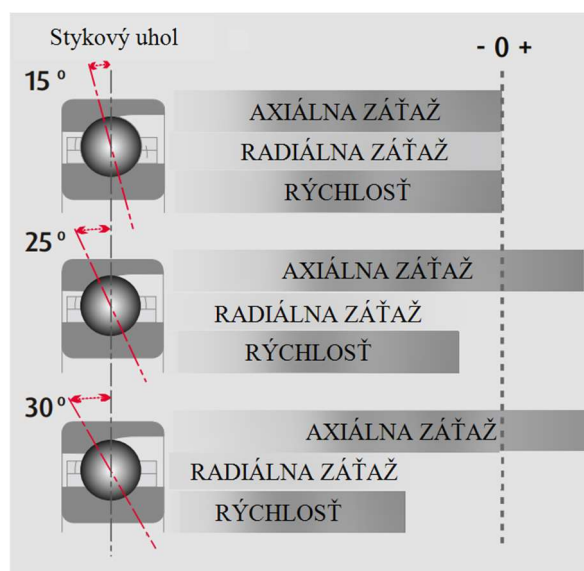
Ložiská na prenos kombinovaného zaťaženia

Pri použití ložísk, ktoré prenášajú iba axiálne alebo radiálne sily je potreba v každej podpere ložiska použiť kombináciu oboch typov ložísk. Tento problém je možné riešiť aplikáciou ložísk, ktoré prenášajú ako radiálne, tak axiálne zaťaženie. Takéto ložiská a ich kombinácie v rôznych usporiadaniach umožňujú kompromis medzi požadovanými frekvenciami otáčania a tuhosťou uloženia. V súčasnosti sú najčastejšími ložiskami používanými pri uložení vretien obrábacích strojov. Zaradujeme sem kuželíkové ložiská a radiálne guľkové ložiská s kosohlým stykom. [1],[12]

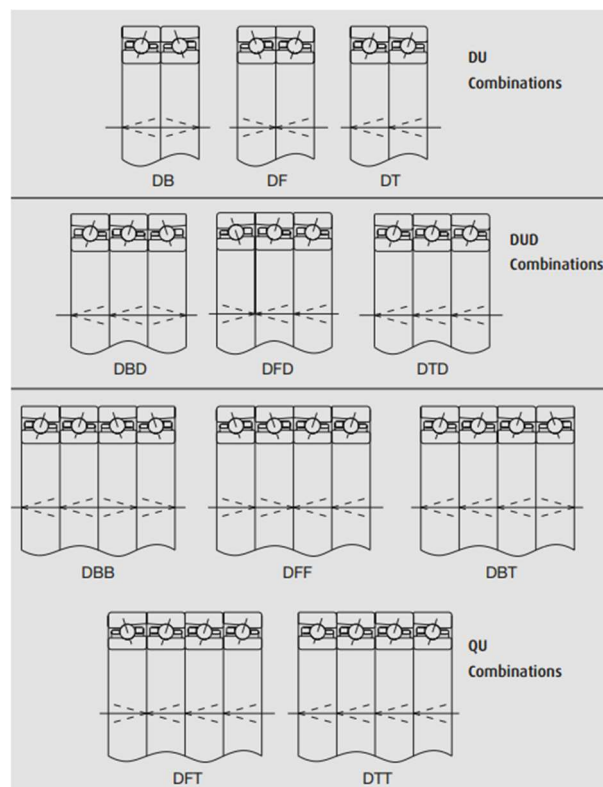
Kuželíkové ložiská majú valivú telieska tvaru kuželíka. Sú navrhnuté tak, aby sa osi rotácie valivých kuželíkov pretli v jednom bode, ktorý sa nachádza na osi otáčania vretena. Tieto ložiská majú stykový uhol v rozsahu 12 až 16 stupňov alebo v rozsahu 28 až 30 stupňov. Dosahujú vysokú radiálnu a axiálnu tuhosť ale sú náročné na výrobu a vykazujú pomerne vysoké otepľovanie, ktoré je limitujúcim faktorom pri dosahovaní maximálnych frekvencií otáčania. [1],[12]

Jednoznačne najvyužívanejšími ložiskami pre uloženie vretien obrábacích strojov sú radiálne guľkové ložiská s kosohlým stykom. Uhol styku obežných dráh a valivých telies je od 12 do 25, prípadne aj 30 stupňov. Vďaka stykovému uhlu môže ložisko prenášať radiálne a axiálne sily. Ako sa uhol zväčšuje, rastie axiálna tuhosť a klesá schopnosť ložiska znášať vysoké rýchlosti otáčania. To môžeme vidieť na obr.14. [1],[15],[16]

Keďže tieto ložiská môžu zachytávať axiálne sily pôsobiace iba v jednom smere, používajú sa v dvojiciach, alebo sa združujú do zostáv. Príklad združovania guľkových ložísk s kosohlým stykom je na obr. 15. [1],[15]

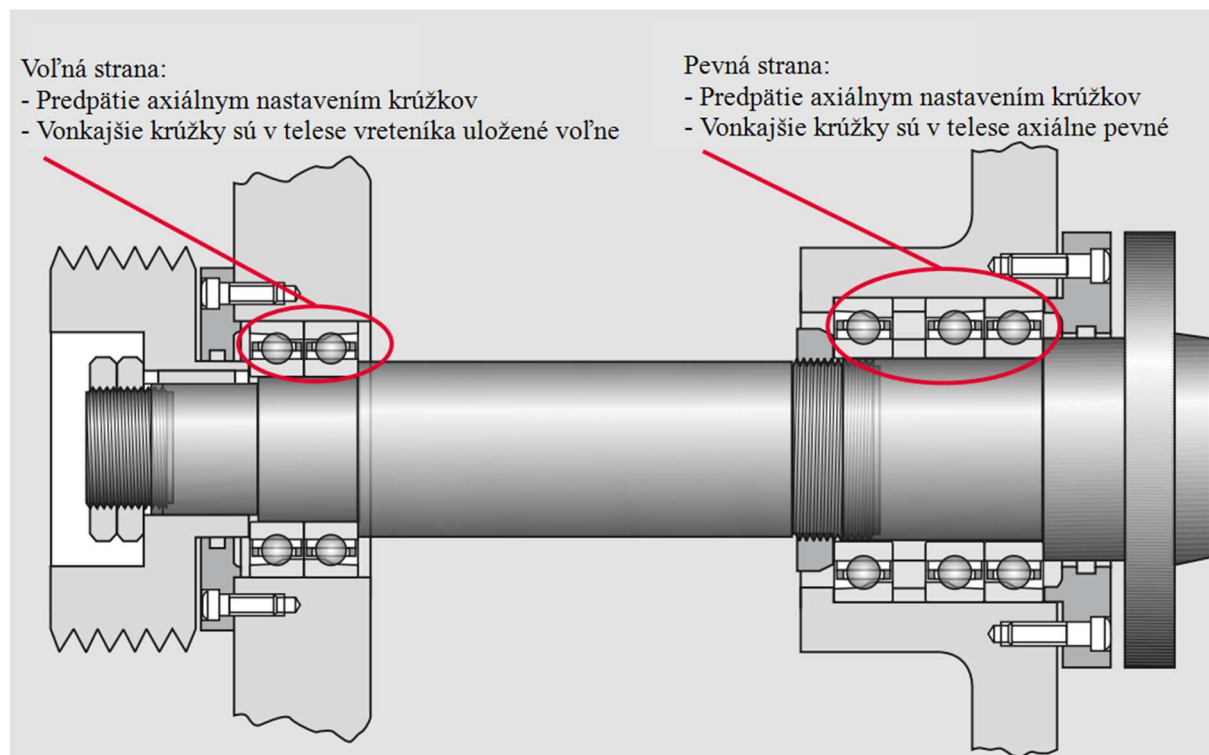


Obr. 14 Vplyv stykového uhla [15]



Obr. 15 Združovanie ložísk do zostáv [15]

Na obr. 16 je znázornený príklad uloženia stredneotáčkového vretena sústruhu s použitím guľkových ložísk s kosuhlým stykom.



Obr. 16 Príklad uloženia vretena [15]

Materiály ložísk

Ložiskové krúžky a valivé telesá sú cyklicky vystavované vysokým tlakom s malým množstvom klzného namáhania. Klietky sú vystavené ťahu, tlaku a klznému kontaktu s valivými telesami a s jedným alebo oboma ložiskovými krúžkami. Materiály použité na valivé ložiská musia spĺňať nasledujúce požiadavky: [16]

- vysoká tvrdosť,
- vysoká mechanická pevnosť,
- vysoká medza únavy,
- oteruvzdornosť,
- rozmerová stabilita,
- odolnosť voči korózií,
- rázová a tepelná odolnosť.

Primárne sa na krúžky a valivé telesá používa ložisková oceľ s vysokým obsahom chrómu a niklu. Hlavný materiál lisovaných klietok je nízkouhlíková oceľ. Klietky môžu byť aj z mosadze alebo z nerezovej ocele. Na opracované klietky sa používa vysokopevnostná mosadz alebo uhlíková oceľ. Väčšina guľkových ložísk s kosuhlým stykom má masívnu okienkovú klietku z polyamidu 66 zosilnenú sklenenými vláknami. Takéto klietky znesú teploty aj do 120°C. [1],[16]

Valčkové aj guľkové ložiská môžu byť vyrobené aj ako tzv. hybridné (obr.17). To znamená, že krúžky ložísk sú oceľové a valivé telesá keramické. Keramické valivé telesá majú nad klasickými oceľovými značné výhody. Napríklad, vďaka menšej hustote sú o 60% ľahšie, čo má dôsledok najmä na frekvenciu otáčania. Pri vysokých otáčkach pôsobia na oceľové guľičky odstredivé sily, ktoré spôsobujú ich deformáciu, tlačia ich na vonkajší krúžok a to vedie k rýchlemu opotrebovaniu ložiska. Keramické guľičky s menšou hmotnosťou nie sú touto odstredivou silou ovplyvnené rovnako ako oceľové. V skutočnosti keramické guľičky umožnia v rovnako veľkom ložisku zvýšenie rýchlosti otáčania až o 30% bez toho, aby sa znížila životnosť ložiska. Medzi ďalšie výhody použitia keramických guľičiek v ložiskách patria:[1],[7]

- vyššia tuhosť,
- lepšia odolnosť voči korózií,
- minimálna tepelná a elektrická vodivosť.

Nevýhodou hybridných ložísk je ich vysoká cena a nepredvídateľné, náhle poškodenie celého ložiska, ku ktorému môže dôjsť z dôvodu krehkosti nitridu kremíka.[1]



Obr. 17 Hybridné ložisko [16]

3.5 Pohon vretena

K prenosu rezného výkonu na obrobok musí byť vreteno spojené s náhonovým servomotorom. Ide o zariadenie, ktoré uvádza do činnosti obrobok priamo alebo za pomoci rôznych prevodov a prípravkov. Pohon musí umožniť optimalizovať reznú rýchlosť, umožniť konštantnú reznú rýchlosť a jej nastavenie v dostatočne veľkom rozsahu v závislosti od meniaceho sa polomeru obrábania. Podľa konštrukcie môže byť pohon vretena priamy alebo nepriamy.

3.5.1 Priamy pohon vretena

Priamy pohon vretena môže byť externý alebo interný. Používa sa najmä pri vysokorýchlostnom obrábaní, kde je potreba dynamicky stabilného pohonu. Externý, priamy pohon sa skladá z motora pripevnenom na telese skrine vretenníka a je priamo cez spojku spojený s vretenom. Vretenník s interným pohonom sa skladá z rotora, ktorý sa lisuje priamo na vreteno. Stator je spolu s chladením zabudovaný priamo vo vretenníku. V tomto prípade ide o tzv. elektrovreteno (obr. 18). Hlavnou nevýhodou elektrovretena je jeho tepelný vplyv na vreteno. Preto je potrebné zaistiť dostatočné chladenie. [1],[18]

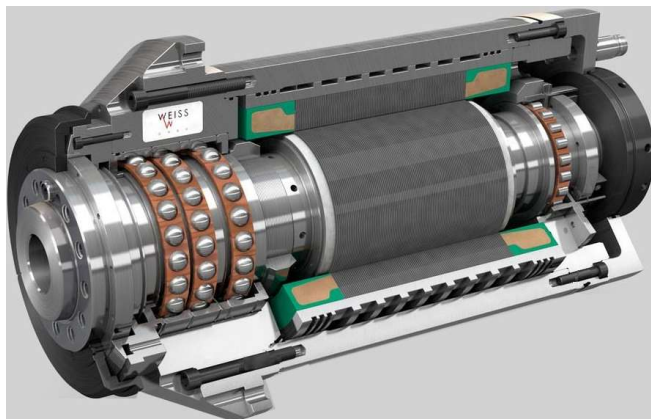
Medzi hlavné výhody elektrovretena patrí:[1],[7]

- dobrá dynamika – krátky čas zrýchlenia a spomalenia,
- jednoduchá a dobrá polohovateľnosť – C os,
- jednoduchá montáž a demontáž,
- kompaktná konštrukcia – malý zástavbový priestor,
- vysoký výkon a krútiaci moment,
- vysoká vlastná frekvencia a tuhosť celého systému.

3.5.2 Nepriamy pohon vretena

Pri nepriamom pohone vretena je medzi pohon a vreteno vložený kinematický reťazec (obr.19). Posledný člen kinematického pohonného reťazca (ozubené koleso, remenica,...) môže byť umiestnený priamo na vretene, medzi jeho prednou a zadnou podperou alebo za zadnou podperou. Aby sa však zamedzilo dodatočnému namáhaniu vretena od hnacej sily a vreteno prenášalo len krútiaci moment, umiestňuje sa posledný člen kinematického pohonného reťazca za zadnú podperu. Pri tejto konštrukcii je remenica umiestnená na vlastných ložiskách uložených na prírubu pevne spojenej so skriňou vretenníka.

Tam, kde je potreba prenášať veľké výkony, a nesmie dochádzať k preklzom remeňa, sa používajú ozubené remene. Pre vyššie frekvencie otáčania a stredne vysoké hodnoty krútiacich momentov sa vďaka malej výške prierezu a dostatočne veľkej stykovej ploche používajú „Poly V“ remene. Ploché remene sa používajú pre náhon vretien brúsok, pretože nie sú zdrojom a prednášateľom vibrácií z pohonu na vreteno. Náhon s vloženým ozubeným prevodom, ako predloha alebo dvojstupňová prevodovka, sa používa pre najnižšie otáčky vretien a vysoké krútiace momenty.[1]



Obr. 18 Elektrovreteno [19]



Obr. 19 Pohon vretena pomocou remeňového prevodu [20]

3.6 Mazanie

Ložiská vretena majú dôležitú úlohu v ich výkone, životnosti, spoľahlivosti a účinnosti. Ich správne fungovania však vo veľkej miere závisí od dostatočného mazania. Mazanie slúži predovšetkým na zníženie trenia a opotrebovania medzi rotujúcimi komponentami, minimalizuje tvorbu tepla a zabraňuje znečisteniu ložiska, aby nedošlo k jeho zadreniu. To je docielené mazivom, ktoré vytvorí mikroskopický film medzi stykom valivých elemetov ložiska a obežnými dráhami. Hrúbka mazacieho filmu závisí od medzných frekvencií otáčania, prevádzkovej teploty a od viskozity maziva. Metódy mazania ložísk závisia od konkrétnych prevádzkových podmienok. [1], [7]

3.6.1 Mazanie tukom

Mazanie tukom je jedna z najčastejšie používaných metód mazania ložísk vretena. Tuk je zložený z 90% minerálneho alebo ropného oleja a 10% zahusťovadla. Ako zahusťovadlo sa používa vápenaté, sodné, lítiové alebo bárnaté mydlo. Trvanlivosť takéhoto maziva závisí od jeho množstva, druhu, typu ložiska, frekvencií otáčania vretena a od teploty v namontovanom stave. Ložiská je potrebné po namastení zabiehať a po určitej dobe domastievať. Zabežovanie slúži na to, aby sa mazivo dobre roznieslo po celom ložisku. Množstvo maziva a frekvenciu jeho nanášania uvádza výrobca vo svojom katalógu. [1],[7]

3.6.2 Mazanie olejom

Mazanie ropným či syntetickým olejom sa používa v mnohých prípadoch, kde sa vyžaduje najmä vysoká rýchlosť otáčania vretena a odvod generovaného tepla z uloženia. V takýchto prípadoch mazanie tukom často nestačí a tak sa používa mazanie olejom, ktorý sa dodáva do ložísk rôznymi spôsobmi. [1]

Mazanie olejom hmlou

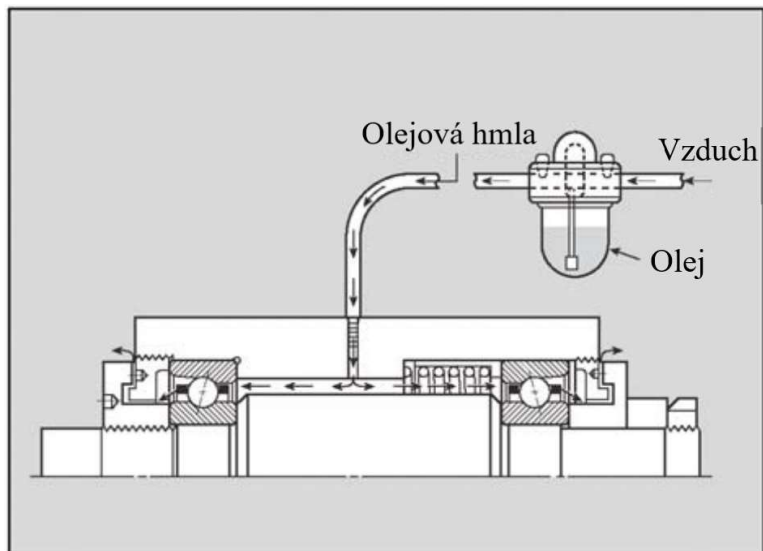
Jedným z častých spôsobov mazania je mazanie pomocou olejovej hmly (obr.20). Pri tejto metóde sa olej rozprašuje na drobné kvapôčky a zmiešava sa so stlačeným vzduchom za vzniku olejovej hmly. Táto hmla sa prúdom stlačeného vzduchu dopravuje pomocou medených alebo plastových mazacích trubičiek priamo do ložiska. Tento druh mazania sa často aplikuje na vretená s vysokými rýchlosťami a relatívne malým zaťažením. Medzi výhody mazania olejom hmlou patria hlbšie preniknutie oleja do ložiska, znížená spotreba oleja, olejová hmla čistí a chladí ložiská. [1],[7]

Mazanie olejom pomocou trysky

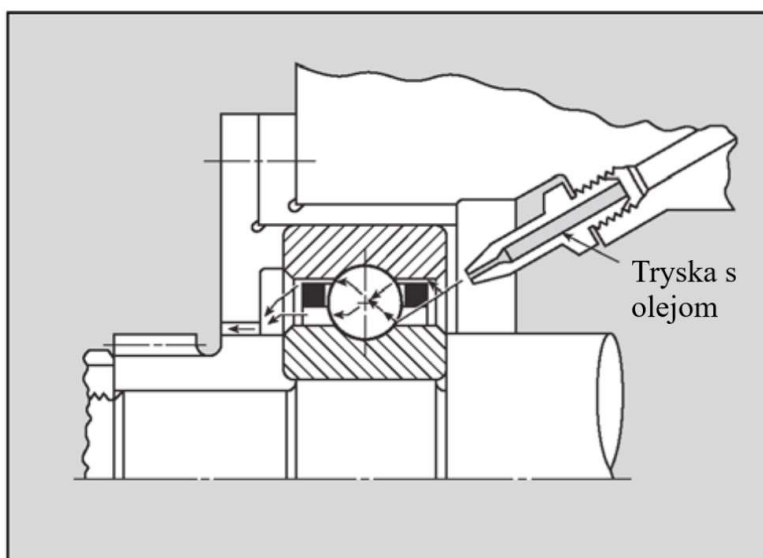
Pri mazaní olejom pomocou trysky (obr.21) sa privádza k ložisku vopred definované množstvo oleja pomocou trysky. Na vytvorenie tlaku sa využíva vysokotlakové čerpadlo. Táto metóda sa väčšinou používa na vretená, ktoré musia tolerovať vysoké zaťaženia, rýchlosti a teploty. Nevýhodou oproti iným metódam je vysoká cena a priesaky oleja pri vertikálnej aplikácii. [1],[7]

Mazanie olej – vzduch

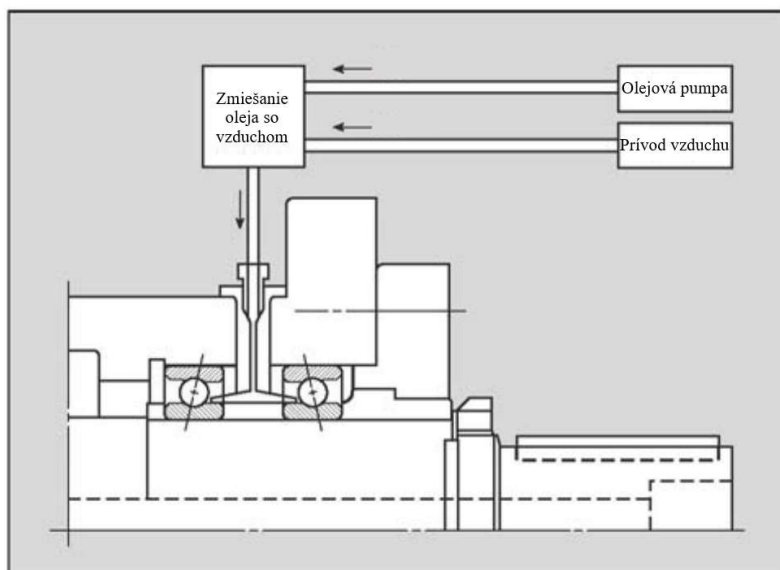
Ďalším spôsobom mazania ložísk vretena olejom je tzv. systém olej – vzduch (obr.22). V tomto prípade je veľmi malé množstvo oleja vstrekané do ložiska a unášané stlačeným vzduchom. Výhodou je, že pomáha pomocou prúdenia vzduchu vytlačiť nečistoty z vretena, udržuje stabilnú teplotu ložiska a je environmentálnejšie vďaka nízkej spotrebe oleja. [1],[7]



Obr. 20 Mazanie olejovou hmlou [7]



Obr. 21 Mazanie olejom pomocou trysky [7]



Obr. 22 Mazanie olej - vzduch [7]

3.7 Tesnenie

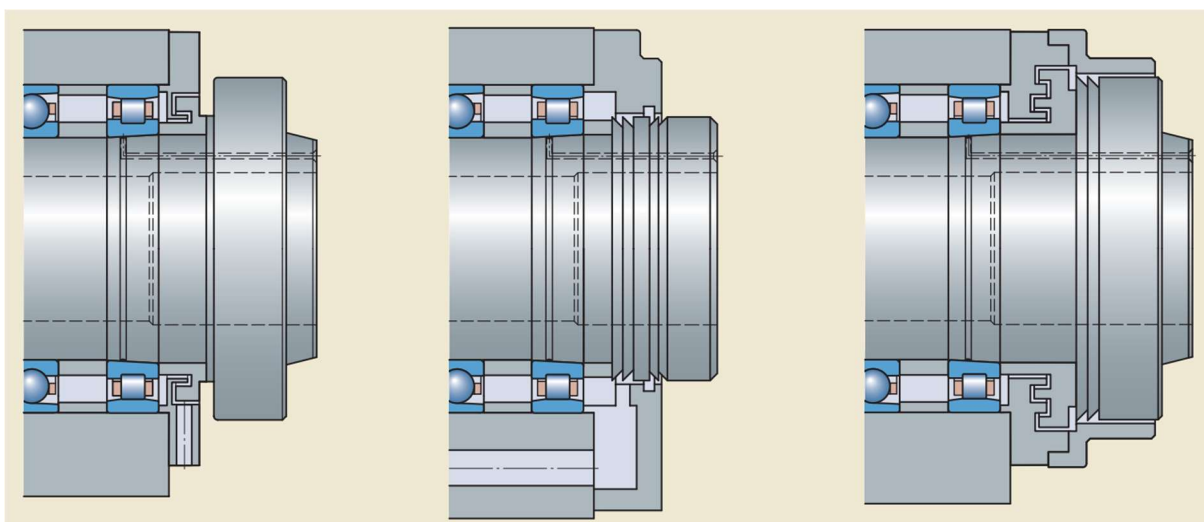
Presné vretenové ložiská sú veľmi citlivé na znečistenie prachom, špinou, chladiacou kvapalinou či inými cudzími materiálmi. Vniknutím nečistôt sa znehodnocuje mazivo a poškodzujú ložiská. Aby sa tomuto stavu zabránilo, využívajú sa na tesnenie vretien kontaktné a bezkontaktné tesnenia.

