



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A**  
**ROBOTIKY**

**FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND**  
**ROBOTICS**

# **KONSTRUKCE PRAVOÚHLE PRODLOUŽENÉ FRÉZOVACÍ HLAVY PRO HORIZONTÁLNÍ VYVRTÁVAČKU**

**DESIGN OF ELONGATED RIGHT ANGLE MILLING HEAD FOR HORIZONTAL BORING MACHINE**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. ONDŘEJ SVOBODA**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing., Dipl.-Ing MICHAL HOLUB, Ph.D.**

BRNO 2014



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky  
Akademický rok: 2013/14

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ondřej Svoboda

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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

### **Konstrukce pravoúhle prodloužené frézovací hlavy pro horizontální vyvrtávačku**

v anglickém jazyce:

### **Design of elongated right angle milling head for horizontal boring machine**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je provést konstrukční návrh pravoúhlé frézovací hlavy. U horizontálních vyvrtávaček je možné zvýšit technologické možnosti stroje za použití různých druhů frézovacích hlav. Pravoúhlá frézovací hlava slouží ke změně orientace vřetena ze standardní horizontální polohy do polohy vertikální. Prodloužené pravoúhlé frézovací hlavy slouží k frézování pravoúhlých tvarů hluboko v obrocích zejména nástroji o menších průměrech (do 50mm).

- Maximální otáčky 3000/min
- Maximální kroutící moment 200Nm
- Upínací kužel nástroje SK 50
- Automatické upínání nástroje
- Chlazení rezného procesu středem nástroje
- Šířka těla hlavy minimálně 200-220mm

Cíle diplomové práce:

- Podrobná rešerše řešené problematiky
- 3D model frézovací hlavy
- Podrobná výpočtová zpráva doplněná výkresovou dokumentací (vybrané komponenty)

Seznam odborné literatury:

- Marek, Jiří, MM Průmyslové spektrum: Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2006. Speciální vydání. Dostupný z WWW: <www.mmspektrum.com>. ISSN 1212-2572.
- BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. 1. vyd. [s.l.] : [s.n.], 1986. 145 s. ISBN 55-600-86.
- WECK, Manfred, BRECHER, Christian. Werkzeugmaschinen : Konstruktion und Berechnung. 2006. überarb. Auflage. Verlag Berlin Heidelberg : Springer, 2006. 701 s. ISBN 3-540-22502-1.
- wwwinfozdroje.cz

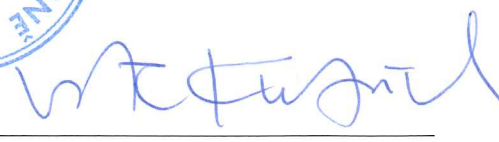
Vedoucí diplomové práce: Ing., Dipl.-Ing Michal Holub, Ph.D.


Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 14.11.2013



  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
Ředitel ústavu

  
\_\_\_\_\_  
prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 1
	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	

## Abstrakt

Diplomová práce se zabývá návrhem pravoúhle prodloužené frézovací hlavy pro horizontální vyvrtávačku z produkce společnosti FERMAT. Práce obsahuje podrobnou rešerši frézovacích hlav, popis základních konstrukčních částí hlav a srovnání některých na trhu nabízených zařízení. Konstrukční část je věnována popisu použitých komponent a zvolenému konstrukčnímu řešení. Výpočty jsou zaměřeny na stanovení sil vznikajících při obrábění, stanovení zátěžného spektra a výpočtu silového zatížení jednotlivých ozubených kol při zvolených režimech obrábění. Následuje výpočet reakcí v ložiskách vřetena, ekvivalentního zatížení a trvanlivosti ložisek vřetena, deformace vřetena a optimální vzdálenost ložisek vřetena. V práci je také uveden pevnostní výpočet vřetena, vstupní a svislé hřídele, dále návrh ozubených kol s šikmými zuby a pevnostní výpočet ozubeného kola. V práci je popsána konstrukce prodloužené frézovací hlavy a jednotlivých konstrukčních uzlů, doplněná o 3D model. Součástí diplomové práce je také výkres sestavy a vybraných komponent.

## Abstract


This thesis deals with design of right-angled extended milling head for horizontal boring machine of FERMAT production. The thesis includes a detailed research of milling heads, a description of the head's basic components and certain commercially available head's comparison. Design part is describe components description and the design. Calculations are focused on determinating of forces generated during machining, setting of loading spectrum and the power load calculating individual gears during machining. In the next part is calculation of the reactions in the spindle bearings included, the equivalent load and durability of spindle bearings, spindle deformation and spindle bearings optimum distance. The thesis also includes spindle strength calculation, horizontal and vertical shafts analysis, gears design with helical teeth and gear strength. The thesis describes the design of extended milling head and particular design nodes which is supplemented by the 3D model. In this thesis is also included a drawing of assembly and components.

## Klíčová slova

Pravoúhlá frézovací hlava, prodloužená frézovací hlava, vřeteno, horizontální vyvrtávačky, vřetenová ložiska, životnost, pevnostní výpočet vřetena, ekvivalentní napětí, zátěžné spektrum, návrh vřetena, ozubená kola


## Key words

right-angle milling head, extended milling head, spindle, horizontal boring machines, spindle bearings, durability, strength calculation of spindle, the equivalent stress, loading spectrum, design of spindle, gears

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 2
<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>		

### **Bibliografická citace**

SVOBODA, O. Konstrukce pravoúhle prodloužené frézovací hlavy pro horizontální vyvrtávačku. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 134 s. Vedoucí diplomové práce Ing., Dipl.-Ing Michal Holub, Ph.D.


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 3
	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	

### Prohlášení

Já, Ondřej Svoboda, prohlašuji, že diplomovou práci *Konstrukce pravoúhlé prodloužené frézovací hlavy pro horizontální vyvrtávačku* jsem vypracoval samostatně a v práci jsem uvedl veškeré použité prameny a literaturu.

V Brně dne **25.5.2014**

.....  
vlastnoruční podpis autora

	<b>Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky</b>	<b>Str. 4</b>
	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce panu Ing., Dipl.-Ing Michalu Holubovi, Ph.D. a panu Ing. Michalu Dosedlovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při tvorbě této práce. Dále pak zaměstnancům společnosti FERMAT za množství odborných informací. V neposlední řadě také děkuji svým rodičům a přítelkyni za podporu a trpělivost.







## Obsah


1 Úvod.....	9
2. Společnost Fermat.....	11
2.1 Profil společnosti Fermat.....	11
2.2 Hlavní výrobní program společnosti.....	11
3 Frézovací hlavy.....	12
3.1 Definice frézovací hlavy.....	12
3.2 CNC Vyvrtávací stroje.....	12
3.2.1 Stolové vyvrtávačky.....	13
3.2.2 Křížové vyvrtávačky.....	13
3.2.3 Deskové vyvrtávačky.....	13
3.3 Rozdělení frézovacích hlav.....	14
3.3.1 Počet poháněných os.....	14
3.3.2 Kinematika poháněných os.....	14
3.3.3 Pohon os.....	14
3.3.4 Pohon nástroje.....	14
3.3.5 Možnosti natáčení os.....	14
3.4 Druhy frézovacích hlav.....	14
3.4.1 Pravoúhlé frézovací hlavy.....	15
3.4.2 Univerzální hlavy.....	16
3.4.3 Ortogonální hlavy.....	16
3.4.4 Vidlicové hlavy.....	16
3.4.5 Horizontální hlavy.....	17
3.4.6 Lícni desky.....	17
3.4.7 Speciální hlavy.....	17
3.5 Stavba a konstrukční uzly frézovacích hlav.....	18
3.5.1 Konstrukční varianty náhonu vřetena hlavy.....	18
3.5.1.1 Náhonová tyč.....	18
3.5.1.2 Ozubená kola.....	20
3.5.1.3 Elektrovřeteno.....	21
3.5.2 Mechanismus natáčení hlavy.....	21
3.5.2.1 Manuální natáčení os.....	22
3.5.2.2 Automatické natáčení os.....	22
3.6 Prodloužené frézovací hlavy.....	24
3.6.1 Pravoúhlá frézovací hlava IFVW 1B.....	24
3.6.2 Prodloužená frézovací hlava IFVW 112.....	25

3.6.3	Prodloužená frézovací hlava KF-2/90 .....	26
3.6.4	Prodloužená frézovací hlava TM1 EX HT .....	26
3.6.5	Prodloužená frézovací hlava AHC 90 cX (A56F01) .....	27
4	Konstrukční prvky prodloužené frézovací hlavy .....	28
4.1	Vřeteno frézovací hlavy .....	28
4.1.1	Radiální a axiální házení vřetena .....	29
4.1.2	Tuhost vřetena .....	30
4.2	Ložiska .....	32
4.2.1	Vřetenová ložiska.....	32
4.2.1.1	Typ ložiska a uspořádání .....	32
4.2.1.2	Rozměr ložiska .....	32
4.2.1.3	Třída přesnosti ložiska .....	32
4.2.1.4	Uložení ložiska, předpětí a typ klece .....	32
4.2.1.5	Mazání vřetenových ložisek .....	32
4.2.1.6	Montáž a demontáž ložisek .....	33
4.2.2	Ložiska vstupní hřídele .....	34
4.2.3	Ložiska svislé hřídele .....	34
4.2.4	Ložiska pro ozubená kola .....	35
4.3	Automatické upínání nástroje .....	35
4.4	Pojištění ložisek .....	36
4.5	Aretace osy C .....	36
4.6	Upínací kameny.....	37
4.7	Média a jejich rozvod.....	37
4.7.1	Hydraulické upínání/odepínání nástroje.....	37
4.7.2	Chlazení řezného procesu středem nástroje .....	37
4.7.3	Chlazení oplachem .....	38
4.7.4	Ofukování dutiny vřetena .....	38
4.7.5	Ofukování příruby předních ložisek vřetena.....	38
4.8	Dutina vřetena .....	39
5	Výpočtový návrh prodloužené pravoúhlé frézovací hlavy .....	41
5.1	Stanovení řezných sil při obrábění .....	41
5.1.1	Výpočet řezných sil při čelním frézování.....	42
5.1.1.1	Výpočet sil pro nástroj N1.....	43
5.1.1.2	Výpočet řezných sil pro nástroj N2 .....	46
5.1.1.3	Výpočet řezných sil pro nástroj N3 .....	48
5.1.1.4	Výpočet řezných sil pro nástroj N4 .....	50

5.1.1.5 Výpočet řezných sil pro nástroj N5 .....	52
5.1.1.7 Výpočet řezných sil pro nástroj N7 .....	56
5.2 Volba koncepce frézovací hlavy .....	57
5.2.1 Horizontálně uložená hřídel .....	57
5.2.2 Ozubená kola .....	58
5.3 Silové působení obráběcího procesu na konstrukční prvky frézovací hlavy ....	59
5.3.1 Silové poměry na kuželovém soukolí (uzel A).....	60
5.3.1.1 Geometrie soukolí .....	60
5.3.1.2 Celková účinnost frézovací hlavy .....	61
5.3.1.3 Síly působící na ozubení .....	61
5.3.2 Silové poměry na kuželovém soukolí (uzel B).....	63
5.3.2.1 Geometrie soukolí .....	64
5.3.2.2 Síly působící na ozubení .....	64
5.3.3 Silové poměry na čelních kolech s šikmými zuby (uzel C) .....	65
5.3.3.1 Geometrie soukolí .....	65
5.3.3.2 Síly působící na ozubení .....	65
5.3.4 Silové poměry na ozubeném věnci vřetena (uzel D) .....	66
5.3.4.1 Geometrie soukolí .....	67
5.3.4.2 Síly působící na ozubení .....	67
5.4 Kontrolní výpočet vřetena .....	68
5.4.1 Výpočet reakcí v ložiskách .....	69
5.4.1.1 Silový rozbor na vřetenu .....	69
5.4.1.2 Známé velikosti sil .....	69
5.4.1.2 Statické podmínky rovnováhy .....	70
5.4.1.3 Statické podmínky rovnováhy .....	70
5.4.1.4 Superpozice sil .....	71
5.4.1.5 Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek .....	71
5.4.2 Hodinová trvanlivost ložisek .....	72
5.4.2.1 Hodinová ekvivalentní trvanlivost ložisek .....	73
5.4.3 Optimální vzdálenost ložisek a výsledná tuhost vřetena .....	74
5.4.4 Pevnostní výpočet vřetena .....	78
5.4.4.1 Kontrola průřezu I .....	79
5.4.4.2 Kontrola průřezu II .....	80
5.4.4.3 Kontrola průřezu III .....	81
5.4.4.4 Kontrola průřezu IV .....	82
5.5 Kontrolní výpočet vstupní hřídele .....	83

 	<b>Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky</b>	<b>Str. 8</b>
 	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	

5.5.1 Výpočet reakcí v ložiskách.....	84
5.5.1.1 Silový rozbor na vstupní hřídeli .....	84
5.5.1.2 Znamé velikosti sil .....	84
5.5.1.3 Statické podmínky rovnováhy.....	84
5.5.1.4 Statické podmínky rovnováhy.....	85
5.5.1.4 Superpozice sil .....	85
5.5.2 Pevnostní výpočet.....	86
5.6 Kontrola svislé hřídele .....	87
5.6.1 Výpočet reakcí v ložiskách.....	87
5.6.1.2 Znamé velikosti sil .....	88
5.6.1.3 Statické podmínky rovnováhy.....	88
5.6.1.4 Statické podmínky rovnováhy.....	89
5.6.1.4 Superpozice sil .....	89
5.6.2 Pevnostní výpočet svislé hřídele.....	90
5.6.2.1 Kontrola průřezu I.....	91
5.6.2.2 Kontrola průřezu II.....	92
5.6.2.3 Kontrola průřezu III .....	93
5.6.2.4 Kontrola průřezu IV .....	94
5.7 Geometrie ozubených kol a jejich pevnostní výpočet.....	96
5.7.1 Parametry ozubených kol .....	96
5.7.2 Kontrola špičatosti kola 3 .....	99
5.7.3 Výpočet únosnosti zubu v dotyku.....	100
5.7.3.1 Nominální napětí v dotyku pastorku .....	100
5.7.3.2 Napětí v dotyku kola 3.....	101
5.7.4 Výpočet únosnosti zubů v ohybu .....	106
5.7.4.1 Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu ....	107
5.8. Kontrola drážkování hřídelí.....	108
5.8.1 Rovnoboké drážkování vstupní hřídele .....	108
5.8.2 Rovnoboké drážkování svislé hřídele .....	110
6 Popis konstrukce pravoúhlé prodloužené frézovací hlavy.....	113
7. Zhodnocení .....	119
8 Seznam použitých zkratk .....	121
9 Seznam použitých zdrojů .....	129
10. Seznam obrázků .....	133
11 Seznam tabulek .....	135
12 Přílohy.....	136

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	

## 1 Úvod


Při výběru diplomové práce mi bylo společností FERMAT nabídnuto téma Konstrukce pravoúhle prodloužené frézovací hlavy pro horizontální vyvrtávačku. Hlava by měla doplnit nabízený sortiment frézovacích hlav, které společnost sama vyrábí a dodává ke svým strojům.

Požadavkem zadavatele je, aby vřetenou pravoúhle prodloužené frézovací hlavy dosahovalo maximálního krouticího momentu 200 Nm a bylo schopné obrábět při nejvyšších otáčkách 3000 ot/min. Společnost FERMAT doposud prodloužené frézovací hlavy nevyrábí, proto by ráda měla ve své nabídce příslušenství k horizontálním vyvrtávačkám také tento typ frézovacích hlav. Vzhledem k pozorovaným trendům ve vývoji tohoto druhu frézovacích hlav a požadavkům zákazníků, vyplývají další požadavky na konstrukci hlavy, a to především zakomponování upínacího kuželu nástroje SK 50, který je také standardním upínacím kuželem vřeten horizontálních vyvrtávaček z produkce firmy. Hlava bude vybavena automatickým upínáním nástroje do vřeten hlavy. Chlazení řezného procesu bude realizováno přívodem řezné chladicí kapaliny do místa řezu tryskami, doplní ho možnost chlazení středem nástroje, což příznivě ovlivňuje produktivitu obrábění a zvyšuje trvanlivost nástroje. Pro snadný přístup frézovací hlavy do vnitřní části rozměrných obrobků musí mít tělo hlavy dostatečně malý rozměr průřezu, z tohoto důvodu je požadavek na minimální šířku těla hlavy 220 mm.

Úvodní část práce je zaměřena na popis současného stavu techniky frézovacích hlav. V rešeršní části jsou popsány základní typy frézovacích hlav, uvedeno jejich rozdělení, použití a popis variant jednotlivých konstrukčních uzlů z hlediska konstrukce náhonu vřeten nebo způsobu ovládní os hlavy. Pro srovnání je zde představeno několik pravoúhle prodloužených frézovacích hlav s jejich technickými parametry, které standardně nabízejí celosvětoví výrobci frézovacích hlav.

Další část je již věnována problematice prodloužených frézovacích hlav a konkrétnímu řešení zadané práce. Je zde uveden popis zvolené koncepce a jednotlivých prvků frézovací hlavy s odůvodněním jejich použití. V kapitole je popsána problematika návrhu vřeten obráběcího stroje, definování veličin, které je nutné při návrhu brát v úvahu a s vřetenem související požadavky na jejich uložení a výpočet.


Na začátku samotné výpočtové části je uveden výpočet sil vznikajících při obrábění. Výpočet je realizován pro vybrané nástroje a řezné podmínky, které mají odrážet široké možnosti technologického využití frézovací hlavy pro stále náročnější potřeby zákazníků. Po vyjádření vznikajících řezných sil a sestavení zátěžného spektra následuje výpočet sil působících na ozubená kola tvořící náhon vřeten hlavy. Výpočtová část pokračuje kontrolním výpočtem vřeten, kde na základě zatížení vřeten největším možným kroutícím momentem byly vypočítány reakce v ložiskách a v kombinaci se zátěžným spektrem bylo stanoveno ekvivalentní zatížení vřeten při zadaných režimech obrábění. Z výsledného zatížení byla vypočtena ekvivalentní trvanlivost předních a zadních ložisek, jejich optimální vzdálenost a deformace vřeten na předním konci vřeten. Součástí návrhu vřeten je také jeho pevnostní výpočet v kritických průřezích a stanovení bezpečnosti vůči meznímu stavu kluzu. Podobně jako pevnostní výpočet vřeten je provedena pevnostní kontrola vstupní hřídele a svislé hřídele, které také tvoří součást náhonu vřeten frézovací hlavy. Následuje stanovení geometrie čelních ozubených kol

	<b>Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky</b>	<b>Str. 10</b>
	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	

s šikmými zuby, které přenáší kroutící moment ze svislé hřídele na soustavu kol tvořící náhon vřetena v úzké části těla hlavy. Pro zvolenou geometrii ozubených kol je provedena kontrola špičatosti, výpočet napětí v dotyku kol a výpočet únosnosti zubů v ohybu podle normy ISO. Závěr výpočtové části je věnován kontrole drážkových spojů na vstupní a výstupní hřídeli a stanovení úhlové odchylky natočení vřetena hlavy vlivem vůlí mezi ozubenými koly.

Poslední část práce je zaměřena na popis konstrukce pravoúhle prodloužené frézovací hlavy se zobrazením finální podoby sestavy, jednotlivých dílů a návaznosti mezi nimi v podsestavách. Pro názornost celého konstrukčního řešení jsou zde zobrazeny detaily podsestav a řezy částmi hlavy, doplněné o popisky dílů.

Součástí diplomové práce je také 3D model výsledného konstrukčního řešení, výkres sestavy a vybraných dílů.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 11
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## 2. Společnost Fermat

### 2.1 Profil společnosti Fermat

Na středoevropském trhu zastává společnost Fermat pozici jednoho z předních dodavatelů strojů pro přesné obrábění se zaměřením na horizontální frézovací a vyvrtávací stroje.

Fermat je rychle se rozvíjející společnost, která se v nedávné minulosti rozrostla o nejstaršího člena - závod v Lipníku nad Bečvou, jehož založení se datuje k roku 1902. Společnost tvoří další závody, především v Brně, Praze, Liberci, Plzni a Rokycanech. Společnost se dále zaměřuje na výrobu brusek a prodej použitých strojů [1].

Roční produkce strojů činí více než 100 vodorovných vyvrtávaček, které mohou být vybaveny vřetenem průměru od 100 do 160 mm. Pro svoji univerzállost, tuhost a provedení nacházejí tyto stroje uplatnění především v těžkém strojírenství, lodářském a železničním průmyslu, nebo té v energetickém průmyslu [2].

Fermat se kromě domácího trhu soustředí především na země střední Evropy, Kanadu, Rusko, Čínu, Francii, Turecko, Dánsko, USA, či Indii. Aby společnost dále expandovala na nové trhy, aktivně se účastní mezinárodních veletrhů, jako například renomovaný veletrh průmyslu obráběcích strojů EMO nebo IMTS, který je největším veletrhem obráběcích strojů v Severní Americe [1] [2].

### 2.2 Hlavní výrobní program společnosti

Jak již bylo uvedeno výše, společnost Fermat je především výrobcem horizontálních vyvrtávaček, stolových, deskových a křížových. Podle požadavků zákazníka lze připravit stroj, který bude nejvíce vyhovovat jeho potřebám.

Stolové typy reprezentují stroje WFC 10, WFC 13, WFT 13 a WRFT 130. Tyto stroje mohou být vybaveny výsuvným vřetenem a kromě stroje WFC 10 i výsuvným smýkadlem. Stroje jsou určeny pro silové frézování a vrtání [2].

Mezi deskové typy se řadí stroje WRF 130, 150, 160. Jsou vhodné pro velký úběr třísky při frézování a vrtání velkých a těžkých obrobků. Deskové pole je tvořeno jednou nebo více upínacími deskami, které lze doplnit otočným stolem, a tím zvýšit flexibilitu při obrábění. Stroje jsou vybaveny svisle pohyblivou kabinou pro obsluhu, aby mohla nastavit, řídit a kontrolovat pohyby stroje vzhledem k obrobku. K deskovým strojům lze řadit i stroj WRF 130 PORTABLE, který je přenosný a lze ho snadno dopravit na místo obrábění, jedná-li se o nadrozměrné obrobky s obtížnou manipulací [2].

Stroje je možno dovybavit příslušenstvím pro zvýšení efektivity obrábění a technologických možností stroje, například frézovacími hlavami, automatickou výměnou nástrojů, robotickou výměnou nástrojů či automatickou výměnou obrobků.

Další nemalou částí produkce společnosti je výroba univerzálních hrotových brusek BUC E 63 CNC/BUB E 50 CNC, což jsou stroje určené pro přesné broušení podélné a čelní. Stroje také umožňují broušení letmo a vnitřní broušení. Brusky jsou vhodné pro broušení malých nebo středně velkých sérií obrobků do 3000 kg a lze na nich dosahovat přesnosti 4  $\mu\text{m}$ , případně i 2  $\mu\text{m}$  [2].



### 3 Frézovací hlavy

#### 3.1 Definice frézovací hlavy

Výměnné vřetenové hlavy zvyšují technologické možnosti obráběcího stroje pro obrábění svislých, vodorovných i jinak orientovaných ploch. Dosahuje se toho změnou orientace polohy vřetena a jeho vhodného natočení, například u horizontální vyvrtávačky, kdy je hlavní osa vřetena stroje ve vodorovné poloze. Pomocí vřetenové hlavy je výstupní vřeteno možno orientovat svisle. Vřetenová hlava může být neodnímatelnou součástí vřeteníku stroje, případně ji lze využívat jako příslušenství stroje, kdy je hlavu možné odepnout od vřeteníku a stroj může bez ní nezávisle pracovat [3].

V dnešní době CNC obráběcích strojů a center, jsou vřetenové hlavy jistým standardem jejich vybavení. Ze strojů původně určených pro specifické práce (vodorovné vyvrtávačky pro vrtání a vyvrtávání), vznikají stroje s jistou přidanou hodnotou, kde je možné vřetenovými hlavami provádět například operace frézování. Podle nejčastěji prováděné operace vřetenové hlavy frézováním je hlava označována jako frézovací [3].

#### 3.2 CNC Vyvrtávací stroje

Vyvrtávací stroje patří mezi skupinu strojů určených pro výkonné obrábění i přesné obrábění otvorů, ale i čelních ploch nejčastěji nerotačních obrobků. Hlavní řezný pohyb ve třech řízených osách vykonává zpravidla nástroj upnutý ve vřetenu stroje. Řezný pohyb může také vykonávat obrobek translačním pohybem upnutý na posuvném stole. Rozlišují se dvě základní koncepce skladby, jejich rozdělení je zobrazeno v Tab.1 [4].

*Tab.1 Rozdělení CNC vyvrtávaček*

Vyvrtávací stroje	
Vodorovná osa vřetena	Svislá osa vřetena
Stolové	souřadnicové
Křížové	
Deskové	
Souřadnicové	

Mezi základní technologické operace prováděné na vyvrtávacích strojích je obrábění nejčastěji jednobřítým nástrojem. U tohoto druhu obrábění, kdy se periodicky mění orientace působení řezných sil, jsou kladeny vysoké požadavky na tuhost celého stroje [4].

Trendem současnosti je však vyvrtávací stroje využívat také na jiné technologické operace, než je vrtání a vyvrtávání. V široké míře jsou vyvrtávací stroje využívány na operace frézování, kde se uplatňují různé druhy frézovacích hlav pro frézování svislých i vodorovných ploch, případně plochy pod úhlem, frézování drážek, apod.





### 3.2.1 Stolové vyvrtávačky

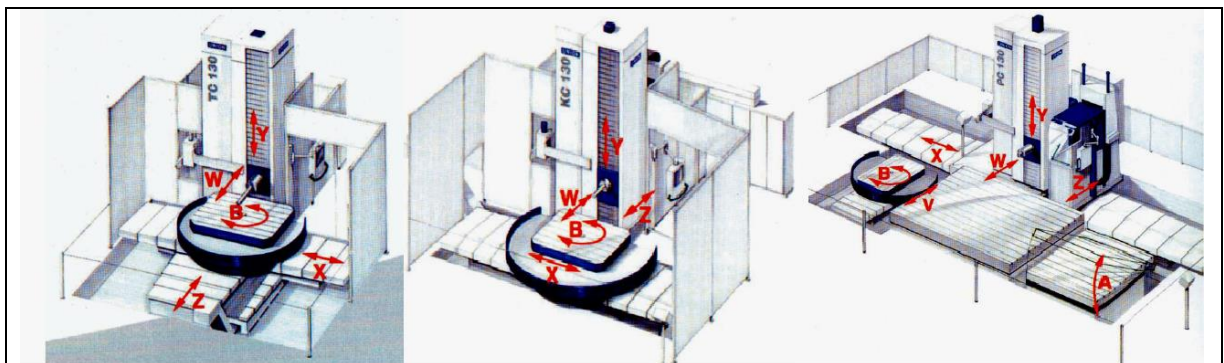
Při této koncepci vodorovných vyvrtávaček se stojan pohybuje po vedení lože ve směru osy vřetena nebo může být řešen jako nepohyblivý. Stůl je křížový a umožňuje posuv ve dvou, na sebe navzájem kolmých směrech. Stůl se skládá nejčastěji ze saní a stolní desky, která je otočná kolem svislé osy, umožňuje proto obrábět obrobek až ze čtyř stran. Stolové vyvrtávačky se používají pro menší a lehčí obrobky (do 10 tun), průměr vřetena do 110 mm [2] [4].

### 3.2.2 Křížové vyvrtávačky

Křížové vyvrtávačky se vyznačují stolem, který se pohybuje v příčném směru, stojan po loži koná translační pohyb v kolmém směru. Tyto horizontky se používají na obrábění těžších obrobků (do 30 tun), osazují se vřeteny ve středním rozmezí průměrů (80-160 mm) [2] [4].

### 3.2.3 Deskové vyvrtávačky

Stojan se pohybuje kolmo k ose vřetena po loži. Obrobek se upíná na desku nebo deskové pole tvořené několika deskami, na kterých jsou, podobně jako na stolech, vyfrézovány drážky pro upínací matice. Deskové pole může být doplněno otočným stolem, který se pohybuje po vlastním loži. Deskové vyvrtávačky se používají pro největší obrobky (více jak 100 tun), průměry pracovních vřeten se u některých výrobců pohybují v rozměrech až 315 mm [2] [4].



Obr. 1 Horizontální vyvrtávačky a) stolové, b) křížové, c) deskové [4]

### 3.3 Rozdělení frézovacích hlav

Konstrukce frézovacích hlav se liší v závislosti na technologických operacích, které bude hlava vykonávat. Hlavy je možné rozdělit na základě provedení, určením pro jaké operace jsou určeny nebo například způsobem pohonu vřetena [5].

