



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**KONSTRUKCE AUTOMATICKY INDEXOVANÉ FRÉZOVACÍ
HLAVY**

A DESIGN OF AUTOMATICALLY INDEXED MILLING HEAD

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vojtěch Drha

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Tůma

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Vojtěch Drha**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Tůma**
Akademický rok: 2015/16

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 bakalářské práce:

Konstrukce automaticky indexované frézovací hlavy

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti technologie frézování a frézovacích hlav. Na základě rešerše student zvolí technologické podmínky, pro které má být frézovací hlava navržena. Dále student provede 3D návrh 2 osé frézovací hlavy a vytvoří výkresy vybraných součástí.

Cíle bakalářské práce:

- 1) Rešerše v oblasti technologie frézování a frézovacích hlav
- 2) Volba technologických parametrů
- 3) Základní výpočty
- 4) 3D CAD model frézovací hlavy v libovolném software
- 5) Výkresy vybraných součástí

Seznam literatury:

WMW Machinery company, <http://wmwmachinery.com/>, přístup 25. listopadu 2015

TOS Varnsdorf, <http://www.tosvarnsdorf.cz/>, přístup 16. listopadu 2015

Sempuco, <http://www.sempuco.biz/>, přístup 12. listopadu 2015

Marek, J., (2010): Konstrukce CNC obráběcích strojů. MM Průmyslové spektrum

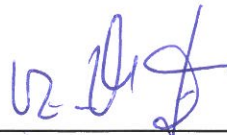
Borský, V., (1986): Základy stavby obráběcích strojů. Nakladatelství VUT Brno

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 16. 12. 2015



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Náplní bakalářské práce je návrh dvouosé frézovací hlavy s automatickým indexováním. První část práce se zabývá rešerší v oblastech technologie frézování, vyvrtávacích strojů a frézovacích hlav. Druhá část obsahuje volbu technických parametrů frézovací hlavy, konstrukční návrh a základní výpočty.

ABSTRACT

The content of the bachelor thesis is to design dual-axis milling head with automatic indexing. The first part focuses on research in the areas of technology, milling, drilling machines and milling heads. The second part includes the choice of technical parameters of the milling head, construction design and basic calculations.

KLÍČOVÁ SLOVA

Technologie frézování, frézovací hlavy, návrh frézovací hlavy, automatické indexování

KEYWORDS

Milling technology, milling heads, milling heads proposal, automatic indexing

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DRHA,V. *Konstrukce automaticky indexované frézovací hlavy*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2016, 83 s., Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Tůma.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Jiřímu Tůmovi za ochotu, vstřícný přístup a cenné rady bez, kterých by práci nebylo možno vypracovat. Dále bych chtěl poděkovat rodině za podporu během studia.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27.5.2016

.....

Drha Vojtěch

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	FRÉZOVÁNÍ.....	17
2.1	Definice frézování	17
2.2	Druhy frézování	17
2.2.1	Válcové frézování	17
2.2.2	Čelní frézování.....	18
3	VYVRTÁVACÍ STROJE	19
3.1	Definice vyvrtávacích strojů	19
3.2	Vyvrtávací stroje stolové.....	19
3.3	Vyvrtávací stroje křížové	19
3.4	Vyvrtávací stroje deskové	20
3.5	Vyvrtávací stroje souřadnicové	20
4	FRÉZOVACÍ HLAVY	21
4.1	Definice frézovací hlav	21
4.2	Rozdělení frézovacích hlav	21
4.3	Koncepce frézovacích hlav	22
4.3.1	Frézovací hlavy pravoúhlé	22
4.3.2	Frézovací hlavy univerzální	22
4.3.3	Frézovací hlavy ortogonální	23
4.3.4	Frézovací hlavy vidlicové	23
4.4	Pohon os	23
4.4.1	Kuželové pohony	23
4.4.2	Šnekové pohony.....	23
4.4.3	Torque pohon	24
4.4.4	Pohon Master and Slave.....	24
4.5	Natáčení hlavy.....	25
4.5.1	Manuální natáčení	25
4.5.2	Automatické natáčení.....	25
4.6	Připojování a výměna hlavy	26
4.7	Přehled vyráběných 2-osých frézovacích hlav	27
4.7.1	Univerzální hlava UHA 30 Fermat	27
4.7.2	Ortogonální hlava HOI 50 TOS Varnsdorf.....	27
4.7.3	Univerzální hlava KFU–2/45 Sempuco	28
4.7.4	Vidlicová hlava HV/V TOS Varnsdorf.....	29
5	KONSTRUKČNÍ NÁVRH.....	31
5.1	Volba koncepce hlavy a určení parametrů	31
5.2	Náhon nástroje	31
5.2.1	Kuželová soukolí	32
5.2.2	Spojovací hřídel	32
5.2.3	Vstupní hřídel.....	32
5.3	Vřeteno frézovací hlavy	32
5.3.1	Upínání nástroje	32
5.3.2	Ložiska vřetene	34
5.3.3	Návrh vřetena.....	34
5.4	Natáčecí mechanismus	35

5.4.1	Natáčení v ose A	35
5.4.2	Natáčení v ose C	36
5.5	Celková konstrukce frézovací hlavy	36
6	VÝPOČTOVÝ NÁVRH	39
6.1	Výpočet zatížení	39
6.1.2	Výpočet sil při čelním frézování	39
6.1.3	Výpočet řezných sil při vrtání	41
6.1.4	Stanovení jmenovitých otáček vřetena	42
6.2	Výpočet geometrie kuželových soukolí	42
6.3	Určení silových poměrů na ozubených kolech	44
6.3.1	Celková účinnost	44
6.3.2	Silové poměry na ozubených kolech	44
	Krouticí moment na vstupním hřídele	44
6.4	Výpočet vřetena	46
6.4.1	Optimální vzdálenost ložisek vřetena a tuhost vřetena	46
6.4.2	Výpočet optimální vzdálenosti ložisek	47
6.4.3	Výpočet reakčních sil v ložiscích vřetena	49
6.4.4	Výpočet trvanlivostí ložisek vřetena	51
6.4.5	Pevnostní kontrola vřetena k meznímu stavu pružnosti	53
6.5	Návrh spojovací hřídele	55
6.5.1	Stanovení reakčních sil v ložiscích	55
6.5.2	Výpočet minimálního průměru spojovací hřídele	57
6.5.3	Stanovení trvanlivosti ložisek vstupní hřídele	57
6.6	Návrh vstupní hřídele	58
6.7	Pevnostní kontrola kuželových kol	59
6.7.1	Pevnostní kontrola ozubení v dotyku	59
6.7.2	Pevnostní kontrola ozubení v ohybu	60
7	ZÁVĚR	61
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	63
9	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK	65
10	SEZNAM PŘÍLOH	69

1 ÚVOD

V současné době jsou na obráběcí stroje kladeny vysoké nároky a to zejména v oblasti kvality obrobeného povrchu, celkových strojních časů, schopnosti stroje obrábět složitě tvarované součásti a množství technologických operací, které stroj zvládne. Právě za účelem zvýšení technologických možností obráběcích strojů se využívají vřetenové hlavy. Ty umožňují natáčení pracovního vřetena v rozsahu, který je dán jejich konstrukcí. Tím je umožněno obrobení i složitějších součástí na jedno upnutí, z toho vyplývají i nižší strojní časy. V případě vyvrtávacích strojů se vřetenové hlavy označují jako frézovací.

Ve většině případů výrobci vyvrtávacích strojů nabízejí zároveň i širokou škálu frézovacích hlav, kterými je stroj možno doplnit. Při výběru zařízení je nutno zvážit vhodnost typu hlavy pro zamýšlené technologické operace a podle toho vybrat konkrétní variantu. Základní parametry podle, kterých lze hlavy rozdělit jsou počet poháněných os, způsob pohonu jednotlivých os a jejich uspořádání.

Cílem práce je návrh frézovací hlavy pro vyvrtávací stroje. Požadavkem kladeným v zadání je schopnost hlavy natáčení ve dvou osách a automatické indexování

2 FRÉZOVÁNÍ

2.1 Definice frézování

Frézování je metoda třískového obrábění, při které je hlavní pohyb rotační a koná ho nástroj. Řezný proces je přerušovaný, kdy jednotlivé zuby frézy odřezávají materiál a tvoří třísky proměnné tloušťky. Vedlejší pohyb nejčastěji bývá posuvový, realizovaný frézovanou součástí ve směru kolmém k ose nástroje. Za pomoci současných frézovacích strojů lze provádět obrábění ve všech směrech. [1]

2.2 Druhy frézování

Podle druhu nástroje rozdělujeme frézování na dva způsoby a to frézování válcové a čelní.

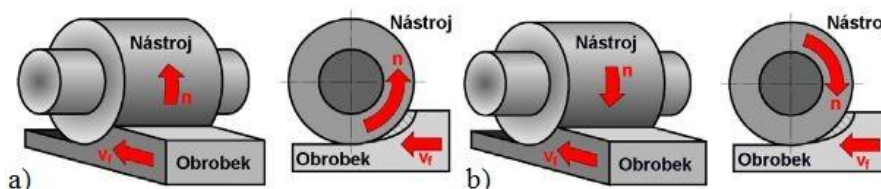
2.2.1 Válcové frézování

Odebírání materiálu je realizováno čelní případně tvarovou frézou. Nástroj má zuby vytvořeny po obvodu nástroje. Při této metodě je obráběná plocha rovnoběžná s osou rotace nástroje. Podle smyslu nástroje a posuvu obrobku se rozlišuje frézování sousledné a nesousledné (obr. 2.1). Při sousledném nástroj rotuje ve směru pohybu obrobku. Tloušťka třísky se mění od maximální do nulové hodnoty. Obráběná plocha je vytvářena při výstupu zubu ze záběru. Při sousledném frézování působí řezná síla směrem dolů. Pokud to způsob výroby umožňuje, preferuje se tato varianta. [2]

Zatím co u nesousledného rotuje nástroj proti směru posuvu. Obráběná plocha vzniká při vstupu břitů do obrobku, kdy je tloušťka třísky nulová. Řezná síla působí směrem nahoru a odtahuje obrobek od stolu. Orientace sil má vliv na výsledné namáhání stroje, nástroje a volbu řezných parametrů. [1]

Výhody a nevýhody sousledného frézování

- vyšší trvanlivost břitů
- vyšší řezné rychlosti a posuvy, nižší řezný výkon
- použití jednodušších upínacích přípravků
- nutnost vymezení vůlí a přepětí mezi posuvovým šroubem a maticí stolu frézky
- větší rázy při vnikání nástroje do obrobku

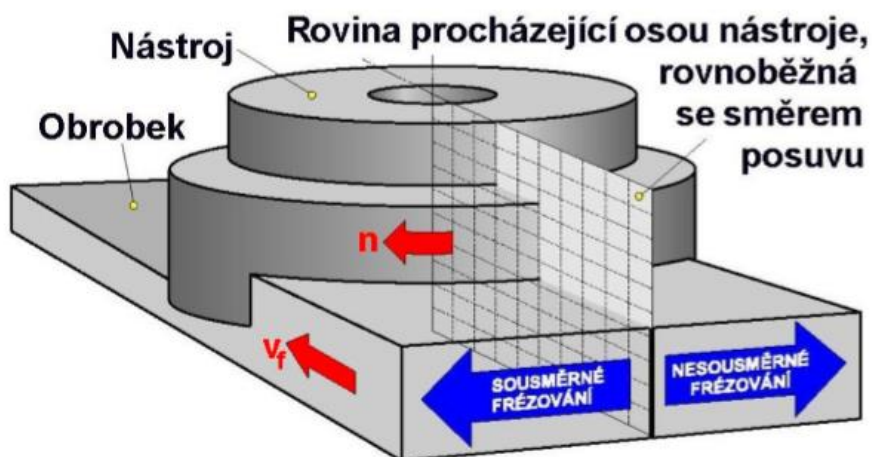


Obr. 1) Válcové frézování [2]

a) Sousedné frézování b) Nesousedné frézování

2.2.2 Čelní frézování

Při čelním frézování (obr. 2) jsou břity nástroje rozmístěny po obvodu a čele nástroje. Obráběná plocha je kolmá na osu otáčení. Dle vzájemné polohy osy frézy a osy obrobku se dělí na frézování symetrické a nesymetrické. Pokud osa nástroje prochází středem obrobku, jde o frézování symetrické. Z důvodů vzniku vibrací při symetrickém frézování se doporučuje použití nesymetrické. Čelní fréza pracuje zároveň sousledně i nesousledně. [1]



Obr. 2) Čelní frézování [2]

3 VYVRTÁVACÍ STROJE

3.1 Definice vyvrtávacích strojů

Vyvrtávací stroje jsou určeny k obrábění otvorů a čelních ploch hlavně u nerotačních součástí. Hlavní řezný pohyb většinou koná vřeteno s nástrojem. Základním technologickým procesem je obrábění jednobřitým nástrojem. Ve vřeteníku vyvrtávačky je uloženo jak vyvrtávací, tak i frézovací vřeteno. Moderní stroje jsou vybavovány otočnými stoly a frézovacími hlavami, to umožňuje nasazení stroje i v oblasti soustružení a frézování. Podle orientace vřetena a na základě konstrukce dané využitím rozdělujeme na vyvrtávačky na tyto typy: [3]

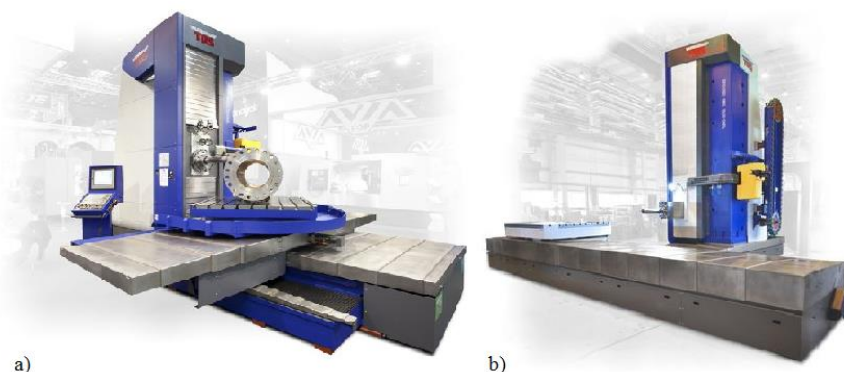
- Vyvrtávací stroje s vodorovnou osou vřetena
 - Stolové
 - Křížové
 - Deskové
 - Souřadnicové
- Vyvrtávací stroje se svislou osou vřetena
 - Souřadnicové

3.2 Vyvrtávací stroje stolové

Jedná se o stroje s průměrem vřetena do 150 mm, určené k obrábění menších a lehčích součástí. Stolové vyvrtávačky (obr. 3a) se z hlediska konstrukce dělí do dvou skupin. První skupina jsou malé stolové horizontky s pevným stojanem. Do druhé skupiny spadají větší stroje se stojanem, který se pohybuje ve směru osy vřetena. Křížový stůl otočně uložený na saních se pohybuje po loži ve dvou navzájem kolmých směrech. [3], [4]

3.3 Vyvrtávací stroje křížové

Tyto stroje jsou využívány k opracování středně velkých obrobků a dlouhých rovinných ploch. Pohyb v příčném směru realizuje stůl s obrobkem, stojan koná posuv podélně po loži. Průměr vřetena u křížových vyvrtávaček se pohybuje od 80 do 160 mm. Na obrázku 3b je křížová vyvrtávačka WHR 13 TOS Varnsdorf.[3], [4]



Obr. 3) Vyvrtávací stroje TOS Varnsdorf [5]

a) Stolová vyvrtávačka WHQ 105 b) Křížová vyvrtávačka WHR 13

3.4 Vyvrtávací stroje deskové

Deskové vyvrtávačky (obr. 4) se používají pro výrobu součástí velkých rozměrů a hmotností. Uplatňují se především při vrtání, vyvrtávání a řezání závitů. Průměr vřetena u těchto strojů je v rozmezí 130 až 315 mm. U základního provedení je obrobek upnutý na nepohyblivé desce. Pohyby zajišťují stojan a vřeteník. Stojan vykonává pohyb po loži kolmo k ose vřetena a vřeteník pojíždí po stojanu ve svislém směru. Pro zvýšení rozsahu použitelnosti se deskové horizontky vybavují otočným stolem případně otočným stolem s možností posuvu ve směru osy vřetena. [3], [4]



Obr. 4) Desková vyvrtávačka WRF Fermat [6]

3.5 Vyvrtávací stroje souřadnicové

Využití těchto strojů spočívá v obrábění přesných otvorů v přesných osových vzdálenostech. Na základě počtu stojanů se souřadnicové vyvrtávací stroje dělí na jedno stojanové a dvou stojanové. Dle orientace vřetena se jedno stojanové členění do dvou skupin a to stroje s vodorovnou osou vřetena nebo se svislou osou vřetena. [3], [4]

4 FRÉZOVACÍ HLAVY

4.1 Definice frézovacích hlav

Frézovací hlava je přídavné zařízení obráběcích strojů, kdy přidáním hlavy vytváříme ze stroje určeného pro jednu technologickou operaci stroj využitelný i v dalších oblastech třískového obrábění. Jako příklad lze uvést vyvrtávací stroj s vodorovnou osou vřetena. Natočení vřetena připojené hlavy umožní obrábění různě orientovaných ploch k souřadnému systému stroje.

Široká škála nabízených hlav umožňuje zákazníkovi vybavit stroj vyšším počtem výměnných hlav. Každá z hlav má své specifické vlastnosti, které určují, pro jaký typ technologické aplikace je vhodná hlavu použít. U některých strojů jsou hlavy trvale připojeny k vřeteníku.