3.7.1 Kontaktné tesnenie

Najjednoduchším typom tesnenia je kontaktné tesnenie. Vo všeobecnosti je veľmi spoľahlivé, ale jeho účinnosť závisí od mnohých faktorov. Pri vyšších rýchlostiach vytvára trenie medzi okrajom tesnenia a vretenom značné oteplenie. Práve preto môžu byť tieto tesnenia použité len vo vretienách s nižšími otáčkami a v aplikáciách, kde dodatočné teplo výrazne neovplyvňuje výkon vretena. Patria sem V-krúžky, guferá a špeciálne tesnenia. [1],[7]

3.7.2 Bezkontaktné tesnenie

Pri vysokých frekvenciách otáčok vretena sa používajú labyrintové tesnenia. Labyrintové tesnenie je bezkontaktný tesniaci systém, ktorý pozostáva z pevnej a otočnej časti. Obe časti majú v sebe opracované kanály a drážky, ktoré do seba zapadajú a tvoria sériu priechodov medzi ložiskom vretena a vonkajším vzduchom. Vďaka tomu, že nedochádza k žiadnemu kontaktu, tieto tesnenia nevytvárajú teplo trením a prakticky neobmedzujú otáčky, čím sú vynikajúcim riešením pre aplikáciu v obrábacích strojoch. Veľmi výhodné je zabudovať pred vlastný labyrint ešte jeden labyrint a medzi nimi umiestniť „V“ zápch na vretene ako ostrekovacia drážka. V spodnej časti labyrintu musia byť vyvrtané odtokové otvory pre odvod zmesi oleja a reznej kvapaliny, ktorá vznikla medzi prvým a druhým labyrintom. Pre vyššiu bezpečnosť a účinnosť ochrany vnútorného priestoru vretenníka je predný labyrint pretlakovaný vzduchom. Labyrintové tesnenia sa používajú v spojení s pretlakom vzduchu, kedy je zabezpečené, že nedôjde k vniknutiu reznej kvapaliny do niektorého ložiska. [1],[20]



Obr. 23 Príklady labyrintového tesnenia [20]

3.8 Polohovanie vretena

Neoddeliteľnou súčasťou sústružníckeho centra je schopnosť vykonávať nielen sústružnícke operácie, ale aj iné technologické operácie, ako napríklad vŕtanie a frézovanie. K tomu je potrebné, aby bolo sústružnícke centrum vybavené takzvanou C osou.

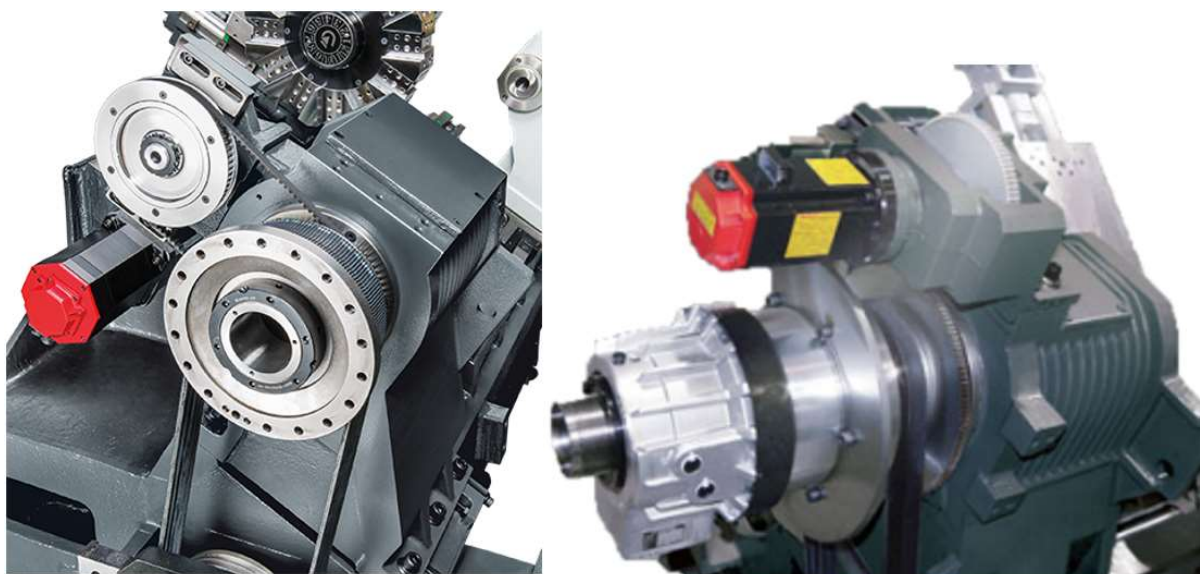
C os umožňuje riadenú polohu a rýchlosť otáčania vretena. Prostredníctvom nej sa dá vreteno natočiť do požadovaného uhla, vďaka čomu je možné presne polohovať obrobok a obrábať zložité tvary pri jednom upnutí. Tým sa zvýši presnosť obrábania a zníži sa čas potrebný na obrábanie. Pohon C osi môže byť konštruovaný dvoma spôsobmi. Buď priamym pohonom vretena alebo nepriamo použitím prevodových prvkov. [1]

3.8.1 Priamy pohon C osi

Priamy pohon je realizovaný pomocou servomotoru pripojeného priamo k vretenu alebo elektrovretenom. Pri pohone C osi je potrebné zaistiť vysokú tuhosť a veľký krútiaci moment, ktorý dokáže zachytiť rezné sily vznikajúce pri obrábaní. Výhodou priameho pohonu C osi je kompaktné riešenie bez prevodových prvkov, ktoré zjednodušuje návrh stroja, znižuje opotrebovanie, predlžuje životnosť absenciou prevodových prvkov a zvyšuje presnosť polohovania vďaka bezvôlovosti systému. [21]

3.8.2 Nepriamy pohon C osi

Pri nepriamom pohone je medzi vreteno a motor vložený prevodový mechanizmus a motor je umiestnený mimo os vretena (obr. 24). Nepriamy pohon C osi môže byť realizovaný pomocou čelného ozubeného prevodu, šnekovým prevodom alebo remeňovým prevodom. Pri použití nepriameho pohonu musí byť zaistený mechanizmus na odpojenie prevodu od vretena v dobe, keď sa vykonávajú sústružnícke operácie, aby nedošlo k poškodeniu motora C osi vysokými otáčkami vretena. Nevýhodou nepriameho pohonu C osi je vznik vôľ v prevodoch, a to najmä pri reverzácii chodu vretena, čo spôsobuje nepresnosti v polohovaní. Preto je potrebné túto vôľu vymedzovať. Nepriamy pohon C osi má oproti priamemu nižšiu účinnosť, kvôli stratám v prevodoch a horšie dynamické vlastnosti kvôli zotrvačným momentom prevodových prvkov. [21]



Obr. 24 Nepriamy pohon C osi ozubeným remeňom (vľavo) a čelnými ozubenými kolesami (vpravo)[22]

3.9 Brzda

Neoddeliteľnou súčasťou vretena je brzda, ktorá má niekoľko využití. V prvom rade slúži ako bezpečnostný prvok, keď pri prerušení dodávky elektrického prúdu alebo otvorení krytu pracovného priestoru dôjde vďaka nej k okamžitému zastaveniu vretena.

Brzdu je možné použiť aj pri polohovaní C osi vretena. Vďaka nej je zaistená pevná poloha obrobku, čo sa vyžaduje hlavne pri iných než sústružníckych operáciách.

Brzda vo vreteni môže byť priama alebo nepriama. Priama brzda vyvodí brzdnú silu na vreteno vtedy, keď na ňu pôsobí vonkajšia sila. Tá môže byť mechanická, pneumatická alebo hydraulická. Nepriama brzda je v základnej polohe zabrzdená pomocou pružiny a k jej odbrzdzeniu dôjde vplyvom pôsobenia vonkajších síl. Na vretenách je možné použiť kotúčové, bubnové alebo lamelové brzdy. Najčastejšie sa však u sústružníckych centier používa brzda kotúčová. Tá je umiestnená v zadnej časti vretenníku, aby teplo vyvinuté pri brzdení nijak neovplyvňovalo presnosť chodu vretena a prirodzeným vzduchovým chladením sa odvádzalo do okolia. [21]

3.10 Odmeriavanie

Pri polohovaní vretena pomocou C osi je potrebné zaistiť presné odmeriavanie polohy a rýchlosti otáčania vretena. Na to slúžia odmeriavacie systémy. Odmeriavacie zariadenia sú dôležitou časťou CNC stroja a do značnej miery ovplyvňujú jeho výslednú presnosť. Vďaka nim je možné zistiť okamžitú polohu vretena a tým pádom polohu obrobku voči nástroju.

Odmeriavacie systémy môžeme rozdeliť do niekoľkých kategórií. Môžu byť priame a nepriame. U nepriameho odmeriavania sa nemeria poloha pohybujúcej sa časti obrábacieho stroja priamo, ale meria sa poloha pohybového mechanizmu. Hlavnou nevýhodou je malá presnosť dosiahnutej polohy, ktorá je ovplyvnená najmä teplotnými dilatáciami pohybových mechanizmov a nepresnosťou vložených prevodov. Na druhej strane je táto varianta jednoduchšia, a tým pádom aj lacnejšia, pretože využíva odmeriavanie zabudované v motore osi a nemusia sa vytvárať ďalšie konštrukčné prvky pre jej pripevnenie. [23]

Na zvýšenie presnosti a zníženie nedostatkov nepriameho odmeriavania sa používa priame odmeriavanie. Pri priamom odmeriavaní sú odmeriavacie systémy priamo namontované na pohybujúce sa časti stroja. Aby sa vylúčili tepelné dilatácie konštrukcie, umiestňuje sa odmeriavacie zariadenie čo najbližšie k pohybujúcemu sa nástroju. Toto riešenie je konštrukčne náročnejšie a teda aj drahšie. [23]

Ďalej môžeme odmeriavanie rozdeliť na inkrementálne a absolútne. Inkrementálnym odmeriavaním dostáva riadiaci systém informáciu vo forme impulzov, ktoré počíta do pevne stanovenej polohy tzv. referenčnej polohy. Po zapnutí stroja sa najprv musia dostať do referenčnej polohy všetky osi, aby sa inicioval súradnicový systém a až potom je stroj pripravený pracovať. [23]

Absolútne odmeriavanie poskytuje okamžitú informáciu o aktuálnej polohe. Táto informácia sa nestratí ani po výpadku napájania. Pokiaľ dôjde k pootočeniu snímača počas vypnutého napájania, po opätovnom zapojení je aktuálna poloha k dispozícii na výstupe.

Podľa fyzikálneho princípu, ktorým získavajú systémy odmeriavania informáciu o polohe, môžeme odmeriavanie rozdeliť na indukčné, magnetické a optické. [23]

4 SÚSTRUŽNÍCKE CENTRÁ NA TRHU A NÁVRH CHARAKTERISTÍK VRETENNÍKA

V tejto kapitole je uvedený výber CNC sústružníckych centier s ich technickými parametrami. Keďže v zadaní diplomovej práce nie sú stanovené technické parametre konštruovaného vretenníka, ani veľkosť obrobku a stroja, na ktorý má byť vretenník dimenzovaný, poslúži tento prehľad ako vodítko k výberu základných charakteristík vretenníka. K vybraným sústružníckym centrom je priradená tabuľka technických parametrov (tab. 1). Pri každom stroji je stručný popis od výrobcu. Stroje boli vybrané na základe ich popularity, odbytu a spokojnosti zákazníkov.

4.1 DMG MORI: NLX 2500/700

NLX 2500/700 je sústružnícke centrum od firmy DMG MORI, ktoré prináša širokú škálu funkcií a vlastností umožňujúce vysokú produktivitu a presnosť. Vďaka svojej robustnej konštrukcii a vysokej tuhosti vytvára rôzne zložité súčiastky s vysokou presnosťou a kvalitou. Okrem hlavného vretena obsahuje vysokorýchlostné nástrojové vreteno o rýchlosti otáčania až 10000 ot/min.



Obr. 25 DMG MORI - NLX 2500/700 [24]

4.2 HAAS: ST-20Y

Sústružnícke centrum ST-20Y od firmy HAAS je robustný stroj z rady ST-20, pri ktorého konštrukcii boli použité nové odliatky, čo oproti predošlým modelom zvýšilo tuhosť a kompaktnosť stroja. V porovnaní so svojimi predchodcami má o 11% menší pôdorys. Voliteľnou súčasťou stroja je protivreteno.[25]



Obr. 26 HAAS ST 20Y [25]

4.3 MAZAK: QTE-200 SG

Toto sústružnícke centrum je navrhnuté na spracovávanie širokej škály dielov s vysokou účinnosťou. Disponuje integrovaným vretenom na presné a vysokorýchlostné obrábanie a bubnovým revolverom s dvanástimi nástrojmi a minimálnou interferenciou. Jedná sa o jednoduchý a kompaktný stroj s dobrým výkonom, presnosťou a spoľahlivosťou. [26]



Obr. 27 MAZAK QTE-200SG [26]

4.4 DN SOLUTIONS: PUMA SMX2600ST

Jedná sa o multifunkčné sústružnícke centrum s vysokou produktivitou, presnosťou a jednoduchou obsluhou. Stroj je navrhnutý tak, aby integroval schopnosti viacerých strojov do jedného a poskytol tak možnosti „multitaskingového“ obrábania, čím minimalizuje čas potrebný na obrobenie súčasti a znižuje počet obrábacích operácií. Vďaka funkcii riadenej presnosti, založenej na kompenzácií teplotných dilatácií, dosahuje toto sústružnícke centrum vysokú presnosť pri obrábaní rôznych dielov. [27]



Obr. 28 DN SOLUTIONS PUMA SMX2600ST [27]

Tab 1) Porovnanie technických parametrov vybraných strojov na trhu

Stroj	Náhon vretena	Maximálne otáčky vretena	Maximálny výkon vretena	Maximálny krútiaci moment	Maximálny priemer obrobku	Maximálny priemer tyče cez vreteno	Minimálny indexovací inkrement vretena	Typ predného konca
DMG MORI: NLX 2500/700	Elektrovreteno	4000 rpm	18,5 kW	599 Nm	460 mm	90 mm	0,001°	A2-8
HAAS: ST-20Y	Nepriamy pohon s remeňom	4000 rpm	14,9 kW	203 Nm	298 mm	63,5 mm	0,01°	A2-6
MAZAK: QTE-200 SG	Elektrovreteno	5000 rpm	15 kW	195 Nm	290 mm	51 mm	0,001°	A2-8
DN SOLUTIONS: PUMA SMX 2600ST	Elektrovreteno	4000 rpm	26 kW	700 Nm	660 mm	81 mm	0,0001°	A2-8

4.5 Návrh charakteristík vretenníka

Na základe prehľadu populárnych sústružníckych centier na trhu od celosvetovo známych a uznávaných výrobcov si určíme charakteristiky nášho vretenníka.

Bude sa jednať o vretenník pre **stredne veľké** sústružnícke obrábacie centrum s **maximálnym priemerom obrobku 300 mm** a **maximálnymi otáčkami vretena do 4000 rpm**. Vretenník bude umožňovať **priechod tyče cez vreteno**. Predný koniec vretena bude typu **A2-8** podľa normy ISO 702-1.

5 NÁVRH VARIANT KONŠTRUKCIE

V tejto kapitole sa pozrieme na rôzne varianty konštrukcie vretenníka, týkajúce sa pohonu vretena. Stanovia sa tri konštrukčné varianty prevedenia pohonu vretena a následne sa pomocou multikriteriálnej analýzy vyberie optimálna varianta, ktorá sa bude ďalej podrobnejšie spracovávať.

5.1 Varianty spôsobu pohonu vretena

Ako už bolo spomenuté v kapitole 3.5 poznáme rôzne prevedenia pohonu vretena. Okrem samotného pohonu vretena je dôležité vziať do úvahy aj spôsob, akým je realizovaný pohon C osi. Vo výbere pohonu vretena budeme porovnávať 3 varianty.

1. Varianta: Nepriamy pohon asynchrónnym motorom s remeňovým prevodom. C os je realizovaná prostredníctvom synchrónneho servomotora a s vretenom je spojená pomocou ozubeného prevodu. Pripojenie a odpojenie pohonu C osi je realizované naklápacím mechanizmom s pneumatickým pohonom.

2. Varianta: Externý, priamy pohon vretena synchrónnym servomotormom umiestneným za skriňou vretenníka. Motor a vreteno sú spojené spojku a C os je ovládaná priamo synchrónnym motorom.

3. Varianta: Priamy pohon vretena vstavaným synchrónnym elektromotorom, kedy je rotor nalisovaný na vreteno a stator je spolu s chladením zabudovaný priamo vo vretenníku. V tomto prípade ide o tzv. elektrovreteno, ktoré zároveň umožňuje aj presné ovládanie C osi.

5.2 Stanovenie váh kritérií

Z vybraných variant pohonu vretena vyberieme optimálnu variantu použitím multikriteriálnej analýzy. Vybraným hodnotiacim kritériám K1 až K10 (tab. 2) najskôr stanovíme ich váhu pomocou Saatyho metódy, ktorá je založená na kvantitatívnom párovom porovnaní jednotlivých kritérií. Podľa Saatyho doporučenej bodovej stupnice (tab. 3) sa zisťuje veľkosť preferencie jedného kritéria pred druhým. Takto sa v pároch vzájomne porovnávajú všetky kritériá a vytvorí sa tzv. Saatyho matica. Následne sa stanoví váha pre každé kritérium, ktorá je určená ako geometrický priemer a normovaná (tab. 4). [28]

Tab 2) Hodnotiace kritériá

K1	Jednoduchosť konštrukcie a výroby
K2	Výkon
K3	Maximálne otáčky
K4	Dynamika
K5	Tuhosť
K6	Presnosť polohovania
K7	Zástavbové rozmery
K8	Výrobné náklady
K9	Hlučnosť
K10	Oteplenie

Tab 3) Saatyho bodová stupnica veľkosti preferencie jedného kritéria pred druhým [29]

Počet bodov	Deskriptor
1	Kritériá majú rovnaký význam
3	Prvé kritérium sa slabo preferuje pred druhým
5	Prvé kritérium sa silne preferuje pred druhým
7	Prvé kritérium sa veľmi silne preferuje pred druhým
9	Prvé kritérium je absolútne významnejšie ako druhé

Tab 4) Stanovenie váh kritérií

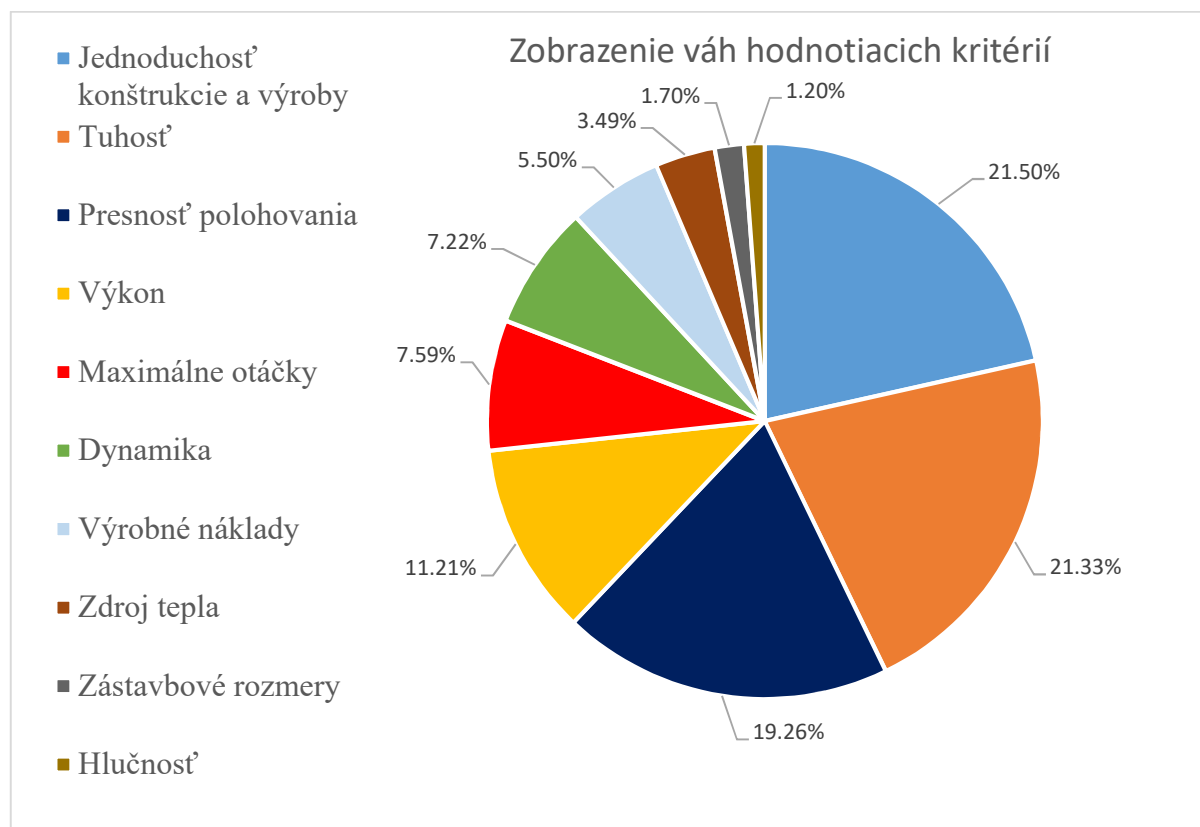
Kritérium	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	K9	K10	Priemer	Váha	Poradie
K1	1	5	5	3	3	1/3	7	3	9	7	3.160	21.50%	1
K2	1/5	1	3	3	1/3	1/3	7	3	7	5	1.647	11.21%	4
K3	1/5	1/3	1	3	1/5	1/3	5	3	5	3	1.116	7.59%	5
K4	1/3	1/3	1/3	1	1/5	1/3	7	3	7	5	1.061	7.22%	6
K5	1/3	3	5	5	1	3	7	5	7	5	3.136	21.33%	2
K6	3	3	3	3	1/3	1	7	5	7	5	2.831	19.26%	3
K7	1/7	1/7	1/5	1/7	1/7	1/7	1	1/9	5	1/7	0.250	1.70%	9
K8	1/3	1/3	1/3	1/3	1/5	1/5	9	1	9	3	0.809	5.50%	7
K9	1/9	1/7	1/5	1/7	1/7	1/7	1/5	1/9	1	1/7	0.177	1.20%	10
K10	1/7	1/5	1/3	1/5	1/5	1/5	7	1/3	7	1	0.512	3.49%	8
Suma											14.699	100%	

Výsledok stanovenia váh jednotlivých kritérií pomocou Saatyho metódy je zobrazený v tabuľke 5. Pre detailnejšie znázornenie váh kritérií je použitý koláčový graf 1.

Tab 5) Výsledné poradie kritérií stanovené Saatyho metódou

Poradie	Kritérium	Váha
1	K1 Jednoduchosť konštrukcie a výroby	21.50%
2	K5 Tuhosť	21.33%
3	K6 Presnosť polohovania	19.26%
4	K2 Výkon	11.21%
5	K3 Maximálne otáčky	7.59%
6	K4 Dynamika	7.22%
7	K8 Výrobné náklady	5.50%
8	K10 Zdroj tepla	3.49%
9	K7 Zástavbové rozmery	1.70%
10	K9 Hlučnosť	1.20%

Graf 1) Zobrazenie váh kritérií



5.3 Výber optimálnej konštrukčnej varianty

Na to, aby sme vybrali jednu z troch konštrukčných variant ako optimálnu, použijeme bodovaciu metódu. Stanovíme si stupnicu hodnotenia kritérií (Tab. 6). Jednotlivým variantám určíme body vzhľadom na každé kritérium a tieto body vynásobíme váhou kritéria. Následne sčítame všetky hodnotenia a varianta, ktorá dosiahne najvyššie hodnotenie bude zvolená ako optimálna. Hodnotenia konštrukčných variant sú spracované v tabuľke 7.