#### 3.3.1 Počet poháněných os:

- 1- osá hlava
- 2- osá hlava
- 3- osá hlava

#### 3.3.2 Kinematika poháněných os:

- Univerzální frézovací hlava
- Vidlicová frézovací hlava
- Pravouhlá frézovací hlava
- Lícni deska
- Horizontální hlava

Speciální hlavy

#### 3.3.3 Pohon os:

- Torque motory
- Ozubená kola
- Servomotory s pastorky- Master and Slave
- Šnek a šnekové kolo

#### 3.3.4 Pohon nástroje:

- Přímý pohon elektromotoru obráběcího stroje, kde je kroutící moment přenášen z vřetena stroje na vřeteno hlavy například ozubenými koly
- Vlastní elektrovřeteno nezávislé na elektromotoru obráběcího stroje

#### 3.3.5 Možnosti natáčení os:

- Nastavení úhlu natočení při zastaveném nástroji
- Nastavení úhlu během kontinuálního obrábění

#### 3.3.6 Způsob natáčení os, výměny nástroje, výměny hlavy:

- Automatické
- Manuální

### 3.4 Druhy frézovacích hlav

Frézovací hlavy, jak již bylo zmíněno, slouží k doplnění hlavního stroje o vřeteno, které má jinou orientaci než vřeteno hlavní. Lze to vysvětlit na příkladu horizontální vyvrtávačky, která má hlavní vřeteno vodorovné. Taková orientace vřetena je vhodná obecně pro obrábění svislých ploch, pokud však je potřeba obrábět plochy vodorovné nebo šikmé, je potřeba použít frézovací hlavu, která má vřeteno orientované kolmo na danou obráběnou plochu.



Obr. 2 Obrábění vodorovných a svislých ploch [6]

Hlavní technologickou operací, pro kterou se vřetenové hlavy používají, je frézování. Odtud tedy název frézovací hlava.

Volba frézovací hlavy je ovlivněna především výkonností, obráběnými materiály, množstvím odebíraného materiálu a dále také kvalitou povrchu a rozměry obrobku [7].

Dále budou popsány hlavy, které se nejčastěji používají pro obrábění na horizontálních vřtávkách.

### **3.4.1 Pravoúhlé frézovací hlavy**

Hlavy pravoúhlé mají osu vřetena orientovanou kolmo na osu vřetena hlavního stroje. Tělo hlavy se skládá nejčastěji ze dvou částí, jedna je pevná a druhou lze natáčet kolem osy C vřetena stroje po předem definovaných úhlových stupních. Natáčení hlavy se provádí automaticky nebo manuálně, a liší se v konstrukčním řešení natáčecího mechanismu. Obráběcí nástroj je upínán pomocí upínače do dutiny vřetena, který má zpravidla tvar normalizovaného kuželu. Upínání nástroje lze rovněž jako natáčení hlavy provádět automaticky nebo manuálně.

Pravoúhlé hlavy mají díky natáčení pouze jedné osy velkou tuhost, která napomáhá k vyšší přesnosti obrábění.



Obr. 3 HPR 50 - hlava frézovací pravoúhlá ruční- TOS Varnsdorf [8]



### 3.4.2 Univerzální hlavy

Tam, kde je potřeba obrábět složitější tvary a plochy pod různými úhly, najdou uplatnění univerzální hlavy. Oproti pravouhlým hlavám, kde se otáčí přední část kolem osy C, je tato hlava doplněna o osu A skloněnou vůči ose C o  $45^\circ$ , je tedy dvoupozicová. Lze proto využít větší rozsah nastavitelných úhlů vřetena vůči obráběným plochám. Natáčení os a upínání nástroje lze provádět automaticky nebo manuálně. Protože tělo hlavy tvoří tři části, je výsledná tuhost celku v porovnání s pravouhlou hlavou menší.



Obr. 4 Dvoustupňová automatická hlava [9]

### 3.4.3 Ortogonální hlavy

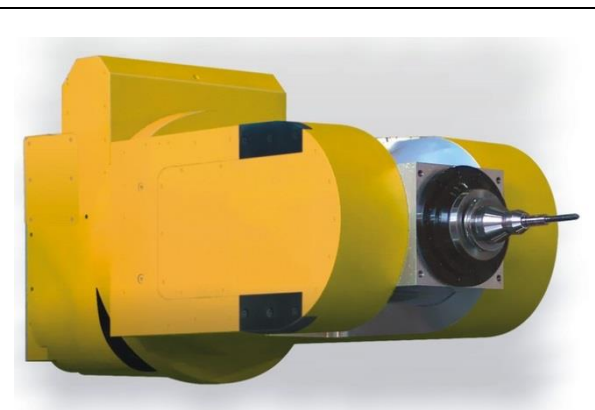
Ortogonální hlavy, jiný slovy pravouhlé, mají oproti jednoosým hlavám možnost ovládní dvou os. Rozdíl proti univerzální hlavě je ve vzájemné poloze os, kde ortogonální hlava má osu C shodnou s osou vřetena obráběcího stroje a osu A kolmou na osu C, tedy tyto osy svírají mezi sebou  $90^\circ$ . Hlava tak umožňuje jiné orientace vřetena než hlava univerzální, což ji předurčuje pro obrábění ploch, jinou hlavou nedosažitelné.



Obr. 5 Ortogonální hlava SOLARUCE [10]

### 3.4.4 Vidlicové hlavy

Tyto hlavy se používají spíše u portálových strojů, kde je vřeteno ve svislé poloze a obrábí se tvarově složitě plochy z vrchní části obrobku. Pohon vřetena je řešen náhonem od vřetena obráběcího stroje nebo elektrovřetenem osazeným mezi vidlicí. Variantu s elektrovřetenem lze využít pro dokončovací práce a méně výkonné obrábění. Oproti tomu hlavy s přímým náhonem od vřetena stroje jsou určeny pro silové obrábění.



Obr. 6 Vidlicová hlava s náhonem od vřeten stroje firmy TOS Varnsdorf [8]





### 3.4.5 Horizontální hlavy

Osa vřetena frézovací hlavy je shodná s osou vřetena obráběcího stroje. Výrobci nabízí různé délky horizontálních hlav. Vřeteno hlavy je poháněno přímo vřetenem obráběcího stroje. Kratší hlavy jsou vhodné pro hrubovací operace, protože mají vyšší tuhost než dlouhé hlavy. Díky malým příčným rozměrům těla hlavy nástroj dosáhne hluboko do obrobku, kde je možné frézovat, vrtat, vyvrtávat či přesně měřit.



Obr. 7 Pevná horizontální hlava SOLARUCE [11]

### 3.4.6 Lícní desky

Lícní desky slouží pro soustružení otvorů velkých průměrů. S CNC řízenou lícní deskou firmy SOLARUCE lze obrábět také kuželové plochy, konkávní a konvexní rádiusy se zapojením ostatních os stroje [12].



Na obrázku 8 je zobrazena lícní deska FH 65/80 firmy FERMAT, která se upevní na duté vřeteno horizontální vyvrtávačky a v něm je uloženo pracovní vřeteno stroje. Vysouvání pracovního vřetena ovládá nastavení vyložení nože.



Obr. 8 Lícní deska FERMAT [13]

### 3.4.7 Speciální hlavy

Do této kategorie lze zařadit ostatní hlavy, které nejsou standardním sortimentem výrobců, ale jejich konstrukce vychází ze specifických přání a požadavků zákazníků. Tímto způsobem vznikají nové typy a konstrukční řešení frézovacích hlav.

	<b>Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky</b>	<b>Str. 18</b>
	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	

### 3.5 Stavba a konstrukční uzly frézovacích hlav

Jak již bylo zmíněno, na trhu jsou nabízeny různé typy vřetenových hlav, které mají rozdílnou konstrukci některých hlavních uzlů. S postupným vývojem obráběcích strojů a rozvojem CNC řízených strojů pronikají prvky tohoto řízení i do samotných hlav a ty je možné vybavit automatickými prvky výměny nástrojů, automatickým polohováním, či výměnou. Hlavy se mohou lišit podle způsobu náhonu vřetena, způsobem polohování os, atd.

#### **3.5.1 Konstrukční varianty náhonu vřetena hlavy**

Existuje několik konstrukčních variant přenosu kroutícího momentu na nástroj u frézovacích hlav. V praxi se lze nejčastěji setkat s náhonem vřeten frézovacích hlav pomocí náhonové tyče, ozubenými koly nebo je hlava vybavena samostatným elektrovřetenem. Každá varianta má své výhody i nevýhody a opodstatnění pro konkrétní technologické operace, aby byla zaručena přesnost a požadovaná kvalita obráběných ploch.

##### 3.5.1.1 Náhonová tyč

Přenos kroutícího momentu na větší vzdálenost z vřetena obráběcího stroje na vřeteno frézovací hlavy může být realizován pomocí náhonové tyče. Je to tedy jedna z možných variant náhonu vřetena pro prodloužené frézovací hlavy.

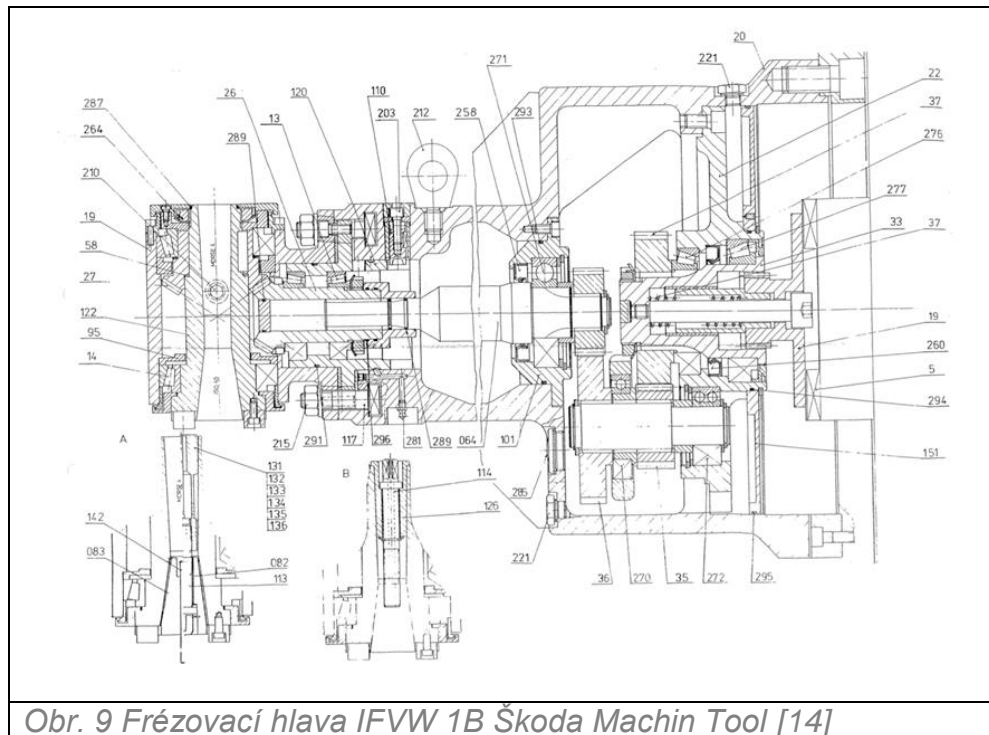
##### **Výhody:**

Přenos kroutícího momentu na velkou vzdálenost  
Jednoduchá konstrukce

##### **Nevýhody:**

Malé kroutící momenty, malé výkony  
Malá tuhost tyče  
Nízké pracovní otáčky vřetena  
Nástroje malých průměrů

Konstrukční řešení s náhonovou tyčí je použito u prodloužené frézovací hlavy IFVW 1B společnosti Škoda Machin Tool (obr.9.)



Obr. 9 Frézovací hlava IFVW 1B Škoda Machin Tool [14]

Vřeteno obráběcího stroje se vysune k čelu unášече frézovací hlavy a tvarovým stykem přes unášecí kameny jím otáčí. Unášec je spojen se vstupní hřídelí, z které je kroutící moment pomocí ozubeného převodu přenášěn na náhonovou tyč. Převod mezi vstupní a náhonovou hřídelí slouží ke změně převodového poměru na  $i=1:2$ . Kuželové kolo na náhonové tyči spoluzabírá s kuželovým kolem vřetena hlavy a umožňuje její natáčení. Při změně úhlu natočení hlavy se proto natáčí jen vřeteno, což je vzhledem k hmotnosti této části výhodné pro obsluhu.



Obr. 10 Bezvlňová spojka BOBA-DS [15]

Náhonová hřídel nedokáže při své délce přenášet vysoké otáčky, protože při jejím malém průměru dochází při vysokých otáčkách k rozkmitání celé soustavy.

Místo tyče lze použít trubku z uhlíkových vláken v kombinaci se spojkou ROBA-DS. Uhlíkové kompozitní materiály jsou však křehké a hůře snášejí rázovitá zatížení oproti kovovým materiálům. Při této zjednodušené konstrukci může být zachován převodový poměr  $i=1:1$  a počet použitých součástí je menší. Je však potřeba brát v úvahu omezení počtu otáček, kterou se může hřídel otáčet.

### 3.5.1.2 Ozubená kola

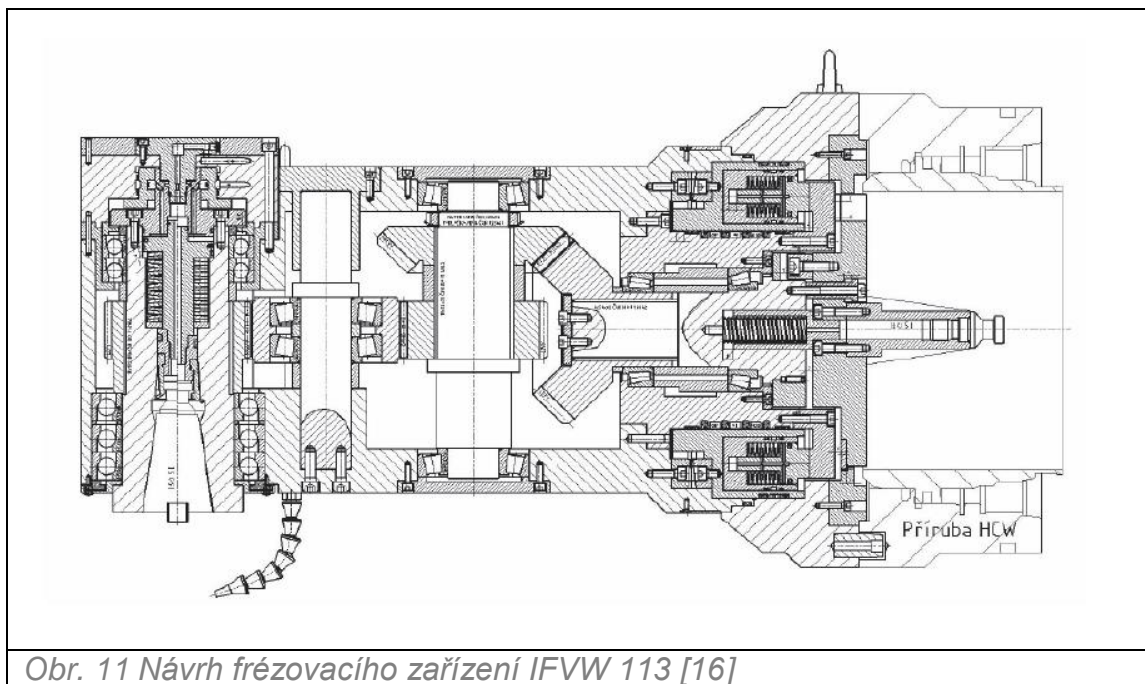
Hojně používaný způsob přenosu kroutícího momentu na vřeteno frézovací hlavy je pomocí ozubených kol. Takové frézovací hlavy přenáší vysoké kroutící momenty a lépe snáší rázovitá zatížení, která mohou při obrábění nastat.

#### Výhody:

- Přenos velkých kroutících momentů (větší než 1000 Nm)
- Odolné vůči rázovitému zatěžování
- Vyšší otáčky

#### Nevýhody:

- Drahá a složitá výroba ozubených kol
- Složitější konstrukce oproti variantě s náhonovou hřídelí
- Vznik hluku a vibrací při provozu



Obr. 11 Návrh frézovacího zařízení IFVW 113 [16]

Na obr. 11 je zobrazeno možné konstrukční řešení náhonu vřetena pomocí ozubených kol. Vstupní hřídel s unášečem přenáší kroutící moment od vřetena obráběcího stroje. Na vstupní hřídeli je umístěno ozubení kuželové kolo, které spolu zabírá s kuželovým kolem nasazeným na svislé hřídeli, z které je pomocí čelního ozubeného kola přenášen kroutící moment na vložené kolo a dále na vřeteno. Při vzájemném záběru zubů ozubených kol dochází při rostoucích otáčkách ke zvyšování hluchnosti, a tím i k rozkmitání součástí. Záleží proto na volbě vhodného ozubení, kterým lze ovlivnit tyto nedostatky. Kuželová kola mohou mít různé profily zubů. Z hlediska plynulosti záběru, nízké hluchnosti a plynulosti chodu, vyšší únosnosti a menší citlivosti na přesnost vzájemné polohy os jsou vhodná kuželová kola s šikmými zuby nebo zakřivenými zuby. U čelních válcových kol mají podobné vlastnosti kola s šikmými zuby.

Záleží na konstrukci převodu, ale u konkrétního zařízení IFVW 113 je hlavu možné natáčet v zadní části a je nutné otáčet celým tělem, což je oproti hlavě





s náhonovou tyčí pro obsluhu namáhavější, pokud by se natáčení hlavy provádělo manuálně. Hlava IFVW 113 je však vybavena automatickým natáčením osy C, proto natáčení těla nepůsobí výraznější problémy.

### 3.5.1.3 Elektrovřeteno

Další možností náhonu vřetena frézovací hlavy je využití vřetena, které je vybaveno vlastním pohonem, tzv. elektrovřeteno. Pohon vřetena není vázaný na obráběcí stroj, skýtá proto více možností v oblasti výkonových parametrů pro obrábění.

#### **Výhody:**

Zvýšení výkonových parametrů stroje  
Přímý pohon nezávislý na pohonu obráběcího stroje

#### **Nevýhody:**

Malé kroutící momenty vzhledem k velikosti v porovnání s náhonem vřetena od obráběcího stroje  
Zástavbové rozměry  
Vysoká cena

Elektrovřetena jsou s oblibou montována do vidlicových hlav, používaných především na portálových strojích se svislou osou vřetena obráběcího stroje. Natáčení osy C a A je podobně jako náhon vřetena vybaven vlastním pohonem, proto nejsou závislé na pohonu stroje.

Podstatnou nevýhodou elektrovřeten je vyvinutí nedostatečného kroutícího momentu na nástroje v poměru k zástavbovým rozměrům. V této oblasti je vhodnější náhon vřetena od obráběcího stroje realizovaný jednou z výše popsaných způsobů, především pomocí ozubených kol. Tento nedostatek se však vlivem neustálého vývoje elektrovřeten postupně odstraňuje a pomalu se přibližují k parametrům vřeten s nepřímým náhonem vyvozeným pohonem stroje [7].



Obr.12 5D frézovací hlava AC 3 ZIMMERMANN [4]

### 3.5.2 Mechanismus natáčení hlavy

Frézovací hlavy mají zpravidla možnost nastavení úhlu osy vůči obráběné ploše, jde tedy o natáčení kolem osy C nebo A. Existuje několik konstrukčních mechanismů natáčení jednotlivých os.

### 3.5.2.1 Manuální natáčení os

Pokud se jedná o tzv. manuální hlavu, provádí natáčení os obsluha stroje ručně, a to tak, že povolí matice po obvodu hlavy v místě spojení částí těla, pootočí hlavu o požadovaný úhel, zajistí v poloze a matice utáhne. Pro stanovení přesné polohy natočení hlavy slouží nejčastěji věnce s hirthovým ozubením. Hirthovo ozubení představují přesně vyrobené zuby na čele kruhu a jejich počet udává dělení obvodu na kruhu po určitých úhlových stupních. Pokud je kroužek přimontován na pevnou část hlavy a stejný kroužek je spojen s otočnou částí hlavy, při jejich vzájemném přiložení přesně zapadají zuby kroužků do zubových mezer.



*Obr. 13 Hirthové kroužky VIOTH [17]*

Ve spojeném stavu kroužků jsou části hlavy vůči sobě ve fixované poloze, při oddálení kroužků od sebe a jejich následném rozpojení lze pohyblivou část hlavy natočit o požadovaný úhel. Poté se oba kroužky zase spojí a hlava je opět ve zpevněném stavu. U frézovacích hlav se nejčastěji využívá dělení hirthova ozubení po 1°, 2,5° nebo 5° a je závislé na počtu zubů. Výroba hirthova ozubení je nákladná, avšak hlava může být natáčena i bez těchto kroužků, kdy pro zafixování polohy lze použít kolíky, které mají otvory v přesně definovaném místě. Není zde však zaručena tak vysoká přesnost jako při použití hirthova ozubení.



*Obr. 14 Univerzální frézovací hlava UHM 30 FERMAT [2].*

Jako příklad využití manuálního nastavení hlavy lze uvést univerzální frézovací hlavu UHM 30 společnosti FERMAT (obr. 14), která má možnost natáčení kolem dvou os a pro natáčení osy A využívá hirthovo ozubení.

### 3.5.2.2 Automatické natáčení os

Pro výkonnější a přesnější frézovací hlavy se využívá automatické natáčení os. Tato varianta skýtá mnoho výhod, obsluha nemusí při natáčení hlavy vstupovat do pracovního prostoru stroje a manipulovat s hlavou, natočení je rychlé a přesné. Jako nevýhoda se jeví konstrukční náročnost a vyšší cena celé hlavy v porovnání s manuální hlavou.



### Mechanické polohování

Podobně jako u manuálního natáčení i zde lze využít pro fixaci polohy částí hlavy hirthovo ozubení. Pro vysouvání a zasouvání pohyblivé části hlavy silou a potřebnou zručností obsluhy lze použít mechanismus, jehož funkce spočívá na pohybu hydraulického pístu ve válci. Samotné natáčení lze provádět otáčením ozubeným kolem, které se v rozpevněném stavu hlavy vysune do záběru s jiným ozubeným kolem a podle signálu z řídicího systému kolem pootočí o definovaný úhel.



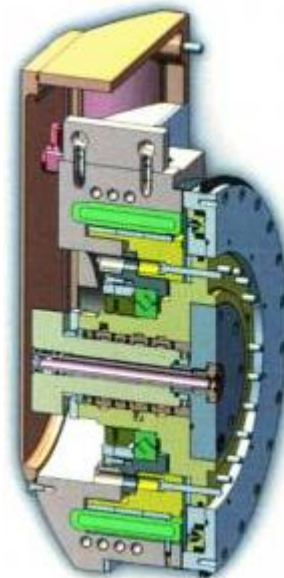
Obr. 15 Univerzální frézovací hlava UHAmi 30 FERMAT [2].

Zpevnění hlavy může být zajištěno hydraulickou brzdou, kdy je pomocí hydraulické kapaliny vyvozen tlak na kroužek, který se vlivem nárůstu tlaku roztahuje a zvětšuje svůj vnější průměr. Při určité velikosti vnějšího průměru se silově spojí s dalším kroužkem a vyvozená síla způsobí zpevnění obou součástí vůči sobě. Tato varianta klade vysoké nároky na přesnost vyráběných součástí, tlaky hydraulické kapaliny jsou velké a je potřeba celý systém dostatečně utěsnit. Protože u hydraulického zpevnění není potřeba hirthova ozubení, které má definované dělení úhlových stupňů, mívají tyto hlavy možnost polohování (indexování) až v  $0,001^\circ$ , jako udává například společnost FERMAT u frézovací hlavy UHAmi (obr. 15).

### Prstencové motory

Další způsob automatického natáčení hlavy představuje využití přímých pohonů tzv. prstencových motorů, což jsou servomotory všech konstrukčních typů (synchronní, stejnosměrné, krokové). Pro tyto motory se používá také anglické označení torque motors. Jsou konstruovány pro malé rychlosti a velké kroutící momenty. Tyto motory se dříve u obráběcích strojů používaly pro pohony otočných stolů, především díky poměru velikost/výkon najdou uplatnění i pro polohovací systém frézovacích hlav [18].

Prstencové motory CyTorque mají vinutí na vnitřním prstenci (stator) a permanentní magnety jsou umístěny na vnějším prstenci (rotor). Rotory jsou vybaveny hydraulicky ovládanou brzdou, pro pevné zajištění požadované polohy os při obrábění [18].



Obr. 16 Rotační osa s prstencovým ložiskem TECHNAI [3]

### Výhody [18]:

- Velké úhlové zrychlení
- Velká tuhost
- Absence redukčních převodů pro snížení otáček
- Bezvúlové spojení se statorem
- Malé rozměry
- Přesnost polohování
- Možnost velmi nízkých otáček (1 otáčka za týden)

### Nevýhody:

- Vysoká pořizovací cena

Prstencové motory pro polohování svých frézovacích hlav používá firma TECHNAI TEAM (obr. 16).

## 3.6 Prodloužené frézovací hlavy

Jedná se o hlavy, které vycházejí ze stavby pravoúhlých hlav, jejich konstrukce je však uzpůsobena pro obrábění, především frézování a vrtání, hluboko v obrobku. Tělo hlavy má proto malý průřez a požadovanou délku, vřetenem bývá konstruováno s ohledem na co nejmenší rozměry. Prodloužené hlavy se používají pro méně výkonné obrábění a dokončovací operace, nástroji s malým průměrem do 50 mm. Výrobci nabízí prodloužené frézovací hlavy s různou výbavou, ať jde o způsob upínání nástroje, výměny hlavy nebo její polohování.