Při výběru frézovací hlavy je potřeba zohlednit mnoho vlivů, které mají vliv na použitelnost zařízení. Faktory ovlivňující výběr mohou být orientace a složitost obráběných ploch, obráběné materiály a jejich vlastnosti, zda bude hlava použita pro hrubovací nebo dokončovací operace. Od zmíněných faktorů se odvíjejí parametry hlav např.: počet poháněných os, způsob náhonu a způsob natáčení. [7]

4.2 Rozdělení frézovacích hlav

Velké množství hlav lze rozdělit podle následujících kritérií.

- Rozdělení podle počtu poháněných os
 - 1-osá frézovací hlavy
 - 2-osá frézovací hlavy
 - 3-osá frézovací hlava

- Rozdělení podle koncepce hlavy
 - Pravoúhlá frézovací hlava
 - Universální frézovací hlava
 - Ortogonální frézovací hlava
 - Vidlicová frézovací hlava
 - Prodloužená frézovací hlava

- Rozdělení podle způsobu pohonu jednotlivých os
 - Pohon pomocí kuželových kol
 - Pohon pomocí šneku a šnekového kola
 - Pohon pomocí Torque motou
 - Pohon pomocí dvou pastroků Master and Slave

- Rozdělení podle způsobu náhonu nástroje
 - Náhon od obráběcího stroje - krouticí moment je přenášén mechanismem ve frézovací hlavě
 - Elektrovřetenem – hlava je vybavena vlastním elektrovřetenem pro pohon nástroje.
- Rozdělení podle způsobu natáčení os, výměny hlavy a výměny nástroje
 - Manuální
 - Automatické

4.3 Koncepce frézovacích hlav

Podle počtu poháněných os a jejich uspořádání se frézovací hlavy dělí na několik základních druhů. Z koncepce hlavy vyplývá jak orientované plochy je schopna obrobit a na její celkovou tuhost. Tuhost má vliv na přesnost hlavy a určuje pro jakou frézovací operaci je hlava vhodná.

4.3.1 Frézovací hlavy pravoúhlé

Jedná se o frézovací hlavy s 1 poháněnou osou, používané k obrábění rovinných ploch rovnoběžných s osou vřeten pracovního stroje. Vřeten hlavy svírá s vřetenem stroje kolem, kterého se natáčí, pravý úhel. Rozsah a minimální krok natočení je dán konstrukcí. Konstrukční provedení dále ovlivňuje, zda se indexování, výměna nástrojů a připojení k vřeteníku stroje provádí manuálně nebo automaticky. Mohou být i varianty s možností upnutí dvou nástrojů na obou koncích pracovní strany hlavy. V praxi se tato varianta příliš nevyužívá. Na obrázku 5 lze vidět pravoúhlou hlavu firmy Škoda Machine Tool. [3], [4]



Obr. 5) Pravoúhlá hlava Škoda Machine Tool [7]

4.3.2 Frézovací hlavy univerzální

Univerzální hlavy jsou složeny ze tří částí, které umožňují natáčení ve dvou osách A a C. Osa A svírá s osou C, která je souhlasně orientovaná s osou vřeten výrobního stroje, úhel 45°. Konstrukční provedení hlavy dovoluje obrábět i plochy, které jsou obecně orientované vůči vřeten stroje. Nevýhodou univerzálních hlav je snížení tuhosti hlavy oproti hlavě pravoúhlé, která se skládá ze dvou částí a její tuhost je vyšší. [3], [4]

4.3.3 Frézovací hlavy ortogonální

Tak jako univerzální hlavy jsou hlavy ortogonální složeny ze tří částí. Rozdíl mezi nimi spočívá v orientaci osy A, která u ortogonální hlavy svírá s osou C pravý úhel. Jiná orientace vřetena a konstrukční provedení dovoluje použití hlavy při frézování ploch, kde nelze použít univerzální hlavu. [4]

4.3.4 Frézovací hlavy vidlicové

Vidlicové hlavy (obr. 6) se vyrábí ve dvou provedeních. První provedení je s pohonem od vřetena stroje, druhá varianta je hlava vybavená elektrovřetenem. Takto vybavené hlavy se vyznačují vysokými otáčkami vřetena, za to dochází ke značnému snížení velikosti přenášeného krouticího momentu. Proto jsou vhodné pro dokončovací práce na obrobciích případně pro hrubování lehkých slitin. Jsou převážně dodávány k deskovým nebo portálovým vyvrtávacím stojům. [3]



Obr. 6) Vidlicová hlava Zimmermann [8]

4.4 Pohon os

Způsob přenosu krouticího momentu od vřetena stroje na pracovní vřeteno frézovací hlavy je další důležité kritérium rozhodující o vhodnosti hlavy pro danou operaci. Pohon os může být mechanický nebo je hlava doplněna o elektro pohon. Obecně platí, že mechanické pohony jsou vhodné pro dokončovací i hrubovací operace. Elektropohony se aplikují při dokončování a vysokorychlostním obrábění.

4.4.1 Kuželové pohony

Jedná se o mechanické pohony využívané u pravoúhlých, univerzálních a ortogonálních hlav. Umožňují přenos vysokých krouticích momentů a jsou schopny do určité míry tlumit vibrace a kmitání, které vznikají při obrábění. Jejich nevýhodou je vznik vibrací a vysoká hluchnost hlavně v případě použití kuželových kol s přímými zuby. Hluchnost lze do jisté míry omezit použitím kol se zakřivenými zuby. Tato varianta výrazně zvyšuje cenu ozubených kol z důvodu složité výroby. Hlavy s mechanickým náhonem nemůžou simultánně obrábět, ale musí pracovat v určitých pracovních režimech. První režim je natáčení hlavy a druhým režimem je obrábění.

4.4.2 Šnekové pohony

Nacházejí se u vidlicových hlav, které využívají smíšený pohon. Na rozdíl od elektropohonů umožňují přenos velkých silových zatížení při relativně malých rozměrech hlavy. Jejich další

hlavní výhody jsou výborné tlumení vibrací a velmi dobrý povrch obrobku. Hlavy vybavené šnekovým pohonem umožňují hrubování při simultánním obrábění. [9]

4.4.3 Torque pohon

Tento pohon využívá Torque motorů (obr. 7) označovaných taky jako prstencové motory. Mohou být konstrukčně provedeny jako synchronní, krokové nebo stejnosměrné. Hlavy vybavené prstencovými motory se vyznačují vysokými otáčkami a vysokým zrychlením v osách. Nevýhodou těchto hlav je vysoká cena pohonu a malé řezné momenty. [9], [10]



Obr. 7) Torque motor Siemens [11]

4.4.4 Pohon Master and Slave

Máster – Slave je jedna z variant vymezení vůle mezi ozubeným věncem pastorkem. V případě Master and Slave se jedná o dva pastorky, z nichž každý má vlastní elektropohon. Princip vymezení vůle je založen na tom, že jeden z pohonů je určen jako Master (nezávislý) a vyvíjí moment, zatímco druhý motor Slave (závislý) vyvozuje točivý moment v opačném směru a tím vymezuje vůli. Jednou z možností jak pohánět jednotlivé motory využívanou u frézovacích hlav je použití servomotorů s harmonickou převodovkou (obr. 8). Toto provedení se označuje jako Harmonic drive. Jedná se nejjednodušší způsob pohonu, který je vhodný pro obrábění lehkých materiálů. [3],[9]



Obr. 8) Harmonická převodovka [12]

4.5 Natáčení hlavy

4.5.1 Manuální natáčení

Natáčení hlavy v jednotlivých osách provádí ručně obsluha stroje. K fixování polohy natočení nejčastěji slouží věnec s hirthovým ozubením (obr. 9). Jde o prstenec se zuby umístěnými po čele, z počtu zubů vyplývá úhlové rozdělení prstence. U frézovacích hlav se většinou používá rozdělení po 1° nebo $2,5^\circ$. Výhodou použití věnců s hirthovým ozubením je vysoká přesnost.

Během obrábění jsou kroužky ve spojeném stavu a udržují otočnou část hlavy v požadované poloze. K rozpojení kroužků dojde povolením matic natáčecích šroubů. Otočná část hlavy se odsune a tím dojde k rozpojení ozubení. Následně dojde k pootočení o požadovaný úhel a opětovnému spojení ozubení a přitažení matic.



Obr. 9) Věnec s hirthovým ozubením [13]

4.5.2 Automatické natáčení

Automatické natáčení je značně výhodnější z hlediska urychlení procesu natočení a tím přispívá ke snížení výrobních časů. Nevýhodou je konstrukční náročnost natáčecího mechanismu, zvětšení rozměrů a hmotnosti hlavy a vyšší cena hlavy.

Automatické natáčení může být prováděno mechanicky nebo pomocí elektropohonů.

Mechanické natáčení

Tak jako u ručního natáčení se k zajištění polohy používají věnce s hirthovým ozubením. Pro spojení a rozpojení se používají jednočinné hydraulické válce s talířovými pružinami. Pružiny udržují ozubení ve spojeném stavu, přivedení kapaliny do válce způsobí vysunutí pístu a rozpojení věnců. Tento typ motorů se používá z důvodů případného výpadku proudu, kdy pružiny udržují hlavu stále zpevněnou. Samotný proces natočení lze realizovat od náhonu hlavy, zablokováním hnaného kola, které se místo odvalování po hnacím kole zároveň s ním otáčí. Natočení se provede pootočením náhonu o požadovaný úhel, tím dojde k natočení otočné části hlavy. Poté dojde k opětovnému zpevnění hlavy a odblokování kola.

Další možností zajištění polohy je využití hydraulické brzdy. Výhodou této varianty je absence hirthova prstence s minimálním úhlem natočení 1° a schopnost indexování po $0,001^\circ$.

Natáčení pomocí elektropohonů

Další možností automatického natáčení je využití elektropohonů. Konkrétně se jedná o prstencové motory případně o 2 servomotory v Master and Slave režimu. Tak jako v případě použití hydraulické brzdy tyto provedení umožňují indexování po $0,001^\circ$.

4.6 Připojování a výměna hlavy

Frézovací hlavy se připojují k čelu vřeteníku (smykadla) (obr. 10) pomocí upínacích mechanismů umístěných na čele vřeteníku. Upínání je realizováno kleštinami na vřeteníku a čtveřicí čepů umístěných na hlavě. Zpevnění a zajištění přesné polohy středu hlavy ke středu vřetena se zajišťuje broušenými kameny nebo Hirthovým věncem. Media nutná pro polohování, upínání a chlazení nástroje jsou přiváděna rychlospojkami. Proces připojení a výměny může být ruční nebo automatický. [3]

- Ruční připojení a výměna
Připojení a výměnu obstarává obsluha stroje pomocí zvedacího zařízení.
- Automatické připojení a výměna
Přináší značné zrychlení procesu připojení a výměny na úkor vyšší pořizovací ceny, kdy je potřeba stroj vybavit přídatným zařízením tzv. PICK-UP systémem. Hlavy jsou uloženy ve stojanu příslušenství nebo na transportních deskách v pracovním prostoru stroje. Při výměně dojde vřeteno stroje k prázdné buňce, kde odloží připojenou hlavu. Poté přijede k požadované operační hlavě, která se zapojí příčným posuvem vřeteníku a provede se připojení pomocí upevňovacího mechanismu a rychlospojek.



Obr. 10) Vřeteník stroje WRD 170 (Q) [5]

4.7 Přehled vyráběných 2-osých frézovacích hlav

4.7.1 Univerzální hlava UHA 30 Fermat

Automaticky polohovatelná hlava umožňující automatické připojení k vřeteníku a výměnu nástrojů. Společnost fermat tuho hlavu vyrábí v provedení UHAmi 30 s polohováním po $0,001^\circ$ u obu os. Hlava je zobrazena na obr. 11, její parametry jsou uvedeny v tabulce 4.1.

Tab 1) Parametry univerzální hlavy UHA 30 [6]

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální otáčky	n	3000	min^{-1}
Maximální výkon	P	30	kW
Maximální krouticí moment	M_k	1600	Nm
Základní inkrement polohování		2,5 (1)	$^\circ$
Rozsah natáčení v ose A		± 180	$^\circ$
Rozsah natáčení v ose C		± 180	$^\circ$
Upínací kužel	ISO 50		



Obr. 11) Univerzální hlava UHA 30 [14]

4.7.2 Ortogonální hlava HOI 50 TOS Varnsdorf

HOI 50 (obr. 12) je hlava s automatickým indexováním, výměnou nástrojů a připojením k vřeteníku stroje. U některých strojů je integrována trvale. Parametry hlavy uvedeny v tabulce 2.

Tab 2) Parametry ortogonální hlavy HOI 50 [5]

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální otáčky	n	4000	min^{-1}
Maximální výkon	P	37	kW
Maximální krouticí moment	M_k	1000	Nm
Základní inkrement polohování		1	$^\circ$
Rozsah natáčení v ose A		± 120	$^\circ$
Rozsah natáčení v ose C		± 185	$^\circ$
Upínací kužel	ISO 50		



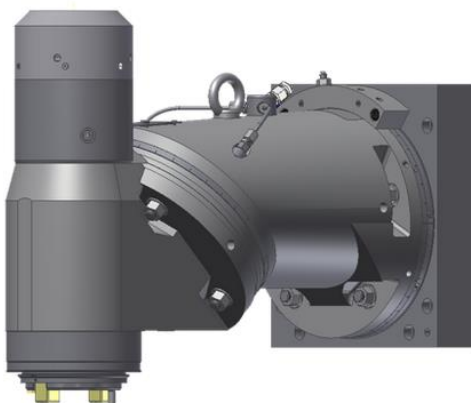
Obr. 12) Ortogonální hlava HOI 50 [5]

4.7.3 Univerzální hlava KFU–2/45 Sempuco

Hlava s manuálním natáčením kolem os a automatickou výměnou nástrojů. Parametry hlavy KFU – 2/45 (obr. 13) jsou uvedeny v tabulce 3.

Tab 3) Parametry univerzální hlavy KFU - 2/45 [13]

<i>Parametr</i>	<i>Značka</i>	<i>Hodnota</i>	<i>Jednotka</i>
<i>Maximální otáčky</i>	n	3000	min ⁻¹
<i>Maximální výkon</i>	P	37	kW
<i>Maximální krouticí moment</i>	M _k	1000	Nm
<i>Rozsah natáčení v ose A</i>		360	°
<i>Rozsah natáčení v ose C</i>		360	°
<i>Upínací kužel</i>	ISO 50		



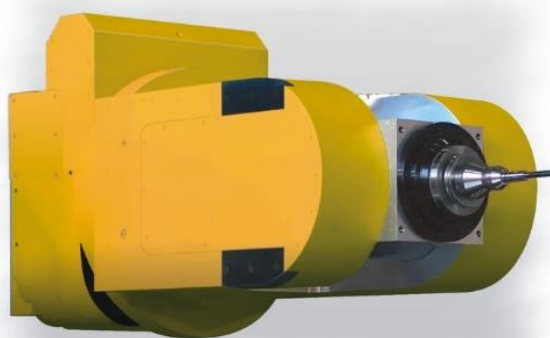
Obr. 13) Univerzální hlava KFU – 2/45 [15]

4.7.4 Vidlicová hlava HV/V TOS Varnsdorf

Vidlicová 1 nebo 2-osá hlava s náhonem od vřetena stroje. Hlava umožňuje souvislé obrábění při pohybu obou os, automatické připojení na vřeteník a výměnu nástrojů. Hlava je zobrazena na obrázku 14, její parametry jsou uvedeny v tabulce 4.

Tab 4) Parametry vidlicové hlavy HV/V [5]

<i>Parametr</i>	<i>Značka</i>	<i>Hodnota</i>	<i>Jednotka</i>
<i>Maximální otáčky</i>	n	3500	min ⁻¹
<i>Maximální výkon</i>	P	22	kW
<i>Maximální krouticí moment</i>	M _k	500	Nm
<i>Rozsah natáčení v ose A</i>		±100	°
<i>Rozsah natáčení v ose C</i>		±190	°
<i>Upínací kužel</i>	ISO 50		



Obr. 14) Vidlicová hlava HV/V [5]

5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

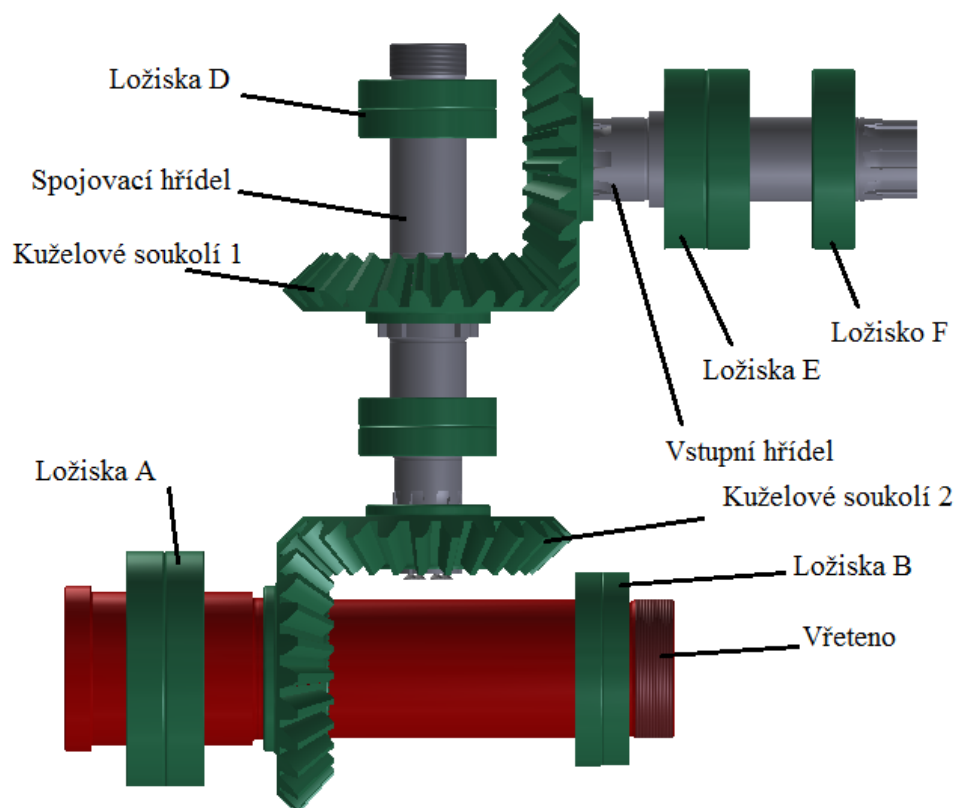
5.1 Volba koncepce hlavy a určení parametrů

Zadáním bakalářské práce je návrh 2 osé automaticky indexované frézovací hlavy. Pro vypracování byla zvolena ortogonální konce s následujícími parametry:

- aplikovat hlavu na vřeteník o rozměrech čela 450 mm × 450 mm s průměrem pracovního vřetená 130 mm
- náhon nástroje od obráběcího stroje
- indexování v ose A i C po 2,5°
- maximální moment na vřetenu 1000 Nm
- maximální výkon 37 kW

5.2 Náhon nástroje

Při návrhu náhonu se vychází z maximálního zatížení od obráběcího procesu, ze kterého se stanoví zatížení pro jednotlivé části. Náhon je složen z vřetená, spojovací a vstupní hřídele, přenos krouticího momentu zajišťují dvě kuželové soukolí s přímými zuby a převodovým poměrem 1:1. Náhon je zobrazen na obrázku 15. Návrh vřetená a jeho uložení je popsán v kapitole 5.3, tato kapitola se zabývá zbylými částmi náhonu.