Tab 6) Stupnica hodnotenia kritérií

Kritérium		Váha	Hodnotenie (H)		
			2 body	1 bod	0 bodov
K1	Jednoduchosť konštrukcie a výroby	0.215	Vysoká	Stredná	Nízka
K5	Tuhosť	0.213	Vysoká	Stredná	Nízka
K6	Presnosť polohovania	0.193	Vysoká	Stredná	Nízka
K2	Výkon	0.112	Vysoký	Stredný	Nízky
K3	Maximálne otáčky	0.076	Vysoké	Stredné	Nízke
K4	Dynamika	0.072	Vysoká	Stredná	Nízka
K8	Výrobné náklady	0.055	Nízke	Stredné	Vysoké
K10	Zdroj tepla	0.035	Nízky	Stredný	Vysoký
K7	Zástavbové rozmery	0.017	Nízke	Stredné	Vysoké
K9	Hlučnosť	0.012	Nízka	Stredná	Vysoká

Tab 7) Hodnotenie variant pohonu vretena

Kritérium		Váha	1. Varianta		2. Varianta		3. Varianta	
			H	Súčin	H	Súčin	H	Súčin
K1	Jednoduchosť konštrukcie a výroby	0.215	0	0.000	1	0.215	2	0.430
K5	Tuhosť	0.213	1	0.213	1	0.213	1	0.213
K6	Presnosť polohovania	0.193	1	0.193	2	0.385	2	0.385
K2	Výkon	0.112	2	0.224	1	0.112	1	0.112
K3	Maximálne otáčky	0.076	1	0.076	2	0.152	2	0.152
K4	Dynamika	0.072	1	0.072	2	0.144	2	0.144
K8	Výrobné náklady	0.055	2	0.110	2	0.110	0	0.000
K10	Zdroj tepla	0.035	2	0.070	1	0.035	0	0.000
K7	Zástavbové rozmery	0.017	0	0.000	1	0.017	2	0.034
K9	Hlučnosť	0.012	0	0.000	1	0.012	1	0.012
Súčet				0.958		1.396		1.483

Výsledky multikritériálnej analýzy ukazujú, že integrovaný pohon vretena (tzv. elektrovreteno) je najoptimálnejšou variantou pohonu vretena. Hoci sú náklady na integrovaný motor väčšie ako na motory u ďalších dvoch variant, vstavané elektrovreteno má mnoho výhod. Okrem vysokých otáčok, výkonu, dynamiky a tuhosti, predstavuje aj jednoduchšiu konštrukciu. Pri použití elektrovretena sa eliminujú dodatočné komponenty ako je spojka, remeň, pohon C osi alebo mechanizmus na pripojenie a odpojenie pohonu C osi. Vďaka tomu sa zníži počet komponentov potrebných na pohon a polohovanie vretena, čím sa zvýši aj celková spoľahlivosť stroja. Keďže je použitých menej súčiastok pri prenose energie z motora na vreteno, zníži sa tým aj pravdepodobnosť ich zlyhania. Ďalšou výhodou je jednoduchá údržba a montáž, čo znižuje náklady a čas na inštaláciu a uvedenie vretena do prevádzky. Okrem toho je to aj kompaktné riešenie, vďaka ktorému je možné minimalizovať celkové rozmery stroja. Dôležité je ale nezabúdať na nutnosť chladenia vretena. Integrovaný motor je významným zdrojom tepla a to je potrebné odvádzať, aby nevznikali príliš veľké tepelné dilatácie vretena. Tie by mohli negatívne ovplyvniť presnosť stroja pri obrábaní a teda aj presnosť rozmerov výsledného obrobeneho dielu.

6 KONŠTRUKCIA VRETENNÍKA

Podľa vyššie spracovanej multikriteriálnej analýzy bola vybraná varianta pohonu vretena pomocou integrovaného motora. Nasledujúca časť práce bude venovaná samotnej konštrukcii vretenníka pozostávajúcej zo stanovenia ostatných charakteristík vretena a výpočtov potrebných pre návrh a dimenzovanie.

6.1 Výpočet rezných síl

Aby sme vedeli aké maximálne zaťažujúce sily a momenty pôsobia na vreteno je potrebné stanoviť rezné podmienky a obrábaný materiál. Obrábaným materiálom bude **nízkoлегovaná, konštrukčná ocel' 11500**.

6.1.1 Stanovenie rezných podmienok

Rezné podmienky určíme pre 2 sústružnícke operácie, pre hrubovanie a dokončovanie. Rezné podmienky pre operáciu hrubovanie sú uvedené v tabuľke 8 a pre dokončovanie v tabuľke 9. Nástroj pre hrubovanie je vymeniteľná britová doštička od firmy Sandvik **CNMG 12 04 08-MR 4415** a pre dokončovanie **CNMG 12 04 08-MF 4415**.

Tab 8) Rezné podmienky pre hrubovaciu operáciu s nástrojom
CNMG 12 04 08-MR 4415 [30]

Parameter	Označenie	Hodnota	Jednotka
Hĺbka záberu	a_p	4	mm
Posuv na otáčku	f	0,4	mm
Rezná rýchlosť	v_c	290	m.min ⁻¹
Merný rezný odpor materiálu [31]	k_c	1638	MPa

Tab 9) Rezné podmienky pre dokončovaciu operáciu s nástrojom
CNMG 12 04 08-MF 4415 [30]

Parameter	Označenie	Hodnota	Jednotka
Hĺbka záberu	a_p	0,5	mm
Posuv na otáčku	f	0,25	mm
Rezná rýchlosť	v_c	360	m.min ⁻¹
Merný rezný odpor materiálu [31]	k_c	1638	MPa

Aby sme získali maximálne možné zaťaženie vretena, na ktoré ho budeme dimenzovať, budeme počítať rezné sily pre hrubovaciu sústružnícku operáciu s maximálnym priemerom obrobku. Ten sme v kapitole 4.5 zvolili na 300 mm. Pri hrubovaní vzniká väčší prierez triesky a tým pádom, podľa vzťahu (1) a (4), aj väčšia rezná sila a rezný moment.

Rezná sila sa pri sústružení skladá z radiálnej reznej sily F_c , axiálnej posuvovej sily F_f a pasívnej radiálnej sily F_p . Pre ich vzájomný pomer platí: $F_c : F_f : F_p = 1 : (0,15 \div 0,5) : (0,25 \div 0,4)$. Z radiálnej reznej sily a priemeru obrobku dopočítame rezný moment a výkon na vreteni.

Radiálna rezná sila:

$$F_c = k_c \cdot f \cdot a_p = 1638 \cdot 0,4 \cdot 4 = 2620,8 \text{ N} \quad (1)$$

Axiálna posuvová sila:

$$F_f = F_c \cdot 0,4 = 2620,8 \cdot 0,4 = 1048,3 \text{ N} \quad (2)$$

Pasívna radiálna sila:

$$F_p = F_c \cdot 0,3 = 2620,8 \cdot 0,3 = 786,2 \text{ N} \quad (3)$$

Potrebný rezný moment na vreteni:

$$M_c = F_c \cdot \frac{D_{omax}}{2} = 2620,8 \cdot \frac{0,3}{2} = 393,1 \text{ Nm} \quad (4)$$

Pri sústružení môže dôjsť k náhlemu zvýšeniu rezného momentu. To môže byť dôsledkom napríklad opotrebovaného nástroja, nesprávne nastavených rezných parametrov alebo zlou kvalitou materiálu obrobku. Z tohto dôvodu je dobré krútiaci moment na vreteni navýšiť nad vypočítanú hodnotu ešte o 15%. Tak získame maximálny rezný moment na vreteni. Z neho vypočítame rezný výkon.

Maximálny rezný moment na vreteni:

$$M_{Cmax} = M_c \cdot 1,15 = 393,1 \cdot 1,15 = 452,1 \text{ Nm} \quad (5)$$

Maximálny rezný výkon:

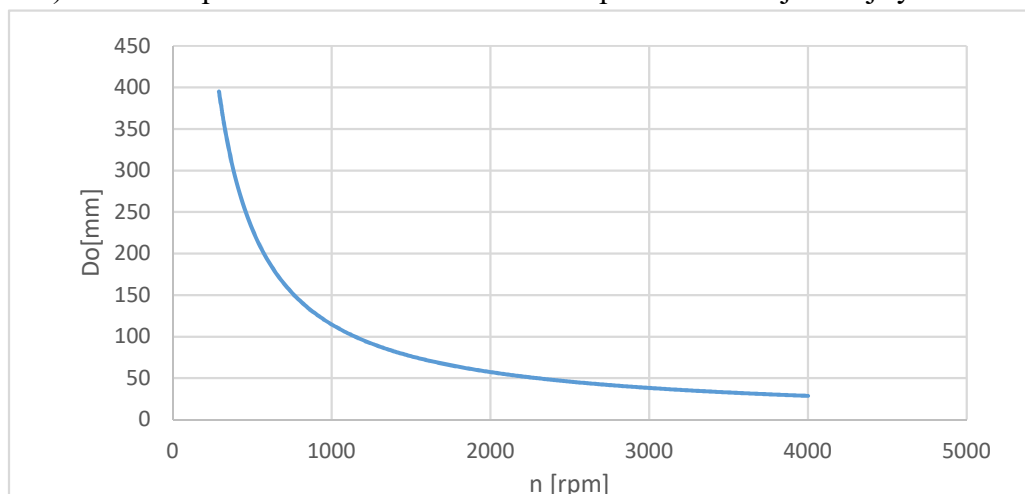
$$P_{Cmax} = \frac{M_{Cmax} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{452,1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 307,7}{60 \cdot 1000} = 14,6 \text{ kW} \quad (6)$$

Nakoniec vypočítame minimálny priemer obrobku, ktorý sme schopný obrobiť pri konštantnej reznej rýchlosti dokončovacej operácie (360 m/min) a maximálnych otáčkach vretena (4000 rpm). Závislosť priemeru obrobku na otáčkach je zobrazená v grafe 2.

Minimálny priemer obrobku:

$$D_{omin} = \frac{v_c \cdot 1000}{\pi \cdot n_{max}} = \frac{360 \cdot 1000}{\pi \cdot 4000} = 29 \text{ mm} \quad (7)$$

Graf 2) Závislosť priemeru obrobku na otáčkach pri konštantnej reznej rýchlosti 360 m/min



6.2 Pohon vřetena

Pohon vřetena bol na základe multikriteriálnej analýzy vybraný ako vstavaný elektromotor. V našom prípade sa bude jednať o synchronný vstavaný motoru SIMOTICS z rady M-1FE1 od firmy Siemens. Na to, aby sme mohli vybrať konkrétny motor sú potrebné nasledujúce výpočty.

6.2.1 Výpočet ekvivalentného momentu

Pri výbere motora s dostatočným krútiacim momentom uvažujeme celkovú účinnosť uloženia vřetena. Vřeteno je uložené na troch guľkových ložiskách s kosouhlým stykom a jednom valčekovom ložisku.

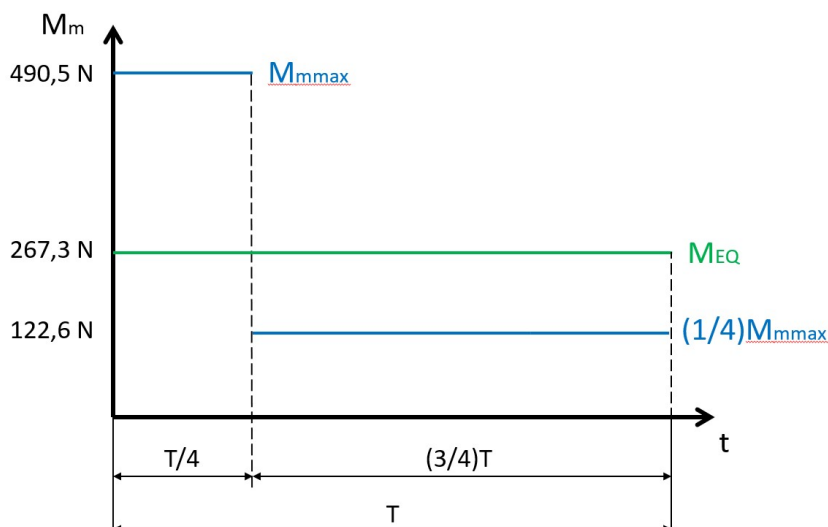
Účinnosť jedného guľkového ložiska: $\eta_{Lg} = 0,99$

Účinnosť jedného valčekového ložiska: $\eta_{Lv} = 0,95$

Maximálny potrebný krútiaci moment motora je potom:

$$M_{Mmax} = \frac{M_{Cmax}}{\eta_{Lg}^3 \cdot \eta_{Lv}} = \frac{452,1}{0,99^3 \cdot 0,95} = 490,5 \text{ Nm} \quad (8)$$

Maximálny rezný moment vypočítaný v kapitole nepôsobí na vřeteno počas celej doby hrubovania. Aby sme mohli vybrať vhodný motor, prepočítame maximálny moment na ekvivalentný moment. Na to potrebujeme poznať záťažový cyklus. Pre výpočet ekvivalentného momentu je zvolený záťažový cyklus zobrazený na obrázku 29.



Obr. 29 Záťažový cyklus

Ekvivalentný moment pre daný záťažový cyklus:

$$M_{EQ} = \sqrt{\frac{\frac{1}{4} \cdot T \cdot M_{Mmax}^2 + 3 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot T \cdot \left(\frac{M_{Mmax}}{4} \right)^2 \right)}{T}} \quad (9)$$

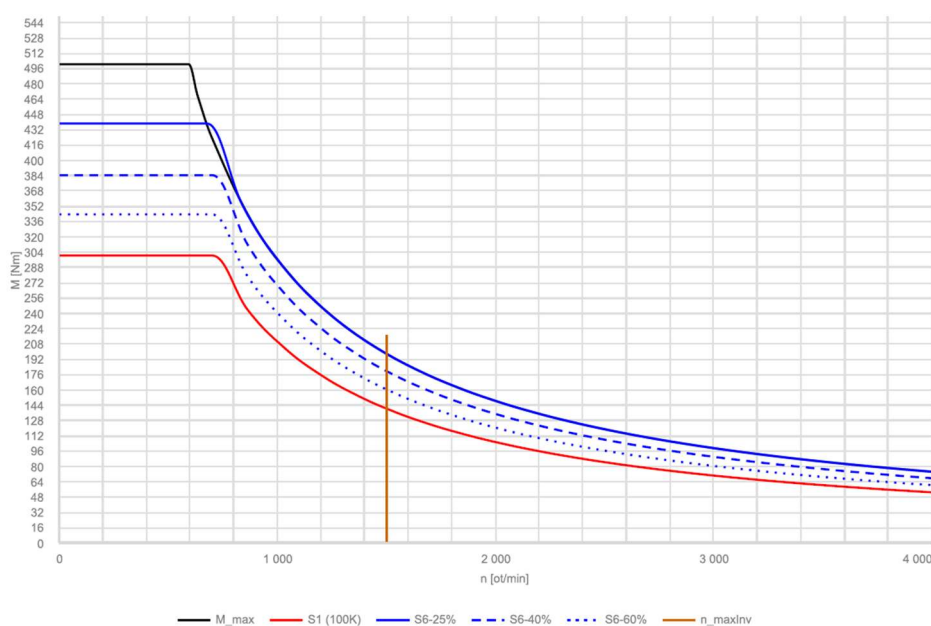
$$M_{EQ} = \sqrt{\frac{\frac{1}{4} \cdot 490,5^2 + 3 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot \left(\frac{490,5}{4} \right)^2 \right)}{1}} = 267,3 \text{ Nm}$$

6.2.2 Výber motora

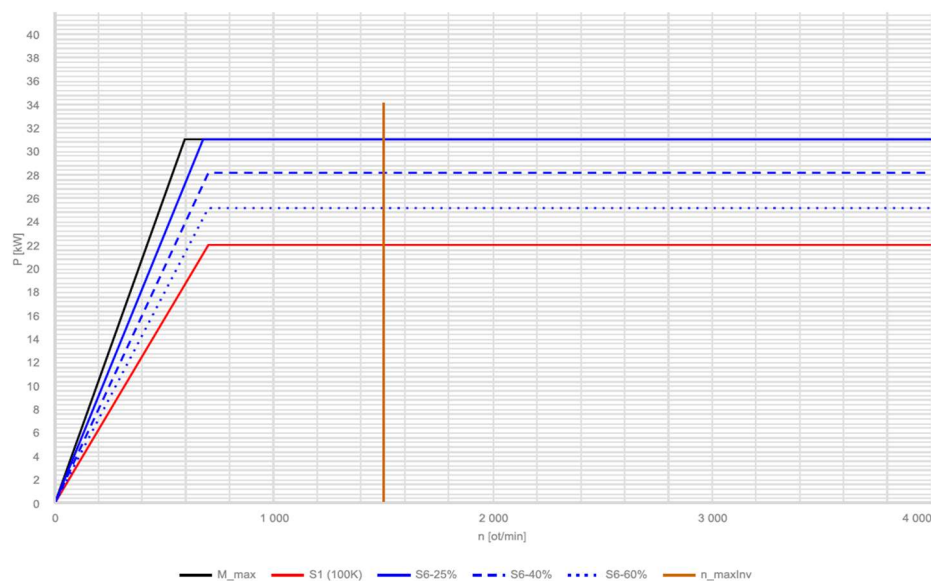
Na základe predošlých výpočtov je vybraný motor **1FE1116-6WW31-6BA0**. Technické parametre motora sú uvedené v tabuľke 10. Na obrázku 30 je zobrazená momentová charakteristika a na obrázku 31 výkonová charakteristika.

Tab 10) Technické parametre motora **1FE1116-6WW31-6BA0**

Parameter	Značka	Hodnota	Jednotka
Menovitý výkon	P_{mmt}	22	kW
Maximálny výkon	P_{maxmt}	31	kW
Menovitý moment	M_{mmt}	300	Nm
Maximálny moment	M_{maxmt}	500	Nm
Menovité otáčky	n_{mmt}	700	rpm
Maximálne otáčky	n_{maxmt}	4000	rpm



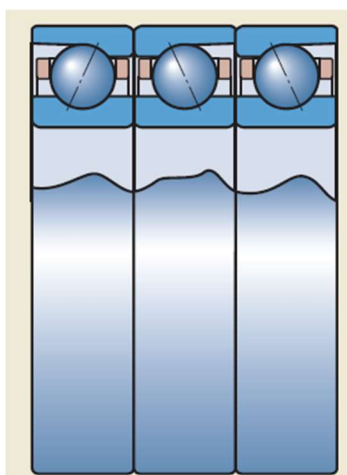
Obr. 30 Momentová charakteristika motora 1FE1116-6WW31-6BA0



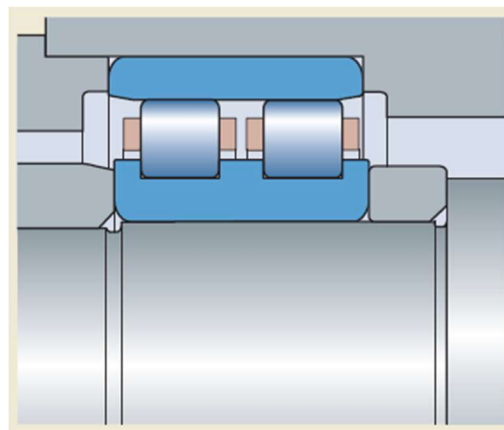
Obr. 31 Výkonová charakteristika motora 1FE1116-6WW31-6BA0

6.3 Uloženie vretena

Táto kapitola sa zaoberá voľbou a výpočtom ložísk vretena. Vreteno bude uložené na prednej podpere pozostávajúcej z troch guľkových ložísk s kosouhlým stykom v zostave TBT a zadnej podpere s dvojradowým valčekovým ložiskom. Predná sada ložísk TBT je zobrazená na obrázku 32. Jedná sa o usporiadanie chrbtom k sebe a tandemom. Takéto usporiadanie je schopné zachytávať ako radiálne sily, tak aj axiálne sily v oboch smeroch vznikajúce pri obrábaní. Zadné dvojradowé valčekové ložisko (obr.33) je schopné dobre zachytiť radiálne sily, ale neumožňuje zachytávanie axiálnych síl. Jedná sa o axiálne voľné ložisko, ktoré je schopné prenášať posunutie vretena vplyvom tepelnej rozťažnosti.



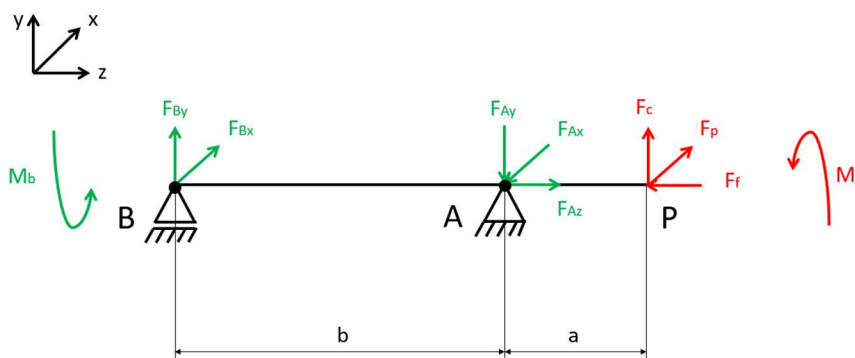
Obr. 32 Usporiadanie ložísk TBT [20]



Obr. 33 Dvojradowé valčekové ložisko [20]

6.3.1 Výpočet reakčných síl

Vreteno je uložené na dvoch podperách. Na obrázku 34 je zjednodušené zobrazenie vretena s podperami, zaťažujúcimi silami a reakčnými silami. Podpera A predstavuje predné uloženie vretena do ložiskovej sady TBT a podpera B zadné uloženie vretena v dvojradowom valčekovom ložisku s kuželovou dierou. Bod P je pôsobisko síl a jeho vzdialenosť od podpery A sa rovná vzdialenosti predného konca vretena od podpery A spolu s veľkosťou sklíčidla a maximálnou dĺžkou obrobku. Maximálna dĺžka obrobku je zvolená ($l_{obmax} = 120 \text{ mm}$). Pôsobisko síl sa v skutočnosti nenachádza v osi vretena, ale na povrchu obrobku. Pre náš výpočet si pôsobisko síl presunieme na os vretena a krútiaci moment, ktorý rezná sila vyvoláva, nahradíme maximálnym zaťažením vretena v krute. To je rovné maximálnemu krútiacemu momentu motora (500 Nm) a zachytáva ho brzdný moment. Všetky potrebné parametre na výpočet reakčných síl sú v tabuľke 11.