### 3.6.1 Pravoúhlá frézovací hlava IFVW 1B

Tab. 2 Parametry pravoúhlé frézovací hlavy IFVW 1B [19]

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Max. otáčky vřetena	<b>n</b>	[ot · min <sup>-1</sup> ]	2000
Max. výkon	<b>P</b>	[kW]	10
Max. kroutící moment	<b>M<sub>k</sub></b>	[Nm]	180
Jmenovité otáčky	<b>n<sub>j</sub></b>	[ot · min <sup>-1</sup> ]	500
Rozsah polohování	<b>r</b>	[°]	0-360
Převod otáček mezi vřetenem stroje a vřetenem frézovací hlavy	<b>i</b>	[-]	1:2,5
Hmotnost	<b>m</b>	[kg]	312
Vzdálenost osy vřetena od čela smýkadla	<b>l</b>	[mm]	1250/630
Upínací kužel	SK 40/SK 50		
Upínání nástroje	manuální		
Chlazení středem nástroje	ne		
Výrobce	Škoda Machine Tool		



Obr. 17 Pravoúhlá frézovací hlava IFVW 1B [19]

### 3.6.2 Prodloužená frézovací hlava IFVW 112

Tab. 3 Parametry pravoúhlé frézovací hlavy IFVW 112 [20]

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Max. otáčky vřetena	<b>n</b>	[ot · min <sup>-1</sup> ]	2000
Max. výkon	<b>P</b>	[kW]	25
Max. kroutící moment	<b>M<sub>k</sub></b>	[Nm]	600
Jmenovité otáčky	<b>n<sub>j</sub></b>	[ot · min <sup>-1</sup> ]	400
Rozsah polohování	<b>r</b>	[°]	0-360
Převod otáček mezi vřetenem stroje a vřetenem frézovací hlavy	<b>i</b>	[–]	1:2
Hmotnost	<b>m</b>	[kg]	650
Vzdálenost osy vřetena od čela smýkadla	<b>l</b>	[mm]	1000/800/500
Upínací kužel	SK 50		
Upínání nástroje	manuální		
Chlazení středem nástroje	ne		
Výrobce	Škoda Machine Tool		



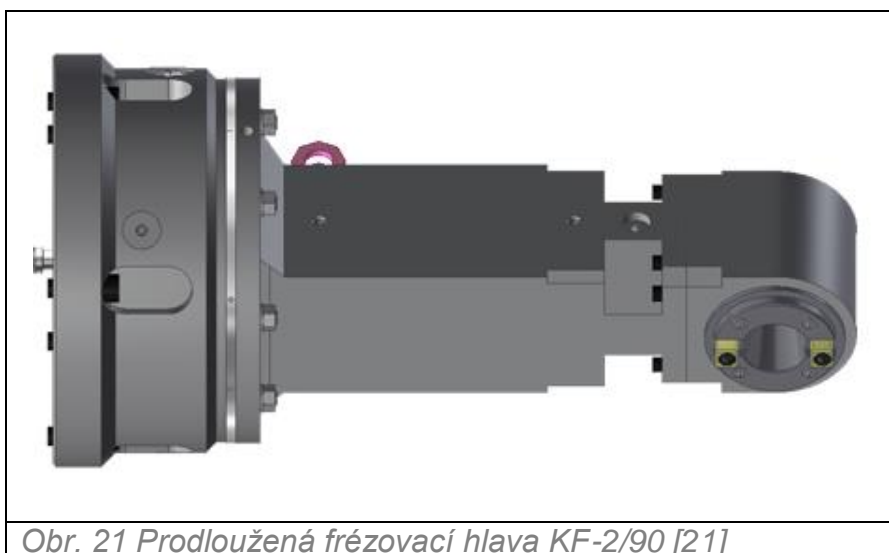
Obr. 18 Pravoúhlá frézovací hlava IFVW 112 [20]



### 3.6.3 Prodloužená frézovací hlava KF-2/90

Tab. 4 Parametry pravoúhlé frézovací hlavy KF-2/90 [21]

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Max. otáčky vřetena	<b>n</b>	[ot · min <sup>-1</sup> ]	1500
Max. výkon	<b>P</b>	[kW]	15
Max. krouticí moment	<b>Mk</b>	[Nm]	500
Rozsah polohování	<b>r</b>	[°]	0-360
Převod otáček mezi vřetenem stroje a vřetenem frézovací hlavy	<b>i</b>	[–]	1,68:1
Vzdálenost osy vřetena od čela smýkadla	<b>l</b>	[mm]	750
Upínací kužel	SK 50		
Upínání nástroje	manuální		
Chlazení středem nástroje	ne		
Výrobce	SEMPUCO		

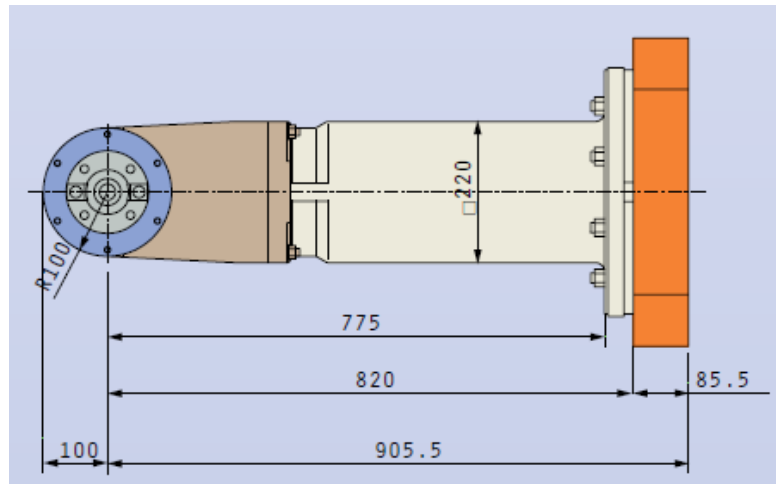


Obr. 21 Prodloužená frézovací hlava KF-2/90 [21]

### 3.6.4 Prodloužená frézovací hlava TM1 EX HT

Tab. 5 Parametry pravoúhlé frézovací hlavy TM1 EX HT [22]

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Max. otáčky vřetena	<b>n</b>	[ot · min <sup>-1</sup> ]	1500
Max. výkon	<b>P</b>	[kW]	25
Max. krouticí moment	<b>Mk</b>	[Nm]	750
Rozsah polohování	<b>r</b>	[°]	0-360
Hmotnost	<b>m</b>	[kg]	300
Vzdálenost osy vřetena od čela smýkadla	<b>l</b>	[mm]	905,5
Upínací kužel	SK 50		
Upínání nástroje	manuální		
Chlazení středem nástroje	ne		
Výrobce	ISA		

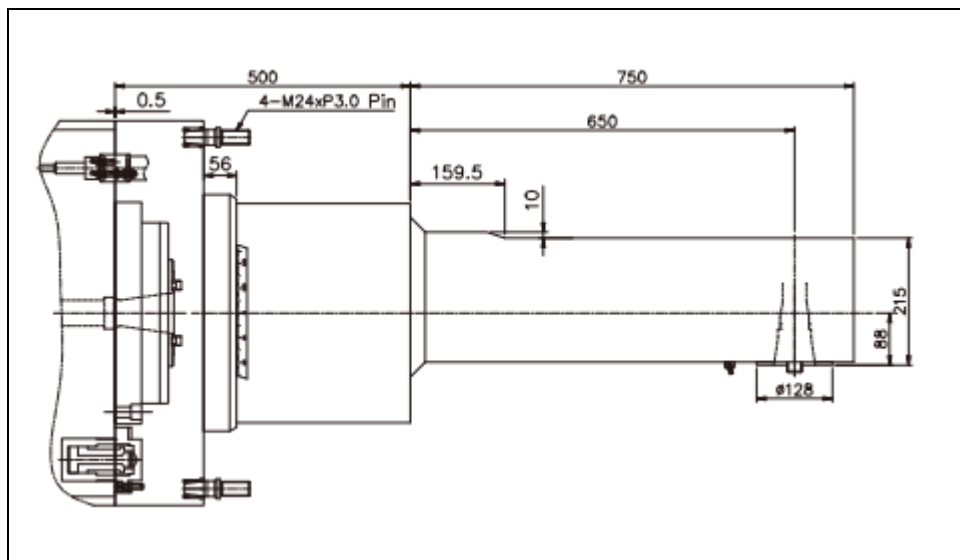


Obr. 22 Prodloužená frézovací hlava TM1 EX HT [22]


### 3.6.5 Prodloužená frézovací hlava AHC 90 cX (A56F01)

Tab. 6 Parametry pravouhlé frézovací hlavy AHC 90 cX [23]

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Max. otáčky vřetena	<b>n</b>	[ot · min <sup>-1</sup> ]	1800
Max. výkon	<b>P</b>	[kW]	10
Max. kroučící moment	<b>Mk</b>	[Nm]	190
Rozsah polohování	<b>r</b>	[°]	0-360
Převod otáček mezi vřetenem stroje a vřetenem frézovací hlavy	<b>i</b>	[–]	1:1
Vzdálenost osy vřetena od čela smýkadla	<b>l</b>	[mm]	1150
Upínací kužel	SK 50		
Upínání nástroje	automatické		
Výrobce	SETCO		



Obr. 23 Prodloužená frézovací hlava AHC 90 cX [23]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 28
	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	

## 4 Konstrukční prvky prodloužené frézovací hlavy

Při prvotním zhodnocení současného stavu vyráběných prodloužených frézovacích hlav z hlediska jejich konstrukce, bylo s pracovníky společnosti FERMAT dohodnuto zpracovat konstrukční návrh hlavy, kde bude kroutící moment přenášen z vřetena obráběcího stroje na vřeteno hlavy pomocí ozubených kol. Tato možnost se jeví více konstrukčně a finančně náročnější, než varianta hlavy, kde je kroutící moment přenášen jednou náhonovou tyčí uloženou po celé délce těla vřetena, a při požadovaných výstupních parametrech se nejeví příliš vhodná.

Ze zkušeností společnosti FERMAT s prodlouženými frézovacími hlavami jiných výrobců, byla upřednostněna varianta ozubených kol před náhonovou tyčí jako prostředek přenosu kroutícího momentu na vřeteno hlavy především z několika důvodů. Náhonová tyč sama o sobě při malém průměru a velké délce není vhodná pro vysoké otáčky. Při vysokých otáčkách dochází k rozkmitání celé soustavy hlavy a to se projevuje zhoršením kvality obráběných ploch. Náhonová hřídel nedovoluje přenos tak velkých kroutících momentů při stejných zástavbových rozměrech, jako ozubená kola. Pro zadaný maximální kroutící moment 200 Nm, který má být vřeteno schopné přenášet, by použití náhonové tyče bylo na místě. FERMAT však do budoucna má zájem navýšit velikost maximálního kroutícího momentu přenášeného vřetenem, což bez větších konstrukčních úprav dovolují ozubená kola, která kromě vysokého zatížení umožňují použití i při vysokých otáčkách.

### 4.1 Vřeteno frézovací hlavy

Funkcí vřetena je zaručit nástroji, v případě frézování, přesný otáčivý pohyb takový, při kterém se dráhy jednotlivých bodů nástroje liší od kružnice v přípustných odchylkách [4].

Vřetena obráběcích strojů jsou z drtivé části uložena na valivých ložiskách. Vřeteno je staticky uloženo ve dvou radiálních a v jednom, případně ve dvou axiálních ložiskách. Z důvodu zajištění co největší přesnosti chodu vřetena, bývají přední ložiska axiálně nehybná, zadní dovolují posuv v axiálním směru vlivem tepelné roztažnosti. Část vřetena, která vyčnívá ze skříně vřetena, se nazývá přední část vřetena a bývá upravena pro nasazení nástroje, její tvar závisí na druhu stroje a je nejčastěji normalizována. Ložiska blíže k přednímu konci vřetena se rovněž nazývají přední nebo hlavní ložiska a mají značný vliv na přesnost otáčivého pohybu vřetena, podobě jako zadní ložiska[4].

#### **Na vřetena obráběcích strojů jsou kladeny vysoké požadavky [4]:**

- Vysoká přesnost chodu - určena velikost radiálního a axiálního házení
- Dokonalé vedení - vřeteno nesmí měnit polohu v prostoru vlivem změny smyslu a směru působení zatížení
- Minimální ztráty v uložení vřetena - vlivem účinnosti, oteplování, tepelné dilatace
- Vysoká tuhost vřetena - z důvodu co nejmenší deformace
- Možnost vymezení vůle v uložení vlivem opotřebení
- Vysoká životnost a provozní spolehlivost

Přesnost chodu vřetena se kontroluje na předním konci vřetena na ploše, která má přímý vliv na přesnost otáčení nástroje (upínací kužel, čelo vřetena, apod.) [4].





#### 4.1.1 Radiální a axiální házení vřetena

Při otáčení vřetena dochází k nepřesnosti otáčivého pohybu vlivem radiálního a axiálního házení. Na radiální házení má vliv nepřesnost otáčení vřetena, kdy osa vřetena mění během jedné otáčky polohu mezi dvěma krajními body, dále pak nesouosost plochy vřetena s osou otáčení na kterých je prováděno měření. Na radiální házení může mít také vliv nekruhový tvar měřené plochy. Nepřesnost otáčení vřetena je dána radiálním, případně axiálním házením ložisek [4].

Vliv radiálního házení ložisek na radiálním házení vřetena je závislé na poměru délky vyložení přední části vřetena  $a$  ke vzdálenosti ložisek  $L$  a také na směru a velikosti házení ložisek. Pokud je házení předního ložiska  $\Delta_B$  a zadního  $\Delta_A$  stejného směru a smyslu, platí [24]:

$$\frac{\Delta_A - \Delta}{\Delta_B - \Delta} = \frac{L + a}{a} \quad (4.1)$$

Z toho následně plyne:

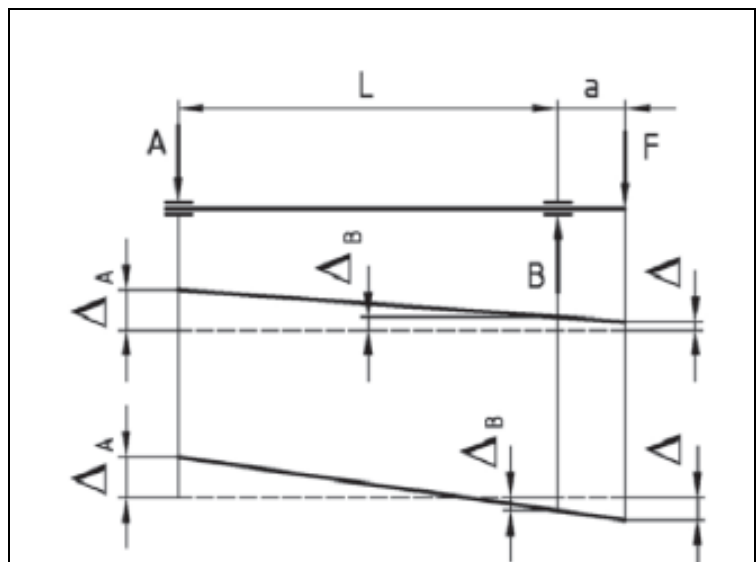
$$\Delta = \frac{\Delta_B \cdot (a + L) - \Delta_A \cdot a}{L} = \Delta_B + \frac{a}{L} \cdot (\Delta_B - \Delta_A) \quad (4.2)$$

Pokud:

$$\frac{\Delta_A}{\Delta_B} = \frac{L + a}{a} \quad (4.3)$$

Následně bude  $\Delta = 0$ , z čehož vyplývá, že vřeteno nebude na volném konci házet.

Na obrázku 24 je zobrazen vliv nepřesnosti ložisek a orientace nepřesností se vztahem k ideální ose na velikosti házení vřetena. Pro montáž vřeten strojů však platí, aby bylo radiální házení předního konce vřetena co nejmenší, je třeba přední ložisko volit přesnější, tedy s menším házením než zadní a montovat je s ohledem na zajištění stejného smyslu házení v jedné rovině. Při házení obou ložisek v jedné rovině opačných smyslů je výsledné házení na předním konci vřetena největší [4]:



Obr. 24 Vliv házení ložisek na přesnost chodu [24]

$$\Delta = \Delta_B + \frac{a}{L} \cdot (\Delta_B - \Delta_A) \quad (4.4)$$

Axiální házení se měří na přední ploše vřetena a je způsobené čelním házením ložiska, případně nedostatečnou kolmostí čelní plochy k ose vřetena [24].

#### **4.1.2 Tuhost vřetena**

Tuhost vřetena má velký vliv na přesnost obrábění a na dynamickou stabilitu obráběcího stroje. Deformace přední části vřetena má přímý vliv na jakost práce, proto se uvádí jeho tuhost nejčastěji. Celková deformace je dána součtem dílčích deformací vřetena, ložisek a skříně [4].

$$\delta = \delta_v + \delta_L + \delta_s \quad (4.5)$$

Jednotlivé složky deformace lze matematicky definovat a vyčíslit. Vřeteno se rozdělí na dvě části - část mezi ložisky o délce  $L$  a momentu setrvačnosti  $J_1$  a na převislý konec  $a$  s momentem setrvačnosti  $J_2$ . Výsledný průhyb vřetena v místě působení síly  $F$  je roven [4]:

$$\delta_v = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left( \frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) \quad (4.6)$$

Dalším faktorem ovlivňujícím tuhost vřetena je také tuhost uložení, tedy deformacemi obou ložisek způsobenými reakcemi. Vliv deformace ložisek lze vyjádřit pomocí úhrnné deformace vřetena, jsou-li známé tuhosti ložiska  $k_A$  a  $k_B$ , případně jejich poddajnost  $C_A$ ,  $C_B$ , podle obr. 25 [4]:

$$\delta_L = \frac{F}{L^2} \cdot [a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B] \quad (4.7)$$

Na tuhost vřetena má dále vliv deformace vyvozená poddajností skříně, její analytické definování je pro geometricky složité prvky náročné, proto se spíše využívá při jejím stanovení metod konečných prvků. Výsledná deformace na konci vřetena vyvozená deformací vřetena a ložisek bude [4]:

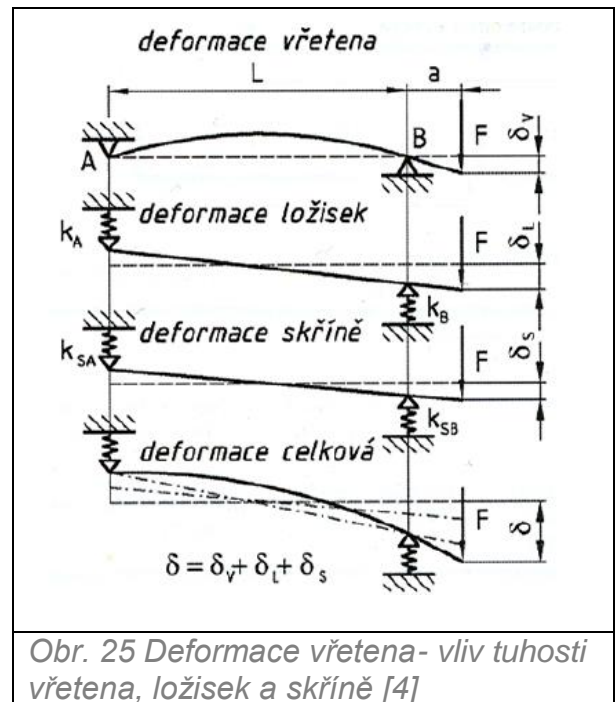
$$\delta = \delta_v + \delta_L \quad (4.8)$$

Po dosazení:

$$\delta = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left( \frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F}{L^2} \cdot [a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B] \quad (4.9)$$




Deformace vřetena se při zmenšující vzdálenosti  $L$  zmenšuje, naopak se zmenšující vzdáleností  $L$  se zvětšuje deformace ložisek. Z tohoto zjištění plyne, že pro každé vřeteno bude existovat vzdálenost  $L_0$ , při které bude úhrnná deformace na konci vřetena nejmenší, její určení je individuální dle typu a způsobu uložení vřetena [4].



Obr. 26 Robot pro automatickou výměnu nástrojů KUKA [2]

Pro pravoúhle prodlouženou frézovací hlavu bylo zvoleno nakupované vřeteno od firmy BERG označením WFK 300 (výkres se základními zástavbovými rozměry je součástí přílohy). Součástí vřetena je automatický upínač nástroje, tlačné pružiny a hydraulický upínací válec, což představuje výhodu oproti samostatně vyráběnému vřetenu a nutnosti následného výběru vhodného upínače při potřebě malých zástavbových rozměrů. Firma BERG proto předložila na základě požadavků optimální nabídku.

Při využití automatické výměny nástroje odpadá potřeba manipulace obsluhy stroje při výměně a tím menší vedlejší časy obrábění. Protože je osa vřetena hlavy natočena o  $90^\circ$  vůči ose vřetena horizontální vyvrtávačky a od čela smýkadla posunutá o délku hlavy, není možné provádět standardní automatickou výměnu nástrojů pomocí manipulátoru, ale pomocí robotu.

	<p>Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky</p>	<p>Str. 32</p>
<p><b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b></p>		

## 4.2 Ložiska

### 4.2.1 Vřetenová ložiska

Při návrhu valivého uložení vřetena je nutné dodržet šestikrokový postup [4]:

#### 4.2.1.1 Typ ložiska a uspořádání

Pro valivé uložení vřetena je důležitým parametrem jeho tuhost a průměr hřídele. Pokud jsou stanoveny potřebné průměry hřídele vřetena, je výběr vhodného ložiska těmito rozměry omezen, volba vhodného ložiska je tedy kompromisem mezi tuhostí a zástavbovými rozměry. Platí-li, že ložiska s nejmenší únosností jsou ložiska s kosoúhlým stykem, pak válečková a kuželíková ložiska mají nejvyšší tuhost. Omezujícími parametry mohou být kritické otáčky nebo přesnost uložení, způsob mazání, apod. [4].

#### 4.2.1.2 Rozměr ložiska

V aplikacích obráběcích strojů je velikost ložiska ovlivněna hodnotou zatížení, které musí přenášet, dále pak požadovanou životností a spolehlivostí. Dalším faktorem jsou omezené zástavbové rozměry, kterým je mnohdy nutné volbu ložisek přizpůsobit [4].

#### 4.2.1.3. Třída přesnosti ložiska

Přesnost chodu vřetena závisí na přesnosti chodu ložisek a souvisejících částí. Při výběru toleranční třídy ložiska je důležité maximální radiální a axiální házení vnitřního kroužku, opodstatněnost zvolené přesnosti a cena [4].  
Potřebné informace uvádějí výrobci ve svých katalogích.

#### 4.2.1.4 Uložení ložiska, předpětí a typ klece

Při montáži ložisek do skříně, respektive tubusu, je třeba dodržet lícování ložiskových průměrů vnějších i vnitřních daných výrobcem. Předepnutí ložisek vřeten umožňuje využít nezbytnosti bezvúlového uložení, zvýšením tuhosti a pracovní přesnosti. Klec slouží k rovnoměrnému rozložení tělísek po obvodu kroužků, zamezuje kontaktu sousedních tělísek, snižuje velikosti třecích sil a vznikající teplo [4].

#### 4.2.1.5 Mazání vřetenových ložisek

Z důvodu omezení tření ve vřetenových ložiskách se používá jejich mazání. To má za následek zvýšení životnosti ložisek, snížení opotřebení, snižuje riziko vzniku poruchy vlivem mechanického poškození, případně i odvádí teplo vznikající při pohybu tělísek mezi kroužky ložiska. Metoda mazání vřetenových ložisek závisí na konkrétní aplikaci a provozních podmínkách. Mazání ložisek se dělí na mazání olejem nebo tukem, přičemž mazání tukem je nejpoužívanější [4].



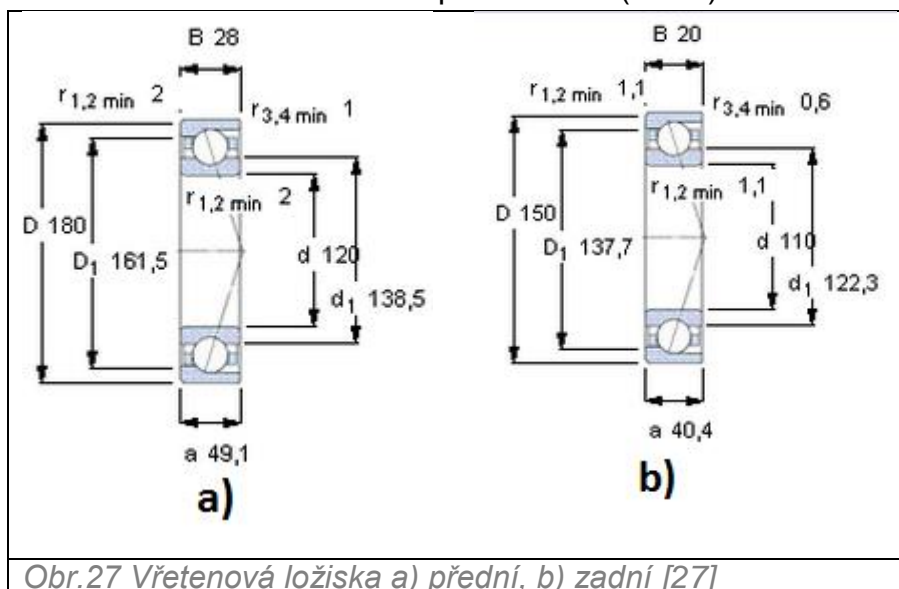
#### 4.2.1.6 Montáž a demontáž ložisek

Životnost a přesnost uložení vřetena je do značné míry ovlivněna také způsobem montáže. Postup montáže nejčastěji uvádí výrobce a je uzpůsoben pro konkrétní ložisko. Při montáži ložisek je nutné zajistit dostatečné utěsnění skříně, respektive tubusu vřetena proti vnikání nečistot a kapalin do prostoru ložisek, což může mít za následek poškození ložisek a následné zhoršení pracovní přesnosti vřetena [4].

Pro uložení vřetena bude použito dvou párů vysoce přesných ložisek s kosoúhlým stykem firmy SKF párovanými v tandemu, především z důvodu omezení zástavbovým prostorem a dobrou axiální a radiální tuhostí sady.

Přední ložiska: **7024 ACD/HCP4A**- třída předtížení B (1380 N)

Zadní ložiska: **71922 ACD/HCP4A**- třída předtížení A (370N)



Dle specifikace výrobce odpovídá rozměrová přesnost a přesnost chodu ložisek přesnosti ISO 4. Ložiska s klecí bez krytů, mazání tukem provedeno před montáží pro předepsanou životnost.

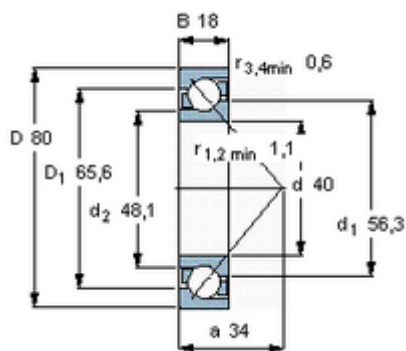




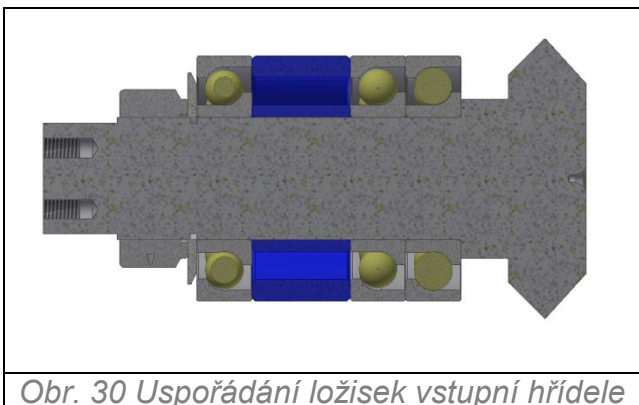
Ložiska jsou zhotovena s hybridními (keramickými) tělísky na bázi  $\text{Si}_3\text{N}_4$ . Výhoda těchto ložisek je především v možnosti dosažení vyšších otáček, mají nižší hmotnost než ložiska celokovová a nižší tepelnou vodivost, díky které dochází k menšímu přenosu tepla mezi vnitřním a vnějším kroužkem [4].

#### 4.2.2 Ložiska vstupní hřídele

Pro uložení vstupní hřídele byla volena jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem firmy SKF označení **7208 GEGBY**, viz. obr. 29. Uspořádání ložisek je zobrazeno na obrázku 30, mezi přední pár ložisek a zadní ložisko je vložen distanční kroužek. Zvolený způsob uspořádání ložisek má zajistit plynulé otáčení hřídele s ozubeným kolem a dostatečně zachytávat axiální a radiální síly vznikající na ozubení hřídele.



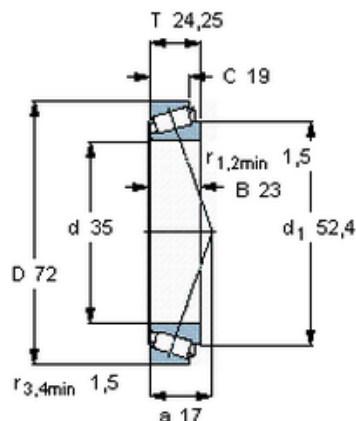
Obr. 29 Ložisko vstupní hřídele [26]



Obr. 30 Uspořádání ložisek vstupní hřídele

#### 4.2.3 Ložiska svislé hřídele

Svislá hřídel převádí kroutící moment vstupní hřídele na sérii ozubených kol, která tvoří náhon vřetena. Je na ní v horní části nasazené kuželové kolo, ve spodní části čelní válcové kolo s šikmým ozubením. Hřídel je na obou koncích uložena mezi jednořadá kuželíková ložiska opět firmy SKF s označením **32207 J2/Q**. Tato ložiska mají vysokou statickou a dynamickou únosnost, je však nutné brát v úvahu omezení kuželíkových ložisek při vysokých otáčkách. Zvolená ložiska jsou dimenzována do  $9500 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$  a požadované otáčky vřetena frézovací hlavy jsou  $3000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ , proto omezující otáčky ložiska nedosáhnou. Uspořádání ložisek odpovídá orientaci do „X”.



Obr. 31 Ložisko svislé hřídele [28]



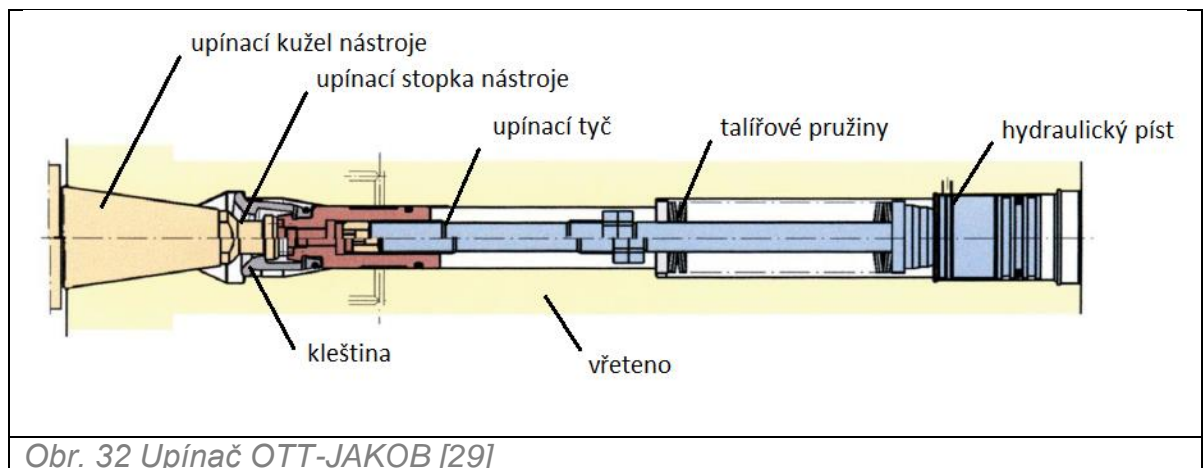


#### 4.2.4 Ložiska pro ozubená kola

Jednotlivá ozubená kola, která jsou otočně uložena na pevné ose, mají vždy dvě ložiska s orientací do „O”. Takové uspořádání zajišťuje velkou tuhost uložení, přenáší axiální zatížení v obou směrech, ale pouze jedním ložiskem. Ložiska jsou stejná jako u vstupní hřídele, tedy jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem od firmy SKF s označením **7208 GEGBY**.

#### 4.3 Automatické upínání nástroje

Jak bylo uvedeno výše, navrhovaná frézovací hlava má být vybavena automatickým upínacím systémem. Protože vřeteno prodloužené frézovací hlavy má na rozdíl od standardních vřeten vysokovýkonných hlav malé rozměry, je potřeba použít speciální upínač. Firma BERG dodává krátká vřetena již se zabudovaným upínačem, který funguje na bázi hydraulického upínání pomocí pístu. Obdobný princip používá i upínač firmy OTTO JAKOB uvedený na obr. 32.



Zvýšením tlaku hydraulické kapaliny, která je přivedena do hydraulického válce, je posouván píst ve směru upínací tyče, která je s pístem spojená. Pohybem pístu se zároveň stlačují talířové pružiny, které slouží k vyvození upínací síly. Na konci upínací tyče (táhla) je připevněna kleština, která kopíruje tvar dutiny vřetena a při pohybu pístu ve směru táhla se otevírá. Když se píst nachází ve spodní poloze, je možné v případě nástroje s upínacím kuželem ISO SK, do kuželové dutiny vložit nástroj s tímto kuželem a při zpětném pohybu pístu kleština sevře upínací stopku nástroje. Nástroj je pevně upnut do dutiny vřetena, když se píst nachází ve své horní poloze.