Obr. 15) Náhon nástroje

5.2.1 Kuželová soukolí

Na základě převodového poměru a relativně malých rozdílů v zatížení kol jsou zvoleny stejné parametry jak pro první tak i pro druhé soukolí. Parametry s kontrolním výpočtem jsou uvedeny ve výpočtové části a v příloze práce.

Nevýhodou použití kol s přímými zuby může být vysoká hlučnost a velké rozměry. Řešením těchto nevýhod by mohlo být použití kuželových kol se zakřivenými zuby. Pro vypracování bakalářské práce byla varianta s přímými zuby stanovena jako dostačující.

5.2.2 Spojovací hřídel

Spojovací hřídel přenáší krouticí moment ze soukolí 1 na soukolí 2. Spojení hřídele s koly je realizováno rovnobokým drážkováním.

Pro uložení hřídele jsou použity dva páry kosoúhlých ložisek se stykovým úhlem 40° sestavených do O. Pro ložiskový uzel C i D jsou použity stejné ložiska od firmy SKF s označením 7211 BEGAP. Ložiska jsou utěsněna a naplněna trvalou tukovou náplní již od výrobce. Poloha ložisek C je určena distančními kroužky. Ložiska D jsou z jedné strany pojištěna maticí KMTA 11, z druhé strany jsou opřena o distanční kroužek.

Výpočet hřídele a parametry ložisek s výpočtem životností je uveden v kapitole 6.5.

5.2.3 Vstupní hřídel

Vstupní hřídel zajišťuje přenos točivého momentu z vřetena stroje na kuželové soukolí 1. Ke spojení hřídele s vřetenem stroje slouží unašeč, který je uložen na rovnobokém drážkování a proti axiálnímu pohybu je zajištěn destičkou připevněnou na čelo hřídele.

Hřídel je uložena ve třech ložiscích firmy SKF 7312 BEGAP, jedná se o ložiska stejného provedení jako ložiska použité pro spojovací hřídel pouze jiných rozměrů a parametrů určujících životnost. Ložiskový uzel E je složen ze dvou ložisek spárovaných do O, zadní ložiskový uzel F tvoří jedno ložisko. Poloha ložisek je zajištěna distančními kroužky.

Výpočtovým návrhem hřídele a životností ložisek se zabývá kapitola 6.6.

5.3 Vřeteno frézovací hlavy

V případě frézování je úkolem vřetena zajistit co nejpresnější rotační pohyb nástroje upnutého do pracovní dutiny. Dráhy jednotlivých bodů nástroje by se měly pohybovat v přípustných odchylkách od kružnice. Z toho vyplývá, že přesnost vřetena má významný vliv na celkovou přesnost výrobního procesu. [3]

Důležitým parametrem určujícím přesnost vřetena je způsob uložení. Více než 90% uložení vřeten je realizováno pomocí valivých ložisek. Uložení je zpravidla navrženo tak, aby přední ložiska aby přední ložiska zachytávala i axiální síly, zatím co zadní ložiska by měla umožňovat posuv v axiálním směru z důvodů teplené roztažnosti vřetena. [3]

5.3.1 Upínání nástroje

Nástroje se upínají do dutiny na předním konci vřetena, která je zpravidla ve tvaru některé z normalizovaných upínacích stopek. Nejčastěji se používají upínací stopky ISO, HSK, BIG Plus a CORMANT CAPTO. [3]

Základním a stále nejpoužívanějším kuželem je ISO (obr. 16) s kuželovitostí 7:24 i přesto, že jsou na trhu modernější a z hlediska upnutí výhodnější kužely. Při upnutí nástroje do ISO kuželu zůstává mezi stopkou a čelem vřetena vůle. Zásadní nevýhodou systému ISO

možnost nežádoucího zasunutí stopky nástroje do dutiny nástroje vlivem vibrací. To má za následek problematické odepnutí nástroje. Systém BIG Plus je v podstatě stejný jakou ISO s tím rozdílem, že kužel nástroje dosedá na čelo vřetena. HSK má krátkou kuželovou stopku (kuželovitost 1:10) a stopka dosedá na čelo vřetena. Výhodou HSK je zvýšená bezpečnost upnutí při vysokých otáčkách v důsledku příznivého směru působení odstředivých sil na upínač. Nejvyšší bezpečnosti upnutí zajišťuje COROMANT CAPTO, který využívá speciální trojúhelníkový tvar dosedacích ploch. [3]



Obr. 16) Upínací kužel ISO [16]

K upnutí nástroje se používají upínací tyče s kleštinami namontované do dutiny vřetena. Při automatické výměně nástrojů jsou na upínací tyči umístěny nejčastěji mechanické pružiny (talířové) případně pružiny pneumatické, které vyvozují sílu potřebou pro upnutí nástroje. Uvolnění nástroje je realizováno pomocí hydraulických nebo pneumatických válců, které stlačují pružiny. Pokud výrobce vřetena nedisponuje technologií pro výrobu tvarově složitě a velmi přesné dutiny vřetena je možno použít oddělené upínací jednotky (obr. 17). Ta je složena z upínacího mechanismu uloženého ve válcovém tubusu, který se zasune do v tomto případě válcové dutiny vřetena. Nevýhodou použití oddělené upínací jednotky je zvětšení rozměrů vřetena. [3]



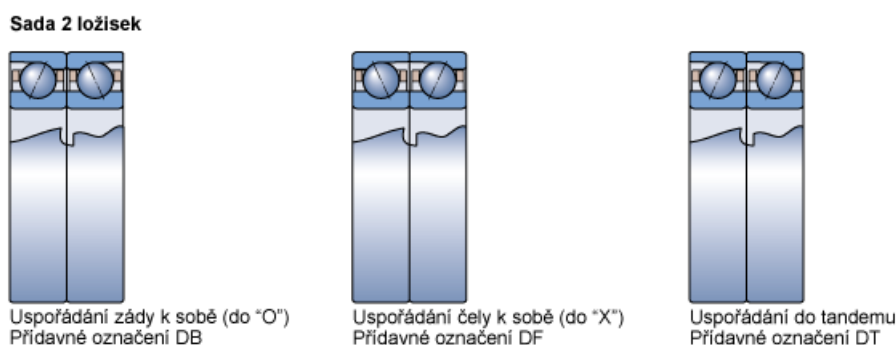
Obr. 17) Upínací jednotka Coromant CAPTO [17]

5.3.2 Ložiska vřetene

Jak již bylo uvedeno na začátku kapitoly 5.3, nejčastěji se pro uložení vřeten používají valivé ložiska. Výhody použití valivých ložisek jsou vysoká tuhost, nízký součinitel tření, jednoduchá vyměnitelnost a možnost vymezení vůlí. V dnešní době se nejvíce používají vřetenová ložiska umožňující přenos kombinovaného zatížení. Jedná se převážně o kuličková ložiska s kosoúhlým stykem 12° až 26° a kuželíková ložiska se stykovým úhlem 12° až 16° nebo 28° až 30° . Různou kombinací a uspořádáním ložisek lze dosáhnout přijatelných kompromisů mezi mezními otáčkami a tuhostí uložení vřetena. [3]

Kuličková ložiska se taky vyrábí jako hybridní. Základní konstrukce hybridního ložiska je stejná jako klasická, rozdíl je pouze ve valivých elementech, které jsou u hybridních ložisek keramické (Si_3N_4). Výhodami hybridních ložisek jsou vyšší frekvence otáčení, vyšší tuhost, minimální tepelná vodivost a nižší koeficient tření díky čemuž v ložisku vzniká méně tepla. Z výhod těchto ložisek vyplývá vhodnost použití u vřeten, které pracují při vysokých otáčkách. Hlavními zápory jsou vysoká cena a křehkost keramiky, kdy při rázovém zatížení může dojít poškození ložiska. [3]

Z důvodů zvýšení tuhosti a životnosti ložisek případně pro umožnění přenosu axiálních sil v obou směrech se ložiska montují do sad. Způsoby sdružení ložisek do dvojice jsou zobrazeny na obr. 18.



Obr. 18) Uspořádání ložisek ve dvojici [18]

5.3.3 Návrh vřetena

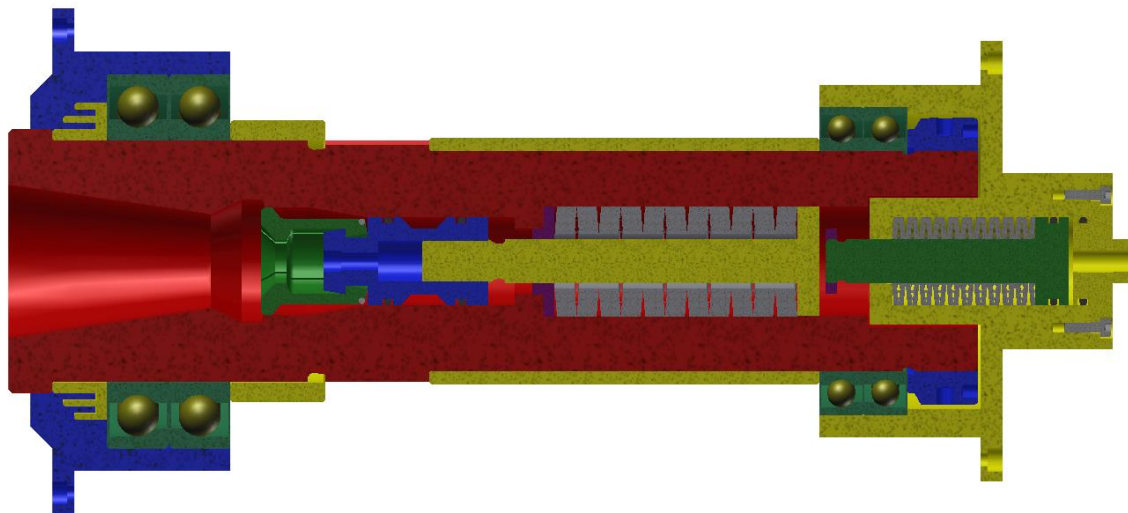
Rozměry vřetena jsou dány rozměry upínacího mechanismu, dutiny vřetena a velikostí zatížení od obrábění.

Pro navrhovanou hlavu je zvolena dutina pracovního konce vřetena ve tvaru kuželu ISO 50. Pro upnutí nástroje je zvolen upínací mechanismus SK 50 ES firmy OTT Jakob. Sériově vyráběný mechanismus má velké rozměry, které nejsou vhodné pro navrhované vřeteno. Z upínacího mechanismu bude použita pouze přední kleštinová část s táhlem. Upínací tyč, talířové pružiny a přitlačný hydraulický píst budou vyrobeny přesně na míru.

Vřeteno je uloženo ve dvou párech vysoce přesných kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 25° firmy SKF sdružených do O. Ložiska jsou výrobcem utěsněna a naplněna trvalou tukovou náplní.

- Přední ložiska A: 7022 ACD/P4A
- Zadní ložiska B: 71920 ACD/P4A

Přední konec vřetena je utěsněn pomocí labyrintového těsnění vlastní výroby. Pro zajištění ideálního utěsnění by ještě bylo vhodné přivést do těsnění proud vzduchu, který zabrání případnému protečení rezní kapaliny. Poloha předních ložisek je zajištěná distančním kroužkem opřeným o kuželové kolo. Zadní ložiska jsou zajištěna distančním kroužkem opřeným o kolo a pojistnou maticí KMTA 20. Na obr. 19 je zobrazen řez sestavou vřetena.



Obr. 19) Řez sestavy vřetena

5.4 Natáčecí mechanismus

Natáčení v osách A a C je provedeno způsobem popsaném v kapitole 4.5.2 v odstavci, který se zabývá mechanickým natáčením. Natáčecí mechanismus je vrhnut pouze konstrukčně z časových důvodů a celkového rozsahu bakalářské práce není podložen výpočty.

Zablokování kol obstarávají hydraulické písty s talířovými pružinami. Na volných kocích pístnic jsou připevněny tvarové prvky, které kopírují tvar zubu. Vysunutím pístu se tvarový prvek zasune do zubové mezery a tím znemožní otáčení kola.

Pro fixaci polohy byly vybrány věnce s hirthovým ozubením firmy voith. Parametry vybraných věnců: průměr vnější 320 mm, pro dosažení indexování po $2,5^\circ$ má věnec 144 zubů.

5.4.1 Natáčení v ose A

Natáčecí mechanismus v ose A je složen ze dvou věnců, šesti přitlačných hydraulických pístů a pístu pro zastavení kola.

Spojení hirthových kroužků zajišťují svazky talířových pružin, které jsou uloženy na pístnici. Pro návrh počtu pružin by bylo nutné spočítat přitlačnou sílu, která vychází z hmotnosti částí hlavy s vřetenem a ze sil působících při obrábění. Z časových důvodů byl proveden jenom odhad počtu pružin. Na každém z šesti pístů je nasunut svazek talířových pružin složený z devíti protilehlých sad po dvou přilehlých sadách. Pro konstrukční návrh frézovací hlavy byly vybrány pružiny o rozměrech 40 mm × 20,4 mm × 2 mm × 3,1 mm.

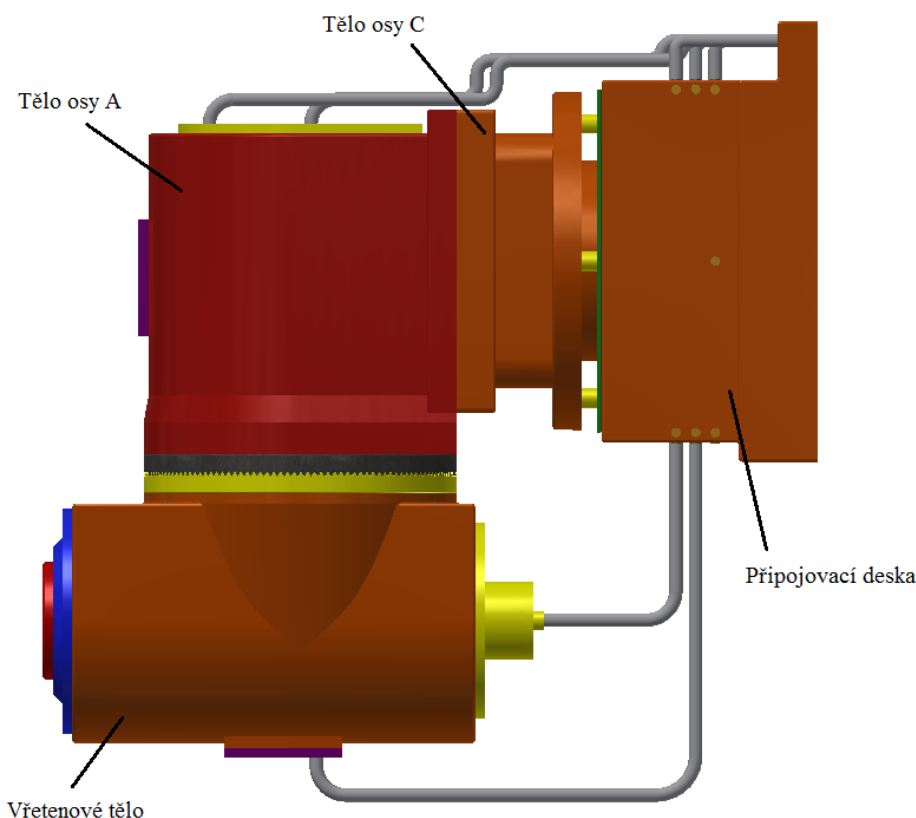
Prívod hydraulické kapaliny z vřeteníku do zastavovacího a přitlačných válců je řešen z jednoho zdroje. Proto po povelu pro indexování z řídicího systému dojde zároveň k zastavení kola a rozpojení věnců. Poté dojde k natočení náhonu a tím i k natočení rozpojené části. Po provedení natočení o požadovaný úhel a opětovnému spojení hirthových ozubení.

5.4.2 Natáčení v ose C

Natáčení v ose C je založeno na stejném principu, jako natáčení v ose A. Rozdílem je pouze to, že mechanismus v ose C je složen z jednoho ozubeného kroužku, který zapadá do věnce umístěného na vřeteníku stroje a zastavovací píst blokuje hnané kolo prvního kuželového soukolí. Rozpojení věnců obstarává čtveřice pístů uložených v přípojovací desce. Na každém pístu je uložen svazek pružin složený z šestnácti protilehlých sad po dvou přilehlých pružinách. Použité pružiny mají stejné parametry, jako pružiny zvolené v předchozí kapitole.