Obr. 34 Zaťažujúce a reakčné sily pôsobiace na vreteno

Tab 11) Parametre potrebné na výpočet reakčných síl

Parameter	Značka	Hodnota	Jednotka
Radiálna rezná sila	F_c	2620,8	N
Axiálna posuvová sila	F_f	1048,3	N
Pasívna radiálna sila	F_p	786,2	N
Vzdialenosť medzi podperami	b	0,5225	m
Vzdialenosť medzi prednou podperou a pôsobiskom síl	a	0,34	m
Krútiaci moment na vreteni	M_k	500	Nm

Pri výpočte reakčných síl využijeme rovnice statickej rovnováhy. Tie vychádzajú z Newtonových pohybových zákonov a popisujú vzťah medzi silami a pohybom telies. Ak je teleso v statickej rovnováhe, znamená to, že výslednica síl a momentov je rovná nule.

$$\sum F_x = F_p - F_{Ax} + F_{Bx} = 0 \text{ N} \quad (10)$$

$$\sum F_y = F_c - F_{Ay} + F_{By} = 0 \text{ N} \quad (11)$$

$$\sum F_z = -F_f + F_{Az} = 0 \text{ N} \quad (12)$$

$$\sum M_x = -F_c \cdot a + F_{By} \cdot b = 0 \text{ Nm} \quad (13)$$

$$\sum M_y = F_p \cdot a - F_{Bx} \cdot b = 0 \text{ Nm} \quad (14)$$

$$\sum M_z = -M_k + M_b = 0 \text{ Nm} \quad (15)$$

Z rovníc statickej rovnováhy vyjadríme neznáme a po dosadení získame reakčné sily pôsobiace v podperách.

$$F_{By} = \frac{F_c \cdot a}{b} = \frac{2620,8 \cdot 0,34}{0,5225} = 1705,4 \text{ N} \quad (16)$$

$$F_{Ay} = F_{By} + F_c = 1705,4 + 2620,8 = 4326,2 \text{ N} \quad (17)$$

$$F_{Bx} = \frac{F_p \cdot a}{b} = \frac{786,2 \cdot 0,34}{0,5225} = 511,6 \text{ N} \quad (18)$$

$$F_{Ax} = F_{Bx} + F_p = 511,6 + 786,2 = 1297,8 \text{ N} \quad (19)$$

$$F_{Az} = F_f = F_{AA} = 1048,3 \text{ N} \quad (20)$$

Aby sme zistili veľkosti radiálnych síl v podperách, použijeme Pytagorovu vetu. Radiálna sila pôsobiaca v podpere A:

$$F_{RA} = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{1297,8^2 + 4326,2^2} = 4516,7 \text{ N} \quad (21)$$

Radiálna sila pôsobiaca v podpera B:

$$F_{RB} = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{511,6^2 + 1705,4^2} = 1780,5 \text{ N} \quad (22)$$

Výsledné silové pôsobenie v podperách je zhrnuté v tabuľke 12.

Tab 12) Výsledné silové pôsobenie v podperách vretena

Reakčná sila v podpere	Značka	Hodnota	Jednotka
Radiálna sila v podpere A	F_{RA}	4516,7	N
Axiálna sila v podpere A	F_{AA}	1048,3	N
Radiálna sila v podpere B	F_{RB}	1780,5	N

6.3.2 Výber ložísk

Konkrétne ložiská vybrané na uloženie vretena sú od firmy SKF. Parametre vybraných ložísk sú v tabuľke 13.

Tab 13) Parametre vybraných ložísk

Parameter	Značka	71926 CD/P4A (TBT)	NN 3022 KTN9/SP	Jednotka
Vnútorňy priemer	d	130	110	mm
Vonkajší priemer	D	180	170	mm
Šírka	B	$3 \cdot 24 = 72$	45	mm
Stykový uhol	α	15	-	°
Priemer guľičky	D_w	15,875	-	mm
Základná statická únosnosť	C_0	325	360	kN
Základná dynamická únosnosť	C	199	220	kN
Maximálne otáčky pri mazaní plastickým mazivom	n_L	$0,63 \cdot 7000 = 4410$	5000	rpm
Trieda predpätia B	G_B	$1,35 \cdot 700 = 945$	-	N
Axiálna tuhosť predpätia B	C_a	$1,45 \cdot 188 = 272,6$	-	$N/\mu m$
Radiálna tuhosť	C_r	-	2470	$N/\mu m$
Výpočtový súčiniteľ	f	16,4	-	-
Opravný súčiniteľ (rada a veľkosť)	f_o	1,25	-	-
Opravný súčiniteľ (stykový uhol)	f_1	1	-	-
Opravný súčiniteľ (predpätie B)	f_{2B}	1,04	-	-

6.3.3 Radiálna tuhosť ložiskovej sady

Na výpočet radiálnej tuhosti ložiskovej sady v podpere A je potrebné vypočítať radiálnu tuhosť jedného ložiska (23) a tú vynásobiť koeficientom pre zvolenú sadu. [1]

Radiálna tuhosť pre jedno ložisko zo sady:

$$C_r = 6 \cdot C_a = 6 \cdot 188 = 1128 \text{ N}/\mu m \quad (23)$$

Radiálna tuhosť pre ložiskovú sadu TBT:

$$C_{rA} = 1,36 \cdot C_r = 1,36 \cdot 1128 = 1534,1 \text{ N}/\mu m \quad (24)$$

6.3.4 Výpočet trvanlivosti ložísk

Trvanlivosť ložísk umožňuje predpovedať čas, kedy je potrebné ložisko vymeniť, aby nedošlo k jeho prílišnému opotrebovaniu, prípadne havárii. Opotrebované ložisko na vreteni by malo negatívny vplyv na kvalitu obrábania, a teda aj na kvalitu samotnej obrobenej súčasti. Ak by ložisko havarovalo, môže dôjsť k deštrukcii samotného vretenníka, čo by malo závažné finančné a bezpečnostné dôsledky. Aby sa tomu predchádzalo, je potrebné pre zákazníka stanoviť trvanlivosť ložísk, ktorá by sa mala sledovať a prísne dodržiavať.

Trvanlivosť ložísk v hodinách je počítaná podľa ISO 281.

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (25)$$

kde:

C = základná dynamická únosnosť [kN]

P = ekvivalentné dynamické zaťaženie ložiska [kN]

n = frekvencia otáčania vretena [rpm]

p = exponent rovnice trvanlivosti

- 3 pre ložiská s bodovým stykom
- 10/3 pre ložiská s čiarovým stykom

Trvanlivosť ložísk v podpere A

Pre výpočet trvanlivosti ložísk v podpere A je najskôr potrebné vypočítať ekvivalentné dynamické zaťaženie. Postup výpočtu je stanovený z katológu SKF [20].

Pre ekvivalentné dynamické zaťaženie platia podmienky (26) a (27)

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \implies P = F_r \quad (26)$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \implies P = X_2 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (27)$$

kde:

F_a = zaťažujúca axiálna sila [N]

F_r = zaťažujúca radiálna sila [N]

e, X₂, Y₂ = výpočtové súčinitele ložiska

Na výpočet axiálnej zaťažujúcej zložky sily potrebujeme poznať veľkosť skutočného predpätia ložiska. (28)

$$G_m = f \cdot f_1 \cdot f_{2B} \cdot G_B = 1,25 \cdot 1 \cdot 1,04 \cdot 945 = 1228,5 \text{ N} \quad (28)$$

Vonkajšia axiálna zaťaženie pôsobiace na ložisko (F_{AA}) je menšie ako trojnásobok skutočného predpätia. V tom prípade sa zaťažujúca axiálna sila vypočíta zo vzťahu (29).

$$F_a = G_m + 0,67 \cdot F_{AA} = 1228,5 + 0,67 \cdot 1048,3 = 1930,9 \text{ N} \quad (29)$$

Súčinitele e, X₂ a Y₂ sú v našom prípade závislé na vzťahu (30), pretože sa jedná o ložiská so stykovým uhlom 15°.

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} = \frac{16,4 \cdot 1930,9}{325000} = 0,1 \quad (30)$$

Veľkosti výpočtových súčiniteľov sú získané z katalógu SKF. [20]

$$e = 0,38$$

$$X_2 = 0,44$$

$$Y_2 = 1,47$$

Ekvivalentné dynamické zaťaženie je stanovené na základe podmienok (26),(27).

$$\frac{F_a}{F_{RA}} = \frac{1930,9}{4516,7} = 0,43 > e = 0,38 \quad (31)$$

$$P = X_2 \cdot F_{RA} + Y_2 \cdot F_a = 0,44 \cdot 4516,7 + 1,47 \cdot 1930,9 = 4825,8 \text{ N} \quad (32)$$

Základná trvanlivosť ložísk v podpere A je vypočítaná podľa vzťahu (25) s tým, že budeme počítat' s prevádzkou na maximálnych otáčkach 4000 rpm.

$$L_{Ah10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{max}} = \left(\frac{199000}{4825,8}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4000} = 292\,172 \text{ hod} \quad (33)$$

O výslednej trvanlivosti ložísk v prednej podpere sa dá skonštatovať, že je dostatočujúca až naddimenzovaná. Výpočet trvanlivosti počíta s maximálnym zaťažením pri maximálnych otáčkach. V skutočnosti je ale takáto prevádzka nepredpokladaná, a preto bude výsledná trvanlivosť ešte väčšia.

Trvanlivosť ložiska v podpere B

Pre dvojradové valčekové ložisko v zadnej podpere je na výpočet trvanlivosti taktiež použitý vzorec 25. V tomto prípade ale nie je potrebné počítat' ekvivalentné dynamické zaťaženie, pretože toto ložisko zachytáva iba radiálne zaťaženie F_{RB} .

Základná trvanlivosť ložiska v podpere B je potom

$$L_{Bh10} = \left(\frac{C}{F_{RB}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{max}} = \left(\frac{220000}{1780,5}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4000} = 39\,149\,339 \text{ hod} \quad (34)$$

Dvojradové valčekové ložisko je z hľadiska trvanlivosti naddimenzované, čo je dané malou zaťažujúcou silou. Rovnako ako pri podpere A je počítané s maximálnou záťažou pri maximálnych otáčkach.

6.3.5 Voľba a výpočet mazania

Mazanie vretenových ložísk bude prostredníctvom plastického maziva. Výrobca odporúča plastické mazivo na bázi syntetického oleja SKF LGLT 2. Toto mazivo je vhodné pre aplikácie s vysokými teplotami až do 110°C a dosahuje dlhú prevádzkovú trvanlivosť.

Referenčná náplň maziva ložísk v podperách

$$G_{refA} = 20,4 \text{ cm}^3$$

$$G_{refB} = 20,2 \text{ cm}^3$$

Počiatočná náplň plastického maziva závisí na type, rade, veľkosti ložiska a otáčkovom čísle. Odhadnúť je ho možné pomocou vzorca 37 pre ložisko v podpere A a 38 v podpere B. Otáčkové číslo budeme počítat' pre stredné otáčky vretena 2000 rpm.

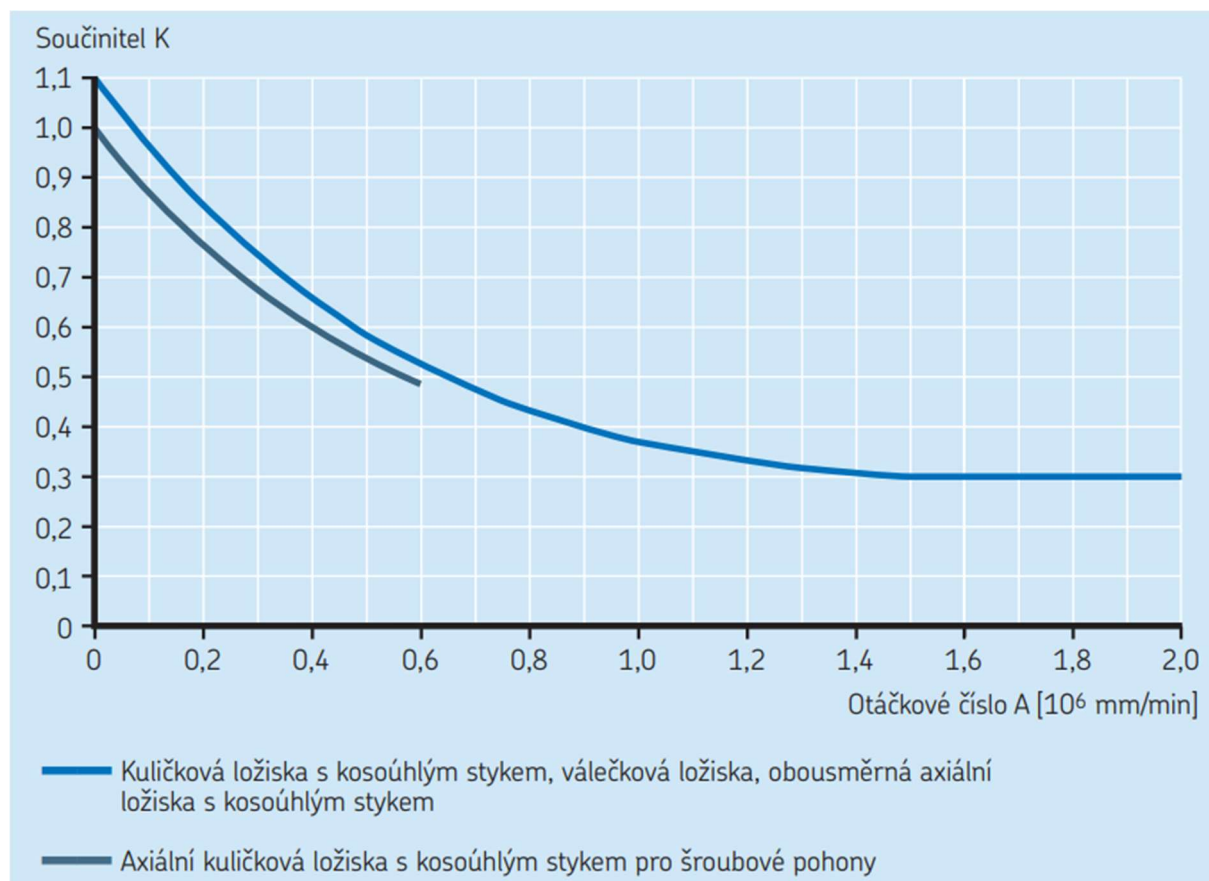
Otáčkové číslo v podpere A

$$A_{LA} = n_{st} \cdot 0,5 \cdot (d_A + D_A) = 2000 \cdot 0,5 \cdot (130 + 180) = 310000 \text{ mm/min} \quad (35)$$

Otáčkové číslo v podpere B

$$A_{LB} = n_{st} \cdot 0,5 \cdot (d_B + D_B) = 2000 \cdot 0,5 \cdot (110 + 170) = 280000 \text{ mm/min} \quad (36)$$

Z obrázku 35 zistíme veľkosť výpočtového súčiniteľa K, ktorý je závislý na type ložiska a otáčkovom čísle.



Obr. 35 Diagram na stanovenie výpočtového súčiniteľa K

$$K_A = 0,74$$

$$K_B = 0,76$$

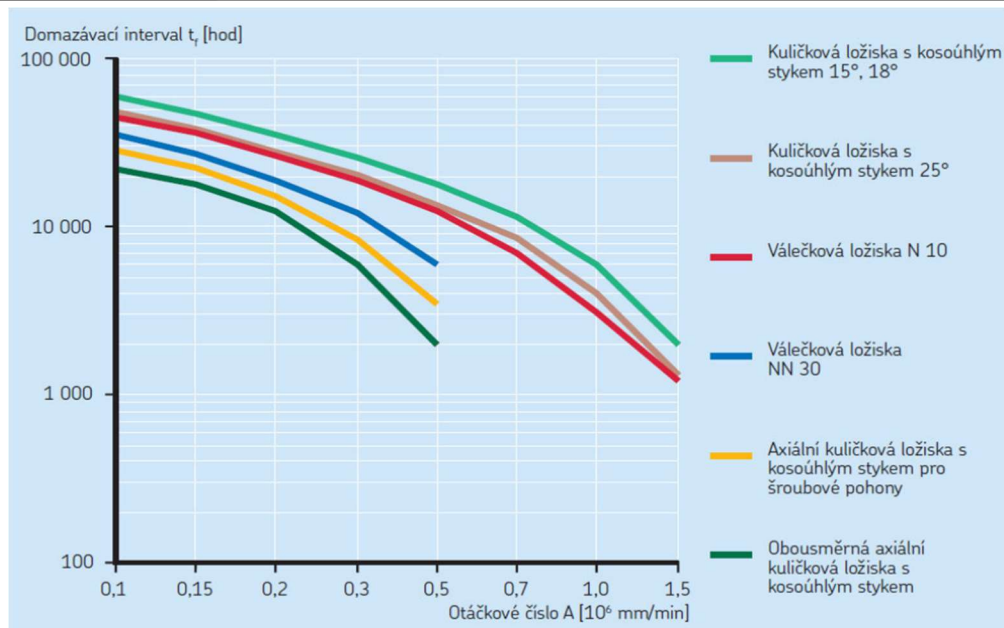
Počiatočná náplň maziva ložiska A

$$G_A = K_A \cdot G_{refA} = 0,74 \cdot 20,4 = 15,1 \text{ cm}^3 \quad (37)$$

Počiatočná náplň maziva ložiska B

$$G_B = K_B \cdot G_{refB} = 0,76 \cdot 20,2 = 15,4 \text{ cm}^3 \quad (38)$$

Pri mazaní ložísk plastickým mazivom je potrebné ložiská domazávať po uplynutí domazávacieho intervalu. Ten je stanovený na základe obrázku 35 a skorigovaný podľa vzorca 39.



Obr. 36 Domazávací interval vzhľadom na otáčkové číslo a typ ložiska

$$t_{fA} = 25\,000 \text{ hod}$$

$$t_{fB} = 20\,000 \text{ hod}$$

$$T_{Domaz} = t_f \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot C_5 \cdot C_6 \cdot C_7 \cdot C_8 \quad (39)$$

kde:

$$C_1 - \text{súčiniteľ závislý na sade ložísk a triede predpätia (TBTB):} \quad C_1 = 0,63$$

$$C_2 - \text{súčiniteľ hybridných ložísk:} \quad C_2 = 1$$

$$C_3 - \text{súčiniteľ orientácie vretena (vodorovná):} \quad C_3 = 1$$

$$C_4 - \text{súčiniteľ zaťaženia ložiska (} P < 0,05 C \text{):} \quad C_4 = 1$$

$$C_5 - \text{súčiniteľ spoľahlivosti (} L_{10} \text{):} \quad C_5 = 1$$

$$C_6 - \text{súčiniteľ prúdenia vzduchu ložiskom (nízke):} \quad C_6 = 1$$

$$C_7 - \text{súčiniteľ vlhkosti a prachu (nízke):} \quad C_7 = 1$$

$$C_8 - \text{súčiniteľ prevádzkovej teploty (} 55^\circ\text{C):} \quad C_8 = 2$$

Celkový domazávací interval ložísk v podpere A

$$T_{DomazA} = t_{fA} \cdot C_1 \cdot C_8 = 25000 \cdot 0,63 \cdot 2 = 31\,500 \text{ hod} \quad (40)$$

Celkový domazávací interval ložísk v podpere B

$$T_{DomazB} = t_{fB} \cdot C_8 = 20000 \cdot 2 = 40\,000 \text{ hod} \quad (41)$$

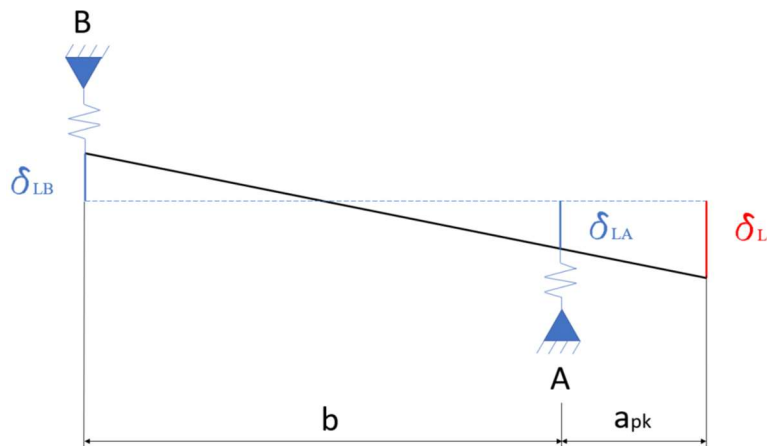
Domazávací interval je na základe predošlých výpočtov stanovený na hodnotu 31 500 hodín. Je ale potrebné podotknúť, že ide o približný výpočet stanovený zo strednej hodnoty otáčok. Pri vyšších otáčkach sa bude reálny interval domazávania skracovať a pri nižších otáčkach predlžovať.

6.4 Tuhosť vretenníka

Tuhosť je dôležitou vlastnosťou vretenníka a má zásadný vplyv na presnosť pri obrábaní. Vretenník musí byť pri obrábaní schopný zachytávať všetky zaťažujúce sily bez toho, aby dochádzalo k jeho nadmernej deformácii. Tuhosť vretenníka je daná súčtom tuhostí ložísk, vretena a skrine.

6.4.1 Deformácia ložísk

Pri výpočte deformácie ložísk uvažujeme vreteno ako dokonale tuhé prútové teleso. Schematické znázornenie deformácie ložísk na dokonale tuhom vreteni je na obrázku 37. Vstupné parametre pre výpočet sú v tabuľke 14.



Obr. 37 Deformácia ložísk

Tab 14) Vstupné parametre pre výpočet deformácie ložísk

Parameter	Značka	Hodnota	Jednotka
Radiálne zaťaženie v podpere A	F_{RA}	4516,7	N
Radiálne zaťaženie v podpere B	F_{RB}	1780,5	N
Radiálna tuhosť ložiskovej sady v podpere A	C_{rA}	1534,1	N/μm
Radiálna tuhosť ložiska v podpere B	C_{rB}	2470	N/μm
Vzdialenosť medzi podperami	b	522,5	mm
Vzdialenosť predného konca vretena od podpery A	a_{pk}	104	mm

Deformácia ložiskovej sady v podpere A

$$\delta_{LA} = \frac{F_{RA}}{C_{rA}} = \frac{4516,7}{1534,1} = 2,94 \mu\text{m} \quad (42)$$

Deformácia ložiska v podpere B

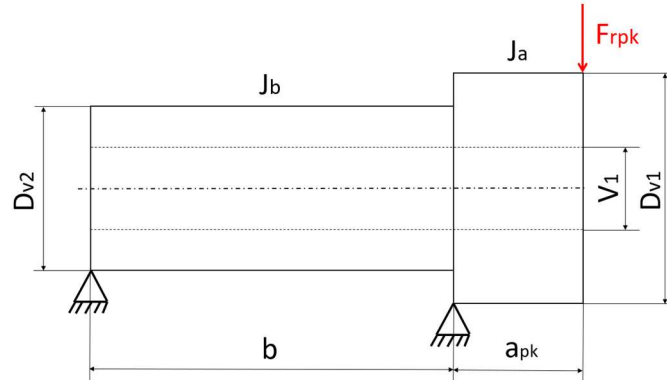
$$\delta_{LB} = \frac{F_{RB}}{C_{rB}} = \frac{1780,5}{2470} = 0,72 \mu\text{m} \quad (43)$$

Deformácia predného konca vretena od poddajnosti ložísk z podobnosti trojuholníkov

$$\delta_L = \delta_{LA} + \frac{a_{pk}}{b} \cdot (\delta_{LA} + \delta_{LB}) = 2,94 + \frac{104}{522,5} \cdot (2,94 + 0,72) = 3,67 \mu\text{m} \quad (44)$$

6.4.2 Deformácia vretena

Výpočet deformácie vretena je pre zjednodušený tvar vretena, kedy sa v mieste prednej podpery rozdelí vreteno na dve samostatné votknuté časti. Jedna časť je prečnievajúci predný koniec vretena a druhá časť je medzi podperami.[1] Na obrázku 38 je znázornený zjednodušený tvar vretena a v tabuľke 15 sú vstupné parametre pre výpočet deformácie vretena.