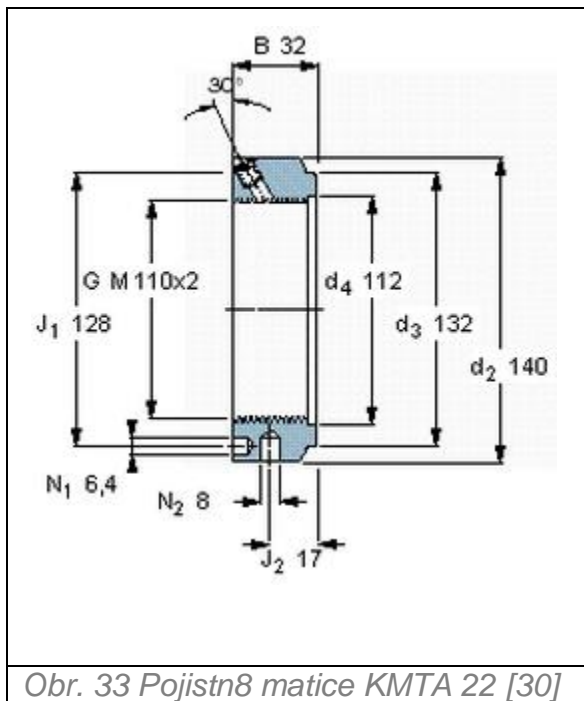
Technické parametry upínače pro vřeteno WFK 300:

Upínací síla-	15 kN
Tlak pro upínání-	100 bar
Upínací zdvih-	8 mm
Celkový zdvih-	12 mm



#### 4.4 Pojištění ložisek

Ložiska je třeba pojistit proti axiálnímu posuvu a zajistit potřebné axiální předpětí v ložiskách, aby správně plnily svou funkci. Pro zajištění potřebných funkcí lze použít průmyslové pojistné matice s podložkou (MB podložka a KM matice), tato varianta však není vhodná pro vysoce přesná ložiska vřetena, z důvodu široké výrobní tolerance závitů a funkčních ploch. Firma SKF nabízí pojistné matice, které jsou vyráběny s velmi malými výrobními tolerancemi a splňují náročné požadavky pro uložení vřeten obráběcích strojů. Pro vyvození sevření využívají matice SKF tření mezi protilehlými boky závitů hřídele vřetena a pojistné matice. Pro vyvození tření jsou matice doplněny o pojistné kolíky nebo axiálně stavěcí šrouby [30].

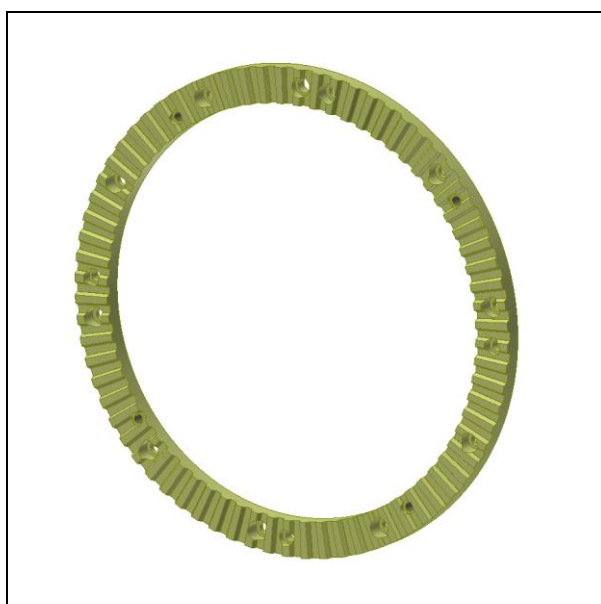


Obr. 33 Pojistná matice KMTA 22 [30]

Z důvodu lepší dostupnosti na trhu byla zvolena matice **KMTA 22** s pojistným kolíkem. Pro pojištění ostatních ložisek frézovací hlavy bude použit stejný druh pojistných matic, avšak jiných rozměrů.

#### 4.5 Aretace osy C

Pro natočení hlavy a její fixaci v požadované poloze budou použity kroužky s hirthovým ozubením. Výrobci hirthových spojek, například VIOTH nebo TECHNA-TOOL nabízí některé rozměry a profily jako svou standartní produkci. Požadovaným zástavbovým rozměrům katalogové produkty neodpovídají, proto budou tyto kroužky vyráběny samotnou společností FERMAT. Společnost má navíc s výrobou hirthových spojek zkušenosti a podobné kroužky používá na své aplikace. Jemnost dělení zubů bude volena  $2,5^\circ$ , což se jeví jako nejvhodnější dělení z hlediska technologických operací, pro které je prodloužená frézovací hlava určena.



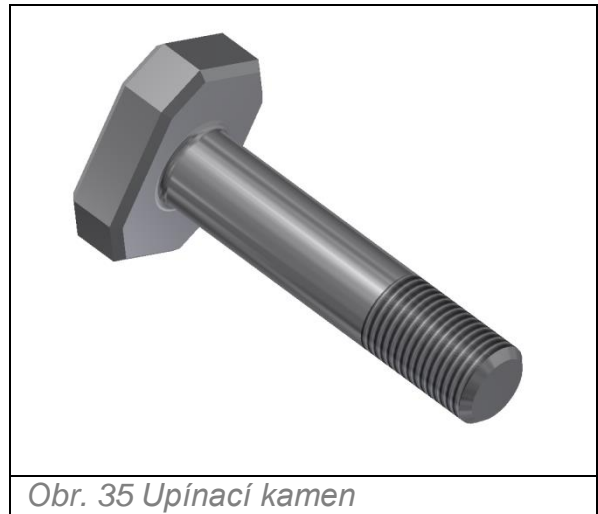
Obr. 34 Kroužek s hirthovým ozubením





#### 4.6 Upínací kameny

Aby bylo možné s hlavou manuálně otáčet, je nutné rozpojit hirthové kroužky, které hlavu fixují v požadované poloze. K tomu slouží tzv. upínací kameny rozložené na kružnici po obvodu těla hlavy. Jsou to šrouby s deskou místo hlavy, vyrobené z válcovaného materiálu s válcovaným závitem, které se při povolení matice při natáčení pohybují v drážce litinového těla hlavy. Obsluha hlavu natočí do požadované polohy a utáhne matici. Jde o jednoduchý a pro manuální hlavy dostačující způsob zpevnění osy C.



Obr. 35 Upínací kamen

#### 4.7 Média a jejich rozvod

Náhon vřetena je realizován přes soustavu ozubených kol. Aby však hlava byla plně funkční a mohla být použita pro proces obrábění, je třeba pamatovat na připojení a rozvod ovládacích a jiných médií, jako například ovládání upínače nástroje, přívod řezné kapaliny nebo vzduchu pro ofukování dutiny vřetena.

##### 4.7.1 Hydraulické upínání/odepínání nástroje

Vřeteno od firmy BERG má zabudované hydraulické upínání nástroje. Pro jeho ovládání je třeba přivést hydraulickou kapalinu (hydraulický olej OHHM 46) do přípojného místa na válci upínače. Ovládací tlak upínače nástroje je 100 bar, jak vyžaduje výrobce. Hydraulická kapalina bude do upínače přiváděna z přípojovací kostky vřeteníku obráběcího stroje, dále do adaptéru hlavy a odtud pomocí hadice a hydraulických prvků (spojky a šroubení) skrz tělo frézovací hlavy do hydraulického válce.

##### 4.7.2 Chlazení řezného procesu středem nástroje

Jedním z požadavků na funkci prodloužené frézovací hlavy je možnost chlazení řezného procesu středem nástroje. V dnešní době je tento způsob chlazení žádaný, proto se tomuto trendu přizpůsobili jak výrobci nástrojů, tak obráběcích strojů. Vřeteno BERG je vybaveno možností chlazení středem nástroje a v horní části vřetena je vývod na připojení média chladicí kapaliny.

Chlazení středem na strojích FERMAT je přiváděno do řezného místa pod tlakem 30 bar. Přívod média je podobný jako pro hydraulické upínání nástroje. Vysokotlaké chlazení středem nástroje zvyšuje produktivitu obrábění a trvanlivost nástrojů, umožňuje obrábění při vyšších řezných rychlostech. Chladicí kapalina, zajišťuje správné chlazení a odvod tepla, vysoký tlak láme třísku a odvádí ji z místa řezu lépe než při chlazení nástroje oplachem. Tříška, která zůstává v místě řezu, poškozují břit nástroje a tím zkracuje jeho životnost. Při použití vysokotlakého

chlazení se životnost nástroje zvýší několikanásobně, jak uvádí internetový server [www.cncinfo.cz](http://www.cncinfo.cz), u monolitního vrtáku se může životnost zvýšit až 10 krát. Výhodné je použití vysokotlakého chlazení u vrtáků pro vrtání hlubokých děr [31].

Chladicí kapalina bude do frézovací hlavy přiváděna hadicemi z připojovacích míst vyvedenými na čelo adaptéru.

#### **4.7.3 Chlazení oplachem**

Chlazení řezného procesu oplachem je další možností zvýšení odvodu třísky a tepla při obrábění. Pro přívod chladicí kapaliny je možné využít větví chlazení středem nástroje a vyveden bude na přední část skříně vřetena do trysek firmy JETON, označení **JTAP-1/4-60**. Trysky lze nahradit flexibilními přívody, jejichž délku je možno nastavit podle potřeby. Standartní tlak chladicí kapaliny by měl být 5 bar.



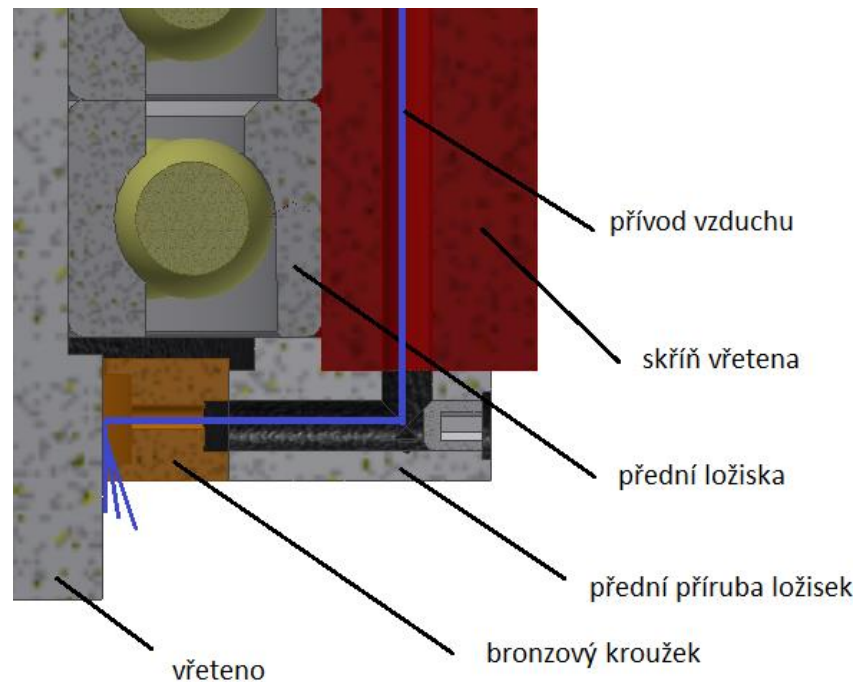
*Obr. 36 Trysky chlazení JETON [32]*

#### **4.7.4 Ofukování dutiny vřetena**

Vřeteno WFK 300 má vyvrtané kanály a přívodní otvory pro ofuk dutiny vřetena vzduchem. Vzduch je přiváděn do dutiny při výměně nástroje, kdy je tento prostor otevřený okolnímu prostředí a zabraňuje vnikání nečistot a kapalin. Při usazování nečistot na kuželové ploše, která je vyrobená ve vysoké výrobní přesnosti, může docházet k nesprávnému dosednutí upínacího kuželu do dutiny vřetena a tím k vypadnutí nástroje nebo nedostatečnému upnutí nástroje, v krajním případě i poškození nebo zničení nástroje. Tlak vzduchu přiváděný do dutiny vřetena je 0,6 bar, přívod vzduchu bude pomocí hadic z připojovací kostky vřeteníku obráběcího stroje.

#### **4.7.5 Ofukování příruby předních ložisek vřetena**

Aby nedocházelo ke vnikání nečistot do předních ložisek vřetena, je nutné provést dokonalé utěsnění, nečistoty v předních ložiskách mohou mít nepříznivý vliv na životnost a přesnost ložisek. Vzhledem k vysokým otáčkám a minimální toleranci házení vřetena se využívají těsnění labyrintová, která oddělují prostor mezi statickou a pohyblivou částí tvarovou mezerou o velmi malém rozměru. Vzhledem k nutnosti přívodu tlakového vzduchu pro ofukování dutiny vřetena lze využít vzduch pro těsnění přední části vřetena. Princip vzduchového těsnění je přívod vzduchu kanály ve skříně vřetena do přední příruby a bronzového kroužku nalisovaného v přírubě, kde se vzduch několika otvory rozvádí na povrch vřetena a dále se vyfukuje ven do pracovního prostoru. Vzduch proudí vřetenem po celý čas obrábění. Přívod vzduchu je společný s přívodem pro ofukování dutiny vřetena.

*Obr. 37 Ofukování příruby předních ložisek*

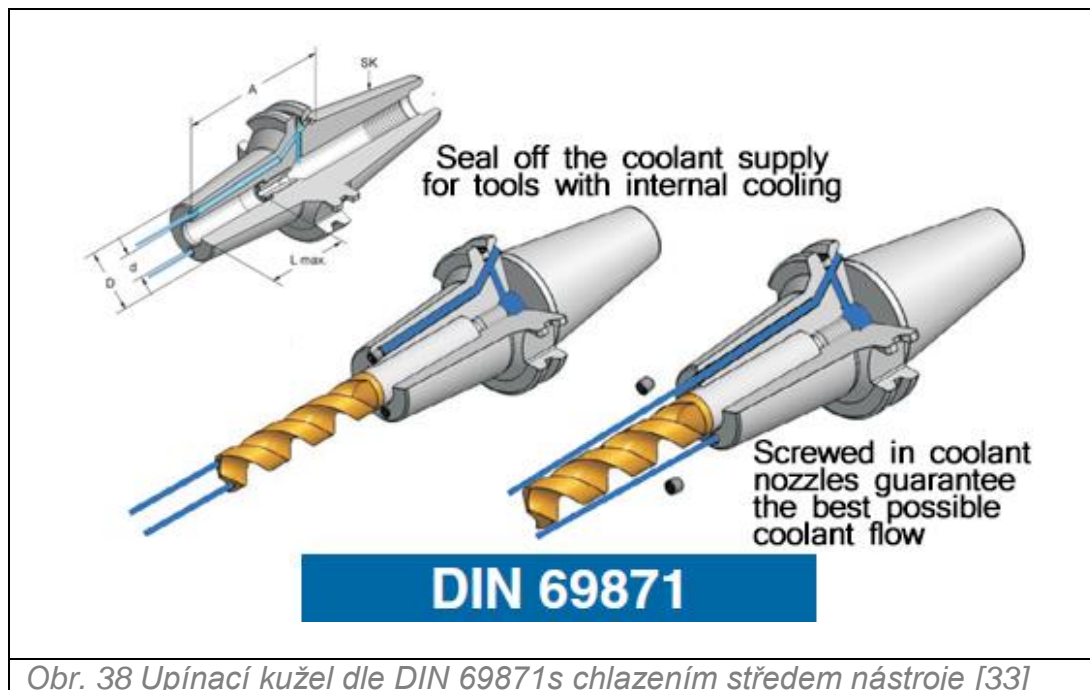
#### 4.8 Dutina vřetena

Přední část vřetena slouží k upínání nástroje. K tomuto účelu má přední část dutinu nejčastěji ve tvaru některého z normalizovaných tvarů pro upínací část nástroje. Výhoda univerzálního upínacího kuželu spočívá v tom, že veškeré potřebné nástroje mají každý svou vlastní upínací část a při výměně nástroje jsou jednoduše zaměněny. K upínání nástroje u moderních obráběcích strojů se nejčastěji používají upínací kužely ISO (kuželovitost 7:24), HSK (kuželovitost 1:10), BIG Plus a v poslední době také COROMANT CAPTO od firmy Sandvik [4].

Upínání nástroje pomocí kuželu ISO je dnes překonané například již zmíněným CAPTO nebo BIG PLUS, je ovšem ale stále nejrozšířenější. Základní rozdíl mezi kuželem ISO a HSK je, že ISO kužel má při upnutí mezi čelem vřetena a stopkou (kuželem) vůli, u HSK dosedá stopka na čelo vřetena. HSK kužel má tu vlastnost, že při vyšších otáčkách zajišťuje bezpečnější upnutí, to je zapříčiněno příznivým směrem působení odstředivých sil působících na kleštinu vzhledem k upínací stopce. Upínací systém BIG Plus využívá dosedání kuželu na čelo vřetena, CAPTO má dosedací plochy válcové s polygony, to zaručí ještě bezpečnější upnutí nástroje a zajištění jeho polohy. Současné nástroje používané na moderních CNC obráběcích strojích mají strukturu nástrojové soustavy, kdy se nástroj skládá z kuželu, prodlužovacího mezikusu a nástrojové jednotky [4].

Výrobci obráběcích strojů většinou nedisponují technologií pro výrobu složitých tvarů upínacích kuželů jako výrobci nástrojů, proto moderní upínače jako např. CAPTO umožňují aplikaci na stroje s upínací dutinou ISO nebo HSK využitím nastavbových modulů. Výrobci obráběcích strojů se také přizpůsobují dnešním trendům a nahrazují ustupující kužely ISO. Pokud je vřeteno stroje již vyrobeno

například s dutinou ISO, lze ho na systém HSK nebo CAPTO upravit pomocí vložky s požadovaným upínacím systémem.

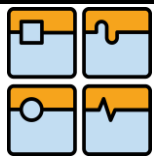


Obr. 38 Upínací kužel dle DIN 69871s chlazením středem nástroje [33]

Podle zadání bude tvar dutiny vřetena odpovídat kuželu ISO velikosti SK 50 s kanálem pro chlazení středem nástroje. Varianta upínacích kuželů dle normy DIN 69871 je zobrazena na obr. 37. Tyto kužely mají na svém obvodu dvě drážky, které slouží k ustavení mezi unášecí kameny a přenosu kroutícího momentu z vřetena frézovací hlavy. Drážky také určují přesnou polohu nástroje ve vřetenu, toho se využívá při výměně nástroje z vřetena obráběcího stroje, kde rameno výměníku uchopí nástroj v přesně definované pozici a zajistí.

Nástroje pro horizontální vyvrtávačku jsou vkládány do zásobníku automatické výměny, pokud je jím stroj vybaven, nebo v případě robotické výměny do policového zásobníku nástrojů. Výhody policového zásobníku jsou především v možnosti uložení velkého počtu nástrojů (společnost FERMAT nabízí zásobník až na 120 nástrojů). Robotická výměna je však dražší, ovšem v automatickém provozu zkracuje výrobní časy díky rychlé výměně nástroje. Pro výměnu nástrojů se používají nejčastěji šestiosé roboty pro jejich kinematiku a pracovní prostor, který dokáží pokrýt. Koncový efektor má omezenou nosnost, proto u nástrojů, které mají vyšší hmotnost než je předepsaná nosnost robotu, musí být výměna zajištěna obsluhou ručně.

U prodloužené pravoúhlé frézovací hlavy pro horizontální vyvrtávačku musí být výměna nástrojů prováděna pomocí robotu nebo ručně, protože standartní automatická výměna nástrojů, která je součástí obráběcího stroje, nedosáhne ramenem do potřebné pozice.



## 5 Výpočtový návrh prodloužené pravoúhlé frézovací hlavy

### 5.1 Stanovení řezných sil při obrábění

Při návrhu jednotlivých konstrukčních uzlů frézovací hlavy je třeba vycházet ze silového zatížení, které bude mechanismus přenášet. Hlava bude sloužit pro obrábění různých materiálů při rozdílných řezných podmínkách nejrůznějšími nástroji, např. čelní fréza nebo vrták. Pro stanovení dalších parametrů pro výpočet je nutné sestavit tzv. zátěžné spektrum. Zátěžné spektrum je soupis silových účinků při obrábění při stanovených řezných podmínkách pro vybraný nástroj a materiál. Zátěžné spektrum by mělo obsáhnout co nejširší oblast možného použití frézovací hlavy.

Protože se jedná o zcela nový návrh této frézovací hlavy a nelze aplikovat žádná známá silová zatížení, bude stanovení zátěžného spektra vycházet z řezných podmínek stanovených pro čelní frézování a vrtání, zohledňující největší možné zatížení vznikající při obrábění.

Druh obráběného materiálu byl stanoven dle zkušeností pracovníků firmy FERMAT, jako nejčastěji obráběný materiál zákazníky na horizontálních vyvrtávačkách.

#### Zvolené technologie obrábění:

Čelní frézování

Vrtání

Nástroje budou použity od výrobce ISCAR.

Tab. 7 Nástroje pro stanovení silového zatěžování při obrábění [34]

Nástroj		Katalogové označení
N1	Čelní fréza D=32mm- výměnné břit. destičky	H490 E90AX D32-4-W32-09
N2	Čelní fréza D=40mm- výměnné břit. destičky	H490 E90AX D40-6-W32-09
N3	Čelní fréza D=20mm- monolitní fréza	EC-H4XL 20-40/75C20CFR1.0
N4	Čelní fréza D=16mm- monolitní fréza	EC-H4L 16-32/50C16CFR.8
N5	Čelní fréza D=16mm- monolitní fréza	T290 ELN D16-04-C16-05
N6	Čelní fréza D=12mm- výměnné břit. destičky	T290 ELN D12-02-C12-05
N7	Vrták D=18mm- monolitní vrták	SCD 180-071-180 ACP5



Obr. 39 Fréza s výměnnými plátky [34]



Obr. 40 Fréza monolitní [34]





Obr. 41 Vrták monolitní [34]

Tab. 8 Řezné podmínky pro stanovení silového zatížení

Čelní frézování							
Materiál a druh obrábění	Parametry nástroje						Nástroj
<b>Těžké obrábění</b>	$D$ [mm]	$v_c$ [m · min <sup>-1</sup> ]	$f_z$ [mm · zub <sup>-1</sup> ]	$a_p$ [mm]	$a_e$ [mm]	$z$ [-]	
11 373	32	100	0,15	4	2/3D	4	N1
GG 30	40	140	0,25	4	D/2	6	N2
<b>Střední obrábění</b>							
11 373	20	120	1,3	1	D/2	4	N3
GG 30	16	130	1,5	1	D/2	4	N4
<b>Dokončovací operace</b>							
11 373	16	150	0,1	0,5	D	5	N5
GG 30	12	110	0,1	0,5	D	2	N6
Vrtání							
Vrtání	Parametry nástroje						
11 373	18	100	0,2			2	N7

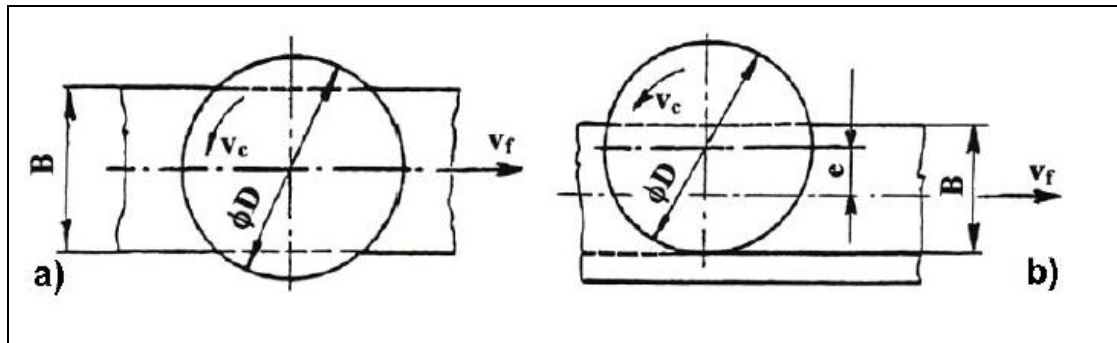
### 5.1.1 Výpočet řezných sil při čelním frézování

Frézování lze charakterizovat, jako metodu obrábění, při které je materiál obrobku odebírán břity nástroje, který koná rotační pohyb. Nastává přerušovaný řezný pohyb, při kterém každý zub nástroje odřezává z obrobku třísky proměnlivé tloušťky [35].

V případě frézovací hlavy, která je součástí horizontální vyvrtávačky, koná hlavní posuv nástroj. Může ho však také vykonávat obrobek upnutý na otočném stole.

Čelní frézování se provádí frézami, které mají břity na svém obvodu a zároveň na čele. Podle vzájemného umístění osy frézy vzhledem k frézované ploše je rozlišováno frézování symetrické a nesymetrické. První jmenované se vyznačuje osou nástroje procházející středem plochy, u nesymetrického frézování je osa nástroje mimo střed plochy [35].