5.5 Celková konstrukce frézovací hlavy

Navrhnutá hlava se jako celek skládá ze čtyř základních částí. Na obrázku 20 je zobrazena hlava s vyznačením základních částí.



Obr. 20) Sestava hlavy

První částí je přípojovací deska, která slouží ke spojení hlavy s vřeteníkem obráběcího stroje. V desce jsou taky uloženy hydraulické písty využívané pro natáčení v ose C. Pro kompletnost by ještě měly být v desce zakomponovány rychlospojky sloužící k připojení hydraulických obvodů hlavy a pro přívod řezné kapaliny. V dutině desky je uložena část krytování osy C s připevněným hirthovým věncem. Tento způsob uložení to určité míry snižuje nároky na přítlačné pružiny a zároveň plní i pojistnou funkci tím, že zabraňuje nepřipustnému vysunutí hlavy, které by mohlo nastat při poruše přítlačných pístů respektive talířových pružin. Nevýhodou tohoto způsobu uložení můžou být vysoké nároky na kvalitu povrchu stykových ploch.

Další částí je tělo osy C. Tato část je složena ze sestavy vstupní hřídele, krytování a hirthova věnce. Uchycení hřídele do krytování zajišťuje pouzdro, ve kterém je hřídel uložena.

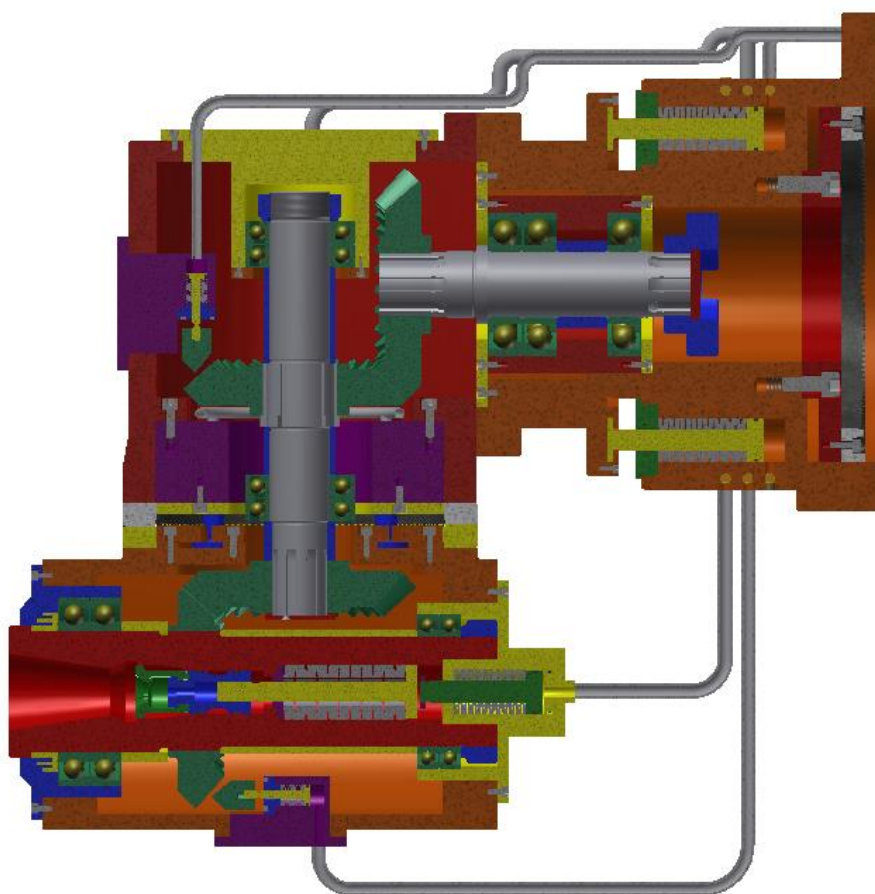
Z jedné strany je tělo osy C uloženo v základní desce a z druhé strany je k ní šrouby připojeno tělo osy A.

Tělo osy A se skládá ze sestavy spojovací hřídele, bloku pro hydraulické písty a krytování, na které je připevněn hydromotor sloužící k zastavení kola a věnec s hirthovým ozubením, který slouží pro aretaci polohy vřetena. Uchycení hřídele v krytu je provedeno pomocí pouzdra pro ložiska D. Blok pístů je ke krytu připevněn pomocí stykových ploch, s nimiž je spojen šrouby.

Poslední částí je vřetenové tělo skládající se ze sestavy vřetena, krytu s hirthovým věncem a pístem pro zastavení kola. Uchycení vřetena v krytu stejně jak v předešlých případech zajišťují pouzdra nasunutá na ložiska.

Jak již bylo zmíněno v kapitole popisující natáčecí mechanismus, přívody kapaliny do natáčecích mechanismů jsou řešeny pomocí dvou samostatných obvodů, dalším obvodem je přívod tlakového média pro ovládání upínače nástrojů. Rozvody hydraulické kapaliny jsou v modelu vyznačeny pomocí rozváděcích hadiček, šroubení a připojovací prvky nejsou v modelu doplněny. Přívod řezné kapaliny v modelu zobrazen není, z konstrukčních důvodů je realizovaný externě.

V řezu hlavy (obr. 21) lze vidět skladbu částí popsaných v této kapitole.



Obr. 21) Řez hlavou

6 VÝPOČTOVÝ NÁVRH

6.1 Výpočet zatížení

Pro návrh hlavy je nejprve nutné znát silové zatížení při obrábění. Hlava je určena pro obrábění různých materiálů, více druhů třískového obrábění a velkým množstvím nástrojů. Z tohoto důvodu nelze jednoznačně určit síly výpočtem pro jeden nástroj. V případně bakalářské práce se síly působící na vřeteno v ose x a y stanoví od čelního frézování. Síla působící v ose z je stanovena od vrtání. Maximální krouticí moment na vřetenu byl zvolen 1000 Nm a maximální výkon 37 kW. Materiálem využitým při výpočtech je konstrukční ocel 11 523.

6.1.2 Výpočet sil při čelním frézování

Použitým nástrojem je čelní fréza CoroMill 245 s vyměnitelnými břitovými destičkami od výrobce Sandvik. Parametry nástroje a materiálu jsou uvedeny v tabulce 5.

Tab 5) Parametry čelní frézy CoroMill 245 [19]

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Průměr frézy	D_{c1}	160	mm
Šířka záběru ostří	a_p	6	mm
Počet VBD	z_1	20	-
Posuv na zub	f_{z1}	0,35	mm·zub ⁻¹
Posuvová rychlost	v_{c1}	175	mm·min ⁻¹
Úhel nastavení břitu nástroje	κ_{r1}	45	°
Úhel polohy zubu	Φ_1	90	°
Měrný řezný odpor materiálu	C_{Fe}	1770	MPa
Exponent mc	mc	0,25	-

Šířka záběru frézy

$$a_e = \frac{D_{c1}}{3} = \frac{160}{3} = 53,333 \text{ mm} \quad (1)$$

Maximální úhel záběru frézy

$$\Psi_{max} = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{a_e}{D_{c1}}\right) = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{53,333}{160}\right) = 38,942^\circ \quad (2)$$

Úhlová rozteč

$$\Phi_j = \frac{360^\circ}{z_1} = \frac{360^\circ}{20} = 18^\circ \quad (3)$$

Počet zubů v záběru

$$n_{zv} = \frac{\Psi_{max}}{360^\circ} \cdot z_1 = \frac{38,942}{360^\circ} \cdot 20 = 2,163 \rightarrow \text{počet zubů v záběru } n_z = 3 \quad (4)$$

Úhly jednotlivých zubů v záběru

$$\Phi_1 = 90^\circ - \Phi_j = 90^\circ - 18^\circ = 72^\circ \quad (5)$$

$$\Phi_2 = 90^\circ \quad (6)$$

$$\Phi_3 = 90^\circ + \Phi_j = 90^\circ + 18^\circ = 108^\circ \quad (7)$$

Jmenovitá tloušťka třísky

$$h_{D1} = f_z \cdot \sin(\kappa_{r1}) \cdot \sin(\Phi_1) = 0,35 \cdot \sin(45^\circ) \cdot \sin(72^\circ) = 0,235 \text{ mm} \quad (8)$$

$$h_{D2} = f_z \cdot \sin(\kappa_{r1}) \cdot \sin(\Phi_2) = 0,35 \cdot \sin(45^\circ) \cdot \sin(90^\circ) = 0,247 \text{ mm} \quad (9)$$

$$h_{D3} = f_z \cdot \sin(\kappa_{r1}) \cdot \sin(\Phi_3) = 0,35 \cdot \sin(45^\circ) \cdot \sin(108^\circ) = 0,235 \text{ mm} \quad (10)$$

Jmenovitý průřez třísky

$$A_{D1} = h_{D1} \cdot a_p = 0,235 \cdot 6 = 1,412 \text{ mm}^2 \quad (11)$$

$$A_{D2} = h_{D2} \cdot a_p = 0,247 \cdot 6 = 1,484 \text{ mm}^2 \quad (12)$$

$$A_{D3} = h_{D3} \cdot a_p = 0,235 \cdot 6 = 1,412 \text{ mm}^2 \quad (13)$$

Měrná řezná síla

$$k_{c1} = \frac{C_{Fe}}{h_{D1}^{mc}} = \frac{1770}{0,235^{0,25}} = 2541 \text{ MP} \quad (14)$$

$$k_{c2} = \frac{C_{Fe}}{h_{D2}^{mc}} = \frac{1770}{0,247^{0,25}} = 2509 \text{ MPa} \quad (15)$$

$$k_{c3} = \frac{C_{Fe}}{h_{D3}^{mc}} = \frac{1770}{0,235^{0,25}} = 2541 \text{ MPa} \quad (16)$$

Celková řezná síla

$$F_{c1} = k_{c1} \cdot A_{D1} + k_{c2} \cdot A_{D2} + k_{c3} \cdot A_{D3} \quad (17)$$

$$F_{c1} = 2541 \cdot 1,412 + 2509 \cdot 1,484 + 2541 \cdot 1,412 = 10904 \text{ N}$$

Krouticí moment

$$M_{k1} = F_{c1} \cdot \frac{D_{c1}}{2} = 10904 \cdot \frac{160}{2} = 872313 \text{ Nmm} = 873,313 \text{ Nm} \quad (18)$$

Otáčky nástroje

$$n_1 = \frac{v_{c1} \cdot 1000}{\pi \cdot D_{c1}} = \frac{175 \cdot 1000}{\pi \cdot 160} = 348,151 \text{ min}^{-1} \quad (19)$$

Řezný výkon

$$P_1 = \frac{F_{c1} \cdot v_{c1}}{60 \cdot 1000} = \frac{10904 \cdot 175}{60 \cdot 1000} = 31,803 \text{ kW} \quad (20)$$

6.1.3 Výpočet řezných sil při vrtání

Použitý nástroj vrták CoroDrill 880 Sandvik. V tabulce 6 jsou uvedeny parametry nástroje a materiálu.

Tab 6) Parametry vrtáku CoroDrill 880 [19]

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Průměr vrtáku	D_{c2}	40	mm
Posuv na otáčku	f_o	0,24	mm·ot ⁻¹
Posuvová rychlost	v_{c2}	220	m·min ⁻¹
Úhel nastavení břitu nástroje	κ_{r2}	88	°
Měrný řezný odpor materiálu	C_{Fe}	1770	MPa
Exponent mc	mc	0,25	-

Jmenovitá tloušťka třísky

$$h_v = \frac{f_o}{2} \cdot \sin(\kappa_{r2}) = \frac{0,24}{2} \cdot \sin(88^\circ) = 0,12 \text{ mm} \quad (21)$$

Jmenovitá šířka třísky

$$b_v = \frac{D_{c2}}{2 \cdot \sin(\kappa_{r2})} = \frac{40}{2 \cdot \sin(88^\circ)} = 20,012 \text{ mm} \quad (22)$$

Jmenovitý průřez třísky

$$A_{D4} = h_v \cdot b_v = 0,12 \cdot 2,4 \text{ mm} \quad (23)$$

Měrná řezná síla

$$k_{c4} = \frac{C_{Fe}}{h_v^{mc}} = \frac{1770}{0,12^{0,25}} = 3008 \text{ MPa} \quad (24)$$

Celková řezná síla

$$F_{c2} = k_{c4} \cdot A_{D4} = 3008 \cdot 2,4 = 7219 \text{ N} \quad (25)$$

Řezný výkon

$$P_2 = \frac{f_o \cdot v_{c2} \cdot D_{c2} \cdot k_{c4}}{240 \cdot 10^3} = \frac{0,24 \cdot 220 \cdot 40 \cdot 3008}{240 \cdot 10^3} = 26,468 \text{ kW} \quad (26)$$

Otáčky

$$n_2 = \frac{v_{c2} \cdot 1000}{D_{c2} \cdot \pi} = \frac{220 \cdot 1000}{40 \cdot \pi} = 1751 \text{ min}^{-1} \quad (27)$$

Krouticí moment

$$M_{k2} = \frac{P_2 \cdot 30 \cdot 1000}{n_2 \cdot \pi} = \frac{26,468 \cdot 30 \cdot 1000}{1751 \cdot \pi} = 114,373 \text{ Nm} \quad (28)$$

Posuvová síla

$$F_{f2} = \frac{k_{c4} \cdot D_{c2} \cdot f_o \cdot \sin(\kappa_{r2})}{4} = \frac{3008 \cdot 40 \cdot 0,24 \cdot \sin(88^\circ)}{4} = 7214 \text{ N} \quad (29)$$

Zatížení vřetena

Na základě vypočítaných řezných sil je zvoleno maximální zatížení vřetena od procesu obrábění $F_{x\max} = F_{y\max} = 12000 \text{ N}$ v osách x a y a $F_{z\max} = 8000 \text{ N}$. Působí síla je umístěno 100 mm od konce vřetena z důvodu použití různých nástrojů. No obrázku XY je znázorněno působení sil na vřeteno.

6.1.4 Stanovení jmenovitých otáček vřetena

Jmenovité otáčky vřetena při maximálním zatížení se stanoví z maximálního krouticího momentu a maximálního výkonu.

$$n_{vř} = \frac{P_{\max}}{2 \cdot \pi \cdot M_{k\max}} = \frac{37000}{2 \cdot \pi \cdot 1000} = 353,32 \text{ min}^{-1} \quad (30)$$

6.2 Výpočet geometrie kuželových soukolí

Zvolené parametry pro určení geometrie kuželových soukolí jsou uvedeny v tabulce 7.

Tab 7) Parametry ozubených kol

parametr	značka	hodnota	jednotka
vnější čelní modul	m_{et12}	8	mm
počet zubů kola 1	z_1	25	-
počet zubů kola 2	z_2	25	-
úhel záběru	α_t	20	°
střední úhel sklonu boční křivky	β_m	0	°
úhel roztečného kužele kola 1	δ_1	45	°
úhel roztečného kužele kola 2	δ_2	45	°

Jak již bylo v textu zmíněno, výpočet je proveden pro první převod. A to z důvodů stejných rozměrů jednotlivých kol.

Vnější roztečný průměr kola 1

$$d_{e1} = m_{et12} \cdot z_1 = 8 \cdot 25 = 200 \text{ mm} \quad (31)$$

Vnější roztečný průměr kola 1

$$d_{e2} = m_{et12} \cdot z_2 = 8 \cdot 25 = 200 \text{ mm} \quad (32)$$

Vnější délka povrchu roztečného kužele kola 1

$$R_{e1} = \frac{0,5 \cdot d_{e1}}{\sin(\delta_1)} = \frac{0,5 \cdot 200}{\sin(45^\circ)} = 141,42 \text{ mm} \quad (33)$$

Vnější délka povrchu roztečného kužele kola 2

$$R_{e2} = \frac{0,5 \cdot d_{e2}}{\sin(\delta_2)} = \frac{0,5 \cdot 200}{\sin(45^\circ)} = 141,42 \text{ mm} \quad (34)$$

Volba šířky ozubení

$$b_1 = b_2 = 40 \text{ mm}$$

Šířka ozubení musí splňovat podmínku

$$b \leq \frac{R_e}{3} \quad (35)$$

$$\frac{R_{e1}}{3} = 47,14 \text{ mm} \rightarrow 40 < 47,14 \rightarrow \text{šířky ozubení kola 1 i 2 splňují podmínku}$$

Střední délka povrchu roztečného kužele kola 1

$$R_{m1} = R_{e1} - \frac{b_1}{2} = 141,42 - \frac{40}{2} = 121,42 \text{ mm} \quad (36)$$

Střední délka povrchu roztečného kužele kola 2

$$R_{m2} = R_{e2} - \frac{b_2}{2} = 141,42 - \frac{40}{2} = 121,42 \text{ mm} \quad (37)$$

Vnitřní délka povrchu roztečného kužele kola 1

$$R_{i1} = R_{m1} - b_1 = 141,42 - 40 = 101,42 \text{ mm} \quad (38)$$

Vnitřní délka povrchu roztečného kužele kola 2

$$R_{i2} = R_{m2} - b_2 = 141,42 - 40 = 101,42 \text{ mm} \quad (39)$$

Střední čelní modul

$$m_{mt} = \frac{R_{m1}}{R_{e1}} \cdot m_{et12} = \frac{121,42}{141,42} \cdot 8 = 6,87 \text{ mm} \quad (40)$$

Střední normálový modul

$$m_{mn} = m_{mt} \cdot \cos(\beta_m) = 6,87 \cdot \cos(0^\circ) = 6,87 \text{ mm} \quad (41)$$

Střední roztečný průměr kola 1

$$d_{m1} = d_{e1} - b_1 \cdot \sin(\delta_1) = 200 - 40 \cdot \sin(45^\circ) = 171,71 \text{ mm} \quad (42)$$

Střední roztečný průměr kola 2

$$d_{m2} = d_{e2} - b_2 \cdot \sin(\delta_2) = 200 - 40 \cdot \sin(45^\circ) = 171,71 \text{ mm} \quad (43)$$

6.3 Určení silových poměrů na ozubených kolech

Při návrhu náhonu nástroje je potřeba určit silové poměry na ozubených kolech a hřídelích. Ty se určí pomocí celkové účinnosti hlavy a maximálního krouticího momentu na vřetenu $M_{kmax}=1000 \text{ Nm}$.