Obr. 38 Zjednodušené vreteno

Tab 15) Vstupné parametre pre výpočet deformácie vretena

Parameter	Značka	Hodnota	Jednotka
Radiálna rezná sila	F_c	2620,8	N
Radiálna pasívna sila	F_p	786,2	N
Vzdialenosť medzi podperami	b	522,5	mm
Vzdialenosť medzi prednou podperou a pôsobiskom síl	a	340	mm
Vzdialenosť predného konca vretena od podpery A	a_{pk}	104	mm
Vonkajší priemer prednej časti vretena	D_{V1}	210	mm
Vonkajší priemer zadnej časti vretena	D_{V2}	110	mm
Priemer diery vo vretene	V_1	85	mm
Modul pružnosti v ťahu	E	210 000	MPa

Radiálnu zaťažujúcu silu vretena vypočítame z radiálnych rezných síl a jej pôsobisko prepočítame rovnosťou momentov tak, aby pôsobila na prednom konci vretena.

$$F_r = \sqrt{F_c^2 + F_p^2} = \sqrt{2620,8^2 + 786,2^2} = 2736,18 \text{ N} \quad (45)$$

$$F_{rpk} = \frac{F_r \cdot a}{a_{pk}} = \frac{2736,18 \cdot 340}{104} = 8945,22 \text{ N} \quad (46)$$

Kvadratický moment časti vretena medzi predným koncom a podperou A.

$$J_A = \frac{\pi}{64} \cdot (D_{V1}^4 - V_1^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (210^4 - 85^4) = 92903245,45 \text{ mm}^4 \quad (47)$$

Kvadratický moment časti vretena medzi podperami.

$$J_B = \frac{\pi}{64} \cdot (D_{V2}^4 - V_1^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (110^4 - 85^4) = 4624491,88 \text{ mm}^4 \quad (48)$$

Deformácia predného konca vretena od ohybových momentov.

$$\delta_V = \frac{F_{rpk} \cdot a_{pk}^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{b}{J_B} + \frac{a_{pk}}{J_A} \right)$$

$$\delta_V = \frac{8945,22 \cdot 104^2}{3 \cdot 210000} \cdot \left(\frac{522,5}{4624491,88} + \frac{104}{92903245,45} \right) = 0,01752 \text{ mm} \quad (49)$$

$$\delta_V = 17,5 \text{ } \mu\text{m}$$

6.4.3 Deformácia skrine vretenníka

Viac ako 90% celkovej deformácie vretenníka tvoria deformácie od ohybových momentov a poddajnosti ložísk [1]. Deformáciu skrine vretenníka preto do výpočtu celkovej tuhosti vretenníka zanedbáme.

6.4.4 Celková tuhosť vretenníka

Deformácia na prednom konci vretena

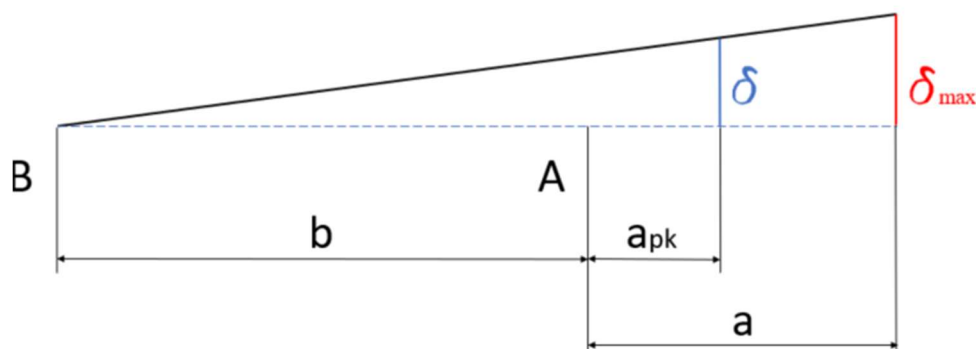
$$\delta = \delta_L + \delta_V = 3,67 + 17,5 = 21,19 \text{ } \mu\text{m} \quad (50)$$

Celková tuhosť vretenníka

$$C_{vr} = \frac{F_{rpk}}{\delta} = \frac{8945,22}{21,19} = 422,14 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (51)$$

6.4.5 Radiálne hádzanie

Deformácia na prednom konci vretena nám vyjadruje radiálne hádzanie predného konca vretena. Najväčšie hodnoty radiálneho hádzania sú pri obrábaní krajného bodu obrobku, čiže pri maximálnom vyložení. Z podobnosti trojuholníkov (obr.39) tak môžeme určiť radiálne hádzanie v bode obrábania.



Obr. 39 Podobnosť trojuholníkov pre výpočet maximálneho radiálneho hádzania

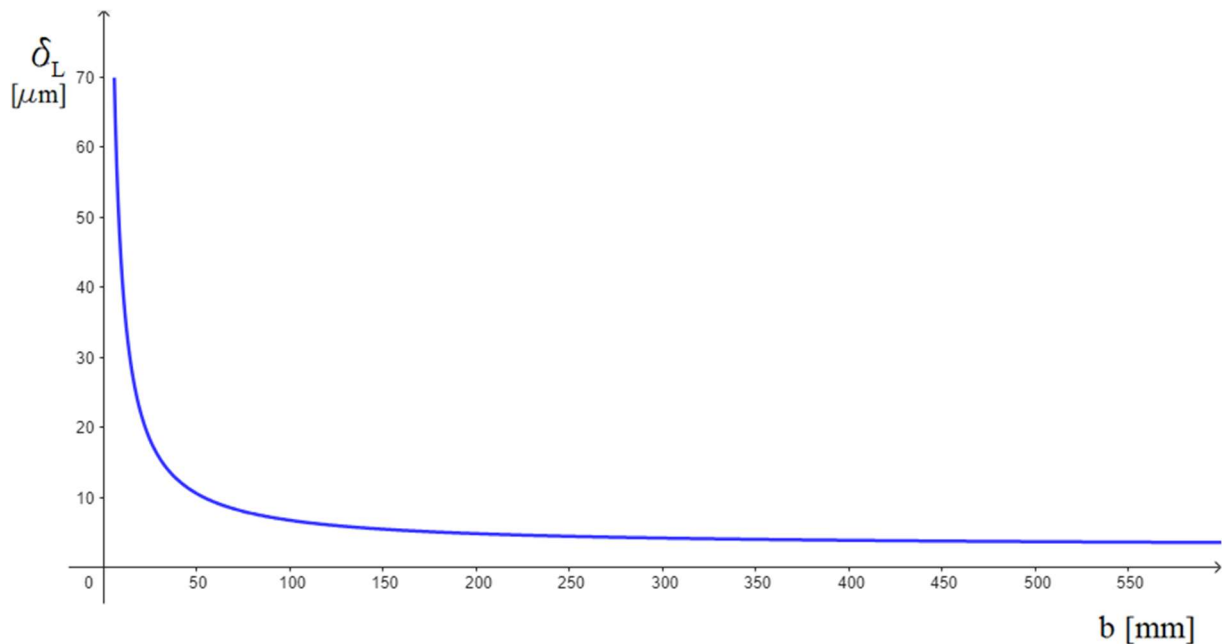
Maximálne radiálne hádzanie

$$\delta_{max} = \delta \cdot \frac{a + b}{a_{pk} + b} = 21,19 \cdot \frac{340 + 522,5}{104 + 522,5} = 29,17 \text{ } \mu\text{m} \quad (52)$$

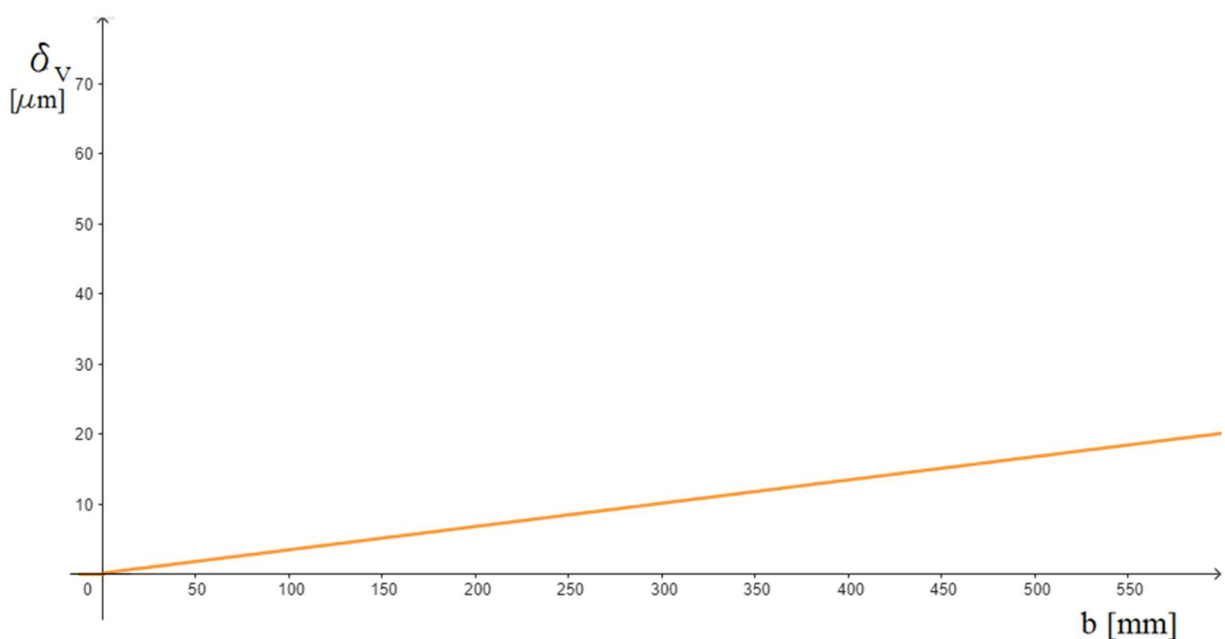
6.4.6 Optimálna vzdialenosť medzi ložiskami

Pri predošlých výpočtoch bola použitá vzdialenosť medzi ložiskami $b=522,5$ mm. Táto vzdialenosť bola vybraná ako najmenšia možná vzdialenosť, ktorá sa dá použiť kvôli zástavbovým rozmerom motora. Existuje však určitá optimálna vzdialenosť medzi ložiskami, kedy je celková deformácia vretena na prednom konci najmenšia. Pretože bol tvar vretena pri výpočte značne zjednodušený, je táto vzdialenosť čisto informatívna. Môžeme vďaka nej ale zistiť, či je potrebné použitú vzdialenosť medzi ložiskami zväčšiť alebo ju ponechať.

Veľkosť deformácie predného konca vretena od poddajnosti ložísk a od ohybových momentov je závislá na vzdialenosti medzi podperami. Na to, aby sme mohli získať optimálnu vzdialenosť medzi podperami použijeme grafy jednotlivých zložiek deformácie v závislosti na vzdialenosti medzi podperami.

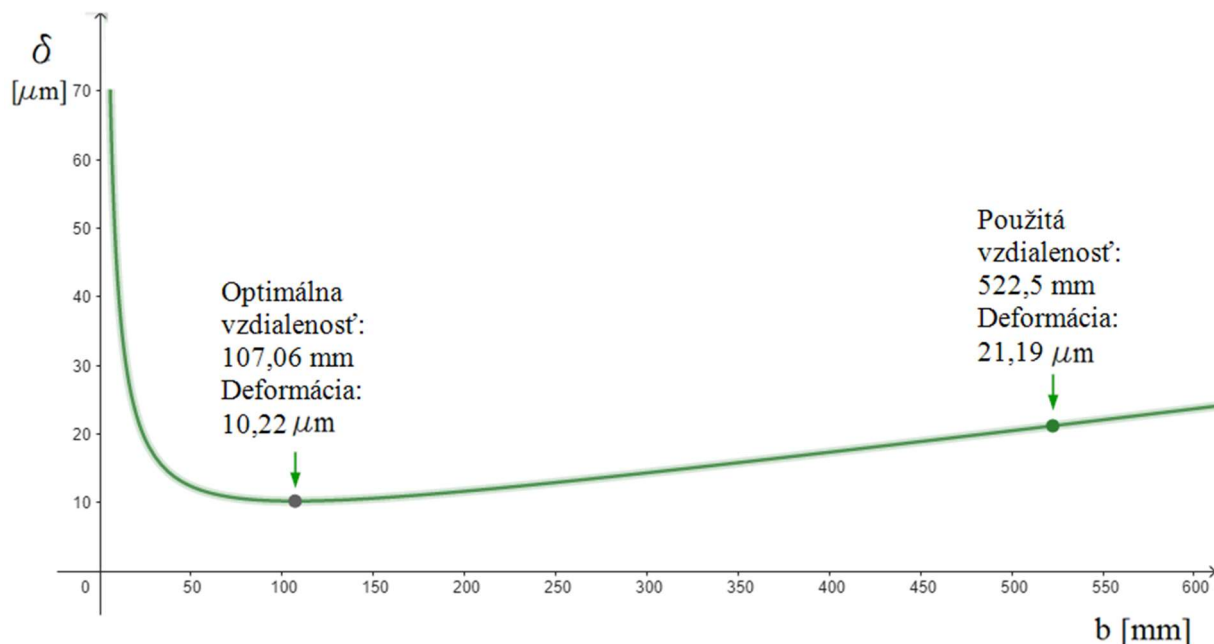


Obr. 40 Deformácia predného konca vretena od poddajnosti ložísk v závislosti na vzdialenosti medzi podperami



Obr. 41 Deformácia predného konca vretena od ohybových momentov v závislosti na vzdialenosti medzi podperami

Súčtom týchto dvoch grafov dostaneme graf celkovej deformácie v závislosti na vzdialenosti medzi podperami. Minimum tejto funkcie nám udáva optimálnu vzdialenosť podpíer.



Obr. 42 Celková deformácia predného konca vretena v závislosti na vzdialenosti medzi podperami

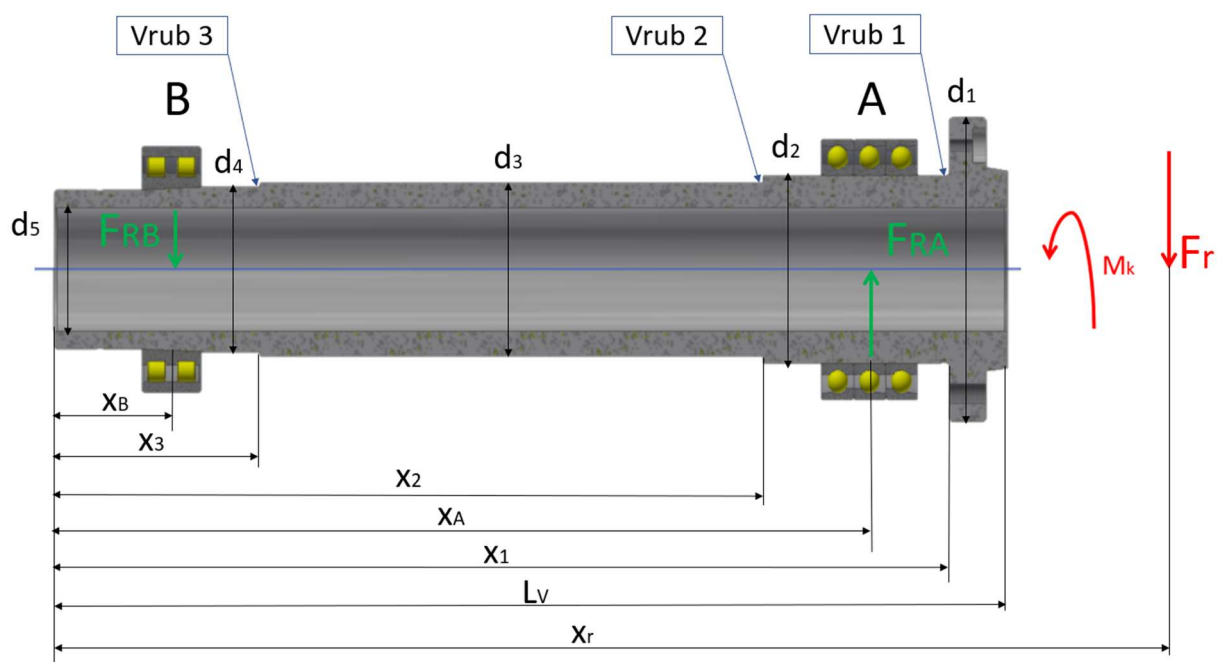
Ako už bolo vyššie spomenuté, v našom prípade je použitá vzdialenosť 522,5 mm. Tú nie je možné viac skrátiť na optimálnu vzdialenosť z dôvodu zástavbových rozmerov vstavaného elektromotora. Priebeh funkcie od optimálnej vzdialenosti po použitú vzdialenosť je mierne stúpajúci, čo znamená, že deformácia sa pri použitej vzdialenosti ložísk 522,5 mm zväčši od optimálnej vzdialenosti o 10,97 μm .

6.5 Pevnostný výpočet vretena

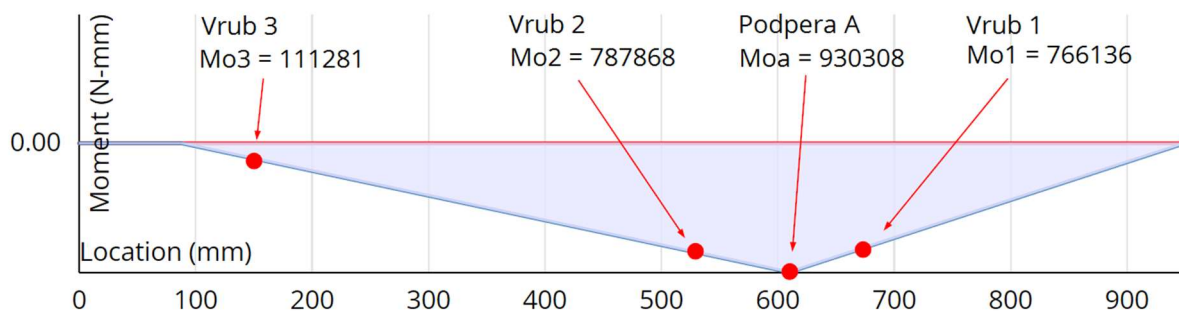
Vreteno bude z hľadiska pevnosti kontrolované na medzný stav pružnosti (MSP) a medzný stav únavy (MSÚ). Pri výpočtoch budeme uvažovať materiál vretena legovanú oceľ s obsahom mangánu a chrómu vhodnú k cementovaniu a kaleniu. Konkrétny materiál vretena má označenie 14 220 podľa ČSN a 16MnCr5 podľa EN. Medza pevnosti (R_m) je 785 MPa a medza klzu (R_e) je 590 MPa.

Pre pevnostný výpočet vretena si najskôr stanovíme výsledné vnútorné účinky (VVÚ), ktoré pôsobia na vreteno. Ako záťaž uvažujeme radiálnu zaťažujúcu silu vretena F_r a krútiaci moment M_k , rovný maximálnemu krútiacemu momentu motora (obr.43). Jedná sa o kombinované zaťaženie vretena krutom a ohybom. Pri pevnostných výpočtoch nebudeme brať do úvahy vplyv posúvajúcich síl na šmykové napätie, pretože v porovnaní so šmykovým napätím od krútiaceho momentu je toto napätie zanedbateľné. Rovnako nebudeme brať do úvahy ani axiálne zaťaženie vretena, pretože vzniknuté napätie od axiálnej sily je zanedbateľne malé v porovnaní s napätím od ohybových momentov.

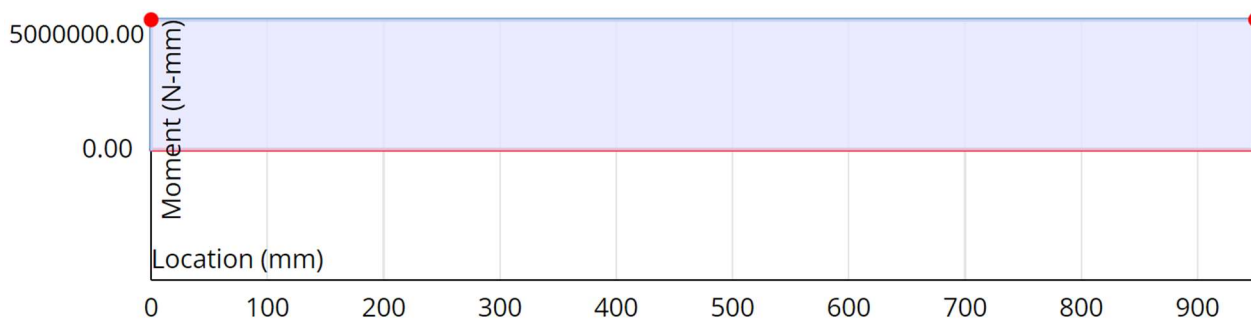
Výpočet VVÚ je spracovaný pomocou online softvéru <https://optimalbeam.com/>. Priebeh ohybového momentu je zobrazený na obrázku 44 a krútiaceho momentu na obrázku 45. Vstupné parametre pre pevnostné výpočty sú v tabuľke 16.



Obr. 43 Zaťaženie vretena



Obr. 44 Priebeh ohybového momentu



Obr. 45 Priebeh krútiaceho momentu

Tab 16) Vstupné parametre pre pevnostné výpočty

Parameter	Značka	Hodnota	Jednotka
Radiálna sila v podpere A	F_{RA}	4516,7	N
Radiálna sila v podpere B	F_{RB}	1780,5	N
Radiálna zaťažujúca sila	F_r	2736,2	mm
Zaťažujúci krútiaci moment	M_k	500	Nm
Dĺžka vretena	L_v	714	mm
Vzdialenosť medzi zadným koncom a silou F_r	x_r	950	mm
Vzdialenosť medzi zadným koncom a vrubom 1	x_1	670	mm
Vzdialenosť medzi zadným koncom a podperou A	x_A	610	mm
Vzdialenosť medzi zadným koncom a vrubom 2	x_2	530	mm
Vzdialenosť medzi zadným koncom a vrubom 3	x_3	150	mm
Vzdialenosť medzi zadným koncom a podperou B	x_B	87,5	mm
Vonkajši priemer príruby	d_1	210	mm
Vonkajši priemer pri vrube 1	d_2	130	mm
Vonkajši priemer pri vrube 2	d_3	120	mm
Vonkajši priemer pri vrube 3	d_4	113,75	mm
Vnútorň priemer vretena	d_5	85	mm
Polomer vrubu 1	r_1	4	mm
Polomer vrubu 2	r_2	4	mm
Polomer vrubu 3	r_3	1	mm

6.5.1 Bezpečnosť vzhľadom k MSP

Výpočet bezpečnosti vzhľadom k MSP budeme robiť pre kritické miesta na vreteni. Medzi ne patrí miesto s najväčším ohybovým momentom, ktorý sa nachádza na mieste podpery A, a miesta s vrubmi, ktoré pri zaťažení vytvárajú koncentráciu napätia.

Veľkosti ohybových momentov v jednotlivých kritických miestach sú na obrázku 44. Krútiaci moment je po celej dĺžke vretena konštantný a rovný 500 Nm (obr.45).