Obr. 42 a) frézování symetrické, b) frézování nesymetrické [35]

### 5.1.1.1 Výpočet sil pro nástroj N1

Tab. 9 Parametry pro obrábění nástrojem N1

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Průměr nástroje	$D_n$	[m]	0,032
Počet zubů nástroje	$z$	[–]	4
Nástrojový úhel nastavení hlavního ostří	$\kappa_r$	[°]	90
Řezná rychlost	$v_c$	[m · min <sup>-1</sup> ]	100
Posuv na zub	$f_z$	[mm/zub]	0,15
Výška záběru ostří	$a_p$	[mm]	4
Šířka záběru ostří	$a_e$	[mm]	$2/3 D_n$
Úhel určující polohu zubu	$\varphi$	[°]	90
Specifická řezná síla	$k_c$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	1770
Kienzův exponent	$m_c$	[–]	0,25
Materiál			11 373

Otáčky nástroje

$$n_n = \frac{v_c}{D_n \cdot \pi} = \frac{100}{0,032 \cdot \pi} = 995 \text{ min}^{-1} \quad (5.1)$$

Rychlost posuvu

$$v_f = n_n \cdot z \cdot f_z = 995 \cdot 4 \cdot 0,15 = 597 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} \quad (5.2)$$

Jmenovitý průřez třísky odebíraný jedním zubem

$$A_d = f_z \cdot a_p \cdot \sin(\varphi) = 0,15 \cdot 4 \cdot \sin(90^\circ) = 0,6 \text{ mm}^2 \quad (5.3)$$

Počet zubů v záběru

$$\sin(\alpha) = \frac{a_e}{D_n} = \frac{\frac{2}{3} \cdot D_n}{D_n} = \frac{\frac{2}{3} \cdot 32}{32} = 0,667 \quad (5.4)$$

$$\alpha = \arcsin(0,667) = 41,8^\circ \quad (5.5)$$

$$\psi = 2 \cdot \alpha = 2 \cdot 41,8 = 83,6^\circ \quad (5.6)$$

$$n_{zp} = z \cdot \frac{\psi}{360^\circ} = 4 \cdot \frac{83,6}{360} = 0,929 \rightarrow n_{zp1} = 1 \quad (5.7)$$

Měrná řezná síla při daném způsobu zatěžování a materiál

$$k_{c0} = \frac{k_c}{[f_z \cdot \sin(\kappa_r) \cdot \sin(\varphi)]^{m_c}} \quad (5.8)$$

$$k_{c0} = \frac{1770}{[0,15 \cdot \sin(90^\circ) \cdot \sin(90^\circ)]^{0,25}} = 2,844 \cdot 10^3 \text{ MPa}$$

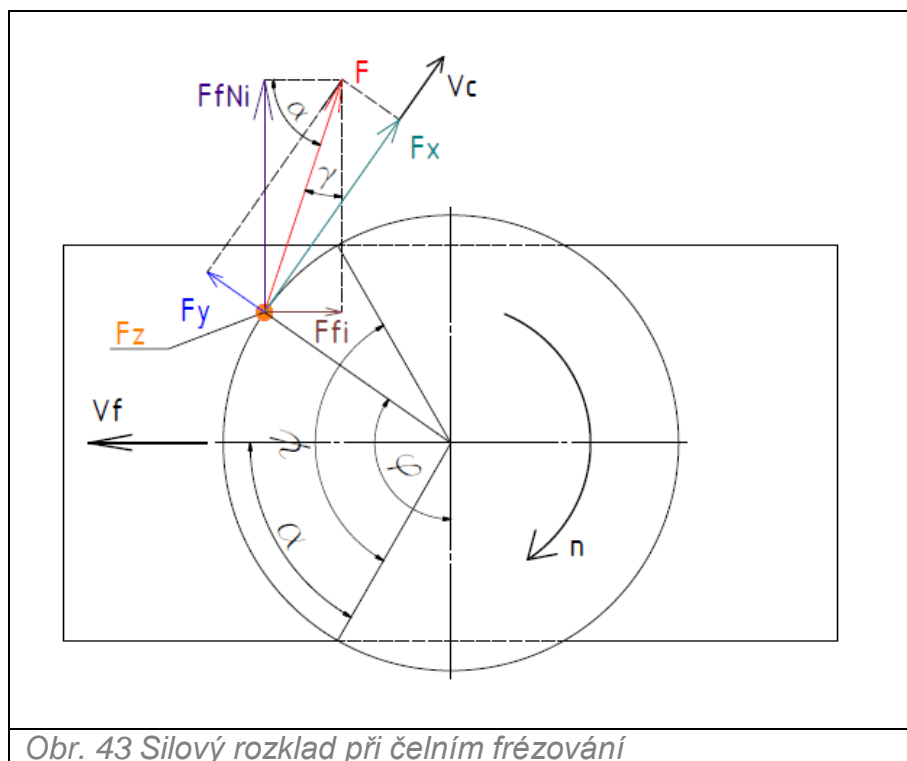
Řezná síla

$$F_{ci} = A_d \cdot k_{c0} = 0,6 \cdot 2,844 \cdot 10^3 = 1706 \text{ N} \quad (5.9)$$

Celková řezná síla

$$F = n_{zp} \cdot F_{ci} = 1 \cdot 1706 = 1706 \text{ N} \quad (5.10)$$

Následující výpočet sil při obrábění vychází ze silového rozkladu znázorněného na obr. 43



Obr. 43 Silový rozklad při čelním frézování

Celkovou řeznou sílu lze nahradit složkami, které jsou na sebe navzájem kolmé v osách x, y a z. Pro výpočet řezné síly potom lze psát vztah:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \quad (5.11)$$



Jednotlivé složky řezné síly jsou ve vzájemném poměru, který závisí na geometrii nástroje. Pro určení jednotlivých složek bude použito poměru zjištěného při měření obdobného nástroje při čelním frézování.

$$F_x : F_y : F_z = 4,2 : 2,8 : 1 \quad (5.12)$$

Vyjádření velikosti jednotlivých složek řezné síly:

$$F = \sqrt{(4,2 \cdot x \cdot F_x)^2 + (2,8 \cdot x \cdot F_y)^2 + (1 \cdot x \cdot F_z)^2} \quad (5.13)$$

$$x = \sqrt{\frac{F^2}{4,2^2 + 2,8^2 + 1^2}} \quad (5.14)$$

$$x = \sqrt{\frac{1706^2}{4,2^2 + 2,8^2 + 1^2}}$$

$$x = 331,6 \text{ N}$$

Složka řezné síly tečná na směr hlavního řezného pohybu

$$F_x = 4,2 \cdot x = 4,2 \cdot 331,6 = 1393 \text{ N} \quad (5.15)$$

Složka řezné síly kolmá na osu rotace nástroje

$$F_y = 2,8 \cdot x = 2,8 \cdot 331,6 = 928,5 \text{ N} \quad (5.16)$$

Složka řezné síly rovnoběžná se směrem posuvu

$$F_z = 1 \cdot x = 1 \cdot 331,6 = 331,6 \text{ N} \quad (5.17)$$

Kroutící moment v ose frézy

$$M_{kn} = F \cdot \frac{D_n}{2} = 1706 \cdot \frac{0,032}{2} = 27,3 \cdot 10^3 \text{ Nmm} = 27,3 \text{ Nm} \quad (5.18)$$

Řezný výkon

$$P_c = F \cdot v_c = \frac{1706 \cdot 100}{60 \cdot 1000} = 2,84 \text{ kW} \quad (5.19)$$

### 5.1.1.2 Výpočet řezných sil pro nástroj N2

Tab. 10 Parametry pro obrábění nástrojem N2

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Průměr nástroje	$D_n$	[m]	0,040
Počet zubů nástroje	$z$	[–]	6
Nástrojový úhel nastavení hlavního ostří	$\kappa_r$	[°]	90
Řezná rychlost	$v_c$	[m · min <sup>-1</sup> ]	140
Posuv na zub	$f_z$	[mm/zub]	0,25
Výška záběru ostří	$a_p$	[mm]	4
Šířka záběru ostří	$a_e$	[mm]	1/2 $D_n$
Úhel určující polohu zubu	$\varphi$	[°]	90
Specifická řezná síla	$k_c$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	1400
Kienzův exponent	$m_c$	[–]	0,28
Materiál			GG 30

Otáčky nástroje

$$n_n = \frac{v_c}{D_n \cdot \pi} = \frac{140}{0,040 \cdot \pi} = 1114 \text{ min}^{-1} \quad (5.20)$$

Rychlost posuvu

$$v_f = n_n \cdot z \cdot f_z = 1114 \cdot 6 \cdot 0,25 = 1671 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} \quad (5.21)$$

Jmenovitý průřez třísky odebíraný jedním zubem

$$A_d = f_z \cdot a_p \cdot \sin(\varphi) = 0,5 \cdot 4 \cdot \sin(90^\circ) = 1 \text{ mm}^2 \quad (5.22)$$

Počet zubů v záběru

$$\sin(\alpha) = \frac{a_e}{D_n} = \frac{\frac{1}{2} \cdot D_n}{D_n} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 0,040}{0,040} = 0,5 \quad (5.23)$$

$$\alpha = \arcsin(0,5) = 30^\circ \quad (5.24)$$

$$\psi = 2 \cdot \alpha = 2 \cdot 30 = 60^\circ \quad (5.25)$$

$$n_{zp} = z \cdot \frac{\psi}{360^\circ} = 6 \cdot \frac{60}{360} = 1 \rightarrow n_{zp1} = 1 \quad (5.26)$$

Měrná řezná síla při daném způsobu zatěžování a materiál

$$k_{c0} = \frac{k_c}{[f_z \cdot \sin(\kappa_r) \cdot \sin(\varphi)]^{m_c}} \quad (5.27)$$

$$k_{c0} = \frac{1400}{[0,25 \cdot \sin(90^\circ) \cdot \sin(90^\circ)]^{0,28}} = 2064 \cdot 10^3 \text{ MPa}$$



Celková řezná síla

$$F = n_{zp} \cdot A_d \cdot k_{c0} = 1 \cdot 1 \cdot 2064 \cdot 10^3 = 2064 \text{ N} \quad (5.28)$$

Vyjádření velikosti jednotlivých složek řezné síly:

$$F = \sqrt{(4,2 \cdot x \cdot F_x)^2 + (2,8 \cdot x \cdot F_y)^2 + (1 \cdot x \cdot F_z)^2} \quad (5.29)$$

$$x = \sqrt{\frac{F^2}{4,2^2 + 2,8^2 + 1^2}} \quad (5.30)$$

$$x = \sqrt{\frac{2064^2}{4,2^2 + 2,8^2 + 1^2}}$$

$$x = 401,1 \text{ N}$$

Složka řezné síly tečná na směr hlavního řezného pohybu

$$F_x = 4,2 \cdot x = 4,2 \cdot 401,1 = 1685 \text{ N} \quad (5.31)$$

Složka řezné síly kolmá na osu rotace nástroje

$$F_y = 2,8 \cdot x = 2,8 \cdot 401,1 = 1123 \text{ N} \quad (5.32)$$

Složka řezné síly rovnoběžná se směrem posuvu

$$F_z = 1 \cdot x = 1 \cdot 401,1 = 401,1 \text{ N} \quad (5.33)$$

Kroutící moment v ose frézy

$$M_{kn} = F \cdot \frac{D_n}{2} = 2064 \cdot \frac{0,040}{2} = 41,28 \text{ Nm} \quad (5.34)$$

Řezný výkon

$$P_c = F \cdot v_c = \frac{2064 \cdot 140}{60 \cdot 1000} = 4,816 \text{ kW} \quad (5.35)$$

### 5.1.1.3 Výpočet řezných sil pro nástroj N3

Tab. 11 Parametry pro obrábění nástrojem N3

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Průměr nástroje	$D_n$	[m]	0,020
Počet zubů nástroje	$z$	[-]	4
Nástrojový úhel nastavení hlavního ostří	$\kappa_r$	[°]	90
Řezná rychlost	$v_c$	[m · min <sup>-1</sup> ]	120
Posuv na zub	$f_z$	[mm/zub]	1,3
Výška záběru ostří	$a_p$	[mm]	1
Šířka záběru ostří	$a_e$	[mm]	1/2 $D_n$
Úhel určující polohu zubu	$\varphi$	[°]	90
Specifická řezná síla	$k_c$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	1770
Kienzův exponent	$m_c$	[-]	0,25
Materiál			11 373

Otáčky nástroje

$$n_n = \frac{v_c}{D_n \cdot \pi} = \frac{120}{0,020 \cdot \pi} = 1910 \text{ min}^{-1} \quad (5.36)$$

Rychlost posuvu

$$v_f = n_n \cdot z \cdot f_z = 1910 \cdot 4 \cdot 1,3 = 9931 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} \quad (5.37)$$

Jmenovitý průřez třísky odebíraný jedním zubem

$$A_d = f_z \cdot a_p \cdot \sin(\varphi) = 1,3 \cdot 1 \cdot \sin(90^\circ) = 1,3 \text{ mm}^2 \quad (5.38)$$

Počet zubů v záběru

$$\sin(\alpha) = \frac{a_e}{D_n} = \frac{\frac{1}{2} \cdot D_n}{D_n} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 0,020}{0,020} = 0,5 \quad (5.39)$$

$$\alpha = \arcsin(0,5) = 30^\circ \quad (5.40)$$

$$\psi = 2 \cdot \alpha = 2 \cdot 30 = 60^\circ \quad (5.41)$$

$$n_{zp} = z \cdot \frac{\psi}{360^\circ} = 4 \cdot \frac{60}{360} = 0,67 \rightarrow n_{zp1} = 1 \quad (5.42)$$

Měrná řezná síla při daném způsobu zatěžování a materiálu

$$k_{c0} = \frac{k_c}{[f_z \cdot \sin(\kappa_r) \cdot \sin(\varphi)]^{m_c}} \quad (5.43)$$

$$k_{c0} = \frac{1770}{[1,3 \cdot \sin(90^\circ) \cdot \sin(90^\circ)]^{0,25}} = 1,658 \cdot 10^3 \text{ MPa}$$





Celková řezná síla

$$F = n_{zp} \cdot A_d \cdot k_{c0} = 1 \cdot 1,3 \cdot 1,658 \cdot 10^3 = 2155 \text{ N} \quad (5.44)$$

Vyjádření velikosti jednotlivých složek řezné síly:

$$F = \sqrt{(4,2 \cdot x \cdot F_x)^2 + (2,8 \cdot x \cdot F_y)^2 + (1 \cdot x \cdot F_z)^2} \quad (5.45)$$

$$x = \sqrt{\frac{F^2}{4,2^2 + 2,8^2 + 1^2}} \quad (5.46)$$

$$x = \sqrt{\frac{2155^2}{4,2^2 + 2,8^2 + 1^2}}$$

$$x = 418,8 \text{ N}$$

Složka řezné síly tečná na směr hlavního řezného pohybu

$$F_x = 4,2 \cdot x = 4,2 \cdot 418,8 = 1759 \text{ N} \quad (5.47)$$

Složka řezné síly kolmá na osu rotace nástroje

$$F_y = 2,8 \cdot x = 2,8 \cdot 418,8 = 1173 \text{ N} \quad (5.48)$$

Složka řezné síly rovnoběžná se směrem posuvu

$$F_z = 1 \cdot x = 1 \cdot 418,8 = 418,8 \text{ N} \quad (5.49)$$

Kroutící moment v ose frézy

$$M_{kn} = F \cdot \frac{D_n}{2} = 2155 \cdot \frac{0,020}{2} = 21,5 \text{ Nm} \quad (5.50)$$

Řezný výkon

$$P_c = F \cdot v_c = \frac{2155 \cdot 120}{60 \cdot 1000} = 4,31 \text{ kW} \quad (5.51)$$

#### 5.1.1.4 Výpočet řezných sil pro nástroj N4

Tab. 12 Parametry pro obrábění nástrojem N4

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Průměr nástroje	$D_n$	[m]	0,016
Počet zubů nástroje	$z$	[–]	4
Nástrojový úhel nastavení hlavního ostří	$\kappa_r$	[°]	90
Řezná rychlost	$v_c$	[m · min <sup>-1</sup> ]	130
Posuv na zub	$f_z$	[mm/zub]	1,5
Výška záběru ostří	$a_p$	[mm]	1
Šířka záběru ostří	$a_e$	[mm]	1/4 $D_n$
Úhel určující polohu zubu	$\varphi$	[°]	90
Specifická řezná síla	$k_c$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	1400
Kienzův exponent	$m_c$	[–]	0,28
Materiál			GG 30

Otáčky nástroje

$$n_n = \frac{v_c}{D_n \cdot \pi} = \frac{130}{0,016 \cdot \pi} = 2586 \text{ min}^{-1} \quad (5.52)$$

Rychlost posuvu

$$v_f = n_n \cdot z \cdot f_z = 2586 \cdot 4 \cdot 1,5 = 15520 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} \quad (5.53)$$

Jmenovitý průřez třísky odebíraný jedním zubem

$$A_d = f_z \cdot a_p \cdot \sin(\varphi) = 1,5 \cdot 1 \cdot \sin(90^\circ) = 1,5 \text{ mm}^2 \quad (5.54)$$

Počet zubů v záběru

$$\sin(\alpha) = \frac{a_e}{D_n} = \frac{\frac{1}{3} \cdot D_n}{D_n} = \frac{\frac{1}{3} \cdot 0,016}{0,016} = 0,25 \quad (5.55)$$

$$\alpha = \arcsin(0,25) = 14,5^\circ \quad (5.56)$$

$$\psi = 2 \cdot \alpha = 2 \cdot 14,5 = 29^\circ \quad (5.57)$$

$$n_{zp} = z \cdot \frac{\psi}{360^\circ} = 4 \cdot \frac{29}{360} = 0,32 \rightarrow n_{zp1} = 1 \quad (5.58)$$

Měrná řezná síla při daném způsobu zatěžování a materiálu

$$k_{c0} = \frac{k_c}{[f_z \cdot \sin(\kappa_r) \cdot \sin(\varphi)]^{m_c}} \quad (5.59)$$

$$k_{c0} = \frac{1400}{[1,5 \cdot \sin(90^\circ) \cdot \sin(90^\circ)]^{0,28}} = 1,25 \cdot 10^3 \text{ MPa}$$



Celková řezná síla

$$F = n_{zp} \cdot A_d \cdot k_{c0} = 1 \cdot 1,5 \cdot 1,25 \cdot 10^3 = 1875 \text{ N} \quad (5.60)$$

Vyjádření velikosti jednotlivých složek řezné síly:

$$F = \sqrt{(4,2 \cdot x \cdot F_x)^2 + (2,8 \cdot x \cdot F_y)^2 + (1 \cdot x \cdot F_z)^2} \quad (5.61)$$

$$x = \sqrt{\frac{F^2}{4,2^2 + 2,8^2 + 1^2}} \quad (5.62)$$

$$x = \sqrt{\frac{1875^2}{4,2^2 + 2,8^2 + 1^2}}$$

$$x = 364,3 \text{ N}$$

Složka řezné síly tečná na směr hlavního řezného pohybu

$$F_x = 4,2 \cdot x = 4,2 \cdot 364,3 = 1530 \text{ N} \quad (5.63)$$

Složka řezné síly kolmá na osu rotace nástroje

$$F_y = 2,8 \cdot x = 2,8 \cdot 364,3 = 1020 \text{ N} \quad (5.63)$$

Složka řezné síly rovnoběžná se směrem posuvu

$$F_z = 1 \cdot x = 1 \cdot 364,3 = 364,3 \text{ N} \quad (5.64)$$

Kroutící moment v ose frézy

$$M_{kn} = F \cdot \frac{D_n}{2} = 1875 \cdot \frac{0,016}{2} = 15 \text{ Nm} \quad (5.65)$$

Řezný výkon

$$P_c = F \cdot v_c = \frac{1875 \cdot 130}{60 \cdot 1000} = 4,1 \text{ kW} \quad (5.66)$$

### 5.1.1.5 Výpočet řezných sil pro nástroj N5

Tab. 15 Parametry pro obrábění nástrojem N5

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Průměr nástroje	$D_n$	[m]	0,016
Počet zubů nástroje	$z$	[–]	5
Nástrojový úhel nastavení hlavního ostří	$\kappa_r$	[°]	90
Řezná rychlost	$v_c$	[m · min <sup>-1</sup> ]	150
Posuv na zub	$f_z$	[mm/zub]	0,1
Výška záběru ostří	$a_p$	[mm]	0,5
Šířka záběru ostří	$a_e$	[mm]	$D_n$
Úhel určující polohu zubu	$\varphi$	[°]	90
Specifická řezná síla	$k_c$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	1770
Kienzův exponent	$m_c$	[–]	0,25
Materiál			11 373

Otáčky nástroje

$$n_n = \frac{v_c}{D_n \cdot \pi} = \frac{150}{0,016 \cdot \pi} = 2984 \text{ min}^{-1} \quad (5.67)$$

Rychlost posuvu

$$v_f = n_n \cdot z \cdot f_z = 2984 \cdot 5 \cdot 0,1 = 1492 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} \quad (5.68)$$

Jmenovitý průřez třísky odebíraný jedním zubem

$$A_d = f_z \cdot a_p \cdot \sin(\varphi) = 0,1 \cdot 0,5 \cdot \sin(90^\circ) = 0,05 \text{ mm}^2 \quad (5.69)$$

Počet zubů v záběru

$$\sin(\alpha) = \frac{a_e}{D_n} = \frac{\frac{1}{3} \cdot D_n}{D_n} = \frac{0,016}{0,016} = 1 \quad (5.70)$$

$$\alpha = \arcsin(1) = 90^\circ \quad (5.71)$$

$$\psi = 2 \cdot \alpha = 2 \cdot 90 = 180^\circ \quad (5.72)$$

$$n_{zp} = z \cdot \frac{\psi}{360^\circ} = 5 \cdot \frac{180}{360} = 2,5 \rightarrow n_{zp1} = 3 \quad (5.73)$$

Měrná řezná síla při daném způsobu zatěžování a materiálu

$$k_{c0} = \frac{k_c}{[f_z \cdot \sin(\kappa_r) \cdot \sin(\varphi)]^{m_c}} \quad (5.74)$$

$$k_{c0} = \frac{1770}{[0,1 \cdot \sin(90^\circ) \cdot \sin(90^\circ)]^{0,25}} = 3,148 \cdot 10^3 \text{ MPa}$$



Celková řezná síla

$$F = n_{zp} \cdot A_d \cdot k_{c0} = 3 \cdot 0,05 \cdot 3,148 \cdot 10^3 = 472N \quad (5.75)$$

Vyjádření velikosti jednotlivých složek řezné síly:

$$F = \sqrt{(4,2 \cdot x \cdot F_x)^2 + (2,8 \cdot x \cdot F_y)^2 + (1 \cdot x \cdot F_z)^2} \quad (5.77)$$

$$x = \sqrt{\frac{F^2}{4,2^2 + 2,8^2 + 1^2}} \quad (5.78)$$

$$x = \sqrt{\frac{472^2}{4,2^2 + 2,8^2 + 1^2}}$$

$$x = 91,75 N$$

Složka řezné síly tečná na směr hlavního řezného pohybu

$$F_x = 4,2 \cdot x = 4,2 \cdot 91,75 = 385,4 N \quad (5.79)$$

Složka řezné síly kolmá na osu rotace nástroje

$$F_y = 2,8 \cdot x = 2,8 \cdot 91,75 = 257 N \quad (5.80)$$

Složka řezné síly rovnoběžná se směrem posuvu

$$F_z = 1 \cdot x = 1 \cdot 91,75 = 91,75 N \quad (5.81)$$

Kroučící moment v ose frézy

$$M_{kn} = F \cdot \frac{D_n}{2} = 472 \cdot \frac{0,016}{2} = 3,8 Nm \quad (5.82)$$

Řezný výkon

$$P_c = F \cdot v_c = \frac{472 \cdot 150}{60 \cdot 1000} = 1,18 kW \quad (5.83)$$

### 5.1.1.6 Výpočet řezných sil pro nástroj N6

Tab. 16 Parametry pro obrábění nástrojem N6

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Průměr nástroje	$D_n$	[m]	0,012
Počet zubů nástroje	$z$	[-]	2
Nástrojový úhel nastavení hlavního ostří	$\kappa_r$	[°]	90
Řezná rychlost	$v_c$	[m · min <sup>-1</sup> ]	110
Posuv na zub	$f_z$	[mm/zub]	0,1
Výška záběru ostří	$a_p$	[mm]	0,5
Šířka záběru ostří	$a_e$	[mm]	$D_n$
Úhel určující polohu zubu	$\varphi$	[°]	90
Specifická řezná síla	$k_c$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	1400
Kienzův exponent	$m_c$	[-]	0,28
Materiál			GG 30

Otáčky nástroje

$$n_n = \frac{v_c}{D_n \cdot \pi} = \frac{110}{0,012 \cdot \pi} = 2918 \text{ min}^{-1} \quad (5.84)$$

Rychlost posuvu

$$v_f = n_n \cdot z \cdot f_z = 2918 \cdot 2 \cdot 0,1 = 1492 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} \quad (5.85)$$

Jmenovitý průřez třísky odebíraný jedním zubem

$$A_d = f_z \cdot a_p \cdot \sin(\varphi) = 0,1 \cdot 0,5 \cdot \sin(90^\circ) = 0,05 \text{ mm}^2 \quad (5.86)$$

Počet zubů v záběru

$$\sin(\alpha) = \frac{a_e}{D_n} = \frac{D_n}{D_n} = \frac{0,012}{0,012} = 1 \quad (5.87)$$

$$\alpha = \arcsin(1) = 90^\circ \quad (5.88)$$

$$\psi = 2 \cdot \alpha = 2 \cdot 90 = 180^\circ \quad (5.89)$$

$$n_{zp} = z \cdot \frac{\psi}{360^\circ} = 2 \cdot \frac{180}{360} = 1 \rightarrow n_{zp} = 1 \quad (5.90)$$

Měrná řezná síla při daném způsobu zatěžování a materiál

$$k_{c0} = \frac{k_c}{[f_z \cdot \sin(\kappa_r) \cdot \sin(\varphi)]^{m_c}} \quad (5.91)$$

$$k_{c0} = \frac{1400}{[0,1 \cdot \sin(90^\circ) \cdot \sin(90^\circ)]^{0,28}} = 2,668 \cdot 10^3 \text{ MPa}$$





Celková řezná síla

$$F = n_{zp} \cdot A_d \cdot k_{c0} = 1 \cdot 0,05 \cdot 2,668 \cdot 10^3 = 133,4 \text{ N} \quad (5.92)$$

Vyjádření velikosti jednotlivých složek řezné síly:

$$F = \sqrt{(4,2 \cdot x \cdot F_x)^2 + (2,8 \cdot x \cdot F_y)^2 + (1 \cdot x \cdot F_z)^2} \quad (5.93)$$

$$x = \sqrt{\frac{F^2}{4,2^2 + 2,8^2 + 1^2}} \quad (5.94)$$

$$x = \sqrt{\frac{133,4^2}{4,2^2 + 2,8^2 + 1^2}}$$

$$x = 25,92 \text{ N}$$

Složka řezné síly tečná na směr hlavního řezného pohybu

$$F_x = 4,2 \cdot x = 4,2 \cdot 25,92 = 108,9 \text{ N} \quad (5.95)$$

Složka řezné síly kolmá na osu rotace nástroje

$$F_y = 2,8 \cdot x = 2,8 \cdot 25,92 = 72,8 \text{ N} \quad (5.96)$$

Složka řezné síly rovnoběžná se směrem posuvu

$$F_z = 1 \cdot x = 1 \cdot 25,92 = 25,92 \text{ N} \quad (5.97)$$

Kroutící moment v ose frézy

$$M_{kn} = F \cdot \frac{D_n}{2} = 133,4 \cdot \frac{0,012}{2} = 0,8 \text{ Nm} \quad (5.98)$$

Řezný výkon

$$P_c = F \cdot v_c = \frac{133,4 \cdot 110}{60 \cdot 1000} = 0,25 \text{ kW} \quad (5.83)$$

### 5.1.1.7 Výpočet řezných sil pro nástroj N7

Tab. 17 Parametry pro obrábění nástrojem N7

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Průměr nástroje	$D_n$	[m]	0,018
Počet zubů nástroje	$z$	[–]	2
Nástrojový úhel nastavení hlavního ostří	$\kappa_r$	[°]	140
Řezná rychlost	$v_c$	[m · min <sup>-1</sup> ]	100
Posuv na otáčku	$f_o$	[mm/ot.]	0,21
Specifická řezná síla	$k_c$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	1770
Materiál			11 373

Otáčky nástroje

$$n_n = \frac{v_c}{D_n \cdot \pi} = \frac{100}{0,018 \cdot \pi} = 1768 \text{ min}^{-1} \quad (5.84)$$

Posuv na zub

$$f_z = \frac{f_o}{z} = \frac{0,21}{2} = 0,105 \text{ mm/zub} \quad (5.85)$$

Jmenovitá tloušťka třísky

$$h_d = f_z \cdot \sin\left(\frac{\kappa_r}{2}\right) = 0,105 \cdot \sin\left(\frac{140}{2}\right) = 0,1 \text{ mm} \quad (5.86)$$

Jmenovitá šířka třísky

$$b_d = \frac{D_n}{2 \cdot \sin\left(\frac{\kappa_r}{2}\right)} = \frac{0,018}{2 \cdot \sin\left(\frac{140}{2}\right)} = 9,6 \text{ mm} \quad (5.87)$$

Jmenovitý průřez třísky

$$A_d = h_d \cdot b_d = 0,1 \cdot 9,6 = 0,95 \text{ mm}^2 \quad (5.88)$$

Měrná řezná síla při daném způsobu zatěžování a materiálu

$$k_{c0} = \frac{k_c}{h_d^{m_c}} = \frac{1770}{0,1^{0,25}} = 3,148 \cdot 10^3 \text{ MPa} \quad (5.89)$$

Řezná síla na jeden břit

$$F = \frac{A_d}{2} \cdot k_{c0} = \frac{0,95}{2} \cdot 3,148 \cdot 10^3 = 1487 \text{ N} \quad (5.90)$$

Celková řezná síla

$$F_c = 2 \cdot \frac{F}{2} = 2 \cdot \frac{1487}{2} = 1487 \text{ N} \quad (5.91)$$

Celková posuvová síla na vrták



$$F_f = k_{c0} \cdot D_n \cdot f_o \cdot \frac{\sin\left(\frac{\alpha_r}{2}\right)}{4} \quad (5.92)$$

$$F_f = 3,148 \cdot 10^3 \cdot 18 \cdot 0,2 \cdot \frac{\sin\left(\frac{140}{2}\right)}{4} = 2795 \text{ N}$$

Kroutící moment v ose vrtáku

$$M_{kn} = \frac{2 \cdot F_c \cdot D_n}{2 \cdot 4} = \frac{2 \cdot 1487 \cdot 0,018}{2 \cdot 4} = 6,7 \text{ Nm} \quad (5.93)$$

Řezný výkon

$$P_c = F_c \cdot v_c = \frac{1487 \cdot 100}{60 \cdot 1000} = 2,5 \text{ kW} \quad (5.94)$$

Z předchozích výpočtů vyplívají velikosti jednotlivých sil při obrábění a kroutících momentů na nástroj. Jako největší síla zde vystupuje celková řezná síla, která bude proto zohledněna při dalším návrhu. Tyto hodnoty budou voleny jako vstupní parametry pro návrh a výpočet uložení vřetena frézovací hlavy.

Vypočtené silové zatížení je shrnuto v Tab. 18

Tab. 18 Výsledné silové zatížení při frézování a vrtání

Operace	Podmínky obrábění	Materiál	Řezná síla [kN]	Řezný výkon [kW]	Kroutící moment [Nm]	Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]
Čelní frézování	Těžké obrábění	11 373	1,706	2,844	27,3	995
		GG 30	2,064	4,8	41,3	1114
	Střední obrábění	11 373	2,155	4,31	21,5	1910
		GG 30	1,875	4,062	15	2586
	Dokončovací operace	11 373	0,472	1,2	3,8	2984
GG30		0,134	0,8	0,3	2918	
Vrtání		11 373	2,382	4	10,719	1768

## 5.2 Volba koncepce frézovací hlavy

Firmy zabývající se výrobou frézovacích hlav a obráběcích strojů obecně nerady zveřejňují know-how svých výrobků. Je to logický postoj vzhledem k velkému konkurenčnímu boji a určité výhodě či náskoku oproti ostatním výrobcům. Možných konstrukčních přístupů při řešení návrhu prodloužené frézovací hlavy je mnoho. Z dostupných informací se však jedná především o dvě základní koncepce, které jsou mezi výrobci nejvíce používané.