6.3.1 Celková účinnost

Celková účinnost závisí na účinnostech ložisek a kuželových kol, které charakterizují ztráty vzniklé vlivem působení pasivních odporů. Uvažované účinnosti a počty jednotlivých prvků jsou uvedeny v tabulce 8.

Tab 8) Účinnosti a počty prvků

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Účinnost ložiska	η_L	0,99	-
Účinnost kuželového soukolí	η_K	0,98	-
Počet ložisek	p_L	11	-
Počet kuželových soukolí	p_K	2	-

Celková účinnost

$$\eta_C = \eta_L^{p_L} \cdot \eta_K^{p_K} = 0,99^{11} \cdot 0,98^2 = 0,86 \quad (44)$$

6.3.2 Silové poměry na ozubených kolech

Krouticí moment na vstupním hřídeli

$$M_{kv} = \frac{M_{kmax}}{\eta_C} = \frac{1000}{0,86} = 1162,9 \text{ Nm} \quad (45)$$

Silové poměry na kuželovém soukolí 1

Krouticí moment na kuželovém soukolí 1

$$M_{k12} = M_{kv} \cdot \eta_L^3 = 1162,9 \cdot 0,99^3 = 1128,4 \text{ Nm} \quad (46)$$

Obvodová síla na kole 1

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{k12}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 1128,4}{171,71 \cdot 10^3} = 13142,7 \quad (47)$$

Obvodová síla na kole 2

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{k12}}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 1128,4}{171,71 \cdot 10^3} = 13142,7 \quad (48)$$

Radiální síla na kole 1

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan(\alpha_{t12}) \cdot \cos(\delta_1) = 13142,7 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \cos(45^\circ) = 3382,5 \text{ N} \quad (49)$$

Radiální síla na kole 2

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan(\alpha_{t12}) \cdot \cos(\delta_1) = 13142,7 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \cos(45^\circ) = 3382,5 \text{ N} \quad (50)$$

Axiální síla na kole 1

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan(\alpha_{t12}) \cdot \sin(\delta_1) = 13142,7 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \sin(45^\circ) = 3382,5 \text{ N} \quad (51)$$

Axiální síla na kole 2

$$F_{a1} = F_{t2} \cdot \tan(\alpha_{t12}) \cdot \sin(\delta_2) = 13142,7 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \sin(45^\circ) = 3382,5 \text{ N} \quad (52)$$

Normálová síla na kole 1

$$F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos(\delta_1)} = \frac{13142,7}{\cos(45^\circ)} = 18586,7 \text{ N} \quad (53)$$

Normálová síla na kole 1

$$F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos(\delta_2)} = \frac{13142,7}{\cos(45^\circ)} = 18586,7 \text{ N} \quad (54)$$

Silové poměry na kuželovém soukolí 2

Krouticí moment na kuželovém soukolí 2

$$M_{k34} = M_{kv} \cdot \eta_L^7 = 1162,9 \cdot 0,99^7 = 1062,3 \text{ Nm} \quad (55)$$

Pro výpočet silových poměrů na druhém soukolí platí následující rovnosti

$$d_{m1} = d_{m2} = d_{m3} = d_{m4} = 171,71 \text{ mm}$$

$$\alpha_{t12} = \alpha_{t34} = 20^\circ$$

$$\delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = \delta_4 = 45^\circ$$

Obvodová síla na kole 3, 4

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot M_{k34}}{d_{m3}} = \frac{2 \cdot 1062,3}{171,71 \cdot 10^3} = 12372,4 \text{ N} \quad (56)$$

Radiální síla na kole 3, 4

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t3} \cdot \tan(\alpha_{t34}) \cdot \cos(\delta_3) \quad (57)$$

$$F_{r3} = F_{r4} = 12372,4 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \cos(45^\circ) = 3184,2 \text{ N}$$

Axiální síla na kole 3, 4

$$F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \cdot \tan(\alpha_{t34}) \cdot \sin(\delta_3) \quad (58)$$

$$F_{a3} = F_{a4} = 12372,4 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \sin(45^\circ) = 3184,2 \text{ N}$$

Normálová síla na kole 3

$$F_{n3} = F_{n4} = \frac{F_{t3}}{\cos(\delta_3)} = \frac{12372,4}{\cos(45^\circ)} = 17497,2 \text{ N} \quad (59)$$

6.4 Výpočet vřetena

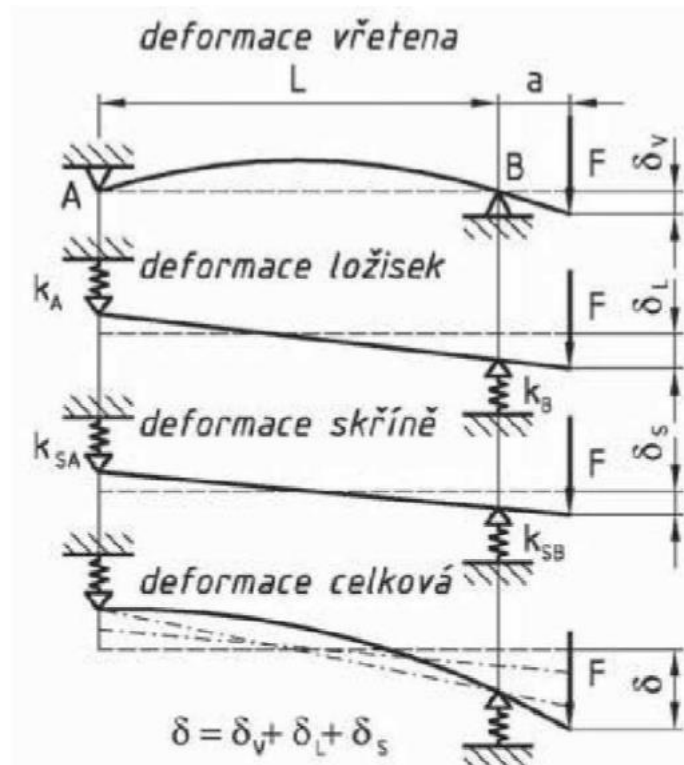
6.4.1 Optimální vzdálenost ložisek vřetena a tuhost vřetena

Jak již bylo popsáno v kapitole 5.3 uložení vřetena má významný vliv na kvalitu obrábění. Deformace na předním konci musí být co nejmenší. Pro každé uložení vřetena lze spočítat optimální vzdálenosti ložisek, pro kterou je průhyb volného konce deformace nejmenší. Celková deformace volného konce je dána součtem deformací ložisek, vřetena a skříně a vypočítá se pomocí vztahu[3]:

$$y = y_v + y_s + y_l \quad (60)$$

Kde y_v je deformace vřetena, y_l je deformace ložisek a y_s je deformace skříně. Na obrázku 22 jsou znázorněny vlivy jednotlivých deformací na celkovou deformaci vřetena. Pro určení je deformace skříně je potřeba provést analýzu pomocí metody konečných prvků, proto je při následujících výpočtech zanedbána. Při zanedbání deformace skříně se celková deformace určí dle vztahu [3]:

$$y = y_v + y_l \quad (61)$$



Obr. 22) Celková deformace vřeten [20]

6.4.2 Výpočet optimální vzdálenosti ložisek

Výpočet optimální vzdálenosti a celkové deformace je proveden podle postupu uvedeného v literatuře [3]. V tabulce 9 jsou uvedeny hodnoty potřebné pro výpočet optimální vzdálenosti ložisek vřetena.

Tab 9) Tabulka parametrů pro výpočet optimální vzdálenosti ložisek [18]

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Axiální tuhost předního ložiska A	R_{aA}	503	$N \cdot \mu m^{-1}$
Axiální tuhost zadního ložiska B	R_{aB}	449	$N \cdot \mu m^{-1}$
Modul pružnosti oceli	E	207000	MPa
Síla působící na volném konci vřetena	F_r	12000	N
Vnější průměr pod ložiskem A	D_A	110	mm
Vnitřní průměr pod ložiskem A	d_A	49	mm
Vnější průměr pod ložiskem B	D_B	100	mm
Vnitřní průměr pod ložiskem B	d_B	50	mm
Délka volného konce vřetena	a	73	mm

Radiální tuhost ložisek se vypočítá podle vztahu uvedeného výrobcem

$$R_{rA} = 2 \cdot R_{aA} = 2 \cdot 503 = 1006 N \cdot \mu m^{-1} \quad (62)$$

$$R_{rB} = 2 \cdot R_{aB} = 2 \cdot 449 = 898 N \cdot \mu m^{-1} \quad (63)$$

Poddajnost ložisek

$$p_A = \frac{1}{R_{rA}} = \frac{1}{1006} = 9,9404 \cdot 10^{-7} mm \cdot N^{-1} \quad (64)$$

$$p_B = \frac{1}{R_{rB}} = \frac{1}{898} = 1,1136 \cdot 10^{-6} mm \cdot N^{-1} \quad (65)$$

Kvadratické momenty jednotlivých průřezů

$$J_1 = \frac{\pi \cdot (D_A^4 - d_A^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (110^4 - 49^4)}{64} = 6,9039 \cdot 10^6 mm^2 \quad (66)$$

$$J_2 = \frac{\pi \cdot (D_B^4 - d_B^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (110^4 - 49^4)}{64} = 6,9039 \cdot 10^6 mm^2 \quad (67)$$

Optimální vzdálenost ložisek se vypočítá z kubické rovnice:

$$l^3 + \frac{6 \cdot E \cdot J_1 \cdot l}{a} \cdot p_B - 6 \cdot E \cdot I_1 \cdot (p_A + p_B) \quad (68)$$

Rovnice odpovídá tvaru:

$$x^3 + q \cdot x + r = 0 \quad (69)$$

Řešení rovnice

$$r = -6 \cdot E \cdot J_1 \cdot (p_A + p_B) \quad (70)$$

$$r = -6 \cdot 207000 \cdot 6,9039 \cdot (9,9404 \cdot 10^{-7} + 1,1136 \cdot 10^{-6}) = 1,8072 \cdot 10^7 mm^3$$

$$q = \frac{-6 \cdot E \cdot J_1}{a} \cdot p_A \quad (71)$$

$$q = \frac{-6 \cdot 207000 \cdot 6,9039 \cdot 10^6}{73} \cdot 9,9404 \cdot 10^{-7} = -0,1168 \cdot 10^5 mm^2$$

$$v = \sqrt[3]{\frac{-1}{2} \cdot r + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot r^2 + \frac{1}{27} q^3}} \quad (72)$$

$$v = \sqrt[3]{\frac{-1}{2} \cdot 1,8072 \cdot 10^7 + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 1,8072 \cdot 10^7^2 + \frac{1}{27} \cdot 0,1168 \cdot 10^5^3}} = 262,408 mm$$

$$u = \sqrt[3]{\frac{-1}{2} \cdot r - \sqrt{\frac{1}{4} \cdot r^2 + \frac{1}{27} q^3}} \quad (73)$$

$$u = \sqrt[3]{\frac{-1}{2} \cdot 1,8072 \cdot 10^7 - \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 1,8072 \cdot 10^7 + \frac{1}{27} \cdot 0,1168 \cdot 10^5}} = 14,832 \text{ mm}$$

Výsledná optimální vzdálenost ložisek

$$l_o = u + v = 262,408 + 14,832 = 277,24 \text{ mm} \quad (74)$$

Z konstrukčních důvodů volím vzdálenost ložisek $l = 315 \text{ mm}$

Deformace volného konce vřetena se určí ze vztahu:

$$y_v = \frac{F_r \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) + \frac{F_r}{l^2} \cdot \left[\frac{a^2}{R_{rA}} + \frac{(l+a)^2}{R_{rB}} \right] \quad (75)$$

$$y_v = \frac{12000 \cdot 73^2}{3 \cdot 207000} \cdot \left(\frac{1}{6,9039 \cdot 10^6} + \frac{1}{4,6019 \cdot 10^6} \right) + \frac{12000}{315^2} \cdot \left[\frac{73^2}{1006} + \frac{(+73)^2}{898} \right]$$

$$y_v = 20,715 \text{ } \mu\text{m}$$

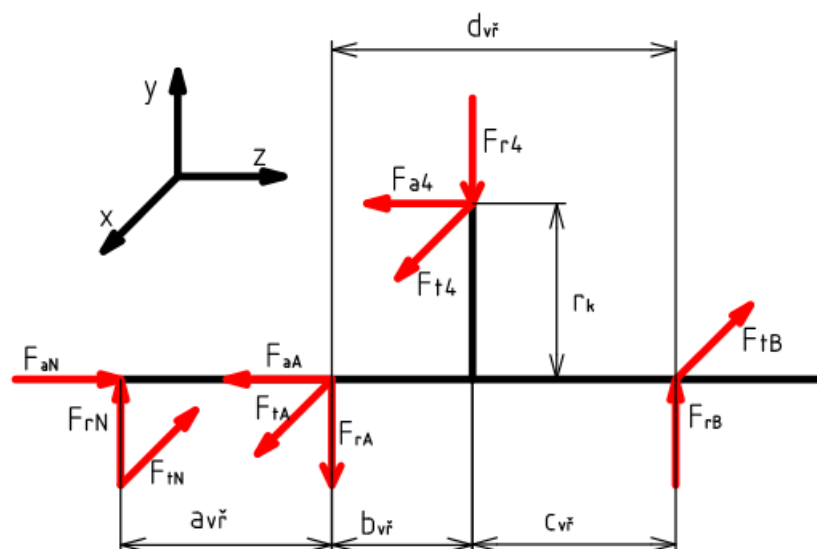
Tuhost vřetena

$$k_v = \frac{F_r}{y} = \frac{12000}{20,715 \cdot 10^{-3}} = 5,7929 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (76)$$

Celková deformace při zanedbání deformace vřetena je $20,715 \text{ } \mu\text{m}$. Na první pohled se může vypočtená hodnota jevit vysoká. Je však nutno vzít v potaz, že výpočet je prováděn pro maximální zatížení, které vzniká při hrubování. Spočítaný průhyb vřetena nebude mít zanedbatelný vliv na přídavek materiálu. Při zatížení 2000 N , které se dá předpokládat při dokončovacích operacích je průhyb $3,453 \text{ } \mu\text{m}$.

6.4.3 Výpočet reakčních sil v ložiscích vřetena

Vřeteno je uloženo ve dvou párech kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem spárovaných do O. Působíště řezných sil je určeno ve vzdálenosti 100 mm od čela vřetena. Důvodem vysunutí působíště jsou různé délky řezných nástrojů. Reakční síly se vypočítají z rovnic statické rovnováhy vřetena. Axiální síly zachycuje ložisko A. Na obrázku je znázorněn rozklad sil působících na vřeteno. Na obrázku 23 je znázorněn rozklad sil působících na vřeteno.



Obr. 23) Rozložení sil na vřetenu

Při výpočtu jsou použity hodnoty uvedené v tabulce 10.

Tab 10) Tabulka parametrů pro výpočet reakčních sil

Parametr	Značka	Hodnota	Veličina
Radiální síla od řezného procesu	F_{rN}	12000	N
Tečná síla od řezného procesu	F_{tN}	12000	N
Axiální síla od řezného procesu	F_{aN}	8000	N
Radiální síla na ozubeném kole 1	F_{r4}	3184,2	N
Odvodová síla na ozubeném kole 1	F_{t4}	12372,4	N
Axiální síla na ozubeném kole 1	F_{a4}	3184,2	N
Délka volného konce vřetena s nástrojem	$a_{vř}$	173	mm
Vzdálenost ložisek A od kola	$b_{vř}$	108,5	mm
Vzdálenost mezi ložisky	$c_{vř} = l_o$	315	mm
Vzdálenost ložisek B od kola	$d_{vř}$	260,5	mm
Poloměr kola	r_{K1}	85,858	mm

Rovnice statické rovnováhy

$$F_x: F_{tA} + F_{t4} - F_{tN} - F_{tB} = 0$$

$$F_y: F_{rN} + F_{rB} - F_{rA} - F_{r4} = 0$$

$$F_z: F_{aN} - F_{aA} - F_{a4} = 0$$

$$M_{AX}: F_{rB} \cdot c_{vř} - F_{r4} \cdot b_{vř} + F_{a4} \cdot r_K - F_{rN} \cdot a_{vř} = 0$$

$$M_{Ay}: F_{tB} \cdot c_{vř} - F_{t4} \cdot b_{vř} - F_{tN} \cdot a_{vř} = 0$$

Vyjádření sil

$$F_{rB} = \frac{F_{r4} \cdot b_{vř} - F_{a4} \cdot r_K + F_{rN} \cdot a_{vř}}{c_{vř}}$$

$$F_{rB} = \frac{3184,2 \cdot 108,5 - 3184,2 \cdot 85,858 + 12000 \cdot 173}{315} = 6819,4 \text{ N}$$

$$F_{tB} = \frac{F_{t4} \cdot b_{vř} + F_{tN} \cdot a_{vř}}{c_{vř}}$$

$$F_{tB} = \frac{12372,4 \cdot 108,5 + 12000 \cdot 173}{315} = 1085 \text{ N}$$

$$F_{rA} = F_{rN} + F_{rB} - F_{r4} = 12000 + 6819,4 - 3184,2 = 15635,1 \text{ N}$$

$$F_{tA} = F_{tN} + F_{tB} - F_{t4} = 12000 + 1085 - 12372,4 = 10479,7 \text{ N}$$

$$F_{aA} = F_{aN} - F_{a4} = 8000 - 3184,2 = 4815,7 \text{ N}$$

6.4.4 Výpočet trvanlivostí ložisek vřetena

Vřeteno je uloženo ve dvou párech ložisek s kosoúhlým stykem od firmy SKF. Parametry potřebné pro výpočet životnosti ložisek A a B udávané výrobcem jsou uvedeny v tabulce 11.