Bezpečnosť v mieste najväčšieho ohybového momentu

Modul prierezu v ohybe

$$W_{oA} = \frac{\pi \cdot (d_2^4 - d_5^4)}{32 \cdot d_2} = \frac{\pi \cdot (130^4 - 85^4)}{32 \cdot 130} = 176268,6 \text{ mm}^3 \quad (53)$$

Modul prierezu v krute

$$W_{kA} = \frac{\pi \cdot (d_2^4 - d_5^4)}{16 \cdot d_2} = \frac{\pi \cdot (130^4 - 85^4)}{16 \cdot 130} = 352537,1 \text{ mm}^3 \quad (54)$$

Napätie od ohybového momentu

$$\sigma_A = \frac{M_{oA}}{W_{oA}} = \frac{930308}{176268,6} = 5,28 \text{ MPa} \quad (55)$$

Napätie od krútiaceho momentu

$$\tau_A = \frac{M_k}{W_{kA}} = \frac{500000}{352537,1} = 1,42 \text{ MPa} \quad (56)$$

Redukované napätie

$$\sigma_{redA} = \sqrt{\sigma_A^2 + 3 \cdot \tau_A^2} = \sqrt{5,28^2 + 3 \cdot 1,42^2} = 5,82 \text{ MPa} \quad (57)$$

Súčiniteľ bezpečnosti vzhľadom k MSP v mieste najväčšieho ohybového momentu

$$k_A = \frac{R_e}{\sigma_{redA}} = \frac{590}{5,82} = 101,37 \quad (58)$$

Bezpečnosť v mieste vrubu 1

Pri výpočtoch bezpečnosti v miestach s vrubmi bude ako napätie od ohybového momentu, tak aj napätie od krútiaceho momentu vynásobené príslušnými súčiniteľmi koncentrácie napätia. Tieto súčinitele pre vrub 1 sú:

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre ohyb: $\alpha_{\sigma 1} = 2,6$

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre krut: $\alpha_{\tau 1} = 2,1$

Modul prierezu v ohybe a v krute sú v mieste vrubu 1 rovnaké ako v mieste najväčšieho ohybového momentu. ($W_{o1} = W_{oA}$, $W_{k1} = W_{kA}$)

Napätie od ohybového momentu

$$\sigma_1 = \alpha_{\sigma 1} \cdot \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = 2,6 \cdot \frac{766136}{176268,6} = 11,3 \text{ MPa} \quad (59)$$

Napätie od krútiaceho momentu

$$\tau_1 = \alpha_{\tau 1} \cdot \frac{M_k}{W_{k1}} = 2,1 \cdot \frac{500000}{352537,1} = 2,98 \text{ MPa} \quad (60)$$

Redukované napätie

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3 \cdot \tau_1^2} = \sqrt{11,3^2 + 3 \cdot 2,98^2} = 12,42 \text{ MPa} \quad (61)$$

Súčiniteľ bezpečnosti vzhľadom k MSP v mieste vrubu 1

$$k_1 = \frac{R_e}{\sigma_{red1}} = \frac{590}{12,42} = 47,5 \quad (62)$$

Bezpečnosť v mieste vrubu 2

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre ohyb: $\alpha_{\sigma 2} = 2,1$

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre krut: $\alpha_{\tau 2} = 1,8$

Modul prierezu v ohybe

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot (d_3^4 - d_5^4)}{32 \cdot d_3} = \frac{\pi \cdot (120^4 - 85^4)}{32 \cdot 120} = 126939,5 \text{ mm}^3 \quad (63)$$

Modul prierezu v krute

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot (d_3^4 - d_5^4)}{16 \cdot d_3} = \frac{\pi \cdot (120^4 - 85^4)}{16 \cdot 120} = 253878,9 \text{ mm}^3 \quad (64)$$

Napätie od ohybového momentu

$$\sigma_2 = \alpha_{\sigma 2} \cdot \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = 2,1 \cdot \frac{787868}{126939,5} = 13,03 \text{ MPa} \quad (65)$$

Napätie od krútiaceho momentu

$$\tau_2 = \alpha_{\tau 2} \cdot \frac{M_k}{W_{k2}} = 1,8 \cdot \frac{500000}{253878,9} = 3,54 \text{ MPa} \quad (66)$$

Redukované napätie

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_2^2 + 3 \cdot \tau_2^2} = \sqrt{13,03^2 + 3 \cdot 3,54^2} = 14,4 \text{ MPa} \quad (67)$$

Súčiniteľ bezpečnosti vzhľadom k MSP v mieste vrubu 2

$$k_2 = \frac{R_e}{\sigma_{red2}} = \frac{590}{14,4} = 41 \quad (68)$$

Bezpečnosť v mieste vrubu 3

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre ohyb: $\alpha_{\sigma 3} = 3$

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre krut: $\alpha_{\tau 3} = 3$

Modul prierezu v ohybe

$$W_{o3} = \frac{\pi \cdot (d_4^4 - d_5^4)}{32 \cdot d_4} = \frac{\pi \cdot (113,75^4 - 85^4)}{32 \cdot 113,75} = 99442,4 \text{ mm}^3 \quad (69)$$

Modul prierezu v krute

$$W_{k3} = \frac{\pi \cdot (d_4^4 - d_5^4)}{16 \cdot d_4} = \frac{\pi \cdot (113,75^4 - 85^4)}{16 \cdot 113,75} = 198884,8 \text{ mm}^3 \quad (70)$$

Napätie od ohybového momentu

$$\sigma_3 = \alpha_{\sigma 3} \cdot \frac{M_{o3}}{W_{o3}} = 3 \cdot \frac{111281}{99442,4} = 3,36 \text{ MPa} \quad (71)$$

Napätie od krútiaceho momentu

$$\tau_3 = \alpha_{\tau 3} \cdot \frac{M_k}{W_{k3}} = 3 \cdot \frac{500000}{198884,8} = 7,54 \text{ MPa} \quad (72)$$

Redukované napätie

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\sigma_3^2 + 3 \cdot \tau_3^2} = \sqrt{3,36^2 + 3 \cdot 7,54^2} = 13,48 \text{ MPa} \quad (73)$$

Súčiniteľ bezpečnosti vzhľadom k MSP v mieste vrubu 3

$$k_3 = \frac{R_e}{\sigma_{red3}} = \frac{590}{13,48} = 43,8 \quad (74)$$

6.5.2 Bezpečnosť vzhľadom k MSÚ

Výpočet bezpečnosti vretena vzhľadom k MSÚ bude robený pre miesto s vrubom 2. Na tomto mieste vyšlo najväčšie redukované napätie. Z tohto dôvodu sa predpokladá, že to bude miesto s najnižším súčiniteľom bezpečnosti vzhľadom k MSÚ.

Medza únavy pre materiál s medzou pevnosti menšou ako 1460 MPa.

$$\sigma_c = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 785 = 395,6 \text{ MPa} \quad (75)$$

Súčiniteľ vplyvu akosti povrchu

$$k_a = 1,58 \cdot R_m^{-0,085} = 1,58 \cdot 785^{-0,085} = 0,897 \quad (76)$$

Súčiniteľ vplyvu veľkosti telesa

$$k_b = 1,51 \cdot d_3^{-0,157} = 1,51 \cdot 120^{-0,157} = 0,712 \quad (77)$$

Súčiniteľ vplyvu zaťažovania na ohyb

$$k_c = 1 \quad (78)$$

Súčiniteľ vplyvu teploty pri 60°C

$$k_d = 0,987 + 0,613 \cdot 10^{-3} \cdot t - 0,302 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 0,442 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 - 0,518 \cdot 10^{-11} \cdot t^4$$

$$k_d = 0,987 + 0,613 \cdot 10^{-3} \cdot 60 - 0,302 \cdot 10^{-5} \cdot 60^2 + 0,442 \cdot 10^{-8} \cdot 60^3 - 0,518 \cdot 10^{-11} \cdot 60^4 \quad (79)$$

$$k_d = 1,01$$

Súčiniteľ spoľahlivosti pri spoľahlivosti 99,9%

$$k_e = 0,753 \quad (80)$$

Súčiniteľ zahrňujúci ďalšie faktory (žiadne ďalšie faktory)

$$k_f = 1 \quad (81)$$

Korigovaná medza únavy

$$\sigma'_c = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_c$$

$$\sigma'_c = 0,897 \cdot 0,712 \cdot 1 \cdot 1,01 \cdot 0,753 \cdot 1 \cdot 395,6 = 192,2 \text{ MPa} \quad (82)$$

Súčiniteľ vrubu pre ohyb

$$\beta_{\sigma} = \frac{\alpha_{\sigma 2}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma 2} - 1)}{\alpha_{\sigma 2}} \cdot \frac{139}{R_m \cdot \sqrt{r_2}}} = \frac{2,1}{1 + \frac{2 \cdot (2,1 - 1)}{2,1} \cdot \frac{139}{785 \cdot \sqrt{4}}} = 1,92 \quad (83)$$

Súčiniteľ vrubu pre krut

$$\beta_{\tau} = \frac{\alpha_{\tau 2}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau 2} - 1)}{\alpha_{\tau 2}} \cdot \frac{139}{R_m \cdot \sqrt{r_2}}} = \frac{1,8}{1 + \frac{2 \cdot (1,8 - 1)}{1,8} \cdot \frac{139}{785 \cdot \sqrt{4}}} = 1,67 \quad (84)$$

Amplitúda redukovaného napätia

$$\sigma_{a,red} = \beta_{\sigma} \cdot \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = 1,92 \cdot \frac{787868}{126939,5} = 11,9 \text{ MPa} \quad (85)$$

Stredné redukované napätie

$$\sigma_{m,red} = \sqrt{3} \cdot \beta_{\tau} \cdot \frac{M_k}{W_{k2}} = 1,67 \cdot \frac{500000}{253878,9} = 3,29 \text{ MPa} \quad (86)$$

Súčiniteľ bezpečnosti k medznému stavu únavy podľa Gerberovho kritéria

$$k_U = 0,5 \cdot \left(\frac{R_m}{\sigma_{m,red}} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{a,red}}{\sigma'_c} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_{m,red} \cdot \sigma'_c}{R_m \cdot \sigma_{a,red}} \right)^2} \right] \quad (87)$$

$$k_U = 0,5 \cdot \left(\frac{785}{3,29} \right)^2 \cdot \frac{11,9}{192,2} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 3,29 \cdot 192,2}{785 \cdot 11,9} \right)^2} \right]$$

$$k_U = 16$$

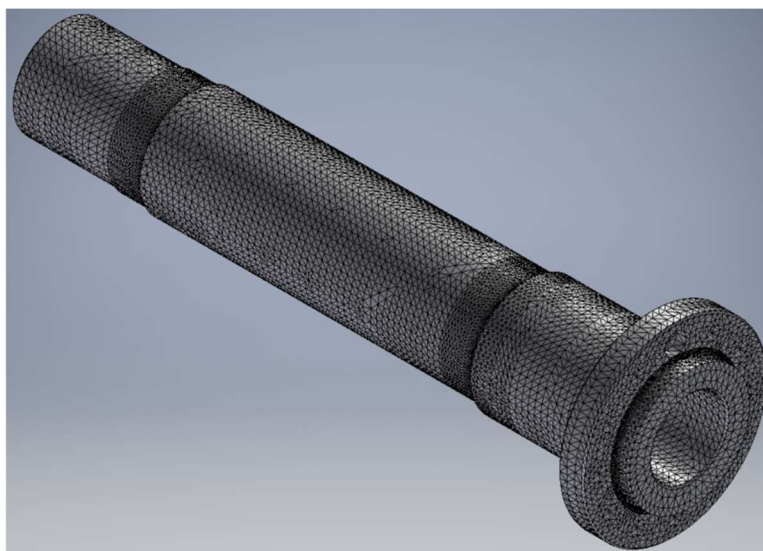
Po pevnostných výpočtoch vretena môžeme skonštatovať, že vreteno je z pohľadu bezpečnosti vzhľadom k MSP a MSÚ dostatočne naddimenzované. Pri uvažovanom zaťažení by preto nemala nastať žiadna trvalá deformácia vretena.

6.6 MKP Výpočty

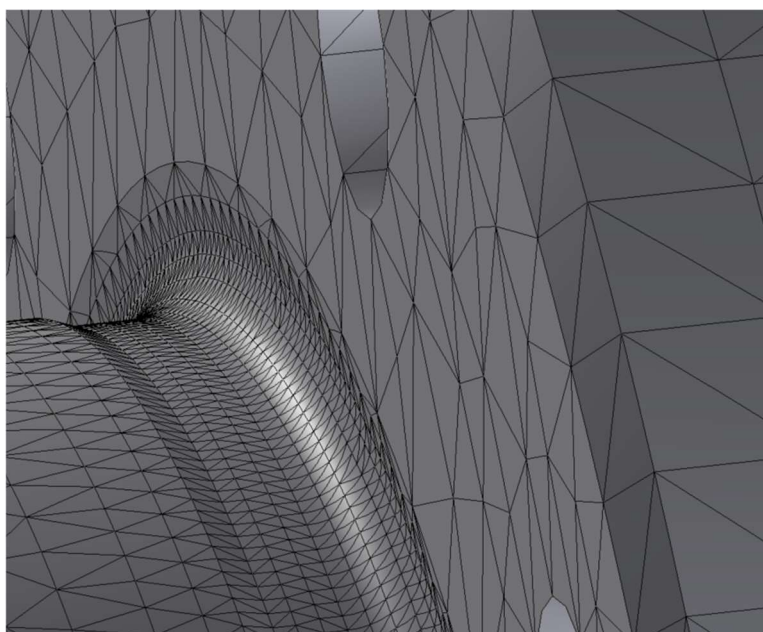
Na overenie predošlých analytických výpočtov defomácie a napätia vretena je použitá metóda konečných prvkov (MKP). Okrem výpočtov deformácie a napätia bude vreteno podrobené aj modálnej analýze na výpočet vlastných frekvencií. MKP analýza bude robená v programe Inventor.

6.6.1 Model vretena

Najskôr si namodelované vreteno rozdelíme na konečný počet malých, vzájomne prepojených prvkov siete (obr. 46). Priemerná veľkosť prvku je 7 mm. Aby sme získali presnejšie hodnoty napätia vo vruboch, upravíme lokálne veľkosť prvkov vo vruboch na 1 mm (obr. 47).



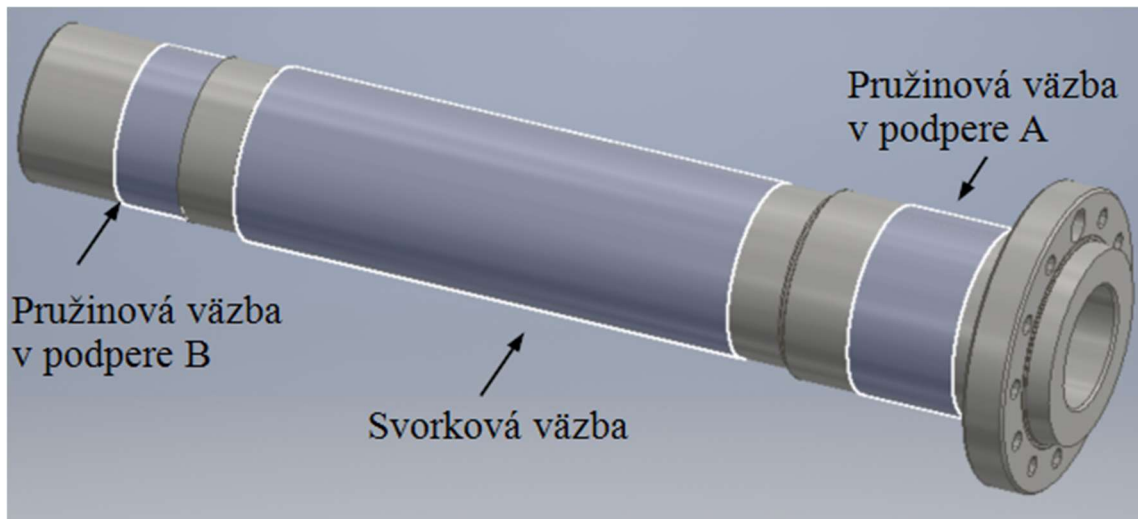
Obr. 46 Model vretena rozdelený na prvky siete



Obr. 47 Lokálna sieť prvkov vo vruboch

6.6.2 Zaväzbenie vretena

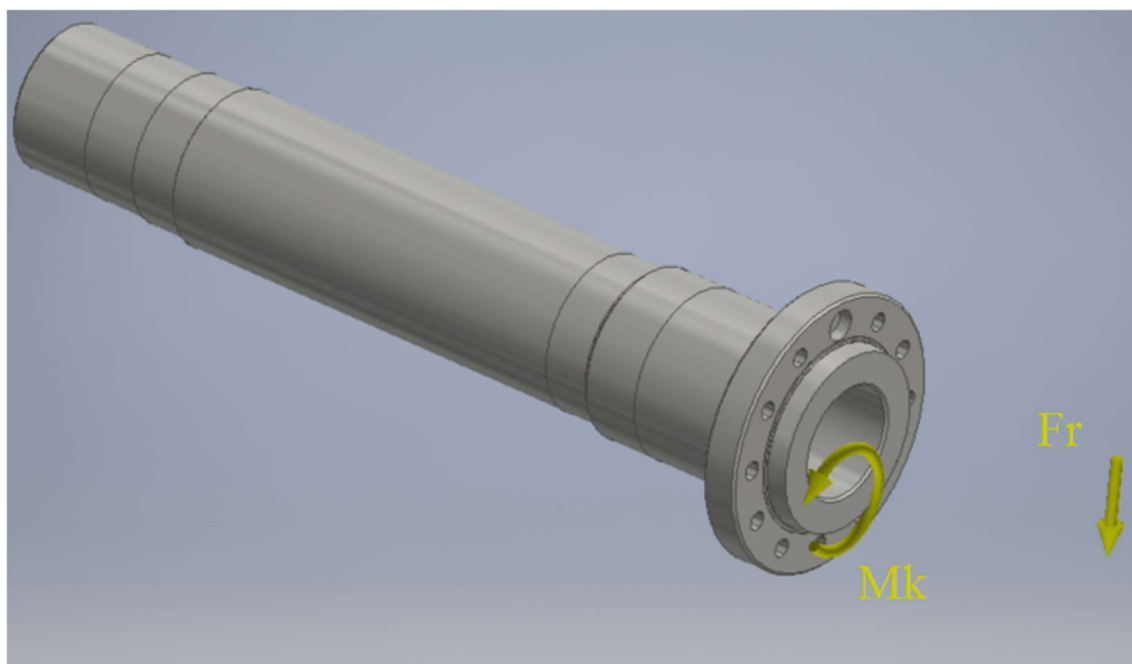
Vretnu ďalej priradíme väzby. Pomocou funkcie dotyku nastavíme na plochách vretena, kde sú uložené ložiská, pružinový kontakt s tuhosťou odpovedajúcou radiálnej tuhosti ložísk. Pružiny zaväzbíme k pevnej referencii. Aby sa vreteno neotáčalo okolo svojej osi a zachytávalo krútiaci moment, pridáme svorkovú väzbu. Tá je umiestnená na ploche uloženia rotora (obr.48).



Obr. 48 Zaväzbenie vretena

6.6.3 Zaťaženie vretena

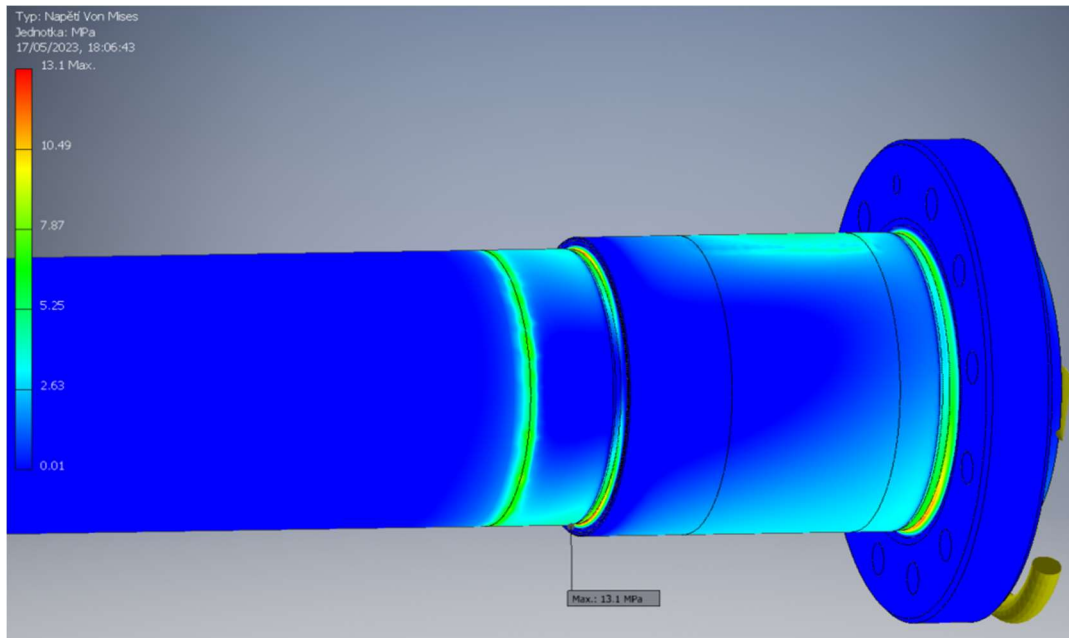
Na vreteno bude pôsobiť radiálna zaťažujúca sila $F_r = 2736,2 \text{ N}$, ktorá pôsobí v osi vretena, je zaväzbená k prednému koncu vretena a vzdialená od neho 236 mm. Táto vzdialenosť je daná dĺžkou sklíčidla a maximálnym vyložením obrobku. Ďalej na vreteno v jeho osi pôsobí zaťažujúci krútiaci moment $M_k = 500 \text{ Nm}$, ktorý je daný maximálnym krútiacim momentom motora (obr.49).



Obr. 49 Zaťaženie vretena

6.6.4 Maximálne napätie

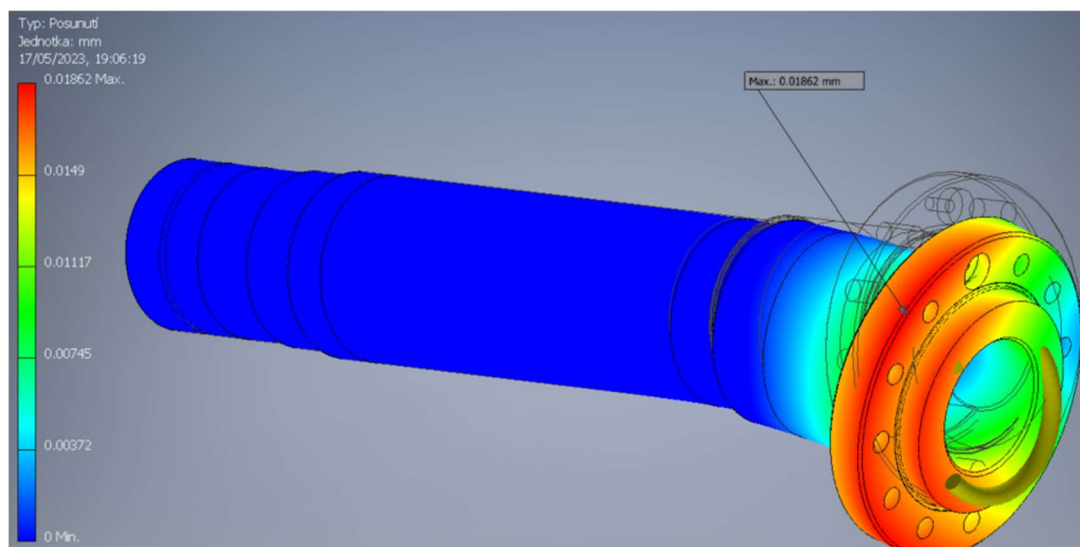
Podľa analytických výpočtov vyšlo maximálne napätie vo vrube 2 s veľkosťou 14,4 MPa. Výpočet MKP potvrdil, že maximálne napätie je v mieste vrubu 2 a jeho veľkosť je 13,1 MPa (obr. 50). Hodnota maximálneho napätia podľa MKP je o 1,3 MPa menšia ako pri analytickom výpočte. Vďaka tomu možno predpokladať, že skutočná bezpečnosť bude väčšia ako analyticky vypočítaná.



Obr. 50 Výpočet maximálneho napätia pomocou MKP

6.6.5 Celková deformácia

Analytickým výpočtom vyšla celková deformácia na prednom konci vretena 21,19 μm , čo odovedá tuhosti 422,14 $\text{N}/\mu\text{m}$. Výpočet MKP sme získali hodnotu maximálnej deformácie na prednom konci vretena 18,62 μm , čo odpovedá tuhosti 480,41 $\text{N}/\mu\text{m}$ (obr. 51). Odchýlka hodnôt je spôsobená zjednodušením modelu vretena pri analytickom výpočte. Na základe MKP výpočtu môžeme povedať, že skutočné radiálne hádzanie bude menšie ako analyticky vypočítané a výsledná tuhosť vretena bude väčšia.