### 5.2.1 Horizontálně uložená hřídel

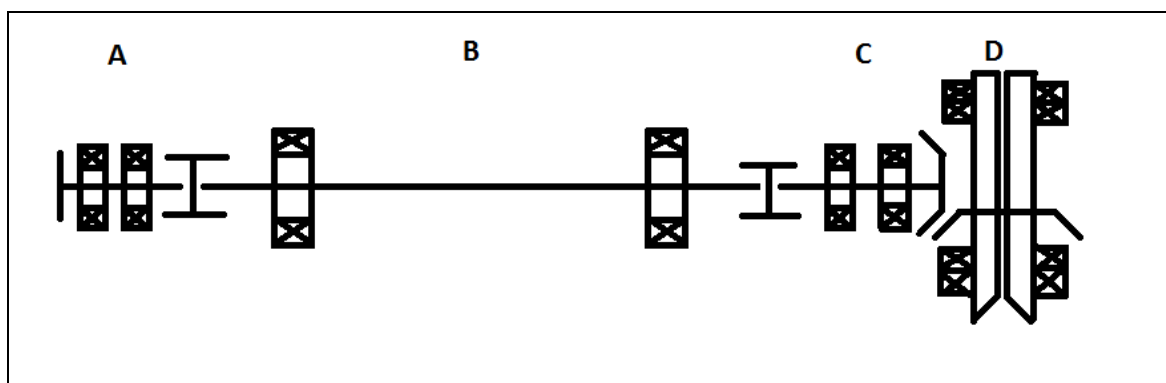
První možná varianta je přenos kroutícího momentu z horizontálního vřetena obráběcího stroje na vřeteno frézovací hlavy pomocí tyče. Tento princip je použit například u prodloužené frézovací hlavy IFVW 1B. Od vřetena, které otáčí unášečem pomocí kamenů, dále přes soustavu ozubených kol se změnou převodového poměru

pohání horizontálně uloženou hřídel, ta je zakončena kuželovým kolem, které pohání vertikálně uložené vřeteno.

Tato koncepce najde uplatnění především pro obrábění s menším zatížením od vznikajících rezných sil. Hřídel je namáhána především krutem a při přetížení hrozí její poškození. Nesporná výhoda této koncepce je možnost natáčení hlavy v místě kuželového soukolí v přední části, kdy se otáčí pouze část s vřetenem. Samotná část s vřetenem má relativně malou hmotnost a lze jí manuálně pootáčet snadněji oproti otáčení celým tělem frézovací hlavy.

Pro tuto variantu bylo sestaveno schéma (obr. 44). Krutící moment je zde přenášen ze vstupní hřídele (uzel A) na horizontální hřídel (uzel B), odtud hřídelí s kuželovým ozubením (uzel C) na vřeteno s kuželovým kolem (uzel D). Jako spojky mezi jednotlivými hřídeli jsou použity spojky ROBA DR od firmy MAYR. Převodový poměr mezi vstupní hřídelí a vřetenem je 1:1, to znamená, že vřeteno hlavy bude mít stejné otáčky, jako horizontální vřeteno vyvrtávačky pohánějící vstupní hřídel. Tělo konstantního kruhového průřezu, vyrobené jako odlitek z jednoho kusu, zajistí dosah celé hlavy hluboko v obrobku.

Tato koncepce frézovacích hlav byla používána pro konvenční horizontální vyvrtávací stroje a umožňovala obrábění především malými nástroji s upínacím kuželem SK40, je proto vhodná pro nástroje menších průměrů.



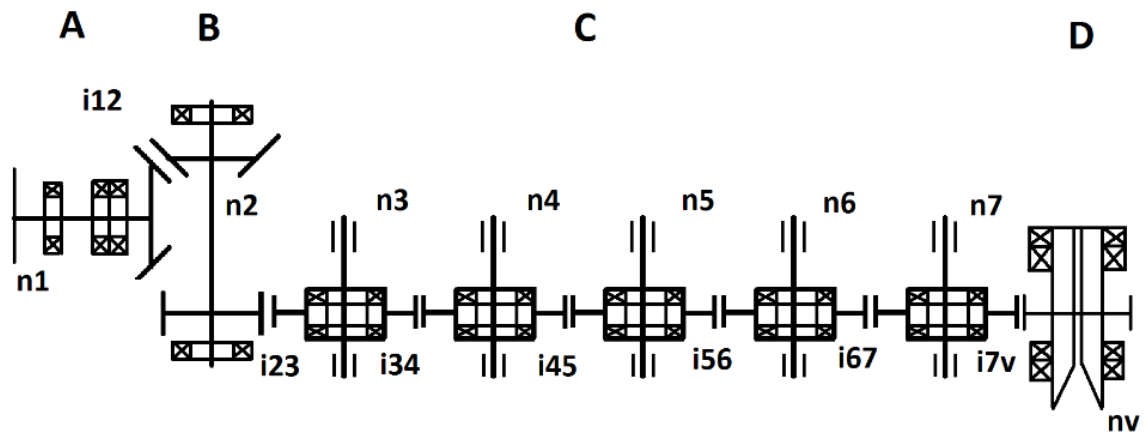
Obr. 44 Kinematické schéma frézovací hlavy s horizontální hřídelí

### 5.2.2 Ozubená kola

Druhou možností přenosu kroutícího momentu od hlavního vřetena vyvrtávačky na vřeteno frézovací hlavy je pomocí ozubených kol. Pomocí nich lze přenášet vysoká zatížení vznikající při obrábění, snáší také lépe rázy oproti variantě s horizontální hřídelí, u které mohou vlivem rázového zatížení vznikat velké úhly deformace zkroucení.

Je však nutné podotknout, že výroba ozubených kol je drahá a náročná na přesnost výroby a montáže celého mechanismu. Světoví výrobci však tuto koncepci prodloužených frézovacích hlav používají pro možnost, již zmíněného většího zatížení než u horizontální hřídele a plynulosti převodu.

Pro tuto variantu bylo sestaveno kinematické schéma znázorněné na obr. 45.



Obr. 45 Kinematické schéma frézovací hlavy s ozubenými koly

Zde je kroučící moment přenášen z vstupní hřídele (uzel A) přes kuželové soukolí na svislou hřídel (uzel B). Svislá hřídel je společná pro kuželové kolo i pro válcové kolo, přes které je kroučící moment dále přenášen přes soustavu válcových kol (uzel C) na vřeteno (uzel D). Převodový poměr mezi vstupní hřídelí a vřetenem je opět 1:1.

Podle schématu je patrné, že hlavu lze natáčet v místě kuželového soukolí, podobně jako u varianty s horizontální hřídelí. Zde je však kuželové soukolí umístěno na začátku řetězce, aby bylo možné vhodně převést smysl otáčení na vertikálně orientované vřeteno. Takto je při natočení vřetena do požadovaného úhlu nutné otáčet zároveň celým tělem.

Oproti návrhu frézovací hlavy s horizontální hřídelí pro přenos kroučícího momentu je varianta s ozubenými koly složitější (je zde použito více ložisek a ozubených kol, které konstrukci prodraží).

Po konzultaci se zadavatelem práce jsme dospěli k rozhodnutí, že bude vhodné zpracovat konstrukční návrh hlavy s ozubenými koly. Tato varianta se jeví vhodná pro svou možnost přenosu velkého zatížení s rázy při širokém spektru obráběcích operací, pro které má být frézovací hlava určena.

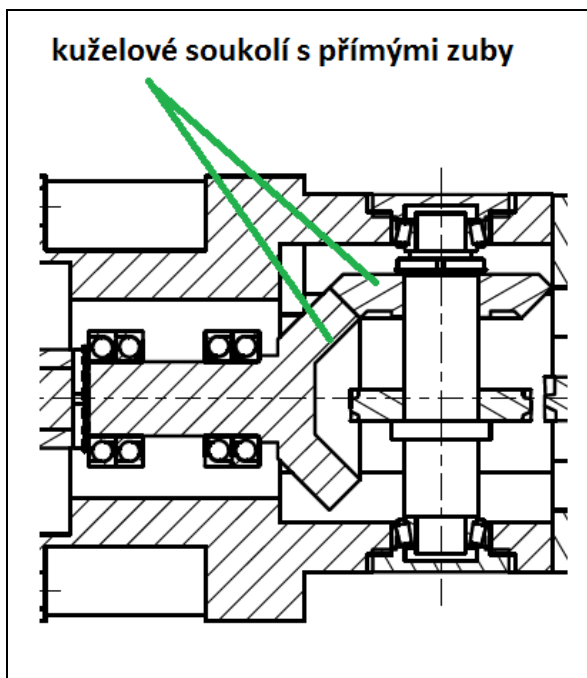
### 5.3 Silové působení obráběcího procesu na konstrukční prvky frézovací hlavy

Z vypočítaných sil pro stanovené režimy obrábění se určí silové zatížení jednotlivých částí frézovací hlavy. Protože je kroučící moment přenášen ozubenými koly, vypočítá se potřebný kroučící moment, který je třeba na vstupní hřídel přivést, aby výsledný kroučící moment na vřeteno odpovídal hodnotám potřebným pro obrábění v jednotlivých režimech (viz. tab. 18)

### 5.3.1 Silové poměry na kuželovém soukolí (uzel A)

Jak již bylo uvedeno, konstrukce prodloužené frézovací hlavy bude vycházet z koncepce ozubených kol. Kinematiku schématu popisuje rovněž obr. 44, na něm bude popsán další postup návrhu.

Na obrázku 46 je patrný uzel A, jeho základem je hřídel s kuželovým kolem. Kuželové kolo slouží ke změně směru otáčení na svislou hřídel. První varianta provedení kuželového kola je zobrazena na obr. 45. Předpokladem je, že kuželové kolo umožňuje montáž čelního kola přibližně v jeho ose. Ozubení je tvořeno přímými zuby z důvodu menší náročnosti na výrobu a nižší ceny. Tato variant však byla vyhodnocena jako neekonomická a zároveň hlučná především při vysokých otáčkách.



Obr. 46 Kuželové kolo s přímými zuby

Proto byla zvolena kuželová kola se spirálovým ozubením, tzv. Gleason. Výhodou tohoto ozubení je plynulý záběr, vysoká účinnost a malá hlučnost v porovnání s přímým nebo šikmým ozubením.



Obr. 47 Spirálové ozubení GREASNER [36]

#### 5.3.1.1 Geometrie soukolí

Tab. 19 Parametry kuželových kol

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Úhel sklonu zubu	$\beta_m$	[°]	35
Úhel záběru	$\alpha_t$	[°]	20
Úhel roztečného kuželu kola 1	$\delta_1$	[°]	45
Úhel roztečného kuželu kola 2	$\delta_2$	[°]	45
Průměr roztečné kružnice	$D_1$	[mm]	77



### 5.3.1.2 Celková účinnost frézovací hlavy

Při přenosu kroutícího momentu ze vstupní hřídele na vřeteno dochází vlivem pasivních odporů ke zahřívání a tím pádem i ke ztrátám výkonu. Ke ztrátám dochází především v uložení hřídelí a v samotném uložení.

Celková účinnost frézovací hlavy

$$\eta_c = \eta_{kuz}^{a_i} \cdot \eta_{kul}^{b_i} \cdot \eta_{čk}^{c_i} \cdot \eta_{kk}^{d_i} \quad (5.95)$$

Tab. 20 Účinnosti

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Účinnost kuželíkového ložiska	$\eta_{kuz}$	[-]	0,96
Účinnost kuličkového ložiska	$\eta_{kul}$	[-]	0,99
Účinnost čelního soukolí	$\eta_{čk}$	[-]	0,95
Účinnost kuželového soukolí	$\eta_{kk}$	[-]	0,97
Počet kuželíkových ložisek	$a_i$	[-]	2
Počet kuličkových ložisek	$b_i$	[-]	17
Počet čelního ozubení	$c_i$	[-]	5
Počet kuželového ozubení	$d_i$	[-]	1

$$\eta_c = 0,96^2 \cdot 0,99^{17} \cdot 0,95^5 \cdot 0,97^1 = 0,571$$

Při zvolených parametrech účinností vychází celková účinnost frézovací hlavy 57,1%. Tato hodnota působí neefektivně, ale jednotlivé účinnosti jsou voleny tak, aby pevnostní výpočet hlavy vycházel z co největšího možného zatížení. Protože celková účinnost je pouze 57 %, znamená to, že každý konstrukční uzel bude muset být dimenzován na výkon daleko větší, aby na vřetenu byl zaručen požadovaný výkon.

### 5.3.1.3 Síly působící na ozubení

Kroutící moment na vstupní hřídeli

$$M_{kv} = \frac{M_{kvř}}{\eta_c} = \frac{200}{0,571} = 350 \text{ Nm} \quad (5.96)$$

Při výpočtu kroutícího momentu se vychází z požadovaného kroutícího momentu na vřetenu, v tomto případě požadovaný maximální kroutící moment 200 Nm.

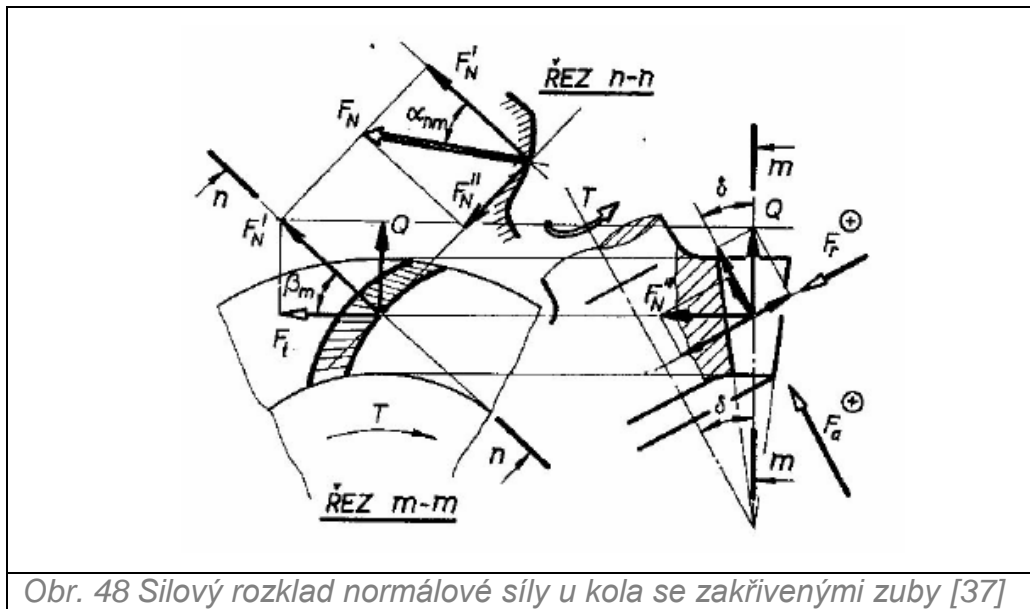
Kroutící moment na kuželovém soukolí

$$M_1 = \eta_{kul}^{b_i} \cdot M = 0,99^3 \cdot 350 = 339,6 \text{ Nm} \quad (5.96)$$

Za hodnotu  $b$  byla podle kinematického schématu dosazena hodnota 3, charakterizující počet kuličkových ložisek.



Podle silového rozboru (obr. 48) se stanoví potřebné síly vznikající na kuželovém kole.



Obr. 48 Silový rozklad normálové síly u kola se zakřivenými zuby [37]

Tečná síla

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 339,6}{77} = 8821 \text{ N} \quad (5.97)$$

Střední úhel normálního profilu zubu rovinného kola

$$\alpha_{nm} = a \tan(\tan(\alpha_t) \cdot \cos(\beta_m)) \quad (5.98)$$

$$\alpha_{nm} = a \tan(\tan(20^\circ) \cdot \cos(35^\circ)) = 16,6^\circ$$

Axiální síla kola 1

$$F_{a1} = \frac{F_{t1} \cdot (\sin(\delta_1) \cdot \tan(\alpha_{nm}) + \cos(\delta_1) \cdot \sin(\beta_m))}{\cos(\beta_m)} \quad (5.99)$$

$$F_{a1} = \frac{8821 \cdot (\sin(45^\circ) \cdot \tan(16,6^\circ) + \cos(45^\circ) \cdot \sin(35^\circ))}{\cos(35^\circ)} = 6638 \text{ N}$$

Axiální síla kola 2

$$F_{a2} = \frac{F_{t1} \cdot (\sin(\delta_2) \cdot \tan(\alpha_{nm}) - \cos(\delta_2) \cdot \sin(\beta_m))}{\cos(\beta_m)} \quad (5.100)$$

$$F_{a2} = \frac{8821 \cdot (\sin(45^\circ) \cdot \tan(16,6^\circ) - \cos(45^\circ) \cdot \sin(35^\circ))}{\cos(35^\circ)} = -2097 \text{ N}$$



Radiální síla kola 1

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot (\cos(\delta_1) \cdot \tan(\alpha_{nm}) - \sin(\delta_1) \cdot \sin(\beta_m))}{\cos(\beta_m)} \quad (5.101)$$

$$F_{r1} = \frac{8821 \cdot (\cos(45^\circ) \cdot \tan(16,6^\circ) - \sin(45^\circ) \cdot \sin(35^\circ))}{\cos(35^\circ)} = -2097N$$

Radiální síla kola 2

$$F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot (\cos(\delta_1) \cdot \tan(\alpha_{nm}) + \sin(\delta_1) \cdot \sin(\beta_m))}{\cos(\beta_m)} \quad (5.102)$$

$$F_{r2} = \frac{8821 \cdot (\cos(45^\circ) \cdot \tan(16,6^\circ) + \sin(45^\circ) \cdot \sin(35^\circ))}{\cos(35^\circ)} = 6638N$$

Smysl otáčení kola a vinutí šroubovic jsou stejné, proto platí v předchozích rovnicích znaménka +/- podle zvoleného pořadí.

Záporné znaménko u výsledné síly znamená, že její směr byl zvolen opačně od skutečného směru působení.

Výsledná normálová síla

$$F_{N1} = \sqrt{(F_{t1}^2 + F_{a1}^2 + F_{r1}^2)} \quad (5.103)$$

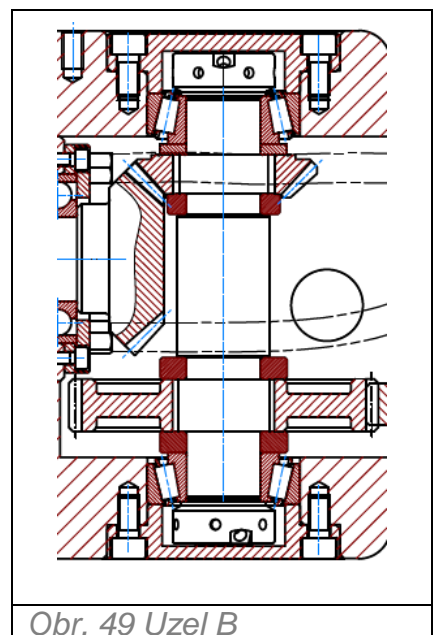
$$F_{N1} = \sqrt{(8821^2 + 6638^2 + 2097^2)} = 11\,240N$$

### **5.3.2 Silové poměry na kuželovém soukolí (uzel B)**

Pro další převod kroutícího momentu je voleno čelní ozubení s šikmými zuby. Šikmé zuby zaručí plynulý záběr zubů, jsou méně hlučné než ozubená kola s přímým ozubením a jejich výroba není příliš finančně nákladná ani složitá.

Je však nutné vzít v úvahu, že při přenosu kroutícího momentu ozubením s šikmými zuby vzniká axiální síla, tu je nutné zachytit v ložiskách.

Obrázek 49 zobrazuje svislou hřídel s kuželovým kolem a kolem s čelním ozubením ve spodní části.



Obr. 49 Uzel B

### 5.3.2.1 Geometrie soukolí

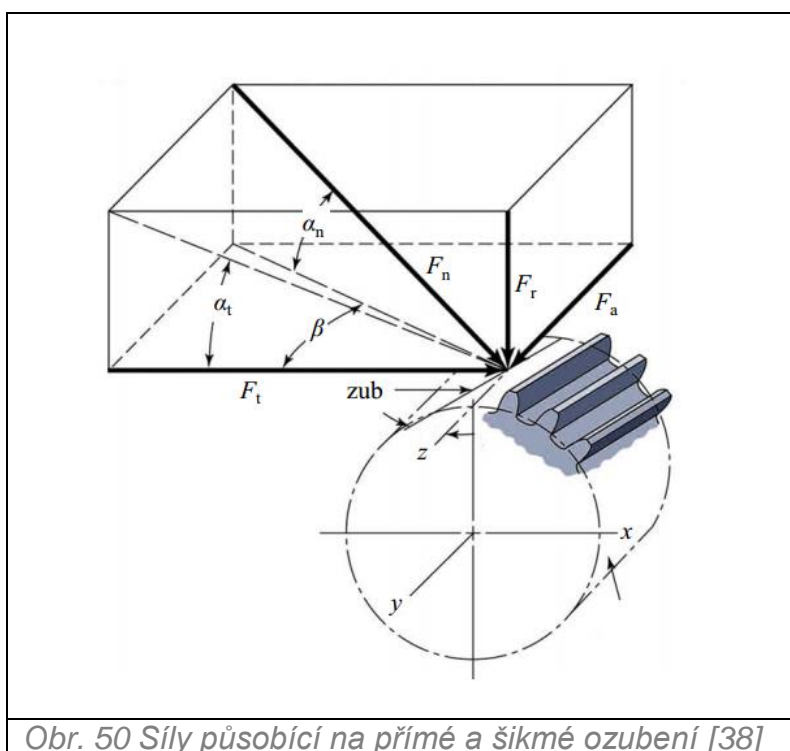
Tab. 21 Parametry čelního kola 3

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Úhel sklonu	$\beta$	[°]	21
Úhel záběru	$\alpha_n$	[°]	20
Průměr roztečné kružnice	$D_3$	[mm]	136
Počet kuželkových ložisek	$a$	[–]	2
Počet kuželového ozubení	$d$	[–]	1

### 5.3.2.2 Síly působící na ozubení

Kroutící moment na čelním kole s šikmým ozubením

$$M_3 = \eta_{kk}^{a_i} \cdot \eta_{kuz}^{d_i} \cdot M_1 = 0,97^1 \cdot 0,95^2 \cdot 339,6 = 303,6 \text{ Nm} \quad (5.104)$$



Tečná síla

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot M_3}{D_3} = \frac{2 \cdot 303,6}{136} = 4465 \text{ N} \quad (5.105)$$

Normálová síla na kole 3

$$F_3 = \frac{F_{t3}}{\cos(\alpha_n) \cdot \cos(\beta)} = \frac{4465}{\cos(20^\circ) \cdot \cos(21^\circ)} = 5089 \text{ N} \quad (5.106)$$



Axiální síla na kole 3

$$F_{a3} = F_3 \cdot \cos(\alpha_n) \cdot \sin(\beta) \quad (5.107)$$

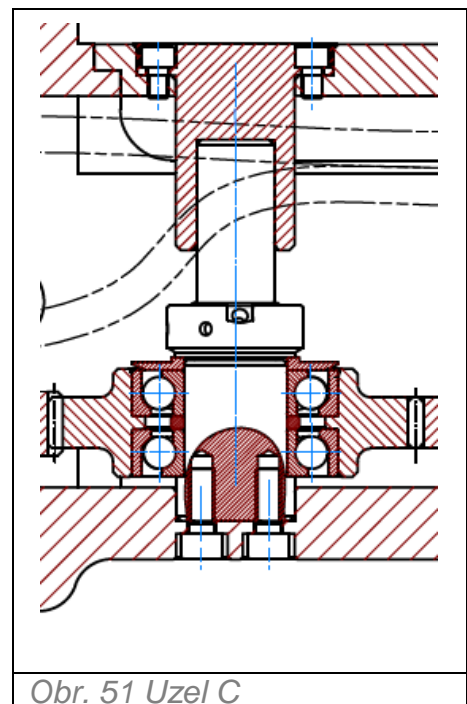
$$F_{a3} = 5089 \cdot \cos(20^\circ) \cdot \sin(21^\circ) = 1714 \text{ N}$$

Radiální síla na kole 3

$$F_{r3} = F_3 \cdot \sin(\alpha_n) = 5089 \cdot \sin(20^\circ) = 1714 \text{ N} \quad (5.108)$$

### 5.3.3 Silové poměry na čelních kolech s šikmými zuby (uzel C)

Ozubené kola uzlu C jsou tvořena opět koly s šikmými zuby. Uzel C je tvořen celkem pěti ozubenými koly, která jsou otočně uložena na ložiskách s kosoúhlým stykem na pevné ose. Takto řazená kola přenáší kroutící moment z kola 3 na včetně frézovací hlavy. Konstrukční provedení uzlu C je znázorněno na obr. 51.



#### 5.3.3.1 Geometrie soukolí

Tab. 22 Parametry čelního kola 4

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Úhel sklonu	$\beta$	[°]	21
Úhel záběru	$\alpha_n$	[°]	20
Průměr roztečné kružnice	$D_4$	[mm]	136

#### 5.3.3.2 Síly působící na ozubení

Silové působení bude počítáno pro první soukolí v řetězci, tedy na kole, které je v záběru s kolem 3 z předchozího výpočtu, a to z důvodu největší hodnoty momentu. Na další kolo v záběru vlivem účinnosti působí menší moment, a proto budou na ozubení vznikat i menší síly.

Platí, že silové zatížení na kole 4 je vlivem zákona akce a reakce rovno zatížení kola 3 s opačnými směry působení.

Tečná síla

$$F_{t4} = F_{t3} = \frac{2 \cdot M_3}{D_3} = \frac{2 \cdot 303,6}{136} = 4465 \text{ N} \quad (5.109)$$

Normálová síla na kole 4

$$F_4 = F_3 = \frac{F_{t3}}{\cos(\alpha_n) \cdot \cos(\beta)} \quad (5.110)$$

$$F_4 = \frac{4465}{\cos(20^\circ) \cdot \cos(21^\circ)} = 5089 \text{ N}$$

Axiální síla na kole 4

$$F_{a4} = F_{a3} = F_3 \cdot \cos(\alpha_n) \cdot \sin(\beta) \quad (5.111)$$

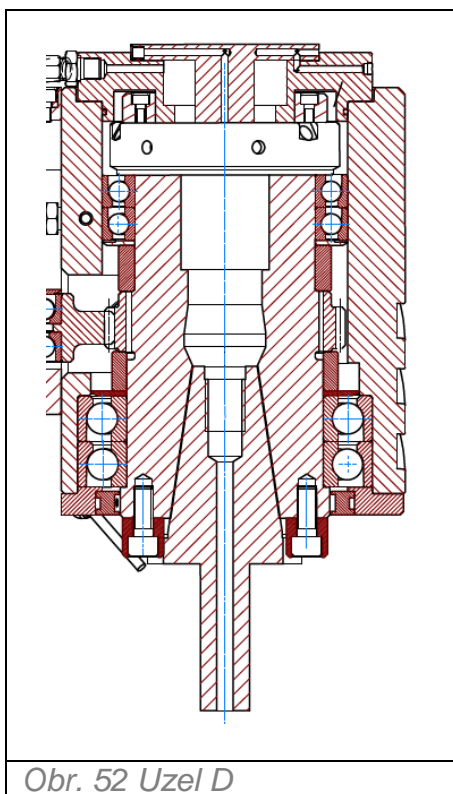
$$F_{a4} = 5089 \cdot \cos(20^\circ) \cdot \sin(21^\circ) = 1714 \text{ N}$$

Radiální síla na kole 4

$$F_{r4} = F_{r3} = F_3 \cdot \sin(\alpha_n) = 5089 \cdot \sin(20^\circ) = 1714 \text{ N} \quad (5.112)$$

#### **5.3.4 Silové poměry na ozubeném věnci vřetena (uzel D)**

Pro náhon vřetena bude použit ozubený věnec s šikmým ozubením. Konstrukční provedení náhonu vřetena je zobrazeno na obr. 52.



Obr. 52 Uzel D



### 5.3.4.1 Geometrie soukolí

Tab. 23 Parametry ozubeného věnce vřetena

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Úhel sklonu	$\beta$	[°]	21
Úhel záběru	$\alpha_n$	[°]	20
Průměr roztečné kružnice	$D_v$	[mm]	136

### 5.3.4.2 Síly působící na ozubení

Kroutící moment na věnci vřetena

$$M_V = M \cdot \eta_c = 350 \cdot 0,571 = 200 \text{ Nm} \quad (5.113)$$

Tečná síla

$$F_{tv} = \frac{2 \cdot M_V}{D_v} = \frac{2 \cdot 200}{136} = 2939 \text{ N} \quad (5.114)$$

Normálová síla na věnci vřetena

$$F_v = \frac{F_{tv}}{\cos(\alpha_n) \cdot \cos(\beta)} = \frac{2939}{\cos(20^\circ) \cdot \cos(21^\circ)} = 3350 \text{ N} \quad (5.115)$$

Axiální síla na věnci vřetena

$$F_{av} = F_v \cdot \cos(\alpha_n) \cdot \sin(\beta) \quad (5.116)$$

$$F_{av} = 3350 \cdot \cos(20^\circ) \cdot \sin(21^\circ) = 1128 \text{ N}$$

Radiální síla na věnci vřetena

$$F_{rv} = F_v \cdot \sin(\alpha_n) = 3350 \cdot \sin(20^\circ) = 1146 \text{ N} \quad (5.117)$$

Výkon vřetena

Pomocí maximálního kroutícího momentu  $M_V = 200 \text{ Nm}$  při zvolených nominálních otáčkách  $n_1 = 700 \text{ min}^{-1}$  se stanoví hodnota minimálního výkonu vřetena  $P_{min}$ :

$$P_{min} = M_V \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1 = 200 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 700 = 14,6 \text{ kW} \quad (5.118)$$

Dosazením minimálního kroutícího momentu  $M_{V3000} = 60 \text{ Nm}$  při zvolených maximálních otáčkách  $n_2 = 3000 \text{ min}^{-1}$  se stanoví hodnota maximálního výkonu vřetena  $P_{max}$ :

$$P_{max} = M_{V3000} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2 = 60 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 3000 = 18,9 \text{ kW} \quad (5.119)$$

Pomocí předchozího výpočtu lze vypočítat silové poměry na ozubených kolech také pro zadané řezné podmínky a zvolené nástroj. Výsledné silové poměry pro jednotlivé režimy obrábění jsou uvedeny v tabulce 15.