Tab 11) Parametry ložisek vřetena [18]

Parametr	Značka	Hodnota	Veličina
Statická únosnost 1 ložiska A	C _{0A1}	104000	N
Dynamická únosnost 1 ložiska A	C _{1A1}	104000	N
Síla předpětí ložiska 1 A (třída C)	F _{VA}	2600	N
Statická únosnost ložiska 1 B	C _{0B1}	63000	N
Dynamická únosnost ložiska 1 B	C _{1B1}	57200	N
Síla předpětí ložiska B (třída C)	F _{VB}	1440	N
exponent e	e ₁	0,68	-
výpočtový součinitel pro kuličková ložiska	a _L	3	-

Stanovení trvanlivosti ložisek A

Statická únosnost sady ložisek

$$C_{oA} = C_{oA1} \cdot 2 = 208000 \text{ N} \quad (77)$$

Statická únosnost sady ložisek

$$C_{1A} = C_{1A1} \cdot 1,62 = 168480 \text{ N} \quad (78)$$

Celková radiální síla působící na ložiska

$$F_{RA} = \sqrt{F_{rA}^2 + F_{tA}^2} = 18822,4 \text{ N} \quad (79)$$

Celková radiální síla působící na ložiska

$$F_{AA} = F_{aA} + F_{VA} = 7415,7 \text{ N} \quad (80)$$

Stanovení součinitelů X_A a Y_A

Poměry axiální a radiální síly

$$\frac{F_{AA}}{F_{RA}} = 0,394 \quad (81)$$

$$0,394 < 0,68$$

Poměr axiální a radiální síly je menší než součinitel e_1 , podle údajů uvedených na stánkách výrobce jsou $X_A = 1$ a $Y_A = 0,92$.

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$P_A = X_A \cdot F_{RA} + Y_A \cdot F_{AA} = 25644,9 \text{ N} \quad (82)$$

Trvanlivost ložisek A

$$L_{10hA} = \left(\frac{C_A}{P_A}\right)^{a_L} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{vř}} = 13376 \text{ h} \quad (83)$$

Stanovení trvanlivostí ložisek B

Statická únosnost sady ložisek

$$C_{oB} = C_{oB1} \cdot 2 = 126000 \text{ N} \quad (84)$$

Statická únosnost sady ložisek

$$C_{1A} = C_{1A1} \cdot 1,62 = 92664 \text{ N} \quad (85)$$

Celková radiální síla působící na ložiska

$$F_{RB} = \sqrt{F_{rB}^2 + F_{tB}^2} = 12816,8 \text{ N} \quad (86)$$

Celková radiální síla působící na ložiska

$$F_{AB} = F_{VB} = 1440 \text{ N} \quad (87)$$

Stanovení součinitelů X_B a Y_B

Poměr axiální a radiální síly

$$\frac{F_{AB}}{F_{RB}} = 0,112 \quad (88)$$

$$0,112 < 0,68$$

Poměr axiální a radiální síly je menší než součinitel e_1 , dle informací výrobce jsou tedy velikosti součinitelů $X_B = 1$ a $Y_B = 0,92$.

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$P_B = X_B \cdot F_{RB} + Y_B \cdot F_{AB} = 14141,6 \text{ N} \quad (89)$$

Trvanlivost ložisek B

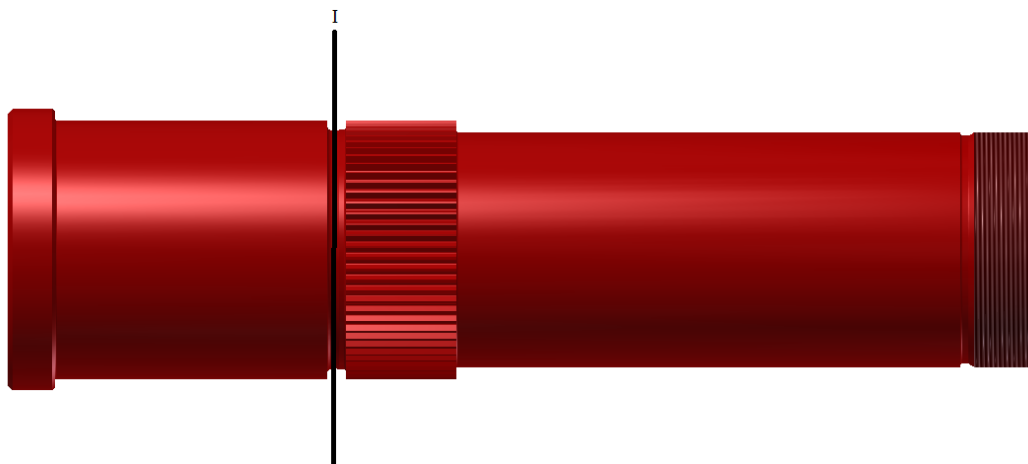
$$L_{10hB} = \left(\frac{C_B}{P_B} \right)^{a_L} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{vř}} = 13271 \text{ h} \quad (90)$$

Vyhodnocení zvolených ložisek

Vypočítané trvanlivosti ložisek na první pohled působí jako nedostačující. Je však nutno vzít v potaz, že výpočty jsou prováděny pro maximální zatížení. U navrhované hlavy se nepředpokládá využití zařízení pro konstantní maximální zátěž, ale proměnné zatížení. Z toho vyplývá i vyšší trvanlivost ložisek.

6.4.5 Pevnostní kontrola vřetena k meznímu stavu pružnosti

Kontrola vřetena je provedena pro průřez I, který se z důvodu přítomnosti jeví jako místo s největší koncentrací napětí. Při výpočtu vycházím z parametrů a silového rozkladu, které jsou uvedeny spočítány kapitole 6.4.3, zbývající potřebné parametry jsou uvedeny v tabulce 12. Hodnoty součinitelů α_{oI} a α_{tI} jsou určeny z literatury [21]. Na obrázku 24 je vyznačen kontrolovaný průřez.



Obr. 24) Označení kontrolovaného průřezu

Tab 12) Doplnující parametry pro pevnostní výpočet vřetena.

<i>Parametr</i>	<i>Značka</i>	<i>Hodnota</i>	<i>Veličina</i>
<i>Vnější průměr kontrolované části</i>	D_I	102	mm
<i>Vnitřní průměr kontrolované části</i>	d_I	48	mm
<i>Vzdálenost kontrolované části od ložisek A</i>	l_I	64	mm
<i>Mez kluzu materiálu 14 220</i>	R_e	590	MPa
<i>Součinitel tvaru pro ohyb</i>	α_{oI}	1,5	-
<i>Součinitel tvaru pro krut</i>	$\alpha_{\tau I}$	2	-

Ohybový moment v ose x v průřezu I

$$M_{oxI} = F_{rN} \cdot (a_{vř} + l_I) - F_{rA} \cdot l_I = 1948,7 \text{ Nm}$$

Ohybový moment v ose y v průřezu I

$$M_{oyI} = -F_{tN} \cdot (a_{vř} + l_I) + F_{tA} \cdot l_I = -2129,2 \text{ Nm}$$

Celkový ohybový moment v průřezu I

$$M_{ocI} = \sqrt{M_{oxI}^2 + M_{oyI}^2} = 2886,3 \text{ Nm}$$

Modul průřezu v ohybu v průřezu I

$$W_{oI} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_I^4 - d_I^4}{D_I} = 99074 \text{ mm}^3 \quad (91)$$

Napětí v ohybu v průřezu I

$$\sigma_{oI} = \frac{M_{ocI}}{W_{oI}} = 29,13 \text{ MPa} \quad (92)$$

Maximální napětí v ohybu v průřezu I

$$\sigma_{oI\max} = \sigma_{oI} \cdot \alpha_{oI} = 58,27 \text{ MPa} \quad (93)$$

Modul průřezu v krutu v průřezu I

$$W_{KI} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_I^4 - d_I^4}{D_I} = 198149 \text{ mm}^3 \quad (94)$$

Napětí v ohybu v průřezu I

$$\tau_{KI} = \frac{M_{k34}}{W_{KI}} = 5,36 \text{ MPa} \quad (95)$$

Maximální napětí v krutu v průřezu I

$$\tau_{KI\max} = \tau_{KI} \cdot \alpha_{\tau I} = 8,04 \text{ MPa} \quad (96)$$

Redukované napětí podle HMMH

$$\sigma_{redI} = \sqrt{\sigma_{olmax}^2 + 3 \cdot \tau_{KImax}^2} = 59,91 \text{ MPa} \quad (97)$$

Bezpečnost k meznímu stavu pružnost v průřezu I

$$k_{HMMH} = \frac{R_e}{\sigma_{redI}} = 9,84 \quad (98)$$

Bezpečnost v místě I je více než dostatečná a proto není potřeba provádět kontrolu dalších míst, ve kterých by mohlo docházet ke koncentraci napětí.

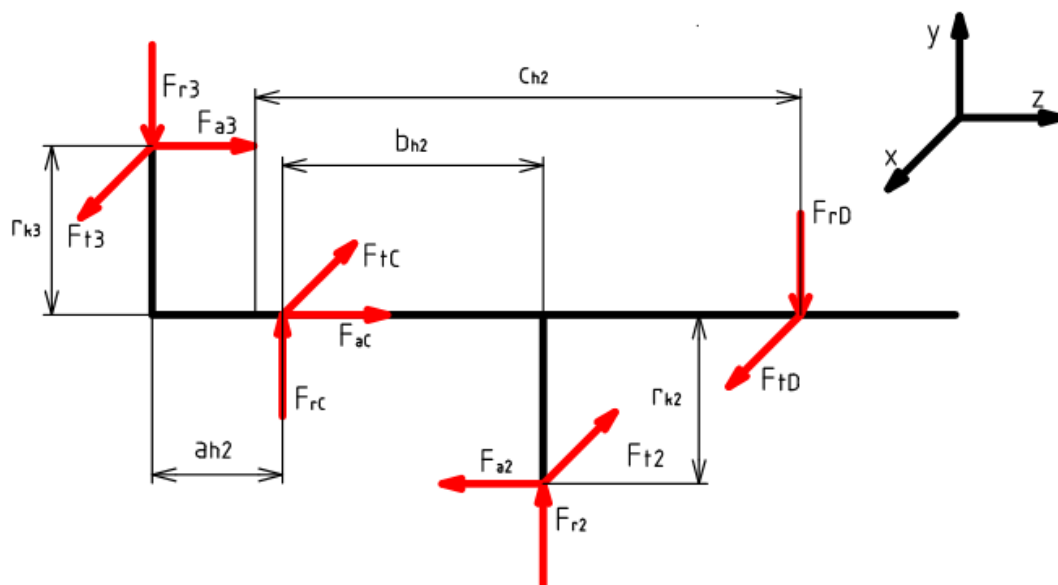
6.5 Návrh spojovací hřídele

6.5.1 Stanovení reakčních sil v ložiscích

Při určení reakčních sil v ložiscích spojovací hřídele je postup stejný jako při určování sil v ložiscích vřetena. Parametry potřebné pro výpočet jsou uvedeny v tabulce 13. Rozložení sil na hřídeli je znázorněno na obrázku 25.

Tab 13) Hodnoty pro výpočet reakčních sil v ložiscích vstupní hřídele

Parametr	Značka	Hodnota	Veličina
Radiální síla na ozubeném kole 2	F _{r2}	3382,4	N
Obvodová síla na ozubeném kole 2	F _{t2}	13142,7	N
Axiální síla na ozubeném kole 2	F _{a2}	3382,4	N
Radiální síla na ozubeném kole 3	F _{r3}	3184,2	N
Odvodová síla na ozubeném kole 3	F _{t3}	12372,4	N
Axiální síla na ozubeném kole 3	F _{a3}	3184,2	N
Vzdálenost od kola 3 po ložisek C	a _{h2}	93,5	mm
Vzdálenost od ložisek C po kolo 2	b _{h2}	111,5	mm
Vzdálenost mezi ložisky	Ch2	229	mm
Vzdálenost ložisek D od kola	e _{h2}	117,5	mm
Poloměr kola 2	r _{K2}	85,858	mm
Poloměr kola 3	r _{K3}	85,858	mm
Mez kluzu materiálu 12 050	Re2	390	MPa



Obr. 25) Rozložení sil na spojovací hřídeli

$$F_x: F_{t3} + F_{tC} + F_{tD} - F_{t2} = 0$$

$$F_y: F_{rC} - F_{r3} + F_{r2} - F_{rD} = 0$$

$$F_z: F_{aC} - F_{a3} + F_{a2} = 0$$

$$M_{Cx}: F_{r3} \cdot a_{h2} - F_{a3} \cdot r_{K3} + F_{r2} \cdot b_{h2} - F_{a2} \cdot r_{K2} - F_{rD} \cdot c_{h2} = 0$$

$$M_{Cy}: F_{t3} \cdot a_{h2} + F_{t2} \cdot b_{h2} - F_{tD} \cdot c_{h2} = 0$$

Vyjádření sil

$$F_{rD} = \frac{F_{r3} \cdot a_{h2} - F_{a3} \cdot r_{K3} + F_{r2} \cdot b_{h2} - F_{a2} \cdot r_{K2}}{c_{h2}} = 485 \text{ N}$$

$$F_{tD} = \frac{F_{t3} \cdot a_{h2} + F_{t2} \cdot b_{h2}}{c_{h2}} = 11450,8 \text{ N}$$

$$F_{rC} = F_{r3} + F_{rD} - F_{r2} = 286,7 \text{ N}$$

$$F_{tC} = F_{t3} + F_{tD} - F_{t2} = 10680,4 \text{ N}$$

$$F_{aC} = F_{a3} - F_{a2} = 182,3 \text{ N}$$

6.5.2 Výpočet minimálního průměru spojovací hřídele

Stanovení maximálního ohybového moment

V maximální ohybový moment v ose X

$$M_{oxh2} = -F_{r3} \cdot (a_{h2} + b_{h2}) + F_{a3} \cdot r_{K3} - F_{rc} \cdot b_{h2} = -411,3 \text{ Nm}$$

V maximální ohybový moment ose Y

$$M_{oyh2} = F_{t3} \cdot (a_{h2} + b_{h2}) - F_{tc} \cdot b_{h2} = 1345,4 \text{ Nm}$$

Výsledný maximální ohybový moment

$$M_{oh2max} = \sqrt{M_{oxh2}^2 + M_{oyh2}^2} = 1406,9 \text{ N}$$

Výpočet minimálního průměru hřídele

$$d_{h2min} = \left[\frac{16 \cdot k_{h2}}{\pi \cdot R_{e2}} \cdot (4 \cdot M_{oh2max}^2 + 3 \cdot M_{k12}^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} = 40,6 \text{ mm} \quad (99)$$

Minimální průměr spojovací hřídele vyšel 40,6 mm. Jednotlivé průměry hřídele se odvíjejí od této hodnoty s ohledem na konstrukční prvky, jako jsou zápichy a drážkování. Kontrola kritických průměrů už není řešena.

6.5.3 Stanovení trvanlivosti ložisek vstupní hřídele

Ložiska byla C a D zvolena v kapitole 5.2.2. Parametry vypočtená trvanlivost ložisek 7211 BEGAP jsou uvedeny v tabulce 14. Postup výpočtu je stejný jako při výpočtu ložisek vřetena uvedeného v kapitole 6.4.4 proto není výpočet uveden.

Tab 14) Parametry ložiska 7211 BEGAP [18]

Parametr	Značka	Hodnota	Veličina
Statická únosnost 1 ložiska	C _{0CD}	38000	N
Dynamická únosnost 1 ložiska	C _{1CD}	48800	N
Parametr X	X _{CD}	1	-
Parametr Y	Y _{CD}	0,55	-
Exponent e	e ₂	1,14	-
Výpočtový součinitel pro kuličková ložiska	a _L	3	-
Životnost ložisek C	L _{10hC}	18536	h
Životnost ložisek D	L _{10hD}	15481	h

6.6 Návrh vstupní hřídele

Při návrhu vstupní hřídel je postup shodný s výpočtem spojovací hřídele. Proto není uveden, vstupní hodnoty a výsledné parametry jsou uvedeny v tabulce 15. Výpočet byl proveden v programu PTC Mathcad.

Tab 15) Tabulka parametrů vstupní hřídele a jeho ložisek

<i>Parametr</i>	<i>Značka</i>	<i>Hodnota</i>	<i>Veličina</i>
<i>Radiální síla na ozubeném kole 1</i>	F_{r1}	3382,4	N
<i>Obvodová síla na ozubeném kole 1</i>	F_{t1}	13142,7	N
<i>Axiální síla na ozubeném kole 1</i>	F_{a1}	3382,4	N
<i>Maximální krouticí moment</i>	$M_{kh1max}=M_{k12}$	1128,4	Nm
<i>Radiální síla v ložiscích E</i>	F_{rE}	4445,9	N
<i>Tečná síla v ložiscích E</i>	F_{tE}	27820,9	N
<i>Axiální síla v ložiscích E</i>	F_{aE}	3382,4	N
<i>Radiální síla v ložisku F</i>	F_{rF}	1036,5	N
<i>Tečná síla v ložisku F</i>	F_{tF}	14678,1	N
<i>Maximální ohybový moment</i>	M_{oh1max}	1641	Nm
<i>Mez kluzu materiálu 12 050</i>	R_{e2}	390	MPa
<i>Minimální průměr hřídele</i>	d_{h1min}	42,25	mm
<i>Statická únosnost ložiska 7312 BEGAP</i>	C_{oEF}	80000	N
<i>Dynamická únosnost ložiska 7312 BEGAP</i>	C_{oEF}	104000	N
<i>Trvanlivost ložisek E</i>	L_{10hE}	8155	h
<i>Trvanlivost ložiska F</i>	L_{10hF}	14925	h

Vyhodnocení výsledků

Minimální průměr vstupní hřídele je 42,25, průměry jednotlivých úseků jsou voleny s ohledem na koncentrátoři napětí. Trvanlivost ložisek E vychází v porovnání s životností podstatně menší. I když bude reálná trvanlivost ložiska vyšší, stále bude potřeba častější výměna v porovnání s ostatními ložisky.