Obr. 51 Celková deformácia vretena pomocou MKP

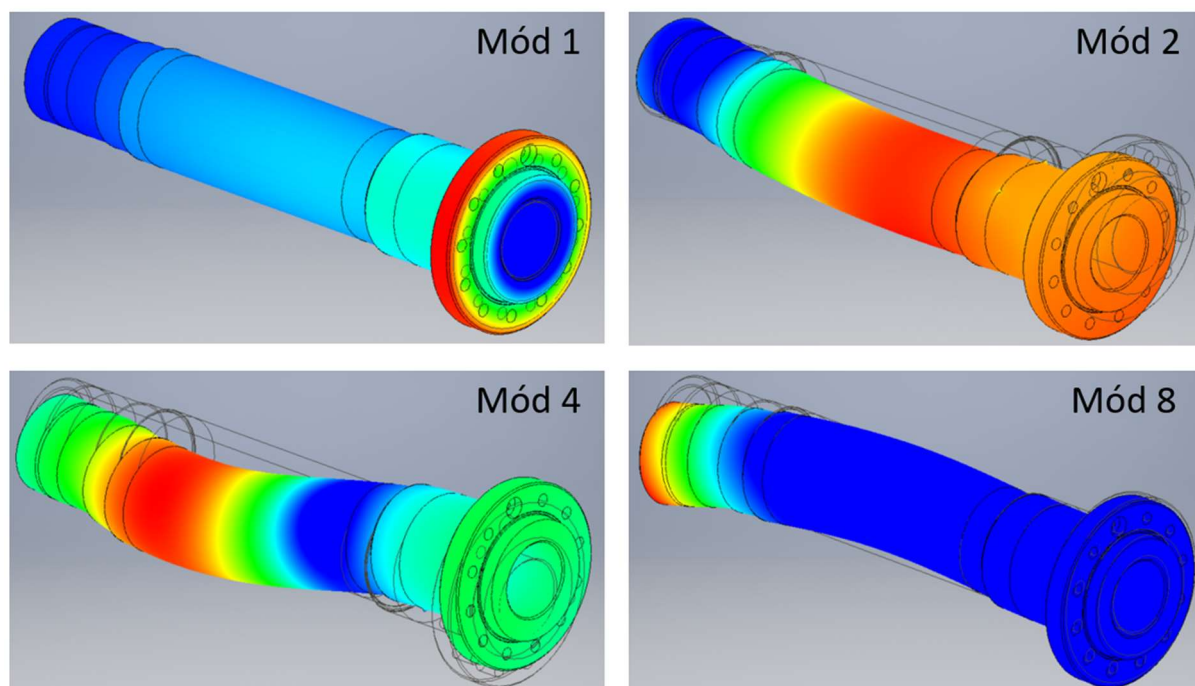
6.6.6 Modálna analýza

Výpočet modálnej analýzy slúži na posúdenie dynamického chovania vretena. Jej výsledkom sú vlastné frekvencie vretena a k nim príslušné zdeformované tvary (módy). Ak by sa zhodovala vlastná frekvencia s budiacou frekvenciou, vreteno by začalo rezonovať. Preto je potrebné poznať vlastné frekvencie vretena a vyhnúť sa im.

Modálnou analýzou v programe Inventor bolo zistených prvých 8 vlastných frekvencií. Ich hodnoty sú v tabuľke 17. Vybrané deformácie vretena sú na obrázku 52.

Tab 17) Vlastné frekvencie vretena

Mód	Vlastná frekvencia [Hz]	Otáčky [rpm]
1	373.3	22395.6
2	780.5	46828.8
3	825.0	49498.2
4	1591.0	95462.4
5	1591.3	95479.2
6	1929.3	115758.0
7	2255.8	135348.0
8	2269.9	136194.6



Obr. 52 Deformácie vybraných vlastných frekvencií

Z modálnej analýzy vyplýva, že pri prevádzkových otáčkach 0 až 4000 otáčok za minútu, nedôjde k rezonančným javom vretena, pretože prvá vlastná frekvencia nastáva až pri o 22396,6 otáčkach za minútu.

6.7 Nakupované diely

V konštrukcii vretenníka sú použité nakupované diely od rôznych výrobcov. V tejto kapitole si prejdeme jednotlivé nakupované diely a popíšeme ich parametre. Technické listy nakupovaných dielov sú súčasťou prílohy tejto práce.

6.7.1 Sklíčidlo ROTA NCF plus 2 315-104 A8-SV60°

Upínanie obrobku je riešené pomocou silového, trojčelust'ového sklíčidla s otvorom od firmy SCHUNK. Pripojenie na vreteno je ISO 702-1 A8. Limitujúcimi parametrami na výber sklíčidla boli veľkosť obrobku a maximálne otáčky. Maximálne otáčky vretena sú 4000 rpm. Vybrané sklíčidlo má maximálne otáčky taktiež 4000 rpm a dokáže upnúť obrobok s priemerom 16 až 315 mm. Náš vretenník počíta s priemerom obrobku od 29 mm do 300 mm. Na našu aplikáciu je preto vybrané sklíčidlo vhodnou voľbou.

Otvor v sklíčidle s priemerom 104 mm navyše umožňuje priechod tyčového materiálu, čo splňuje náš požiadavok priechodu tyče cez vreteno stanovený v kapitole 4.5.



Obr. 53 Sklíčidlo ROTA NCF 2 315-104 A8-SV60° od firmy SCHUNK [32]

6.7.2 Rotačný hydraulický valec OPUS-H3 225-95

Pre automatické upínanie obrobku je potrebné sklíčidlo vybaviť upínacím valcom. V našom prípade bol zvolený rotačný hydraulický valec OPUS-H3 225-95. Valec má otvorený stred s priemerom 95 mm, dosahuje maximálnych otáčok 4000 rpm a maximálny prevádzkový tlak je 45 barov.



Obr. 54 Hydraulický upínací valec OPUS-H3 225-95 od firmy SCHUNK [33]

6.7.3 Uhlavý snímač HEIDENHAIN

Na odmeriavanie natočenia vretena je vybraný absolútny, uhlový snímač s magnetickým snímaním od firmy HEIDENHAIN. Pozostáva z prstenca TTR ECM 2400 a snímačej hlavy AK ECM 2410. Výrobca udáva, že daný typ snímača je vhodný pre C osi na sústruhoch. Tento snímač umožňuje polohovať s presnosťou $\pm 0,00125^\circ$, čo je pre naše vreteno úplne dostačujúce.



Obr. 55 Uhlavý snímač do firmy HEIDENHAIN [34]

6.7.4 Kotúčová brzda HW 040 HFA

Vreteno bude pri prevádzke brzdené pomocou vstavaného elektromotora. Ako bezpečnostný prvok na rýchle zastavenie vretena posluží hydraulicky ovládaná brzda HW 040 HFA od firmy RINGSPANN.

Zároveň táto brzda posluží na sústružníckom centre pri frézovacích operáciach, kedy bude vreteno pevne zaistené v požadovanej polohe.

Brzda má podľa výrobcu maximálnu brzdnu silu 11 kN pri tlaku 90 barov. Pri priemere brzdového kotúča 450 mm to zodpovedá maximálnemu brzdnému momentu 4950 Nm. Maximálny krútiaci moment na vreteni je 500 Nm. Brzda je preto dostačujúca.



Obr. 56 Hydraulická brzda HW 040 HFA od firmy RINGSPANN [35]

7 POPIS NAVRHNUTEJ KONŠTRUKCIE

Výsledná konštrukcia vretenníka vychádza zo zvolených parametrov a výpočtov z predošlých kapitol. Model vretenníka v rôznych pohľadoch je zobrazený na obrázkoch nižšie.

Hlavnou časťou vretenníka je vreteno. Vreteno má predný koniec typu A2-8 a je uložené na dvoch podperách.

Prednú podperu tvoria 3 vysokopresné guľkové ložiská s axiálnym stykom, zoradené do zostavy TBT. Takto sú ložiská schopné prenášať radiálne zaťaženie a aj axiálne zaťaženie v oboch smeroch. Aby nevznikala v ložiskách vôľa a spojenie bolo dostatočne tuhé, sú ložiská predopnuté pomocou poistnej matice KMTA.

Zadnú podperu vretena tvorí dvojradové valčekové ložisko s kuželovou dierou. Prostredníctvom kuželovej dosadacej plochy je možné vymedziť radiálnu vôľu ložiska, čím sa zvýši tuhosť uloženia a zníži sa radiálne hádzanie. Valčekové ložisko je axiálne voľné, čo znamená, že je schopné prenášať posunutie v axiálnom smere, ktoré vzniká vplyvom teplotnej dilatácie vretena. Ložiská sú mazané plastickým mazivom a tesnené bezdotykovým, labyrintovým tesnením.

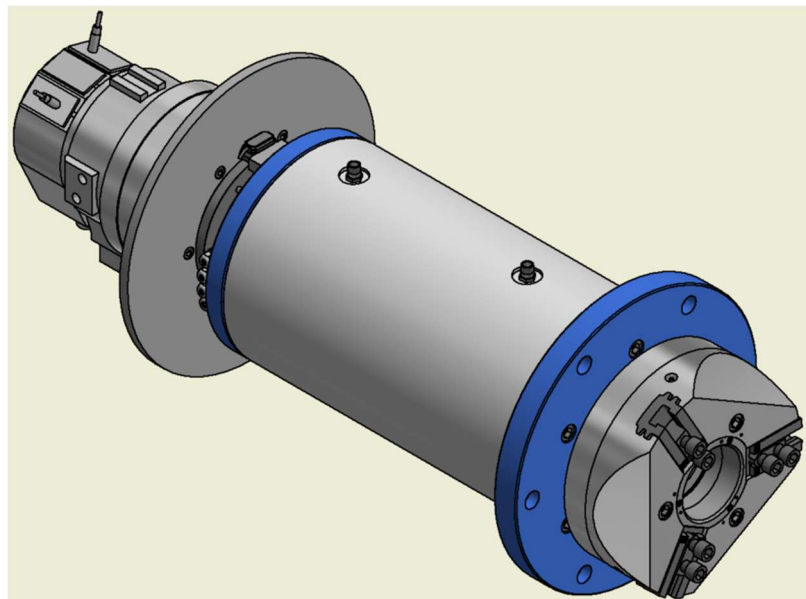
Vreteno je poháňané vstavaným elektromotorom. Ten je značným zdrojom tepla a preto je potrebné jeho chladenie. Stator má na povrchu špirálovú drážku, pomocou ktorej chladiace médium rovnomerne obteká okolo motora. Prívod a odvod chladiaceho média je prostredníctvom dier na hornej strane tubusu vretenníka, v ktorých sú namontované prípojky. Aby nedochádzalo k úniku chladiaceho média, sú na statore štyri drážky pre tesniace krúžky. Výrobca uvádza ako chladiace médium vodu, pričom maximálna vstupná teplota vody by nemala byť vyššia ako 25°C. Maximálny povolený tlak v chladiacom obvode je 0,7 MPa. Bližšie informácie o chladení a chladiacej kvapaline sú v manuáli výrobcu motora.

Na uchytenie obrobku slúži vyššie spomenuté silové sklíčidlo. Aby bola možná automatická výmena obrobku, je sklíčidlo ovládané hydraulickým valcom umiestneným na zadnom konci vretenníka a spojeným s vretenom cez prírubu so závitom. Valec a sklíčidlo sú spojené prostredníctvom tiahla, ktoré vedie cez dieru vo vreteni.

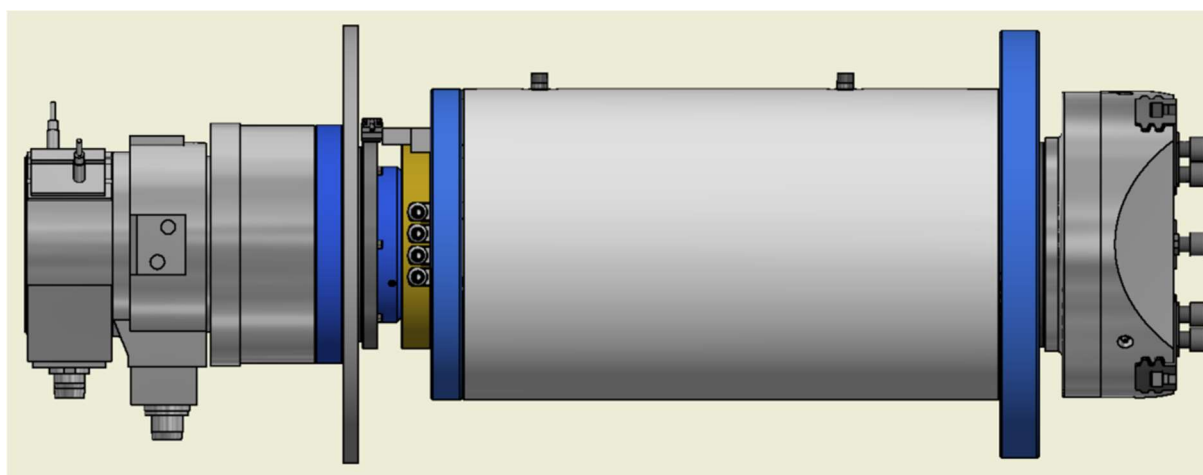
Na príрубе hydraulického valca sa nachádza brzdový disk a prstenec na odmeriavanie polohy vretena. Snímač polohy je umiestnený na úchyte pripevnenom k zadnej príрубе tubusu vretenníka.

Ako spojovací materiál sú použité skrutky s valcovou hlavou a s vnútorným šesťhranom podľa normy ISO 4762. Vývod káblov z motora umožňujú vývodky s krytím IP 68, namontované na zadnej príрубе.

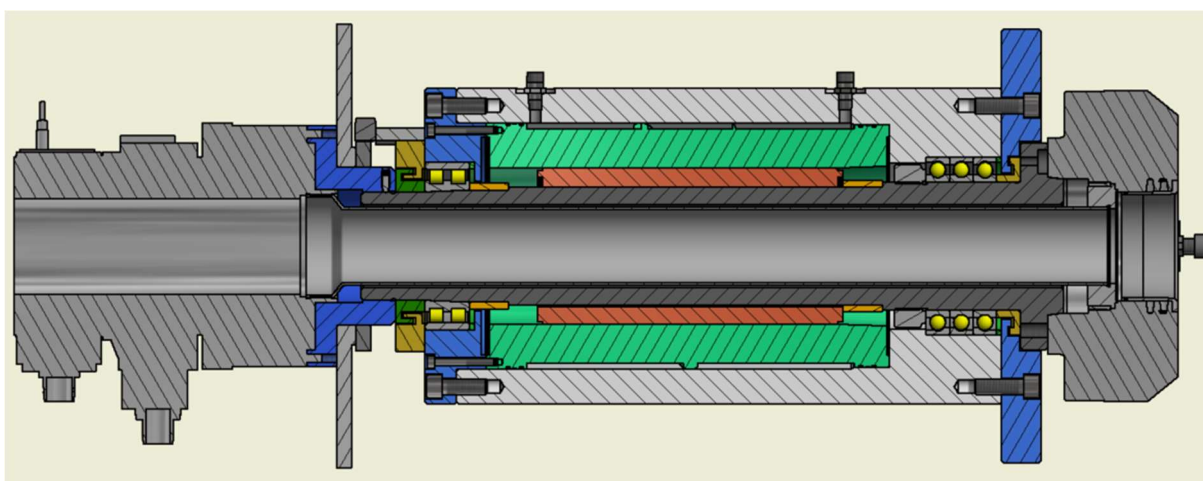
3D model vretenníka vo formáte step a výkresy vybraných uzlov sú k dispozícii v prílohe, ktorá je súčasťou diplomovej práce.



Obr. 57 Model navrhnutého vřetenníka



Obr. 58 Model navrhnutého vřetenníka, pohľad z boku



Obr. 59 Model navrhnutého vřetenníka, pohľad v reze

8 ZHODNOTENIE A DISKUSIA

Cieľom diplomovej práce bolo navrhnuť a konštrukčne spracovať vretenník sústružníckeho obrábacieho centra. V zadaní práce nie sú stanovené presné charakteristiky, ktoré by mal vretenník spĺňať. Návrh charakteristík bol spravený na základe prehľadu sústružníckych centier na trhu od známych výrobcov.

Medzi vybrané charakteristiky patrili:

- vretenník pre stredne veľké sústružnícke obrábacie centrá,
- maximálne otáčky vretena do 4000 rpm,
- predný koniec vretena typu A2-8 podľa normy ISO 702-1,
- možnosť prechodu tyčového materiálu cez vreteno,
- maximálny priemer obrobku 300 mm.

Multikriteriálna analýza ukázala, že ako optimálny pohon vretena je vstavaný elektromotor. Ďalšie parametre vretenníka sme získali na základe vybraných sústružníckych operácií, cez ktoré sme vypočítali zaťažujúce sily a momenty, ktoré pôsobia na vreteno, a podľa nich vybrali konkrétny motor.

Po zvolení usporiadania ložísk, výpočte ich životnosti a domazávacieho intervalu sme vypočítali tuhosť vretenníka.

Vreteno sme potom podrobili pevnostným výpočtom vo vybraných kritických bodoch, aby sme zistili bezpečnosť vzhľadom k MSP a MSÚ.

Nakoniec sme pomocou metódy konečných prvkov v programe Inventor zisťovali maximálne napätie, deformáciu a vlastné frekvencie vretena.

Po vykonaní všetkých vyššie uvedených krokov a na základe výsledkov výpočtov, môžeme zhodnotiť, že skonštruovaný vretenník spĺňa všetky vopred navrhnuté charakteristiky, a zároveň je vreteno bezpečné ako z pohľadu MSP, tak aj MSÚ. Výsledné parametre vretenníka sú v tabuľke 18.

Témou na diskusiu môže byť realizácia zástavby vretenníka do rámu stroja. Na prednej prírubе vretenníka sú pripravené diery na jeho uchytenie do rámu, ale výsledné riešenie je možné stanoviť až po návrhu samotného rámu. Návrh rámu stroja ale nie je súčasťou tejto diplomovej práce. Ďalej je na vretenníku namontovaný brzdový disk. Bola vybraná aj konkrétna brzda vretena, ale jej skutočné vsadenie do rámu momentálne nevieme upresniť.

Dôležitou súčasťou vretenníka so vstavaným elektromotorom je spôsob jeho chladenia. Návrh chladiaceho systému je nad rámec cieľov tejto diplomovej práce. Výrobca motora však v manuáli udáva niekoľko parametrov týkajúcich sa chladiaceho média, tlaku v chladiacom systéme alebo maximálnu vstupnú teplotu chladiaceho média. Na návrh samotného chladiaceho okruhu však v manuáli doporučuje zákazníkovi niekoľko výrobcov chladiacich systémov.

Tab 18) Výsledné parametre navrhnutého vretenníka

Parameter	Hodnota	Jednotka
Maximálne otáčky	4000	rpm
Menovitý výkon	22	kW
Maximálny výkon	31	kW
Menovitý krútiaci moment	300	Nm
Maximálny krútiaci moment	500	Nm
Maximálny priemer obrobku	300	mm
Maximálny priemer tyče cez vreteno	70	mm
Presnosť polohovania	0,001	°
Typ predného konca	A2-8	-

9 ZÁVER

Diplomová práca je zameraná na konštrukciu vretenníka sústružníckeho obrábacieho centra. Cieľom práce bolo vypracovať rozbor súčasného stavu vedy a techniky v danej problematike, navrhnúť charakteristiky vretenníka a navrhnúť varianty riešenia s odôvodnením výberu konkrétnej varianty. Ďalej bolo cieľom urobiť výpočty potrebné na návrh a dimenzovanie, 3D model navrhnutého vretenníka a spracovať výkresovú dokumentáciu jednotlivých uzlov.

Úvod práce je venovaný CNC sústružníckym strojom a centráram, popisom požiadaviek, ktoré by mali spĺňať a ich hlavné konštrukčné uzly. Ďalej je podrobne opísaný vretenník sústružníckeho centra a jeho morfológia, do ktorej spadá zástavba vretenníka, vreteno a jeho uloženie, pohon vretena a periférie ako sú mazanie ložísk, tesnenie, odmeriavanie a polohovanie C osi.

Pre ďalší postup konštrukcie vretenníka bolo potrebné stanoviť si jeho charakteristiky. Tie boli určené z prehľadu sústružníckych centier na trhu a ich parametrov. Vďaka tomu by malo byť navrhnuté vreteno na trhu konkurencieschopné a zároveň žiadané.

Návrh variant sa týkal pohonu vretena. Boli zvolené 3 varianty a za použitia multikriteriálnej analýzy sa vybrala ako optimálna varianta pohon vretena vstavaným elektromotor. Konkrétny motor bol vybraný až po stanovení sústružníckych operácií, ktoré sa budú na stroji vykonávať, a výpočtom rezných síl a momentov, ktoré pri obrábaní vznikajú. Výkres a technický list motoru spolu s výkonovou a momentovou charakteristikou je súčasťou prílohy tejto práce.

Po zvolení uloženia vretena nasledovali výpočty uloženia vretena a tuhosti vretena. Bola počítaná trvanlivosť ložísk, domazávacie intervaly, deformácia ložísk a vretena. Výsledkom bolo stanovenie celkovej tuhosti vretenníka. Pri výpočtoch sa počítalo so zvolenou hodnotou vzdialenosti ložísk, ktorá bola z konštrukčného hľadiska najmenšia možná, a to z dôvodu zástavbových rozmerov motora. Aby sme zistili o koľko sa táto vzdialenosť líši od optimálnej vzdialenosti, bol urobený výpočet optimálnej vzdialenosti ložísk pomocou sčítania grafov veľkosti deformácie predného konca vretena od poddajnosti ložísk a od ohybových momentov v závislosti na vzdialenosti medzi ložiskami.

Pevnostné výpočty vretena boli počítané v kritických miestach s kombinovaným zaťažením na ohyb a krut. Počítala sa bezpečnosť vzhľadom k medznému stavu pružnosti a medznému stavu únavy. Výsledky výpočtov ukázali, že vreteno je dostatočne pevné pre dané zaťaženie a nemalo by pri prevádzke dôjsť ku vzniku trvalým deformáciám.

V programe Inventor boli realizované pevnostne deformačné MKP výpočty a výpočty vlastných frekvencií. Tie potvrdili, že vreteno je bezpečné vzhľadom k MSP a ukázalo sa, že výsledná deformácia podľa MKP výpočtu bude menšia ako analyticky vypočítaná. Tento rozdiel je daný najmä zjednodušeným tvarom vretena, s ktorým sa počíta pri analytických výpočtoch. Výsledkom modálnej analýzy boli vlastné frekvencie vretena a im prislúchajúce zdeformované tvary vretena. Prvá vlastná frekvencia bola nad pásmom prevádzkových frekvencií vretena a preto by pri prevádzke nemalo dochádzať k rezonancii.

Na záver sú popísané nakupované diely a samotný skonštruovaný vretenník. Technické listy nakupovaných dielov sú v prílohe tejto diplomovej práce. Súčasťou prílohy je aj 3D model navrhnutého vretenníka a výkresy vybraných uzlov.