Tab.24 Výsledné silové poměry

Uzel	Síly	Kroučící moment na vřetenu [Nm]							
		200	27,3	41,3	21,5	15	4	0,3	3,8
		Kroučící moment na vstupu do hlavy [Nm]							
		350	47,1	72,3	37,6	26,3	7	0,5	6,7
Síly na jednotlivých ozubených kolech [N]									
Vstupní hřídel 1	Ft1	8,821	1,187	1,822	0,947	0,663	0,177	0,013	0,169
	Fa1	6,638	0,893	1,371	0,713	0,499	0,133	0,01	0,127
	Fr1	2,097	0,282	0,433	0,225	0,158	0,042	0,003	0,04
Hřídel 2	Ft2	8,821	1,187	1,822	0,947	0,663	0,177	0,013	0,169
	Fa2	2,097	0,282	0,433	0,225	0,158	0,042	0,003	0,04
	Fr2	6,638	0,893	1,371	0,713	0,499	0,133	0,01	0,127
	Fn1,2	1,124	1,512	2,321	1,207	0,844	0,225	0,017	0,215
	Ft3	4,465	0,601	0,922	0,480	0,335	0,09	0,064	0,086
	Fa3	1,714	0,231	0,354	0,184	0,129	0,035	0,003	0,033
	Fr3	1,741	0,234	0,360	0,187	0,131	0,035	0,003	0,033
F3	5,089	0,685	1,051	0,547	0,382	0,102	0,007	0,098	
Hřídel 3	Fa4	1,714	0,231	0,354	0,184	0,129	0,035	0,003	0,033
	Fr4	1,741	0,234	0,360	0,187	0,131	0,035	0,003	0,033
	F4	5,089	0,685	1,051	0,547	0,382	0,102	0,007	0,098
	Fa8	1,714	0,231	0,354	0,184	0,129	0,035	0,003	0,033
	Fr8	1,741	0,234	0,360	0,187	0,131	0,035	0,003	0,033
F8	5,089	0,685	1,051	0,547	0,382	0,102	0,007	0,098	
Vřeteno	Ftv	2,851	0,384	0,607	0,306	0,214	0,057	0,004	0,055
	Fav	1,094	0,148	0,233	0,118	0,082	0,022	0,002	0,021
	Frv	1,112	0,150	0,237	0,119	0,084	0,022	0,002	0,022
	Fv	3,25	0,437	0,692	0,349	0,244	0,065	0,004	0,062
Nástroj	Velikost řezných sil [kN]								
	Fcxy	2,155	1,706	2,064	2,155	1,875	0,472	0,134	
	Fcz								2,382
	Největší zatížení pro výpočet životnosti ložisek [kN]								
	Fcxy	2,895							
	Fcz	2,4							

#### 5.4 Kontrolní výpočet vřetena

Na vřeteno pravouhlé frézovací hlavy jsou kladeny vysoké nároky. Při obrábění je důležité, aby nástroj obráběl v požadované přesnosti, proto je třeba věnovat pozornost návrhu uložení vřetena. Ložiska zachycují řezné síly vznikající při obrábění, je tedy nutné stanovit trvanlivost ložisek, která se vypočítá z ekvivalentního dynamického zatížení.

Z důvodu finančních úspor bude vřeteno i s automatickým upínačem řešeno jako nakupovaný díl od společnosti BERG (výkresová dokumentace vřetena je součástí přílohy). Výrobce uvádí zástavbové a připojovací rozměry vřetena, dále také technické parametry upínače a možnou přesnost obvodového házení vřetena.

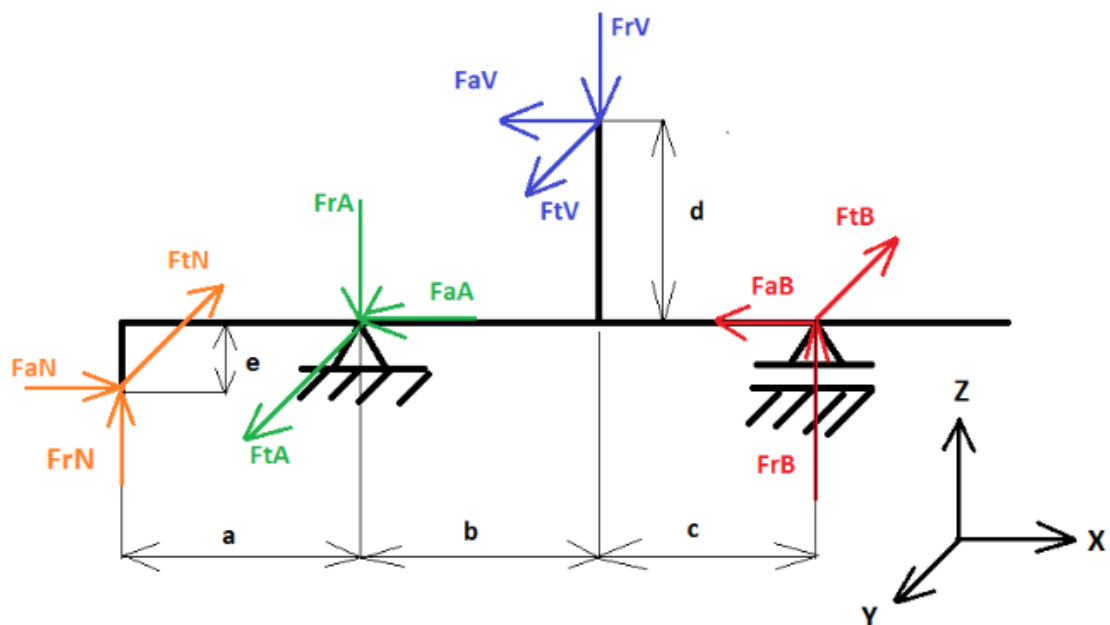


### 5.4.1 Výpočet reakcí v ložiskách

Pro uložení vřetena byly z důvodu omezených rozměrů voleny dva páry ložisek s kosoúhlým stykem firmy SKF párované v tandemu. Jako působíště sil vznikajících při obrábění bylo zvoleno čelo vřetena, a to z důvodu sjednocení působíště sil pro různé nástroje o rozdílných rozměrech a parametrech, které lze použít pro frézovací hlavu.

#### 5.4.1.1 Silový rozbor na vřetenu

Pro čelní soukolí s šikmými zuby se reakční síly určují ve dvou rovinách, v jedné rovině složka radiální a ve druhé složka tečná. Silové poměry jsou zobrazeny na obr. 53, na základě něj budou určeny reakční síly v ložiskách.



Obr. 53 Silové poměry na vřetenu

Výpočet bude vycházet z výpočtu sil pro největší zatížení při obrábění, viz tab. 24, první sloupec.

#### 5.4.1.2 Znamé velikosti sil

$$\begin{array}{ll} F_{aN} = 2400 \text{ N} & F_{aV} = 1094 \text{ N} \\ F_{rN} = 2155 \text{ N} & F_{rV} = 1112 \text{ N} \\ F_{tN} = 2155 \text{ N} & F_{tV} = 2851 \text{ N} \end{array}$$

$$a = 49 \text{ mm} \quad b = 70 \text{ mm} \quad c = 83 \text{ mm} \quad d = 70 \text{ mm}$$

Parametr  $e$  určuje poloměr nástroje. Hodnoty průměrů pro každý nástroj jsou uvedeny v tabulce 2.

#### 5.4.1.2 Statické podmínky rovnováhy

$$F_X: \quad F_{aN} - F_{aA} - F_{aV} - F_{aB} = 0 \quad (5.120)$$

$$F_Y: \quad F_{rN} - F_{rA} - F_{rV} + F_{rB} = 0 \quad (5.121)$$

$$F_Z: \quad F_{tN} - F_{tA} - F_{tV} + F_{tB} = 0 \quad (5.122)$$

$$M_Y: \quad - F_{rN} \cdot a + F_{aN} \cdot e - F_{rV} \cdot b + F_{aV} \cdot d + F_{rB} \cdot (b + c) = 0 \quad (5.123)$$

$$M_Z: \quad - F_{tN} \cdot a - F_{tV} \cdot b + F_{tB} \cdot (b + c) = 0 \quad (5.124)$$

#### 5.4.1.3 Statické podmínky rovnováhy

Velikost sil v podporách se postupně vyjádří z předcházejících rovnic 5.120 až 5.124.

Výpočet reakcí v podpoře B

$$F_{rB} = \frac{F_{rN} \cdot a - F_{aN} \cdot e + F_{rV} \cdot b - F_{aV} \cdot d}{(b + c)} = 1199 \text{ N} \quad (5.125)$$

$$F_{rB} = \frac{2155 \cdot 0,049 - 2400 \cdot 0,016 + 1112 \cdot 0,070 - 1094 \cdot 0,07}{(0,070 + 0,083)}$$

$$F_{rB} = 542 \text{ N}$$

$$F_{tB} = \frac{F_{tN} \cdot a + F_{tV} \cdot b}{(b + c)} \quad (5.126)$$

$$F_{tB} = \frac{2155 \cdot 49 + 2851 \cdot 70}{(70 + 83)}$$

$$F_{tB} = 1995 \text{ N}$$

Výpočet reakcí v podpoře A

$$F_{aB} = 0 \text{ N} \quad (5.127)$$

$$F_{rA} = -F_{rV} + F_{rN} + F_{rB} = -1112 + 2155 + 542 = 1585 \text{ N} \quad (5.128)$$

$$F_{tA} = -F_{tV} + F_{tN} + F_{tB} = -2851 + 2155 + 1995 = 1299 \text{ N} \quad (5.129)$$

$$F_{aA} = -F_{aV} + F_{aN} - F_{aB} = -1094 + 2400 - 0 = 1306 \text{ N} \quad (5.130)$$

Síla  $F_{aB}$  je rovna nule, protože axiálně jsou zatížena jen přední ložiska.



#### 5.4.1.4 Superpozice sil

Pomocí superpozice lze ze složek sil vypočítat výsledné síly  $F_A$ ,  $F_B$ ,  $F_V$  a  $F_N$

$$F_N = \sqrt{F_{tN}^2 + F_{rN}^2} = \sqrt{2155^2 + 2155^2} = 3048 \text{ N} \quad (5.131)$$

$$F_A = \sqrt{F_{tA}^2 + F_{rA}^2} = \sqrt{1299^2 + 1585^2} = 2049 \text{ N} \quad (5.132)$$

$$F_V = \sqrt{F_{tV}^2 + F_{rV}^2} = \sqrt{2851^2 + 1112^2} = 3060 \text{ N} \quad (5.133)$$

$$F_B = \sqrt{F_{tB}^2 + F_{rB}^2} = \sqrt{1995^2 + 542^2} = 2067 \text{ N} \quad (5.130)$$

#### 5.4.1.5 Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek

Postupem, který je uveden výše, byly pro všechny režimy obrábění vypočítány výsledné síly v podporách. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 25.

Tab. 25 Ekvivalentní zatížení v podporách A a B

Provozní stupně	$F_N$ [kN]	$M_k$ [Nm]	Otáčky $n_i$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	Doba zatěžování $q_i$ [%]	Ekvivalentní zatížení v podpoře A $P_{iA}$ [kN]	Ekvivalentní zatížení v podpoře B $P_{iB}$ [kN]
1	3048	200	700	2	2049	2067
2	2413	27,3	995	18	2758	781
3	2919	41,3	1114	10	3237	1002
4	3048	21,5	1910	10	3712	987
5	2652	15	2586	15	3272	846
6	668	4	2984	20	760	180
7	190	0,3	2918	20	193	68
8	0	3,8	1768	5	166	143

Střední otáčky

$$n_m = n_1 \cdot \left(\frac{q_1}{100}\right) + n_2 \cdot \left(\frac{q_2}{100}\right) + \dots + n_8 \cdot \left(\frac{q_8}{100}\right) \quad (5.131)$$

$$n_m = 700 \cdot \left(\frac{2}{100}\right) + 995 \cdot \left(\frac{18}{100}\right) + \dots + 1768 \cdot \left(\frac{5}{100}\right)$$

$$n_m = 2152 \text{ min}^{-1}$$

Celkové ekvivalentní zatížení ložiska A

$$P_A = \sqrt[3]{P_{1A}^3 \cdot \left(\frac{n_1 \cdot q_1}{n_m \cdot 100}\right) + P_{2A}^3 \cdot \left(\frac{n_2 \cdot q_2}{n_m \cdot 100}\right) + \dots + P_{8A}^3 \cdot \left(\frac{n_8 \cdot q_8}{n_m \cdot 100}\right)} \quad (5.132)$$

$$P_A = \sqrt[3]{2049^3 \cdot \left(\frac{700 \cdot 2}{2152 \cdot 100}\right) + 2758^3 \cdot \left(\frac{995 \cdot 18}{2152 \cdot 100}\right) + \dots + 166^3 \cdot \left(\frac{1768 \cdot 5}{2152 \cdot 100}\right)}$$

$$P_A = 2440 \text{ N}$$

Celkové ekvivalentní zatížení ložiska B

$$P_B = \sqrt[3]{P_{1B}^3 \cdot \left(\frac{n_1 \cdot q_1}{n_m \cdot 100}\right) + P_{2B}^3 \cdot \left(\frac{n_2 \cdot q_2}{n_m \cdot 100}\right) + \dots + P_{8B}^3 \cdot \left(\frac{n_8 \cdot q_8}{n_m \cdot 100}\right)} \quad (5.133)$$

$$P_B = \sqrt[3]{2067^3 \cdot \left(\frac{700 \cdot 2}{2152 \cdot 100}\right) + 781^3 \cdot \left(\frac{995 \cdot 18}{2152 \cdot 100}\right) + \dots + 143^3 \cdot \left(\frac{1768 \cdot 5}{2152 \cdot 100}\right)}$$

$$P_B = 702 \text{ N}$$

#### 5.4.2 Hodinová trvanlivost ložisek

Za přední ložiska vřetena byla zvolena přesná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem 7024 ACD/HCP4A a zadní ložiska 71922 ACD/HCP4A od firmy SKF.

Tab. 26 Parametry vřetenových ložisek [39]

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Dynamická únosnost ložisek A	$C_A$	[kN]	111
Dynamická únosnost ložisek B	$C_B$	[kN]	58,5
Mocnitel pro kuličková ložiska	$p$	[–]	3
Předepínací síla ložisek A- třída předpětí B	$F_{paA}$	[N]	1380
Předepínací síla ložisek B- třída předpětí A	$F_{paB}$	[N]	370
Úhel styku ložiska	$\alpha$	[°]	25

Dle katalogu SKF se hodinová trvanlivost vypočítá následovně [39]:

Hodinová trvanlivost ložiska A

$$L_{h10A} = \left(\frac{1,62 \cdot C_A}{P_A}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_m} = \left(\frac{1,62 \cdot 111}{2440}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2152} = 51\,630 \text{ hodin} \quad (5.134)$$



Hodinová trvanlivost ložiska B

$$L_{h10B} = \left( \frac{1,62 \cdot C_B}{P_B} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_m} = \left( \frac{1,6 \cdot 58,5}{702} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2152} = 318\,000 \text{ hodin} \quad (5.135)$$

U vřetenových ložisek je statické zatížení kontrolováno málo, jedná se totiž o zatížení bez rotace. Pro zvolený typ uspořádání se vypočítá hodinová trvanlivost vřetenových ložisek následovně [40]:

#### 5.4.2.1 Hodinová ekvivalentní trvanlivost ložisek

Celkové axiální předpětí ložiska A

$$F_{pcA} = \frac{P_A \cdot 1,2 \cdot \sin(\alpha)}{2} + \frac{F_{paA}}{4} = \frac{2440 \cdot 1,2 \cdot \sin(25^\circ)}{2} + \frac{1380}{4} = 1028 \text{ N} \quad (5.136)$$

Celkové axiální předpětí ložiska B

$$F_{pcB} = \frac{P_B \cdot 1,2 \cdot \sin(\alpha)}{2} + \frac{F_{paB}}{4} = \frac{702 \cdot 1,2 \cdot \sin(25^\circ)}{2} + \frac{370}{4} = 289 \text{ N} \quad (5.137)$$

Větší z hodnot celkového axiálního předpětí ložisek bude označena  $F_{pc}$

$$F_{pcA} > F_{pcB} \rightarrow F_{pcA} = F_{pc}$$

Pokud  $F_{pcA}(F_{pcB}) \leq F_{paA}(F_{paB})$  pak :

$$\frac{F_{paA}}{2} = \frac{1380}{2} = 690 \text{ N}$$

$$\frac{F_{paB}}{2} = \frac{370}{2} = 185 \text{ N}$$

$$\max\left(\frac{F_{paA}}{2}\right) < F_{pc} \rightarrow F_{pc} = F_{pcA}$$

Celkové axiální zatížení od síly obrábění  $F_A$

$F_A = 2382 \text{ N}$  axiální síla od vrtání

$$F_{CAA} = \frac{1}{3} \cdot F_A + F_{pc} = \frac{1}{3} \cdot 2382 + 1028 = 1822 \text{ N} \quad (5.138)$$

$$F_{CAB} = F_{pc} - \frac{1}{6} \cdot F_A = 1028 - \frac{1}{6} \cdot 2382 = 631 \text{ N} \quad (5.139)$$

Celkové radiální zatížení ložiska A

$$F_{RCA} = \frac{P_A}{2} = \frac{2440}{2} = 120 \quad (5.140)$$

Sem zadejte rovnici. Celkové radiální zatížení ložiska B

$$F_{RCB} = \frac{P_B}{2} = \frac{702}{2} = 351 \text{ N} \quad (5.141)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A

$$P_{LA} = X \cdot F_{RCA} + Y \cdot F_{CAA} = 0,41 \cdot 1220 + 0,87 \cdot 1822 = 2085 \text{ N} \quad (5.142)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B

$$P_{LB} = X \cdot F_{RCB} + Y \cdot F_{CAB} = 0,41 \cdot 351 + 0,87 \cdot 631 = 693 \text{ N} \quad (5.143)$$

Kde  $X = 0$ ,  $Y = 0,87$  jsou radiální, respektive axiální koeficienty pro uspořádání ložisek v tandemu. Lze je najít v katalogu výrobce [40].

Hodinová ekvivalentní trvanlivost pro ložisko A

$$L_{ekvh10A} = \frac{16667}{n_m} \cdot \left( \frac{C_A}{P_{LA}} \right)^3 = \frac{16667}{2152} \cdot \left( \frac{111000}{2085} \right)^3 = 19\,470 \text{ hodin} \quad (5.144)$$

Hodinová ekvivalentní trvanlivost pro ložisko B

$$L_{ekvh10B} = \frac{16667}{n_m} \cdot \left( \frac{C_B}{P_{LB}} \right)^3 = \frac{16667}{2152} \cdot \left( \frac{58500}{693} \right)^3 = 77\,770 \text{ hodin} \quad (5.145)$$

Požadovaná životnost ložisek vřetena by se měla podle zadavatele pohybovat v rozmezí 15 000 až 20 000 hodin. Vypočítané hodnoty hodinové ekvivalentní trvanlivosti ložisek z tohoto důvodu vyhovuje zadání. Největší nároky jsou kladeny na přední ložiska, bude nutná jejich pravidelná výměna.

### **5.4.3 Optimální vzdálenost ložisek a výsledná tuhost vřetena**

Pro kontrolu přesnosti chodu vřetena jsou určující geometrické tolerance obvodového házení. Výrobce vřetena uvádí přesnost obvodového házení nástroje ve vzdálenosti 50 mm od čela vřetena 0,005 mm. Zda uložení splňuje tuto podmínku, bude ověřeno výpočtem.

Radiální házení určuje přesnost chodu vřetena a kontroluje se na kuželové dutině, ve které se upíná nástroj.

**Výsledné radiální házení je dáno několika aspekty [41]:**

Nepřesností otáčení vřetena, které mění během jedné otáčky svou polohu mezi dvěma krajními body. Tuto nepřesnost způsobuje házení ložisek

Nesouosost měřené plochy a plochy, z které probíhá měření

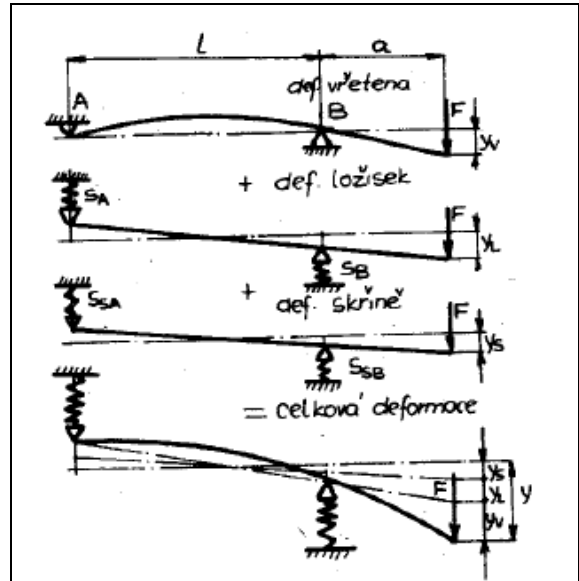
Nekruhový tvar plochy





Je proto vhodné, aby v přední části vřetena bylo voleno ložisko se zvýšenou přesností, pro zadní lze použít ložisko běžné přesnosti [41].

Další činitelé, které mají na přesnost chodu vřetena, a tím i přesnost práce vliv, je tuhost vřetena. Celková deformace vřetena je dána součtem tří dílčích deformací, deformací vřetena  $y_V$ , deformací uložení způsobených reakcemi  $y_L$  a deformací skříně  $y_S$ . Jednotlivé složky lze matematicky odvodit. Pro náročnost výpočtu deformace skříně tato hodnota nebude řešena [41].



Obr. 54 Deformace vřetena [41]

Tab. 27 Parametry pro výpočet optimální vzdálenosti vřetena [39]

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Vnější průměr přední části vřetena	$D_{V1}$	[mm]	128
Vnitřní průměr přední části vřetena	$d_{V1}$	[mm]	70
Vnější průměr pod předním ložiskem	$D_{V2}$	[mm]	114
Vnitřní průměr pod předním ložiskem	$d_{V2}$	[mm]	51
Vnější průměr pod zadním ložiskem	$D_{V3}$	[mm]	110
Vnitřní průměr pod zadním ložiskem	$d_{V3}$	[mm]	54
Síla působící na čele vřetena	$F_r$	[N]	2155
Axiální tuhost zadního ložiska	$C_{aA}$	$[N \cdot \mu m^{-1}]$	304
Axiální tuhost předního ložiska	$C_{aB}$	$[N \cdot \mu m^{-1}]$	461
Modul pružnosti v tahu pro ocel	$E$	$[N \cdot mm^{-2}]$	210000

Radiální tuhost ložisek

Dle katalogu výrobce se radiální tuhost vypočítá podle následujícího vzorce [39]:

$$C_{rA} = 2 \cdot C_{aA} = 2 \cdot 304 = 608 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1} \quad (5.146)$$

$$C_{rB} = 2 \cdot C_{aB} = 2 \cdot 461 = 922 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1} \quad (5.147)$$

Poddajnost ložisek

$$p_A = \frac{1}{C_{rA}} = \frac{1}{608} = 1,465 \cdot 10^{-6} \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1} \quad (5.148)$$

$$p_B = \frac{1}{C_{rB}} = \frac{1}{922} = 1,085 \cdot 10^{-6} \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1} \quad (5.149)$$

Výpočet kvadratických momentů průřezů

$$J_1 = \frac{\pi \cdot (D_{V1} - d_{V1})}{64} = \frac{\pi \cdot (128 - 70)}{64} = 1,2 \cdot 10^7 \text{ mm}^4 \quad (5.150)$$

$$J_2 = \frac{\pi \cdot (D_{V2} - d_{V2})}{64} = \frac{\pi \cdot (114 - 51)}{64} = 7,959 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (5.151)$$

$$J_3 = \frac{\pi \cdot (D_{V3} - d_{V3})}{64} = \frac{\pi \cdot (110 - 54)}{64} = 6,769 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (5.152)$$

Určení parametru r

$$r = -6 \cdot E \cdot J_2 \cdot (p_A + p_B) \quad (5.153)$$

$$r = -6 \cdot 210000 \cdot 7,959 \cdot 10^6 \cdot (1,465 \cdot 10^{-6} + 1,085 \cdot 10^{-6})$$

$$r = -2,737 \cdot 10^7 \text{ mm}^3$$

Určení parametru q

$$q = \frac{-6 \cdot E \cdot J_2 \cdot p_B}{a} \quad (5.154)$$

$$q = \frac{-6 \cdot 210000 \cdot 7,959 \cdot 10^6 \cdot 1,085 \cdot 10^{-6}}{49} = -0,222 \cdot 10^5 \text{ mm}^2$$

určení parametru u

$$u = \sqrt[3]{\frac{-r}{2} - \sqrt{\frac{r^2}{4} + \frac{q^3}{27}}} \quad (5.155)$$

$$u = \sqrt[3]{\frac{-(-2,737 \cdot 10^7)}{2} - \sqrt{\frac{(-2,737 \cdot 10^7)^2}{4} + \frac{(-0,222 \cdot 10^5)^3}{27}}}$$

$$u = 24,662 \text{ mm}$$

určení parametru v

$$v = \sqrt[3]{\frac{-r}{2} + \sqrt{\frac{r^2}{4} + \frac{q^3}{27}}} \quad (5.156)$$

$$v = \sqrt[3]{\frac{-(-2,737 \cdot 10^7)}{2} + \sqrt{\frac{(-2,737 \cdot 10^7)^2}{4} + \frac{(-0,22 \cdot 10^5)^3}{27}}}$$



$$v = 301,3 \text{ mm}$$

Výsledná optimální vzdálenost ložisek

$$l_o = u + v = 24,662 + 301,3 = 325,962 \text{ mm} \quad (5.157)$$

Vypočítaná hodnota optimální vzdálenosti ložisek nelze pro omezené rozměry vřetena aplikovat, proto vzdálenost mezi ložisky bude zvolena  $l = 153 \text{ mm}$ .

Dílčí deformace vřetena

$$y_V = \frac{F_r \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left( \frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_1} \right) \quad (5.158)$$

$$y_V = \frac{2155 \cdot 49^2}{3 \cdot 210000} \cdot \left( \frac{1}{7,959 \cdot 10^6} + \frac{1}{1,2 \cdot 10^7} \right) = 0,191 \text{ } \mu\text{m}$$

Dílčí deformace ložisek

$$y_L = \frac{F_r}{l^2} \cdot [a^2 \cdot p_A + (a + l)^2 \cdot p_B] \quad (5.159)$$

$$y_L = \frac{2155}{153^2} \cdot [49^2 \cdot 1,465 \cdot 10^{-6} + (49 + 153)^2 \cdot 1,085 \cdot 10^{-6}]$$

$$y_L = 4,438 \text{ } \mu\text{m}$$

Deformace na předním konci vřetena

$$y = y_V + y_L = 0,191 + 4,438 = 4,629 \text{ } \mu\text{m} \quad (5.160)$$

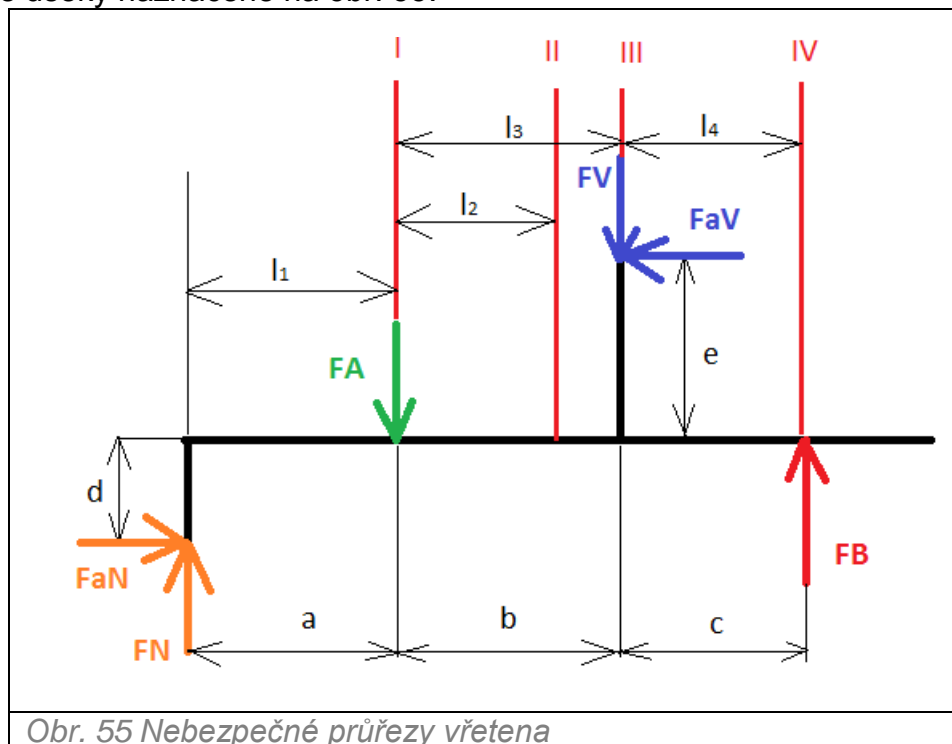
Tuhost vřetena

$$k_V = \frac{F_r}{y} = \frac{2155}{4,629 \cdot 10^{-3}} = 4,655 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (5.161)$$

Celková deformace se zanedbáním dílčí deformace skříně vřetena je rovna  $4,629 \text{ } \mu\text{m}$ . Výrobce vřetena uvádí ve vzdálenosti  $50 \text{ mm}$  od čela vřetena toleranci čelního házení  $5 \text{ } \mu\text{m}$ . Vypočítaná velikost deformace na předním konci vřetena pro navrhovanou hlavu vyhovuje požadované přesnosti.