6.7 Pevnostní kontrola kuželových kol

Z důvodů stejných rozměrů bylo pro pevnostní kontrolu vybráno kuželové 1, z prvního kuželového soukolí, protože je na něj vyvíjeno větší silové zatížení. V textové části práce jsou uvedeny pouze výpočty napětí. Kompletní výpočet provedený v programu PTC Mathcad 14 je přiložen v příloze 1. Při výpočtu vycházím z literatury [21], ze které jsou zvoleny i všechny parametry potřebné pro výpočet. Materiálem vybraným pro oba převody je ocel 12 020, vlastnosti materiálu potřebné pro výpočet jsou uvedeny v tabulce

Tab 16) Charakteristiky oceli 12 020 [21]

Parametr	Značka	Hodnota	Veličina
Tvrdost povrchu	H_H	615	HV
Konstanta A pro dotyk	A_H	0	-
Konstanta B pro dotyk	B_H	1300	-
Konstanta A pro ohyb	A_F	0	-
Konstanta B pro ohyb	B_F	461	-
Modul pružnosti v tahu oceli	E_o	207	GPa
Poissonovo číslo	μ	0,292	-

6.7.1 Pevnostní kontrola ozubení v dotyku

Mez únavy v dotyku

$$\sigma_{HLim} = A_H \cdot H_H + B_H = 1300 \text{ MPa} \quad (100)$$

Nominální napětí v dotyku

$$\sigma_{H0} = Z_{MB} \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{LS} \cdot Z_\beta \cdot Z_K \cdot \sqrt{\frac{F_{mt1}}{d_{v1} \cdot l_{bm}} \cdot \frac{u_v + 1}{1}} = 643,21 \text{ MPa} \quad (101)$$

Napětí v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 931,51 \text{ MPa} \quad (102)$$

Minimální hodnota součinitele bezpečnosti v dotyku $S_{Hmin} = 1,2$ [21]

Přípustné napětí v dotyku

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HLim} \cdot Z_{NT}}{S_{Hmin}} \cdot Z_X \cdot Z_{LVR} \cdot Z_W = 1083,3 \text{ MPa} \quad (103)$$

Součinitel bezpečnosti v dotyku

$$S_H = \frac{\sigma_{HLim} \cdot Z_{NT}}{\sigma_H} \cdot Z_X \cdot Z_{LVR} \cdot Z_W = 1,396 \quad (104)$$

Navržené ozubené kolo splňuje požadavky kladené na pevnost zubu v dotyku.

6.7.2 Pevnostní kontrola ozubení v ohybu

Mez únavy v ohybu

$$\sigma_{FLim} = A_F \cdot H_F + B_F = 461 \text{ MPa} \quad (105)$$

Nominální napětí v ohybu v patě zubu

$$\sigma_{F0} = \frac{F_{mt1}}{b_1 \cdot m_{mn}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_K \cdot Y_{LS} = 643,21 \text{ MPa} \quad (106)$$

Napětí v ohybu v patě zubu

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 311,02 \text{ MPa} \quad (107)$$

Mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola

$$\sigma_{Fe} = \sigma_{FLim} \cdot Y_{ST} = 922 \text{ MPa} \quad (108)$$

Minimální hodnota součinitele bezpečnosti v ohyby $S_{Fmin} = 1,5$ [21]

Přípustné napětí v ohybu v patě zubu

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Fe} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{Rrel} \cdot Y_X = 603,18 \text{ MPa} \quad (109)$$

Součinitel bezpečnosti v ohybu

$$S_F = \frac{\sigma_{Fe} \cdot Y_{NT}}{\sigma_F} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{Rrel} \cdot Y_X = 2,909 \quad (110)$$

Únosnost zubů v ohybu je více než dostatečná.

7 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo povézt konstrukční návrh dvouosé, automaticky indexované hlavy. Na začátku byla provedena stručná rešerše zabývající se frézováním a vyvrtávacími stroji. Poslední kapitola rešeršní části se věnuje problematice frézovacích hlav. Zde jsou popsány jednotlivé druhy hlav a principy jejich funkce.

Na základě provedené rešerše bylo dodefinováno zadání a byla vybrána ortogonální koncepce hlavy s pohonem nástroje od vřetena stroje. Vřeteno hlavy je vybaveno upínacím mechanismem pro automatické upínání nástrojů. Jako základ upínacího mechanismu je použit výrobek firmy Ott Jakob, který z konstrukčních důvodů upraven na míru. Přední dutina je navrhována pro upnutí nástrojů s kuželovou stopkou ISO 50.

Natáčení je vyvozováno od náhonu nástroje. K zajištění polohy slouží věnce s hirthovým ozubením, které jsou přitlačovány a rozpojovány pomocí hydraulických válců s talířovými pružinami.

Výpočetní návrh byl proveden na základě určeného maximálního krouticího moment od obrábění o velikosti 1000 Nm a maximálního výkonu o velikosti 37 kW.

Výsledkem práce je konstrukční návrh frézovací hlavy. Pro úplnost řešení by bylo potřeba propočítat hydraulický obvod, který je v této práci navrhnut pouze odhadem z důvodů celkové náročnosti zadání. K práci je doložen 3D model frézovací hlavy, výkresy nejsou dány.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KOCMAN, Karel. *Technologické procesy obrábění*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o, 2011. ISBN 978-80-7204-722-2.
- [2] HUMÁR, Anton. *Technologie I: Technologie obrábění – 1. část* [online]. 2003 [cit. 2016-02-15]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-1cast.pdf
- [3] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Vyd. 3. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [4] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. Brno: VUT, 1992. ISBN 80-214-0470-1.
- [5] TOS Varnsdorf [online]. [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: <http://www.tosvarnsdorf.cz/>
- [6] Katalog firmy FEREMAT CZ S.R.O. [online]. [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: <http://www.fermatmachinery.com/zaslat-katalog>
- [7] Škoda Machine Tool [online]. [cit. 2016-02-21]. Dostupné z: <http://www.skodamt.com/>
- [8] F. ZIMMERMANN GmbH [online]. [cit. 2016-02-21]. Dostupné z: <http://www.f-zimmermann.com/index.php?id=104>
- [9] Frézovací hlava – srdce portálového stoje. *MMspektrum* [online]. [cit. 2016-02-21]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/frezovaci-hlava-srdce-portaloveho-stroje.html>
- [10] Prstencové motory. *MMspektrum* [online]. [cit. 2016-04-03]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/prstencove-motory.html>
- [11] Siemens [online]. [cit. 2016-04-03]. Dostupné z: <http://w3.siemens.com/mcms/mc-solutions/en/motors/motion-control-motors/simotics-t-torque-motor/torque-motors-1fw6/pages/built-in-torque-motors-1fw6.aspx>
- [12] HarmonicDrive [online]. [cit. 2016-02-21]. Dostupné z: <http://www.harmonicdrive.net/technology>
- [13] VOITH [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.voith.com/en/products-services/power-transmission/hirth-couplings/hirth-rings-46774.html>
- [14] Premiéra frézovacího stroje. *MMspektrum* [online]. [cit. 2016-04-03]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/premiera-frezovaciho-stroje.html>
- [15] SEMPUCO [online]. [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: <http://sempuco.biz/>
- [16] Markagro [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.markagro.cz/>
- [17] SANDVIK Coromant [online]. [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.sandvik.coromant.com/>
- [18] SKF [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html>
- [19] Sandvik Coromant, *Rotační nástroje* [online]. [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/downloads/pages/default.aspx>
- [20] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1991. ISBN 80-214-0361-6.
- [21] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0

9 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

Seznam použitých symbolů

a	Délka volného konce vřetena	[mm]
A_D	Jmenovitý průřez třísky	[mm ²]
A_H	Konstanta A pro dotyk	[-]
A_F	Konstanta A pro ohyb	[-]
a_e	Šířka záběru frézy	[mm]
a_p	Šířka záběru frézy	[mm]
a_L	Výpočtový součinitel pro kuličková ložiska	[-]
b	Šířka ozubení	[mm]
B_H	Konstanta B pro dotyk	[-]
B_F	Konstanta B pro ohyb	[-]
b_v	Jmenovitá šířka třísky	[mm]
C_{Fe}	Měrný řezný odpor materiálu	[MPa]
C_o	Statická únosnost ložiska	[N]
C_{1A}	Dynamická únosnost ložiska	[N]
ch	Vzdálenost mezi ložisky	[mm]
d	Vnitřní průměr pod ložiskem	[mm]
D	Vnější průměr pod ložiskem	[mm]
D_I	Vnější průměr kontrolované části	[mm]
d_I	Vnitřní průměr kontrolované části	[mm]
d_e	Vnější roztečný průměr kola	[mm]
d_h	Průměr hřídele	[mm]
d_m	Střední roztečný průměr kola	[mm]
F_a	Axiální síla	[N]
F_c	Celková řezná síla	[N]
F_t	Obvodová síla	[N]
F_r	Radiální síla	[N]
F_n	Normálová síla	[N]
F_v	Síla předpětí ložiska	[N]
F_f	Posuvová síla	[N]
f_{z1}	Posuv na zub	[mm·zub ⁻¹]
h_D	Jmenovitá tloušťka třísky	[mm]
H_H	Tvrdost povrchu	[HV]
k_c	Jmenovitá řezná síla	[MPa]
k_{r1}	Úhel nastavení bříty nástroje	[°]
k_v	Tuhost vřetena	[N·mm ⁻¹]
k_{HMH}	Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti	[-]
J	Kvadratický moment	[mm ²]
mc	Exponent mc	[-]
m_e	Vnější čelní modul	[mm]
m_{mt}	Střední čelní modul	[mm]

m_{mn}	Střední normálový modul	[mm]
n_{zv}	Počet zubů v záběru	[-]
M_k	Krouticí moment	[Nm]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
n	Otáčky	[min ⁻¹]
S_H	Součinitel bezpečnosti v dotyku	[-]
S_F	Součinitel bezpečnosti v ohybu	[-]
L_{10h}	Trvanlivost ložiska	[h]
l	Vzdálenost	[mm]
l_o	Optimální vzdálenost ložisek	[mm]
P	Výkon	[kW]
P_A	Ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
p	Poddajnost ložisek	[N·μm ⁻¹]
R_a	Axiální tuhost ložiska	[N·μm ⁻¹]
R_e	Vnější délka površky roztečného kužele kola	[mm]
R_i	Vnitřní délka površky roztečného kužele kola	[mm]
R_m	Střední délka površky roztečného kužele kola	[mm]
R_r	Radiální tuhost ložiska	[mm]
r_k	Poloměr kola	[mm]
v_{cl}	Posuvová rychlost	[mm·min ⁻¹]
W_o	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
W_k	Modul průřezu v krutu	[mm ³]
y_v	Deformace volného konce vřetena	[μm]
z	Počet zubů	[-]
α_t	Úhel záběru	[°]
α_{ol}	Součinitel tvaru pro ohyb	[-]
α_{tl}	Součinitel tvaru pro krut	[-]
β_m	Střední úhel sklonu boční křivky	[°]
δ	Úhel roztečného kužele kola	[°]
σ_o	Napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Fe}	Mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola	[MPa]
σ_{FLim}	Mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{FP}	Přípustné napětí v ohybu v patě zubu	[MPa]
σ_H	Napětí v dotyku	[MPa]
σ_{HO}	Nominální napětí v dotyku	[MPa]
σ_{HP}	Přípustné napětí v dotyku	[MPa]
σ_{HLim}	Mez únavy v dotyku	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
τ_K	Napětí v krutu	[MPa]
η	Účinnost	[-]
Φ_1	Úhel polohy zubu	[°]
Ψ_{max}	Maximální úhel záběru frézy	[°]
Φ_j	Úhlová rozteč	[°]

Seznam obrázků

Obr. 1)	Válcové frézování [2].....	17
Obr. 2)	Čelní frézování [2]	18
Obr. 3)	Vyvrtávací stroje TOS Varnsdorf [5]	19
Obr. 4)	Desková vyvrtávačka WRF Fermat [6]	20
Obr. 5)	Pravoúhlá hlava Škoda Machine Tool [7].....	22
Obr. 6)	Vidlicová hlava Zimmermann [8].....	23
Obr. 7)	Torque motor Siemens [11]	24
Obr. 8)	Harmonická převodovka [12]	24
Obr. 9)	Větec s hirthovým ozubením [13].....	25
Obr. 10)	Vřeteník stroje WRD 170 (Q) [5]	26
Obr. 11)	Univerzální hlava UHA 30 [14].....	27
Obr. 12)	Ortogonální hlava HOI 50 [5].....	28
Obr. 13)	Univerzální hlava KFU – 2/45 [15]	28
Obr. 14)	Vidlicová hlava HV/V [5].....	29
Obr. 15)	Náhon nástroje	31
Obr. 16)	Upínací kužel ISO [16]	33
Obr. 17)	Upínací jednotka Coromant CAPTO [17]	33
Obr. 18)	Uspořádání ložisek ve dvojici [18]	34
Obr. 19)	Řez sestavy vřetena	35
Obr. 20)	Sestava hlavy	36
Obr. 21)	Řez hlavou	37
Obr. 22)	Celková deformace vřeten [20].....	47
Obr. 23)	Rozložení sil na vřetenu.....	50
Obr. 24)	Označení kontrolovaného průřezu	53
Obr. 25)	Rozložení sil na spojovací hřídeli	56

Seznam tabulek

Tab 1)	Parametry univerzální hlavy UHA 30 [6]	27
Tab 2)	Parametry ortogonální hlavy HOI 50 [5]	27
Tab 3)	Parametry univerzální hlavy KFU - 2/45 [13]	28
Tab 4)	Parametry vidlicové hlavy HV/V [5].....	29
Tab 5)	Parametry čelní frézy CoroMill 245 [19].....	39
Tab 6)	Parametry vrtáku CoroDrill 880 [19].....	41
Tab 7)	Parametry ozubených kol.....	42
Tab 8)	Účinnosti a počty prvků	44
Tab 9)	Tabulka parametrů pro výpočet optimální vzdálenosti ložisek [18].....	47
Tab 10)	Tabulka parametrů pro výpočet reakčních sil	50
Tab 11)	Parametry ložisek vřetena [18]	51
Tab 12)	Doplňující parametry pro pevnostní výpočet vřetena.	54
Tab 13)	Hodnoty pro výpočet reakčních sil v ložiscích vstupní hřídele	55
Tab 14)	Parametry ložiska 7211 BEGAP [18]	57
Tab 15)	Tabulka parametrů vstupní hřídele a jeho ložisek	58
Tab 16)	Charakteristiky oceli 12 020 [21]	59

10 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č.1 Tištěná – Výpočet kuželového soukolí 1 v programu PTC Mathcad

Příloha č.2 Elektronická – 3D model frézovací hlavy

PŘÍLOHA 1

Výpočet kuželového soukolí provedený v programu PTC Mathcad

Kuželové soukolí 1

Vstupní hodnoty

převodový poměr

$$i_{12} := 1$$

vnější čelní modul na roztečné kružnici

$$m_{et12} := 8\text{mm}$$

počet zubů pastorku, kola

$$z_1 := 25 \quad z_2 := 25$$

převodové číslo

$$u := \frac{z_1}{z_2} = 1$$

krouticí moment na kuželovovém soukolí 1

$$M_{k12} := M_{kv} \cdot u^3 = 1.12841 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