10 ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] HUMÁR, A. Technologie I – Technologie obrábění – 1. Část. Studijní opory pro magisterskou formu studia. VUT – FSI v Brně, Ústav strojírenské technologie, Odbor technologie obrábění. 2003. 138 stran. [online]. [cit. 2023 -01-10]. Dostupné z: <<http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/?page=opory>>.
- [3] CNC LATHE MACHINES. In: American Machine Tools Co [online]. Chicago IL 60631 USA [cit. 2023-01-10]. Dostupné z: https://www.americanmachinetools.com/cnc_lathe.htm
- [4] KL7000LY - Large-size CNC Turning Center for Long Shaft Products. In: *Hyundai Wia Machine Tool* [online]. 2017-11-27 [cit. 2023-01-10]. Dostupné z: https://machine.hyundai-wia.com/en/news/news_view.asp?b_seq=31333&Page=1&SRCH_COM=&SRCH_TYPE=
- [5] THE IMPRESSIVE TD SERIES. In: *CMZ* [online]. [cit. 2023-01-11]. Dostupné z: <https://www.cmz.com/en/td-lovers/>
- [6] SVOBODA, Ondřej a Pavel BACH. Vlastnosti vřeten CNC soustruhů - 1. část. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2018-09-05 [cit. 2023-01-11]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/vlastnosti-vreten-cnc-soustruhu-1-cast>
- [7] Spindle Facts. In: *The Book of Spindles - Part 1* [online]. Dynomax, 2011 [cit. 2023-01-17]. Dostupné z: <https://dynospindles.com/vault/technical/Book-of-Spindles-Part-1.pdf>
- [8] Electrospindle for turning. In: *OMLAT* [online]. OMLAT Mechatronics Srl [cit. 2023-01-19]. Dostupné z: <https://www.omlat.com/en/prodotto/elettromandrino-per-tornitura/>
- [9] In: *Motor City Spindle Repair* [online]. [cit. 2023-01-19]. Dostupné z: <https://motorcityrepair.com/dmg-mori-the-struggles-from-within-japanese-vs-german-spindles/>
- [10] BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. 2., přeprac. vyd. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0361-6.
- [11] R. KNOSPE, Carl. Active magnetic bearings for machining applications. *Control Engineering Practice* [online]. 2007, 307-313 [cit. 2023-02-03]. ISSN 0967-0661. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2005.12.002>.
- [12] Jaké existují druhy ložisek a jaký je mezi nimi rozdíl?. In: *Mateza* [online]. 2022 [cit. 2023-02-05]. Dostupné z: <https://www.mateza.cz/technicke-poradenstvi/aktuality-strojirenstvi-loziska/85-jake-existuji-druhy-lozisek-a-jaky-je-mezi-nimi-rozdil>
- [13] FOUR-POINT CONTACT BALL BEARINGS – TWO IN ONE. In: *SKF Evolution* [online]. 2015 [cit. 2023-02-12]. Dostupné z: <https://evolution.skf.com/four-point-contact-ball-bearings-two-in-one/>
- [14] Ložiska ZKLN s kosoúhlým stykem. In: *HIWIN* [online]. [cit. 2023-02-13]. Dostupné z: https://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby/loziskove-domecky/239_loziska

- [15] NSK MOTION AND CONTROL. Vřetenová ložiska obráběcích strojů příručka pro výběr a montáž. In: *Pkservis* [online]. 2020 [cit. 2023-02-18]. Dostupné z: <https://www.pkservis.com/data/web/upload/nsk/katalogy-2020/vretenova-loziska.pdf>
- [16] NSK MOTION AND CONTROL. Rolling Bearings. In: *Pkservis* [online]. 2018 [cit. 2023-02-25]. Dostupné z: <https://www.nsk-literature.com/cz/rolling-bearings/offline/download.pdf>
- [17] ZYSL 1/4 ceramic ball bearing. In: *Nskbearingcatalogue* [online]. [cit. 2023-03-02]. Dostupné z: <https://www.nskbearingcatalogue.com/product/14-ceramic-ball-bearings/>
- [18] Pohony CNC obráběcích strojů - Strojárstvo / Strojírenství. Prvý strojírenský server - Strojárstvo / Strojírenství [online]. Copyright © 2019 Strojárstvo [cit. 2023-03-02]. Dostupné z: <https://www.engineering.sk/clanky2/stroje-a-technologie/1646-pohony-cncobrabacich-strojov>
- [19] WEISS GMBH. TURNING. In: *Weissgmbh* [online]. [cit. 2023-03-02]. Dostupné z: <https://www.weissgmbh.com/en/products/turning/>
- [20] SKF: Vysoce přesná ložiska [online]. [cit. 2023-03-03]. Dostupné z: <https://www.skf.com/binary/151-129877/0901d196804385f4-Super-/index.html>
- [21] JENÍK, Jan. Konstrukce osy C soustruhu. Brno, 2010. Bakalářská práce. VUT FSI. Vedoucí práce Ing. Petr Blecha, Ph.D. [cit. 2023-03-08]
- [22] C-Axis Turning and Live Tooling: Turning and Milling on One Machine. CNC Cookbook [online]. CNC Cookbook, c2019 [cit. 2023-03-16]. Dostupné z: <https://www.cnccookbook.com/c-axis-turning-and-live-tooling-turning-and-milling-on-one-machine/>
- [23] KOPAL, Miroslav. Odměřovací systémy a jejich vliv na přesnost. MM Průmyslové spektrum [online]. 2013, 2013(3) [cit. 2023-03-21]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/odmerovaci-systemy-a-jejich-vliv-napresnost.html>
- [24] DMG MORI. NLX 2500 | 700. In: *Dmgmori* [online]. [cit. 2023-03-24]. Dostupné z: <https://www.dmgmori.co.jp/en/products/machine/id=1399>
- [25] HAASCNC. ST-20Y. In: *Haascnc* [online]. [cit. 2023-03-24]. Dostupné z: <https://www.haascnc.com/cs/machines/lathes/st/models/y-axis/st-20y.html>
- [26] QTE-200 SG. In: *Mazakeu* [online]. [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.mazakeu.cz/cs/machines/qte-200-sg/>
- [27] GLM WERKZEUGMASCHINEN. PUMA_SMX. In: *Glm-werkzeugmaschinen* [online]. [cit. 2023-03-24]. Dostupné z: https://www.glm-werkzeugmaschinen.com/fileadmin/user_data/glm-werkzeugmaschinen.com/broschuren/PUMA_SMX_series_EN190613SU.pdf
- [28] FOTR, Jiří a Lenka ŠVECOVÁ. Manažerské rozhodování: postupy, metody a nástroje. Třetí, přepracované vydání. Praha: Ekopress, 2016. ISBN 978-80-87865-33-0. [cit. 2023-03-28]
- [29] REPISKÝ, Jozef. Teória rozhodovania. Nitra: Slovenská poľnohospodárska univerzita, 2008. ISBN978-80-552-0140-5. s. 51-69. . [cit. 2023-03-28]

- [30] SANDVIK COROMANT. Nástrojové třídy a břitové destičky pro soustružení. In: *Sandvik.coromant* [online]. [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: <https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/tools/inserts-grades/turning-inserts-grades>
- [31] ISCAR. Machining Power. In: *Mpwr.iscar* [online]. [cit. 2023-04-13]. Dostupné z: <https://mpwr.iscar.com/Turning/MachiningPower/Longitudinal/StraightEdge>
- [32] SCHUNK. ROTA NCF plus 2 315-104 A8-SV60°. In: *Schunk* [online]. [cit. 2023-05-15]. Dostupné z: <https://schunk.com/cz/cs/technika-upinani-obrobku/sklicidla-pro-soustruhy/silova-sklicidla-s-pruchozim-otvorem/rota-ncf-plus-2/rota-ncf-plus-2-315-104-a8-sv60-/p/000000000000854139>
- [33] SCHUNK. OPUS-H3 225-95. In: *Schunk* [online]. [cit. 2023-05-15]. Dostupné z: <https://schunk.com/cz/cs/technika-upinani-obrobku/sklicidla-pro-soustruhy/upinaci-valce/opus-h3/opus-h3-225-95/p/000000000001360394>
- [34] HEIDENHAIN. ECM, ERM modular angle encoders Without integral bearing, with magnetic scanning. In: *Heidenhain* [online]. [cit. 2023-05-17]. Dostupné z: https://www.heidenhain.cz/cs_CZ/produkty/uhlove-snimace/modularni-uhlove-snimace-s-magnetickym-snimanim/
- [35] RINGSPANN. HW 040 HFA. In: *Ringspann* [online]. [cit. 2023-05-17]. Dostupné z: <https://www.ringspann.de/en/products/brakes/hydraulic-disc-brakes/hydraulically-activated-spring-released/hw-040-hfa>

11 ZOZNAM SKRATIEK, SYMBOLOV, OBRÁZKOV A TABULIEK

11.1 Zoznam skratiek a symbolov

symbol	jednotka	veličina
A_{LA}	[mm/min]	Otáčkové číslo v podpere A
A_{LB}	[mm/min]	Otáčkové číslo v podpere B
a	[mm]	Vzdialenosť medzi prednou podperou a pôsobiskom síl
a_p	[mm]	Hĺbka záberu
a_{pk}	[mm]	Vzdialenosť predného konca vretena od podpery A
B	[mm]	Šírka ložiska
b	[mm]	Vzdialenosť medzi podperami
C	[kN]	Základná dynamická únosnosť
C_a	[N/ μ m]	Axiálna tuhosť ložiska pri predpätí B
C_r	[N/ μ m]	Radiálna tuhosť ložiska
C_{rA}	[N/ μ m]	Radiálna tuhosť pre ložiskovú sadu v podpere A
C_{vr}	[μ m]	Celková tuhosť vretenníka
C_0	[kN]	Základná statická únosnosť
C_1	[-]	Súčiniteľ závislý na sade ložísk a triede predpätia
C_2	[-]	Súčiniteľ hybridných ložísk
C_3	[-]	Súčiniteľ orientácie vretena
C_4	[-]	Súčiniteľ zaťaženia ložiska
C_5	[-]	Súčiniteľ spoľahlivosti
C_6	[-]	Súčiniteľ prúdenia vzduchu ložiskom
C_7	[-]	Súčiniteľ vlhkosti a prachu
C_8	[-]	Súčiniteľ prevádzkovej teploty
D	[mm]	Vonkajší priemer ložiska
D_{V1}	[mm]	Vonkajší priemer prednej časti vretena
D_{V2}	[mm]	Vonkajší priemer zadnej časti vretena
D_o	[mm]	Priemer obrobku
D_{omax}	[mm]	Maximálny priemer obrobku
D_{omin}	[mm]	Minimálny priemer obrobku
D_w	[mm]	Priemer guľičky ložiska
d	[mm]	Vnútorý priemer ložiska
d_1	[mm]	Vonkajší priemer príruby

d_2	[mm]	Vonkajší priemer pri vrube 1
d_3	[mm]	Vonkajší priemer pri vrube 2
d_4	[mm]	Vonkajší priemer pri vrube 3
d_5	[mm]	Vnútorý priemer vretena
E	[MPa]	Modul pružnosti v ťahu
e	[-]	Výpočtový súčiniteľ ložiska
F_{AA}	[N]	Axiálna sila v pôsobiaci v podpere A
F_{RA}	[N]	Radiálna sila v pôsobiaci v podpere A
F_{RB}	[N]	Radiálna sila v pôsobiaci v podpere B
F_a	[N]	Axiálne zaťaženie ložiska
F_c	[N]	Radiálna rezná sila
F_f	[N]	Axiálna posuvová sila
F_p	[N]	Pasívna radiálna sila
F_r	[N]	Radiálne zaťaženie ložiska
F_r	[N]	Radiálna zaťažujúca sila vretena
F_{rpk}	[N]	Radiálna zaťažujúca sila na prednom konci vretena
f	[mm]	Posuv na otáčku
f	[-]	Výpočtový súčiniteľ
f_o	[-]	Opravný súčiniteľ závislý na rade a veľkosti
f_1	[-]	Opravný súčiniteľ závislý na stykovom uhle
f_{2B}	[-]	Opravný súčiniteľ závislý na predpätí B
G_A	[cm ³]	Počiatočná náplň maziva ložiska A
G_B	[N]	Trieda predpätia B
G_B	[cm ³]	Počiatočná náplň maziva ložiska B
G_m	[N]	Skutočné predpätie ložiska
G_{refA}	[cm ³]	Referenčná náplň maziva ložiska v podpere A
G_{refB}	[cm ³]	Referenčná náplň maziva ložiska v podpere B
J_A	[mm ⁴]	Kvadratický moment vretena medzi predným koncom a podp. A
J_B	[mm ⁴]	Kvadratický moment vretena medzi podperami
K	[-]	Súčiniteľ závislý na otáčkovom čísle a type ložiska
k_A	[-]	Súčiniteľ bezpečnosti vzhľadom k MSP v mieste podpery A
k_U	[-]	Súčiniteľ bezpečnosti vzhľadom k MSÚ
k_a	[-]	Súčiniteľ vplyvu akosti povrchu
k_b	[-]	Súčiniteľ vplyvu veľkosti telesa
k_c	[MPa]	Merný rezný odpor materiálu
k_c	[-]	Súčiniteľ vplyvu zaťažovania na ohyb
k_d	[-]	Súčiniteľ vplyvu teploty pri 60°C

k_e	[-]	Súčiniteľ spoľahlivosti pri spoľahlivosti 99,9%
k_f	[-]	Súčiniteľ zahrňujúci ďalšie faktory
k_1	[-]	Súčiniteľ bezpečnosti vzhľadom k MSP v mieste vrubu 1
k_2	[-]	Súčiniteľ bezpečnosti vzhľadom k MSP v mieste vrubu 2
k_3	[-]	Súčiniteľ bezpečnosti vzhľadom k MSP v mieste vrubu 3
L_{Ah10}	[hod]	Základná trvanlivosť ložisiek v podpere A
L_{Bh10}	[hod]	Základná trvanlivosť ložiska v podpere B
L_{h10}	[hod]	Základná trvanlivosť ložísk v hodinách
L_v	[mm]	Dĺžka vretena
l_{obmax}	[mm]	Maximálna dĺžka obrobku
M_{EQ}	[Nm]	Ekvivalentný moment
M_{Mmax}	[Nm]	Maximálny potrebný krútiaci moment motora
M_c	[Nm]	Rezný moment na vreteni
M_{cmax}	[Nm]	Maximálny rezný moment na vreteni
M_k	[Nm]	Krútiaci moment na vreteni
M_{maxmt}	[Nm]	Maximálny moment motora
M_{mmt}	[Nm]	Menovitý moment
M_{oA}	[Nm]	Ohybový moment v mieste podpery A
M_{o1}	[Nm]	Ohybový moment v mieste vrubu 1
M_{o2}	[Nm]	Ohybový moment v mieste vrubu 2
M_{o3}	[Nm]	Ohybový moment v mieste vrubu 3
n	[rpm]	Otáčky
n_L	[rpm]	Maximálne otáčky ložiska pri mazaní plastickým mazivom
n_{max}	[rpm]	Maximálne otáčky vretena
n_{maxmt}	[rpm]	Maximálne otáčky motora
n_{mmt}	[rpm]	Menovité otáčky
n_{st}	[rpm]	Stredné otáčky vretena
v_c	[m.min ⁻¹]	Rezná rýchlosť
P	[kW]	Ekvivalentné dynamické zaťaženie
P_{cmax}	[kW]	Maximálny rezný výkon
P_{mmt}	[kW]	Menovitý výkon
P_{maxmt}	[kW]	Maximálny výkon
p	[-]	Exponent rovnice trvanlivosti
R_e	[MPa]	Medza klzu
R_m	[MPa]	Medza pevnosti
r_1	[mm]	Polomer vrubu 1
r_2	[mm]	Polomer vrubu 2

r_3	[mm]	Polomer vrubu 3
T_{Domaz}	[hod]	Celkový domazávací interval
T_{DomazA}	[hod]	Celkový domazávací interval ložiska A
T_{DomazB}	[hod]	Celkový domazávací interval ložiska B
t_{fA}	[hod]	Domazávací interval ložiska A
t_{fB}	[hod]	Domazávací interval ložiska B
V_1	[mm]	Priemer diery vo vretene
X_2	[-]	Výpočtový súčiniteľ ložiska
x_A	[mm]	Vzdialenosť medzi zadným koncom a podperou A
x_B	[mm]	Vzdialenosť medzi zadným koncom a podperou B
x_r	[mm]	Vzdialenosť medzi zadným koncom a silou Fr
x_1	[mm]	Vzdialenosť medzi zadným koncom a vrubom 1
x_2	[mm]	Vzdialenosť medzi zadným koncom a vrubom 2
x_3	[mm]	Vzdialenosť medzi zadným koncom a vrubom 3
Y_2	[-]	Výpočtový súčiniteľ ložiska
W_{kA}	[mm ³]	Modul prierezu v krute v mieste podpery A
W_{k1}	[mm ³]	Modul prierezu v krute v mieste vrubu 1
W_{k2}	[mm ³]	Modul prierezu v krute v mieste vrubu 2
W_{k3}	[mm ³]	Modul prierezu v krute v mieste vrubu 3
W_{oA}	[mm ³]	Modul prierezu v ohybe v mieste podpery A
W_{o1}	[mm ³]	Modul prierezu v ohybe v mieste vrubu 1
W_{o2}	[mm ³]	Modul prierezu v ohybe v mieste vrubu 2
W_{o3}	[mm ³]	Modul prierezu v ohybe v mieste vrubu 3
α	[°]	Stykový uhol
$\alpha_{\sigma 1}$	[-]	Súčiniteľ koncentrácie napätia pre ohyb v mieste vrubu 1
$\alpha_{\sigma 2}$	[-]	Súčiniteľ koncentrácie napätia pre ohyb v mieste vrubu 2
$\alpha_{\sigma 3}$	[-]	Súčiniteľ koncentrácie napätia pre ohyb v mieste vrubu 3
$\alpha_{\tau 1}$	[-]	Súčiniteľ koncentrácie napätia pre krut v mieste vrubu 1
$\alpha_{\tau 2}$	[-]	Súčiniteľ koncentrácie napätia pre krut v mieste vrubu 2
$\alpha_{\tau 3}$	[-]	Súčiniteľ koncentrácie napätia pre krut v mieste vrubu 3
β_{σ}	[-]	Súčiniteľ vrubu pre ohyb
β_{τ}	[-]	Súčiniteľ vrubu pre krut
δ	[μm]	Deformácia na prednom konci vretena
δ_L	[μm]	Deformácia predného konca vretena od poddajnosti ložísk
δ_{LA}	[μm]	Deformácia ložiskovej sady v podpere A
δ_{LB}	[μm]	Deformácia ložiska v podpere B
δ_V	[μm]	Deformácia predného konca vretena od ohybových momentov

δ_{max}	[μm]	Maximálne radiálne hádzanie
η_{Lg}	[-]	Účinnosť guľkového ložiska
η_{Lv}	[-]	Účinnosť valčekového ložiska
σ_A	[MPa]	Napätie od ohybového momentu v mieste podpery A
$\sigma_{a,red}$	[MPa]	Amplitúda redukovaného napätia
σ_c	[MPa]	Medza únavy
σ_c'	[MPa]	Korigovaná medza únavy
$\sigma_{m,red}$	[MPa]	Stredné redukované napätie
σ_{redA}	[MPa]	Redukované napätie v mieste podpery A
σ_{red1}	[MPa]	Redukované napätie v mieste vrubu 1
σ_{red2}	[MPa]	Redukované napätie v mieste vrubu 2
σ_{red3}	[MPa]	Redukované napätie v mieste vrubu 3
σ_1	[MPa]	Napätie od ohybového momentu v mieste vrubu 1
σ_2	[MPa]	Napätie od ohybového momentu v mieste vrubu 2
σ_3	[MPa]	Napätie od ohybového momentu v mieste vrubu 3
τ_A	[MPa]	Napätie od krútiaceho momentu v mieste podpery A
τ_1	[MPa]	Napätie od krútiaceho momentu v mieste vrubu 1
τ_2	[MPa]	Napätie od krútiaceho momentu v mieste vrubu 2
τ_3	[MPa]	Napätie od krútiaceho momentu v mieste vrubu 3

11.2 Zoznam obrázkov

Obr. 1 Príklad sústružníckych operácií [2]	12
Obr. 2 Príklad jednoprofesioného CNC sústruhu od firmy SHARP Industries [3].....	13
Obr. 3 Príklad CNC sústružníckeho centra od firmy Hyundai [4]	13
Obr. 4 Hlavné konštrukčné uzly CNC obrábacieho centra [5]	14
Obr. 5 Stavba vretenníka [1]	16
Obr. 6 Tubusový vretenník [8].....	17
Obr. 7 Skriňový vretenník [9]	17
Obr. 8 Deformácia vretena - vplyv tuhosti vretena, ložísk a skrine [10].....	18
Obr. 9 Radiálne magnetické ložisko [12]	20
Obr. 10 Axiálne magnetické ložisko [12]	20
Obr. 11 Príklad valivého ložiska s popisom častí [13]	21
Obr. 12 Axiálne guľkové ložisko s kosouhlým stykom [14].....	22
Obr. 13 Rozdiel rozloženia radiálnej sily na valčekové ložisko s vôľou a s predpätím [12].	22
Obr. 14 Vplyv stykového uhla [15]	23
Obr. 15 Združovanie ložísk do zostáv [15].....	23
Obr. 16 Príklad uloženia vretena [15].....	24
Obr. 17 Hybridné ložisko [16]	25
Obr. 18 Elektrovreteno [19].....	26
Obr. 19 Pohon vretena pomocou remeňového prevodu [20].....	26

Obr. 20 Mazanie olejovou hmlou [7].....	28
Obr. 21 Mazanie olejom pomocou trysky [7].....	28
Obr. 22 Mazanie olej - vzduch [7].....	28
Obr. 23 Príklady labyrintového tesnenia [20].....	29
Obr. 24 Nepriamy pohon C osi ozubeným remeňom (vľavo) a čelnými ozubenými kolesami (vpravo)[22]	30
Obr. 25 DMG MORI - NLX 2500/700 [24]	32
Obr. 26 HAAS ST 20Y [25]	33
Obr. 27 MAZAK QTE-200SG [26].....	33
Obr. 28 DN SOLUTIONS PUMA SMX2600ST [27].....	34
Obr. 29 Záťažový cyklus	41
Obr. 30 Momentová charakteristika motora 1FE1116-6WW31-6BA0.....	42
Obr. 31 Výkonová charakteristika motora 1FE1116-6WW31-6BA0	42
Obr. 32 Usporiadanie ložísk TBT [20].....	41
Obr. 33 Dvojradové valčekové ložisko [20].....	43
Obr. 34 Zaťažujúce a reakčné sily pôsobiace na vreteno	43
Obr. 35 Diagram na stanovenie výpočtového súčiniteľa K	48
Obr. 36 Domazávací interval vzhľadom na otáčkové číslo a typ ložiska.....	49
Obr. 37 Deformácia ložísk	50
Obr. 38 Zjednodušené vreteno	51
Obr. 39 Podobnosť trojuholníkov pre výpočet maximálneho radiálneho hádzania	52
Obr. 40 Deformácia predného konca vretena od poddajnosti ložísk v závislosti na vzdialenosti medzi podperami.....	53
Obr. 41 Deformácia predného konca vretena od ohybových momentov v závislosti na vzdialenosti medzi podperami	53
Obr. 42 Celková deformácia predného konca vretena v závislosti na vzdialenosti medzi podperami	54
Obr. 43 Zaťaženie vretena	55
Obr. 44 Priebeh ohybového momentu	55
Obr. 45 Priebeh krútiaceho momentu	55
Obr. 46 Model vretena rozdelený na prvky siete	61
Obr. 47 Lokálna sieť prvkov vo vruboch.....	61
Obr. 48 Zaväzbenie vretena	62
Obr. 49 Zaťaženie vretena	62
Obr. 50 Výpočet maximálneho napätia pomocou MKP	63
Obr. 51 Celková deformácia vretena pomocou MKP.....	63
Obr. 52 Deformácie vybraných vlastných frekvencií.....	64
Obr. 53 Sklíčidlo ROTA NCF 2 315-104 A8-SV60° od firmy SCHUNK [32].....	65
Obr. 54 Hydraulický upínací valec OPUS-H3 225-95 od firmy SCHUNK [33]	65
Obr. 55 Uhlový snímač do firmy HEIDENHAIN [34].....	66
Obr. 56 Hydraulická brzda HW 040 HFA od firmy RINGSPANN [35].....	66
Obr. 57 Model navrhnutého vretenníka	68
Obr. 58 Model navrhnutého vretenníka, pohľad z boku.....	68
Obr. 59 Model navrhnutého vretenníka, pohľad v reze	68

11.3 Zoznam tabuliek

Tab 1) Porovnanie technických parametrov vybraných strojov na trhu.....	32
Tab 2) Hodnotiace kritériá.....	33
Tab 3) Saatyho bodová stupnica veľkosti preferencie jedného kritéria pred druhým [28].....	34
Tab 4) Stanovenie váh kritérií.....	34
Tab 5) Výsledné poradie kritérií stanovené Saatyho metódou.....	34
Tab 6) Stupnica hodnotenia kritérií.....	35
Tab 7) Hodnotenie variant pohonu vretena.....	36
Tab 8) Rezné podmienky pre hrubovacíu operáciu s nástrojom.....	37
Tab 9) Rezné podmienky pre dokončováciu operáciu s nástrojom.....	37
Tab 10) Technické parametre motora 1FE1116-6WW31-6BA0.....	40
Tab 11) Parametre potrebné na výpočet reakčných síl.....	42
Tab 12) Výsledné silové pôsobenie v podperách vretena.....	43
Tab 13) Parametre vybraných ložísk.....	43
Tab 14) Vstupné parametre pre výpočet deformácie ložísk.....	48
Tab 15) Vstupné parametre pre výpočet deformácie vretena.....	49
Tab 16) Vstupné parametre pre pevnostné výpočty.....	54
Tab 17) Vlastné frekvencie vretena.....	62
Tab 18) Výsledné parametre navrhnutého vretenníka.....	68

12 ZOZNAM PRÍLOH

Technické listy zabudovaných prvkov

Motor 1FE1116-6WW31-6BA0

Skličidlo ROTA NCF plus 2 314-104

Hydraulický valec OPUS-H3 225-95

Snímač polohy TTR ECM 2400

Brzda HW-040-HFA-2411

3D Model vretenníka

Výkresy vybraných uzlov

209448 – 00 – 00	Výkres hlavnej zostavy
209448 – 10 – 00	Výkres zostavy vretenníka
209448 – 10 – 01	Výkres vretena
209448 – 10 – 02	Výkres tubusu
209448 – 10 – 12	Výkres úchytu snímača