úhel záběru

$$\alpha_t := 20^\circ \quad \alpha_n := \alpha_t$$

střední úhel sklonu boční křivky zubu

$$\beta_m := 0^\circ$$

úhel roztečného kužele

$$\delta_1 := 45^\circ$$

$$\delta_2 := 45^\circ$$

zvolená šířka ozubení kola 1

$$b_1 := 40\text{mm}$$

zvolená šířka ozubení kola 2

$$b_2 := 40\text{mm}$$

střední délka površky roztečného kužele

$$R_m := R_e - \frac{b_1}{2} = 121.42136 \cdot \text{mm}$$

vnitřní délka površky roztečného kužele

$$R_i := R_e - b_1 = 101.42136 \cdot \text{mm}$$

střední čelní modul

$$m_{mt} := \frac{R_m}{R_e} \cdot m_{et12} = 6.86863 \cdot \text{mm}$$

střední normálový modul

$$m_{mn} := m_{mt} \cdot \cos(\beta_m) = 6.86863 \cdot \text{mm}$$

střední roztečný průměr

kolo 1

$$d_{m1} := d_{e1} - b_1 \cdot \sin(\delta_1) = 171.71573 \cdot \text{mm}$$

kolo 2

$$d_{m2} := d_{e2} - b_2 \cdot \sin(\delta_2) = 171.71573 \cdot \text{mm}$$

Výpočet parametrů virtuálního

počet zubů virtuálního soukolí

kolo 1

$$z_{v1} := \frac{z_1}{\cos(\delta_1)} = 35.35534$$

kolo 2

$$z_{v2} := \frac{z_2}{\cos(\delta_2)} = 35.35534$$

převodové číslo virtuálního soukolí

$$u_v := \frac{z_{v1}}{z_{v2}} = 1$$

průměr roztečné kružnice virtuálního soukolí

kolo 1

$$d_{v1} := \frac{d_{m1}}{\cos(\delta_1)} = 242.84271 \cdot \text{mm}$$

kolo 2

$$d_{v2} := \frac{d_{m2}}{\cos(\delta_2)} = 242.84271 \cdot \text{mm}$$

osová vzdálenost virtuálního soukolí

$$a_{v12} := \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2} = 242.84271 \cdot \text{mm}$$

střední výška hlavy zubu nad roztečným kuželem
jednotkové posunutí

$$x_{hm1} := 0 \quad x_{hm2} := 0$$

střední výška hlavy zubu

kolo 1

$$h_{am1} := m_{mn} \cdot (1 + x_{hm1}) = 6.86863 \cdot \text{mm}$$

kolo 2

$$h_{am2} := m_{mn} \cdot (1 + x_{hm2}) = 6.86863 \cdot \text{mm}$$

průměr hlavové kružnice virtuálního soukolí

kolo 1

$$d_{va1} := d_{v1} + 2 \cdot h_{am1} = 256.57997 \cdot \text{mm}$$

kolo 2

$$d_{va2} := d_{v2} + 2 \cdot h_{am2} = 256.57997 \cdot \text{mm}$$

čelní úhel záběru

$$\alpha_{vt} := \text{atan}\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta_m)}\right) = 20^\circ$$

průměr základní kružnice

kolo 1

$$d_{vb1} := d_{v1} \cdot \cos(\alpha_{vt}) = 228.1975 \cdot \text{mm}$$

kolo 2

$$d_{vb2} := d_{v2} \cdot \cos(\alpha_{vt}) = 228.1975 \cdot \text{mm}$$

úhel sklonu zubu na základním válci virtuálního soukolí

$$\beta_{vb} := \text{asin}(\sin(\beta_m) \cdot \cos(\alpha_n)) = 0^\circ$$

dráha záběru virtuálního soukolí

$$g_{v\alpha} := \frac{1}{2} \cdot \left[\sqrt{(d_{va1}^2 - d_{vb1}^2)} + \sqrt{(d_{va2}^2 - d_{vb2}^2)} \right] - a_{v12} \cdot \sin(\alpha_{vt})$$

$$g_{v\alpha} = 34.24243 \text{ mm}$$

součinitel záběru profilu virtuálního soukolí

$$\varepsilon_{v\alpha} := \frac{g_{v\alpha} \cdot \cos(\beta_m)}{m_{mn} \cdot \pi \cdot \cos(\alpha_{vt})} = 1.68872$$

součinitel záběru kroku virtuálního soukolí

$$\varepsilon_{v\beta} := \frac{b_1 \cdot \sin(\beta_m)}{m_{mn} \cdot \pi} = 0$$

součinitel záběru virtuálního soukolí

$$\varepsilon_{v\gamma} := \sqrt{\varepsilon_{v\alpha}^2 + \varepsilon_{v\beta}^2} = 1.68872$$

délka střední úsečky stykové plošky

$$l_{bm} := \begin{cases} \frac{b_1 \cdot \varepsilon_{v\alpha}}{\cos(\beta_{vb})} \cdot \frac{\sqrt{\varepsilon_{v\gamma}^2 - (2 - \varepsilon_{v\alpha}) \cdot (1 - \varepsilon_{v\beta})^2}}{\varepsilon_{v\gamma}^2} & \text{if } \varepsilon_{v\beta} < 1 \\ \frac{b_1 \cdot \varepsilon_{v\alpha}}{\cos(\beta_{vb}) \cdot \varepsilon_{v\gamma}} & \text{if } \varepsilon_{v\beta} \geq 1 \end{cases}$$

$$l_{bm} = 37.75392 \cdot \text{mm}$$

promítnutá délka střední usečky stykové plošky

$$l_{bmp} := l_{bm} \cdot \cos(\beta_{vb}) = 37.75392 \cdot \text{mm}$$

Pevnostní kontrola ozubení v dotyku

Materiál ocel 12 020

Tvrdost povrchu

$$H_H := 615 \text{ HV}$$

konstanty A_H a B_H

$$A_H := 0 \quad B_H := 1300$$

Modul pružnosti v tahu

$$E := 207 \text{ GPa}$$

Poissonovo číslo

$$\mu := 0.292$$

mez únavy v dotyku

kolo 1

$$\sigma_{H\text{Lim}1v} := A_H \cdot H_H + B_H = 1.3 \times 10^3$$

$$\sigma_{H\text{Lim}1} := \sigma_{H\text{Lim}1v} \cdot \text{MPa} = 1.3 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

kolo 2

$$\sigma_{H\text{Lim}2v} := A_H \cdot H_H + B_H = 1.3 \times 10^3$$

$$\sigma_{H\text{Lim}2} := \sigma_{H\text{Lim}2v} \cdot \text{MPa} = 1.3 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

obvodová síla na středním roztečném průměru

$$F_{mt1} := \frac{2 \cdot M_{k12}}{d_{m1}} = 1.3143 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{mt2} := \frac{2 \cdot M_{k12}}{d_{m2}} = 1.31427 \times 10^4 \text{ N}$$

Určení nominálního napětí

Součinitel jednopárového záběru

součinitel F_1 a F_2

$$F_1 := \begin{cases} 2 & \text{if } \varepsilon_{v\beta} = 0 \\ 2 + (\varepsilon_{v\alpha} - 2) \cdot \varepsilon_{v\beta} & \text{if } 0 < \varepsilon_{v\beta} < 1 \\ \varepsilon_{v\alpha} & \text{if } \varepsilon_{v\beta} > 1 \end{cases}$$

$$F_1 = 2$$

$$F_2 := \begin{cases} 2 \cdot (\varepsilon_{v\alpha} - 1) & \text{if } \varepsilon_{v\beta} = 0 \\ 2 \cdot \varepsilon_{v\alpha} \cdot -2 + (2 - \varepsilon_{v\alpha}) \cdot \varepsilon_{v\beta} & \text{if } 0 < \varepsilon_{v\beta} < 1 \\ \varepsilon_{v\alpha} & \text{if } \varepsilon_{v\beta} > 1 \end{cases}$$

$$F_2 = 1.37745$$

součinitel jednopárového záběru

$$Z_{MB} := \frac{\tan(\alpha_{vt})}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}} \right)^2 - 1} - F_1 \cdot \frac{\pi}{z_{v1}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}} \right)^2 - 1} - F_2 \cdot \frac{\pi}{z_{v2}} \right]}} = 1.0029$$

Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů

$$Z_H := 2 \cdot \sqrt{\frac{\cos(\beta_{vb})}{\sin(2 \cdot \alpha_{vt})}} = 2.49457$$

Součinitel sdílení zatížení

$$Z_{LS} := \begin{cases} 1 & \text{if } \varepsilon_{v\gamma} \leq 2 \\ \left[1 + 2 \cdot \left[1 - \left(\frac{2}{\varepsilon_{v\gamma}} \right)^{1.5} \right] \cdot \sqrt{1 - \frac{4}{\varepsilon_{v\gamma}^2}} \right]^{0.5} & \text{if } \varepsilon_{v\gamma} > 2 \wedge \varepsilon_{v\beta} > 1 \end{cases}$$

$$Z_{LS} = 1$$

Součinitel sklonu boku zubu

$$Z_{\beta} := \sqrt{\cos(\beta_m)} = 1$$

Součinitel kuželového kola

$$Z_K := 0.8$$

Součinitel mechanických vlastností materiálu

$$Z_E := 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$$

Nominální napětí v dotyku

$$\sigma_{H0} := Z_{MB} \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{LS} \cdot Z_{\beta} \cdot Z_K \cdot \sqrt{\frac{F_{mt1}}{d_{v1} \cdot b_m} \cdot \frac{u_v + 1}{1}} = 643.2127 \cdot \text{MPa}$$

Určení napětí v dotyku

Součinitel vnitřních dynamických sil

Obvodová rychlost na vnějším roztečném průměru

$$v_{etv} := \pi \cdot n_{v\emptyset} \cdot d_{e1} = 3.7 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad v_{et} := 2.837$$

stupň přesnosti

$$Q_{ISO} := 6$$

proměná A

$$B_{KV} := 0.25 \cdot (Q_{ISO} - 5)^{\frac{2}{3}} = 0.25$$

$$A_{KV} := 50 + 56 \cdot (1 - B_{KV}) = 92$$

součinitel vnitřních dynamických sil

$$K_V := \left(\frac{A_{KV} + \sqrt{200 \cdot v_{et}}}{A_{KV}} \right)^{B_{KV}} = 1.05925$$

maximální přípustná obvodová rychlost

$$v_{etmax} := \frac{[A_{KV} + (14 - Q_{ISO})]^2}{200} = 50$$

součinitel vnějších dynamických sil

$$K_A := 1$$

montážní součinitel

$$K_{H\beta be} := 1.32$$

součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce

$$K_{H\beta} := 1.5 \cdot K_{H\beta be} = 1.98$$

součinitel zatížení jednotlivých zubů

určení stření měrné tuhosti zubů

přeběžná volba

$$c_{\gamma 0} := 20 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$$

Účinná šířka ozubení

$$b_e := 0.85 \cdot b_1 = 34 \cdot \text{mm}$$

$$F_{mt11} := \frac{F_{mt1}}{N} = 1.31427 \times 10^4$$

$$b_{e1} := \frac{b_e}{\text{mm}} = 34$$

$$C_F := \begin{cases} 1 & \text{if } \frac{F_{mt11} \cdot K_A}{b_{e1}} \geq 100 \\ \frac{\frac{F_{mt11} \cdot K_A}{b_{e1}}}{100} & \text{if } \frac{F_{mt11} \cdot K_A}{b_{e1}} < 100 \end{cases}$$

$$C_F = 1$$

$$C_b := \begin{cases} 1 & \text{if } \frac{b_e}{b_1} \geq 0.85 \\ \frac{b_e}{0.85b_1} & \text{if } \frac{b_e}{b_1} < 0.85 \end{cases}$$

$$C_b = 1$$

střední tuhost

$$c_{\gamma V} := c_{\gamma 0} \cdot C_F \cdot C_b = 2 \times 10^{10} \text{ Pa}$$

$$c_{\gamma} := 20 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$$

úchylka čelní rozteče

$$f_{pt} := 11 \mu\text{m}$$

snížení úchylky čelní záběru opotřebením při záběhu

$$y_{\alpha} := 1.4 \mu\text{m}$$

směrodatná obvodová síla na středním roztečném prům

$$F_{mtH} := F_{mt1} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} = 2.75645 \times 10^4 \text{ N}$$

pomocný součinitel q_{α}

$$q_{\alpha} := \frac{c_{\gamma} \cdot (f_{pt} - y_{\alpha})}{\frac{F_{mtH}}{b_1}} = 0.27862$$

součinitel zatížení jednotlivých zubů

$$K_{H\alpha V} := \begin{cases} \frac{\varepsilon_{V\gamma}}{2} \cdot (0.9 - 0.4 \cdot q_{\alpha}) & \text{if } \varepsilon_{V\gamma} \leq 2 \\ 0.9 + 0.4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_{V\gamma} - 1)}{\varepsilon_{V\gamma}}} \cdot q_{\alpha} & \text{if } \varepsilon_{V\gamma} > 2 \end{cases}$$

$$K_{H\alpha V} = 0.66582$$

$$K_{H\alpha} := \begin{cases} \frac{\varepsilon_{v\gamma}}{\varepsilon_{v\alpha} \cdot Z_{LS}^2} & \text{if } K_{H\alpha v} > \frac{\varepsilon_{v\gamma}}{\varepsilon_{v\alpha} \cdot Z_{LS}^2} \\ 1 & \text{if } K_{H\alpha v} < 1 \\ K_{H\alpha v} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$K_{H\alpha} = 1$$

Napětí v dotyku

$$\sigma_H := \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 931.50834 \cdot \text{MPa}$$

Výpočet přípustného napětí v dotyku

Součinitel tvrdosti

kolo 1 a kolo 2 stejná tvrdost

$$Z_W := 1$$

součinitel počtu cyklů

$$Z_{NT} := 1$$

součinitel mazací vrstvy

redukovaný poloměr křivosti

$$\rho_{redv} := \frac{a_{v12} \cdot \sin(\alpha_{vt})}{\cos(\beta_{vb})} \cdot \frac{u_v}{(1 + u_v)^2} = 20.76427 \cdot \text{mm}$$

$$\rho_{red} := \frac{\rho_{redv}}{\text{mm}} = 20.76427$$

Průměrná aritmetická úchylka profilu boku zubu

$$Ra_1 := 0.8 \mu\text{m}$$

průměrná výška prvků profilu boků zubů soukolí

$$Rz_{ISO1} := 6 \cdot Ra_1 = 4.8 \mu\text{m}$$

$$Rz_{ISO2} := 6 \cdot Ra_1 = 4.8 \mu\text{m}$$

relativní výška prvků profilu boků zubů soukolí

$$Rz_{10} := \frac{Rz_{ISO1} + Rz_{ISO2}}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}} = 3.76243 \mu\text{m}$$

Součinitel mazací vrstvy

$$Z_{LVR} := \begin{cases} 1 & \text{if } Rz_{10} \leq 4\mu\text{m} \\ 0.92 & \text{if } Rz_{10} > 4\mu\text{m} \end{cases}$$

$$Z_{LVR} = 1$$

Součinitel velikosti

$$Z_X := 1$$

Přípustné napětí v dotyku

$$S_{Hmin} := 1.2$$

$$\sigma_{HP} := \frac{\sigma_{HLim1} \cdot Z_{NT}}{S_{Hmin}} \cdot Z_X \cdot Z_{LVR} \cdot Z_W = 1.08333 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$$

Součinitel bezpečnosti v dotyku

$$S_H := \frac{\sigma_{HLim1} \cdot Z_{NT}}{\sigma_H} \cdot Z_X \cdot Z_{LVR} \cdot Z_W = 1.39559$$

Pevnostní kontrola ozubení v ohybu

Tvrdost povrchu

$$H_H = 615 \text{ HV}$$

konstanty A_F a B_F

$$A_F := 0 \quad B_F := 461$$

Modul pružnosti v tahu

Mez únavy v ohybu

kolo 1

$$\sigma_{FLim1v} := A_F \cdot H_H + B_F = 461$$

$$\sigma_{FLim1} := \sigma_{FLim1v} \cdot \text{MPa} = 461 \cdot \text{MPa}$$

kolo 2

$$\sigma_{FLim2v} := A_F \cdot H_H + B_F = 461$$

$$\sigma_{FLim2} := \sigma_{FLim2v} \cdot \text{MPa} = 461 \cdot \text{MPa}$$

Určení nominálního napětí v ohybu

Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu

$$Y_{Fa} := 2.55$$

Součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičky zubu

$$Y_{Sa} := 1.75$$

Součinitel vlivu záběru profilu

$$Y_{\varepsilon} := \begin{cases} 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_{v\alpha}} & \text{if } \varepsilon_{v\beta} = 0 \\ 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_{v\alpha}} - \varepsilon_{v\beta} \cdot \left(\frac{0.75}{\varepsilon_{v\alpha}} - 0.375 \right) & \text{if } 0 < \varepsilon_{v\beta} \leq 1 \\ 0.625 & \text{if } \varepsilon_{v\beta} > 1 \end{cases}$$

$$Y_{\varepsilon} = 0.69412$$

součinitel kuželového kola

$$Y_K := \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{l_{bmp}}{b_1} \right)^2 \cdot \frac{b_1}{l_{bmp}} = 1.00084$$

součinitel sdílení zatížení

$$Y_{LS} := Z_{LS}^2 = 1$$

Nominální napětí v ohybu v patě zubu

$$\sigma_{F0} := \frac{F_{mt1}}{b_1 \cdot m_{mn}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_K \cdot Y_{LS} = 148.29716 \cdot \text{MPa}$$

Určení napětí v ohybu v patě zubu

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce

$$K_{F\beta} := 1.98$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů

$$K_{F\alpha V} := K_{H\alpha V} = 0.66582$$

$$K_{F\alpha} := \begin{cases} \frac{\varepsilon_{V\gamma}}{\varepsilon_{V\alpha} \cdot Y_\varepsilon} & \text{if } K_{F\alpha V} > \frac{\varepsilon_{V\gamma}}{\varepsilon_{V\alpha} \cdot Y_\varepsilon} \\ 1 & \text{if } K_{F\alpha V} < 1 \\ K_{F\alpha V} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$K_{F\alpha} = 1$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_F := \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 311.02629 \cdot \text{MPa}$$

Určení přípustného napětí v ohybu

Součinitel velikosti

$$m_{mnx} := \frac{m_{mn}}{mm}$$

$$Y_X := \begin{cases} 1.05 - 0.01 \cdot m_{mnx} & \text{if } 5mm < m_{mn} < 25m_{mn} \\ 1 & \text{if } m_{mn} \leq 5mm \\ 0.8 & \text{if } m_{mn} \geq 25mm \end{cases}$$

$$Y_X = 0.98131$$

Poměrný součinitel vrubové citlivost

$$Y_{\delta rel \Gamma} := 1$$

Součinitel počtu cyklů

$$Y_{NT} := 1$$

Přípustné napětí v ohybu

Nejnižší hodnota součinitele bezpečnosti v ohybu

$$S_{Fmin} := 1.5$$

součinitel koncentrace napětí

$$Y_{ST} := 2$$

mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola

$$\sigma_{Fe} := \sigma_{FLim1} \cdot Y_{ST} = 922 \cdot \text{MPa}$$

přípustné napětí v ohybu v patě zubu

$$\sigma_{FP} := \frac{\sigma_{Fe} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta reIT} \cdot Y_{RreIT} \cdot Y_X = 603.18083 \cdot \text{MPa}$$

Součinitel bezpečnosti v ohybu

$$S_F := \frac{\sigma_{Fe} \cdot Y_{NT}}{\sigma_F} \cdot Y_{\delta reIT} \cdot Y_{RreIT} \cdot Y_X = 2.90899$$