#### 5.4.4 Pevnostní výpočet vřetena

U vřetena frézovací hlavy budou dále kontrolovány nejkritičtější průřezy vřetena, a to na ohyb, tah nebo tlak a krut. Vřeteno bude proto rozděleno na jednotlivé úseky naznačené na obr. 55.



Tab. 28 Parametry pro pevnostní výpočet vřetena

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Vnější průměr kontrované části I	$D_1$	[m]	0,120
Vnitřní průměr kontrované části I	$d_1$	[m]	0,056
Vzdálenost působíště síly $F_r$ od místa I	$l_1$	[m]	0,049
Vnější průměr kontrované části II	$D_2$	[m]	0,110
Vnitřní průměr kontrované části II	$d_2$	[m]	0,043
Vzdálenost působíště síly $F_r$ od místa II	$l_2$	[m]	0,045
Vnější průměr kontrované části III	$D_3$	[m]	0,116
Vnitřní průměr kontrované části III	$d_3$	[m]	0,05
Vzdálenost působíště síly $F_r$ od místa III	$l_3$	[m]	0,07
Vnější průměr kontrované části IV	$D_4$	[m]	0,110
Vnitřní průměr kontrované části IV	$d_4$	[m]	0,054
Vzdálenost působíště síly $F_r$ od místa IV	$l_4$	[m]	0,084
Maximální kroutící moment	$M_k$	[N · m]	200
Materiál vřetena			14 220
Mez kluzu materiálu 14 220	$R_e$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	590
Síla od řezného procesu	$F_N$	[N]	3048
Síla reakce v ložisku A	$F_A$	[N]	2049
Síla reakce v ložisku B	$F_B$	[N]	2067
Síla náhonového kola	$F_V$	[N]	3060

5.4.4.1 Kontrola průřezu I

Modul průřezu v krutu

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot (D_1^4 - d_1^4)}{16 \cdot D_1} = \frac{\pi \cdot (0,120^4 - 0,056^4)}{16 \cdot 0,120} = 3,232 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (5.162)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k1} = \frac{M_k}{W_{k1}} = \frac{M_k}{W_{k1}} = \frac{200}{3,232 \cdot 10^{-4}} = 0,61 \text{ MPa} \quad (5.163)$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot (D_1^4 - d_1^4)}{32 \cdot D_1} = \frac{\pi \cdot (0,120^4 - 0,056^4)}{32 \cdot 0,120} = 1,616 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (5.164)$$

Ohybový moment

$$M_{o1} = F_N \cdot l_1 - F_{aN} \cdot e = 3048 \cdot 0,049 - 2400 \cdot 16 = 111 \text{ Nm} \quad (5.165)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{111}{1,616 \cdot 10^{-4}} = 0,7 \text{ MPa} \quad (5.166)$$

Napětí v tlaku

$$\sigma_{t1} = \frac{F_{aN}}{\frac{\pi \cdot (D_1^2 - d_1^2)}{4}} = \frac{2400}{\frac{\pi \cdot (0,12^2 - 0,056^2)}{4}} = 0,3 \text{ MPa} \quad (5.167)$$

Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu

$$\tau_{e1} = \tau_{k1} = 0,61 \text{ MPa} \quad (5.168)$$

Extrémní normálové napětí

$$\sigma_{e1} = \sigma_{o1} + \sigma_{t1} = 0,7 + 0,3 = 1 \text{ MPa} \quad (5.169)$$

Redukované napětí

Pro metodu *HMH*:

$$\sigma_{redHMH1} = \sqrt{\sigma_{e1}^2 + 3 \cdot \tau_e} = \sqrt{1^2 + 3 \cdot 0,61} = 1,4 \text{ MPa} \quad (5.170)$$

Pro metodu  $\max \tau$ :

$$\sigma_{red\max\tau1} = \sqrt{\sigma_{e1}^2 + 4 \cdot \tau_{e1}} = \sqrt{1^2 + 4 \cdot 0,61} = 1,6 \text{ MPa} \quad (5.171)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu

Pro metodu *HMH*:

$$k_{HMH1} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMH1}} = \frac{590}{1,4} = 410,5 \quad (5.172)$$

Pro metodu  $\max \tau$ :

$$k_{H\max\tau1} = \frac{R_e}{\sigma_{red\max\tau1}} = \frac{590}{1,6} = 377 \quad (5.173)$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pevnosti podle metody *HMH* i  $\max \tau$  je více než dostatečná.

#### 5.4.4.2 Kontrola průřezu II

Modul průřezu v krutu

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot (D_2^4 - d_2^4)}{16 \cdot D_2} = \frac{\pi \cdot (0,110^4 - 0,043^4)}{16 \cdot 0,110} = 2,552 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (5.174)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k2} = \frac{M_k}{W_{k2}} = \frac{M_k}{W_{k2}} = \frac{200}{2,552 \cdot 10^{-4}} = 0,61 \text{ MPa} \quad (5.175)$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot (D_2^4 - d_2^4)}{32 \cdot D_2} = \frac{\pi \cdot (0,110^4 - 0,043^4)}{32 \cdot 0,110} = 1,276 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (5.176)$$

Ohybový moment

$$M_{o2} = F_N \cdot (l_1 + l_2) - F_{aN} \cdot e - F_A \cdot l_2 \quad (5.177)$$

$$M_{o2} = 3048 \cdot (0,049 + 0,045) - 2400 \cdot 16 - 2049 \cdot 0,045 = 155,9 \text{ Nm}$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{155,9}{1,276 \cdot 10^{-4}} = 1,4 \text{ MPa} \quad (5.178)$$

Napětí v tlaku

$$\sigma_{t2} = \frac{F_{aN}}{\frac{\pi \cdot (D_2^2 - d_2^2)}{4}} = \frac{2400}{\frac{\pi \cdot (0,11^2 - 0,045^2)}{4}} = 0,14 \text{ MPa} \quad (5.179)$$

Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu

$$\tau_{e2} = \tau_{k2} = 0,61 \text{ MP} \quad (5.180)$$

Extrémní normálové napětí

$$\sigma_{e2} = \sigma_{o2} + \sigma_{t2} = 1,2 + 0,14 = 1,34 \text{ MPa} \quad (5.181)$$



Redukované napětí

Pro metodu *HMH*:

$$\sigma_{redHMH2} = \sqrt{\sigma_{e2}^2 + 3 \cdot \tau_{e2}} = \sqrt{1,34^2 + 3 \cdot 0,61} = 1,9 \text{ MPa} \quad (5.182)$$

Pro metodu  $\max \tau$ :

$$\sigma_{redmax\tau2} = \sqrt{\sigma_{e2}^2 + 4 \cdot \tau_{e2}} = \sqrt{1,34^2 + 4 \cdot 0,61} = 2,1 \text{ MPa} \quad (5.183)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu

Pro metodu *HMH*:

$$k_{HMH2} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMH2}} = \frac{590}{1,9} = 307,4 \quad (5.184)$$

Pro metodu  $\max \tau$ :

$$k_{Hmax\tau2} = \frac{R_e}{\sigma_{redmax\tau2}} = \frac{590}{2,1} = 284,6 \quad (5.185)$$

Bezpečnost pro obě metody je více než dostatečná, vrub nebude mít zásadní vliv na pevnost.

#### 5.4.4.3 Kontrola průřezu III

Modul průřezu v krutu

$$W_{k3} = \frac{\pi \cdot (D_3^4 - d_3^4)}{16 \cdot D_3} = \frac{\pi \cdot (0,116^4 - 0,050^4)}{16 \cdot 0,116} = 2,959 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (5.186)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k3} = \frac{M_k}{W_{k3}} = \frac{200}{2,959 \cdot 10^{-4}} = 0,68 \text{ MPa} \quad (5.187)$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o3} = \frac{\pi \cdot (D_3^4 - d_3^4)}{32 \cdot D_3} = \frac{\pi \cdot (0,116^4 - 0,050^4)}{32 \cdot 0,116} = 1,48 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (5.188)$$

Ohybový moment

$$M_{o3} = F_N \cdot (l_1 + l_3) - F_{aN} \cdot e - F_A \cdot l_3 \quad (5.189)$$

$$M_{o3} = 3048 \cdot (0,049 + 0,070) - 2400 \cdot 16 - 2049 \cdot 0,070 = 180,8 \text{ Nm}$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o3}}{W_o} = \frac{180,8}{1,48 \cdot 10^{-4}} = 1,2 \text{ MPa} \quad (5.190)$$

Napětí v tlaku

$$\sigma_{t3} = \frac{F_{aN} - F_{aA} - F_{aV}}{\frac{\pi \cdot (D_2^2 - d_2^2)}{4}} = \frac{2400 - 1306 - 1094}{\frac{\pi \cdot (0,116^2 - 0,050^2)}{4}} = 0 \text{ MPa} \quad (5.191)$$



Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu

$$\tau_{e3} = \tau_{k3} = 0,68 \text{ MPa} \quad (5.192)$$

Extrémní normálové napětí

$$\sigma_{e3} = \sigma_{o3} + \sigma_{t3} = 1,2 + 0 = 1,2 \text{ MPa} \quad (5.193)$$

Redukované napětí

Pro metodu *HMH*:

$$\sigma_{redHMH3} = \sqrt{\sigma_{e3}^2 + 3 \cdot \tau_{e3}} = \sqrt{1,2^2 + 3 \cdot 0,68} = 1,7 \text{ MPa} \quad (5.194)$$

Pro metodu  $\max \tau$ :

$$\sigma_{red\max\tau3} = \sqrt{\sigma_{e3}^2 + 4 \cdot \tau_{e3}} = \sqrt{1,2^2 + 4 \cdot 0,68} = 1,8 \text{ MPa} \quad (5.195)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu

Pro metodu *HMH*:

$$k_{HMH3} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMH3}} = \frac{590}{1,7} = 348,6 \quad (5.196)$$

Pro metodu  $\max \tau$ :

$$k_{H\max\tau3} = \frac{R_e}{\sigma_{red\max\tau3}} = \frac{590}{1,8} = 323,7 \quad (5.197)$$

Bezpečnost pro obě metody je více než dostatečná, vrub nebude mít zásadní vliv na pevnost.

#### 5.4.4.4 Kontrola průřezu IV

Modul průřezu v krutu

$$W_{k4} = \frac{\pi \cdot (D_4^4 - d_4^4)}{16 \cdot D_4} = \frac{\pi \cdot (0,110^4 - 0,054^4)}{16 \cdot 0,110} = 2,462 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (5.198)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k4} = \frac{M_k}{W_{k4}} = \frac{200}{2,462 \cdot 10^{-4}} = 0,8 \text{ MPa} \quad (5.199)$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o4} = \frac{\pi \cdot (D_4^4 - d_4^4)}{32 \cdot D_4} = \frac{\pi \cdot (0,110^4 - 0,054^4)}{32 \cdot 0,110} = 1,231 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (5.200)$$

Ohybový moment

$$M_{o4} = F_B \cdot l_4 = 2067 \cdot 0,083 = 171,5 \text{ Nm} \quad (5.201)$$



Napětí v ohybu

$$\sigma_{o4} = \frac{M_{o4}}{W_{o4}} = \frac{171,5}{1,231 \cdot 10^{-4}} = 1,5 \text{ MPa} \quad (5.202)$$

Napětí v tlaku

$$\sigma_{t4} = \frac{F_{aN} - F_{aA} - F_{aV} + F_{aB}}{\frac{\pi \cdot (D_4^2 - d_4^2)}{4}} = \frac{2400 - 1306 - 1094 - 0}{\frac{\pi \cdot (0,110^2 - 0,054^2)}{4}} = 0 \text{ MPa} \quad (5.203)$$

Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu

$$\tau_{e4} = \tau_{k4} = 0,8 \text{ MPa} \quad (5.204)$$

Extrémní normálové napětí

$$\sigma_{e4} = \sigma_{o4} + \sigma_{t4} = 1,5 + 0 = 1,5 \text{ MPa} \quad (5.205)$$

Redukované napětí

Pro metodu *HMH*:

$$\sigma_{redHMH4} = \sqrt{\sigma_{e4}^2 + 3 \cdot \tau_{e4}} = \sqrt{1,5^2 + 3 \cdot 0,8} = 2 \text{ MPa} \quad (5.206)$$

Pro metodu  $\max \tau$ :

$$\sigma_{redmax\tau4} = \sqrt{\sigma_{e4}^2 + 4 \cdot \tau_{e4}} = \sqrt{1,5^2 + 4 \cdot 0,8} = 2,2 \text{ MP} \quad (5.207)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu

Pro metodu *HMH*:

$$k_{HMH4} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMH4}} = \frac{590}{2} = 288 \quad (5.208)$$

Pro metodu  $\max \tau$ :

$$k_{Hmax\tau4} = \frac{R_e}{\sigma_{redmax\tau3}} = \frac{59}{2,2} = 267 \quad (5.209)$$

Bezpečnost pro obě metody je více než dostatečná, vrub nebude mít zásadní vliv na pevnost.

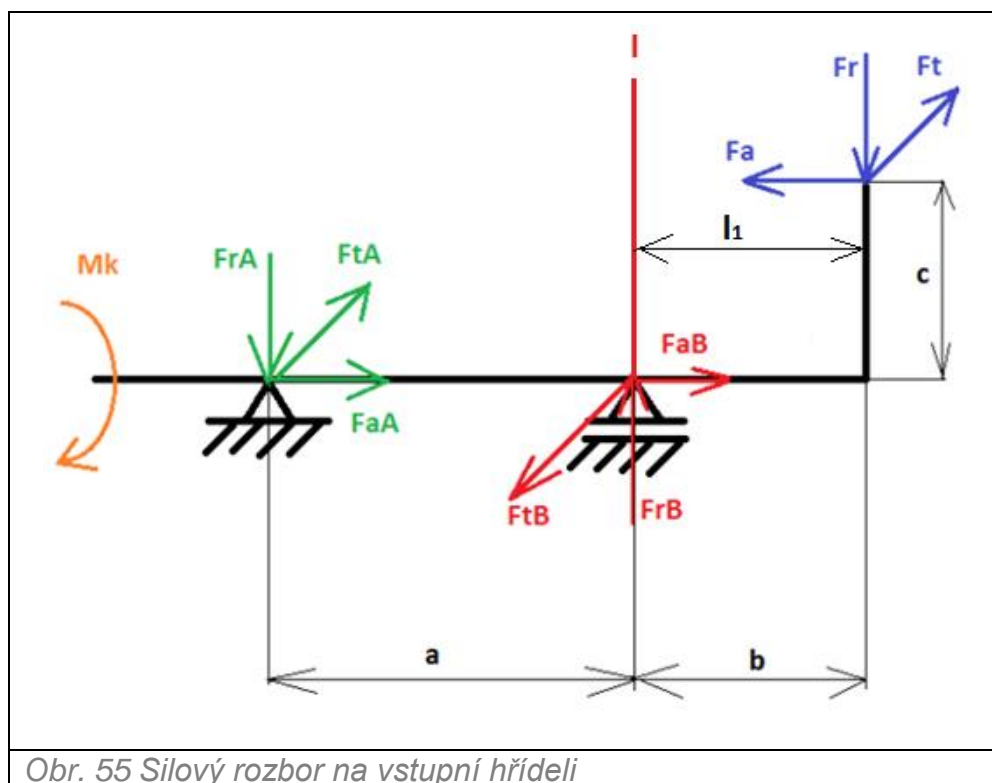
## 5.5 Kontrolní výpočet vstupní hřídele

Jak bylo dokázáno výše, na vstupní hřídel je přiváděn největší kroutící moment, aby bylo dosaženo požadované velikosti kroutícího momentu na vřetenu. Je nutné provést pevnostní výpočet vstupní hřídele a vyloučit tak její poškození při přenosu kroutícího momentu z hlavního vřetena horizontální vyvrtávačky na vřeteno frézovací hlavy.

### 5.5.1 Výpočet reakcí v ložiskách

Vstupní hřídel je součástí kuželového kola, které přenáší kroutící moment na svislou hřídel. Silové působení je zaznačeno na zjednodušeném nákresu (obr.55). Pro výpočet bude uvažováno největší zatížení, které má frézovací hlava přenášet. Protože na vstupní hřídel nepůsobí řezné síly, ale pouze kroutící moment, nebude výpočet vycházet ekvidistantního zatížení.

#### 5.5.1.1 Silový rozbor na vstupní hřídeli



#### 5.5.1.2 Známé velikosti sil

Následující hodnoty jsou převzaty z tab. 24.

$$F_a = 6638 \text{ N}$$

$$F_r = 2097 \text{ N}$$

$$F_t = 8821 \text{ N}$$

$$a = 0,045 \text{ m} \quad b = 0,052 \text{ m} \quad c = 0,0385 \text{ m}$$

#### 5.5.1.3 Statické podmínky rovnováhy

$$F_X: F_{aA} - F_a + F_{aB} = 0 \quad (5.210)$$

$$F_Y: F_{rA} + F_r - F_{rB} = 0 \quad (5.211)$$

$$F_Z: F_{tA} + F_t - F_{tB} = 0 \quad (5.212)$$



$$M_Y: F_{rA} \cdot a - F_r \cdot b + F_a \cdot c = 0 \quad (5.213)$$

$$M_Z: -F_{tA} \cdot a + F_t \cdot b = 0 \quad (5.214)$$

#### 5.5.1.4 Statické podmínky rovnováhy

Velikost sil v podporách se postupně vyjádří z předcházejících rovnic.

Výpočet reakcí v podpoře A

$$F_{rA} = \frac{F_r \cdot b - F_a \cdot c}{a} \quad (5.215)$$

$$F_{rA} = \frac{2097 \cdot 0,052 - 6638 \cdot 0,0385}{0,047} = -2483 \text{ N}$$

$$F_{tA} = F_t \cdot \frac{b}{a} \quad (5.216)$$

$$F_{tA} = 8821 \cdot \frac{0,052}{0,047} = 7774 \text{ N}$$

Síla  $F_{rA}$  vyšla se znamínkem mínus, ve skutečnosti působí v opačném směru, než je znázorněno na obr. 56.

Výpočet reakcí v podpoře B

$$F_{aA} = 0 \text{ N} \quad (5.217)$$

$$F_{rB} = F_{rA} + F_r = -2483 + 2097 = -387 \text{ N} \quad (5.218)$$

$$F_{tB} = F_{tA} + F_t = 7774 + 8821 = 16600 \text{ N} \quad (5.219)$$

$$F_{aB} = F_a - F_{aA} = 6638 - 0 = 6638 \text{ N} \quad (5.220)$$

Síla  $F_{aA}$  je rovna nule, protože axiálně je zatížena pouze sada ložisek.

#### 5.5.1.4 Superpozice sil

Pomocí superpozice lze ze složek sil vypočítat výsledné síly  $F_A$ ,  $F_B$ ,  $F$

$$F_A = \sqrt{F_{tA}^2 + F_{rA}^2} = \sqrt{7774^2 + 2483^2} = 8161 \text{ N} \quad (5.221)$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{8821^2 + 2097^2} = 9067 \text{ N} \quad (5.222)$$

$$F_B = \sqrt{F_{tB}^2 + F_{rB}^2} = \sqrt{16600^2 + 387^2} = 16600 \text{ N} \quad (5.223)$$

### 5.5.2 Pevnostní výpočet

Tab. 28 Parametry pro pevnostní výpočet vstupní hřídele

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Vnější průměr hřídele	$D_1$	[m]	0,040
Vzdálenost působíště síly od kontrolovaného místa	$l_1$	[m]	0,050
Maximální kroutící moment	$M_k$	[N · m]	200
Materiál vřetena			14 220
Mez kluzu materiálu 14 220	$R_e$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	590

Za nebezpečný průřez u vstupní hřídele lze označit místo s výskytem největšího ohybového momentu. V tomto případě je největší ohybový moment pod sadou ložisek, proto bude výpočet zaměřen na místo pod ložisky.

Modul průřezu v krutu

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot D_1^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,04^3}{16 \cdot 0,04} = 1,257 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (5.224)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k1} = \frac{M_k}{W_{k1}} = \frac{M_k}{W_{k1}} = \frac{200}{1,257 \cdot 10^{-5}} = 16 \text{ MPa} \quad (5.225)$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot D_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,04^3}{32 \cdot 0,04} = 6,283 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (5.226)$$

Ohybový moment

$$M_{o1} = F \cdot l_1 - F_a \cdot c = 9067 \cdot 0,050 - 6638 \cdot 0,039 = 197,8 \text{ Nm} \quad (5.227)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{197,8}{6,283 \cdot 10^{-6}} = 31,5 \text{ MPa} \quad (5.228)$$

Napětí v tlaku

$$\sigma_{t1} = \frac{F_{aB}}{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4}} = \frac{6638}{\frac{\pi \cdot 0,04^2}{4}} = 5,3 \text{ MPa} \quad (5.229)$$



Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu

$$\tau_{e1} = \tau_{k1} = 16 \text{ MPa} \quad (5.230)$$

Extrémní normálové napětí

$$\sigma_{e1} = \sigma_{o1} + \sigma_{t1} = 31,5 + 5,3 = 36,8 \text{ MPa} \quad (5.231)$$

Redukované napětí

Pro metodu *HMH*:

$$\sigma_{redHMH1} = \sqrt{\sigma_{e1}^2 + 3 \cdot \tau_{e1}} = \sqrt{36,8^2 + 3 \cdot 16} = 45,9 \text{ MPa} \quad (5.232)$$

Pro metodu  $\max \tau$ :

$$\sigma_{red\max\tau1} = \sqrt{\sigma_{e1}^2 + 4 \cdot \tau_{e1}} = \sqrt{36,8^2 + 4 \cdot 16} = 48,6 \text{ MPa} \quad (5.233)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu

Pro metodu *HMH*:

$$k_{HMH1} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMH1}} = \frac{590}{45,9} = 12,8 \quad (5.234)$$

Pro metodu  $\max \tau$ :

$$k_{H\max\tau1} = \frac{R_e}{\sigma_{red\max\tau1}} = \frac{590}{48,6} = 12,1 \quad (5.235)$$

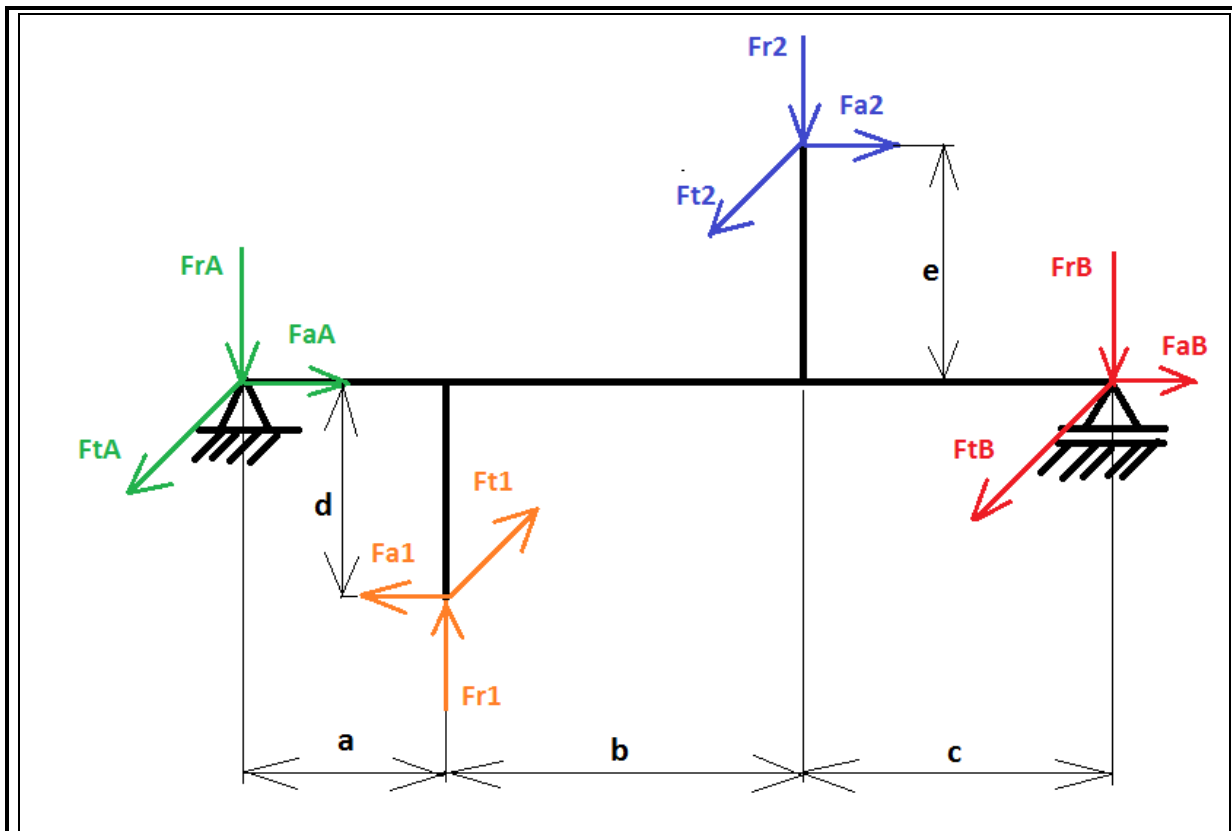
Vstupní hřídel pro zadané zatížení vyhovuje z hlediska bezpečnosti vůči mezi kluzu. Pokud by byla vyžadována vyšší bezpečnost, lze ji zvýšit například zvolením jiného materiálu (ocel 12 050), případně vhodným tepelným zpracováním.

## 5.6 Kontrola svislé hřídele

Svislá osa přenáší kroutící moment z kuželového kola na kola čelní s šikmými zuby a slouží ke změně směru otáčení vřetena. Pro uložení hřídele budou použita dvě kuželíková ložiska. Kuželíková ložiska zachycují radiální i axiální zatížení, dále pak umožňují dosáhnout vysoké tuhosti uložení. Ozubená kola budou uložena na hřídeli s rovnobokým drážkováním.

### 5.6.1 Výpočet reakcí v ložiskách

Silové zatížení svislé hřídele rozložené do jednotlivých složek je znázorněno na obrázku 56.



Obr. 56 Silový rozbor na svislé hřídeli

5.6.1.2 Známé velikosti sil

Následující hodnoty jsou podobně jako u kontrolního výpočtu vstupní hřídele převzaty z tab. 15.

- |                           |                           |
|---------------------------|---------------------------|
| $F_{a1} = 6638 \text{ N}$ | $F_{a2} = 1714 \text{ N}$ |
| $F_{r1} = 2097 \text{ N}$ | $F_{r2} = 1714 \text{ N}$ |
| $F_{t1} = 8821 \text{ N}$ | $F_{t2} = 4465 \text{ N}$ |

$a = 0,037 \text{ m}$  ;  $b = 0,1025 \text{ m}$ ;  $c = 0,0345 \text{ m}$ ;  $d = 0,070 \text{ m}$ ;  $e = 0,0375 \text{ m}$

5.6.1.3 Statické podmínky rovnováhy

$$F_X: F_{aA} - F_{a1} + F_{a2} + F_{aB} = 0 \quad (5.236)$$

$$F_Y: -F_{rA} + F_{r1} - F_{r2} - F_{rB} = 0 \quad (5.237)$$

$$F_Z: -F_{tA} + F_{t1} - F_{t2} - F_{tB} = 0 \quad (5.238)$$

$$M_Y: F_{r1} \cdot a - F_{a1} \cdot d - F_{r2} \cdot (a + b) - F_{a2} \cdot e + F_{rB} \cdot (a + b + c) = 0 \quad (5.239)$$

$$M_Z: F_{t1} \cdot a - F_{t2} \cdot (a + b) + F_{tB} \cdot (a + b + c) = 0 \quad (5.240)$$





#### 5.6.1.4 Statické podmínky rovnováhy

Velikost sil v podporách se postupně vyjádří z předcházejících rovnic.

Výpočet reakcí v podpoře B

$$F_{rB} = \frac{F_{r2} \cdot (a + b) - F_{r1} \cdot a + F_{a1} \cdot d + F_{a2} \cdot e}{(a + b + c)} \quad (5.241)$$

$$F_{rB} = \frac{1714 \cdot (0,037 + 0,1025) - 2097 \cdot 0,037 + 6638 \cdot 0,070 + 1714 \cdot 0,0375}{(0,037 + 0,1025 + 0,0345)}$$

$$F_{rB} = 3990 \text{ N}$$

$$F_{tB} = \frac{-F_{t1} \cdot a + F_{t2} \cdot (a + b)}{(a + b + c)} \quad (5.242)$$

$$F_{tB} = \frac{-8821 \cdot 0,037 + 4465 \cdot (0,037 + 0,1025)}{(0,037 + 0,1025 + 0,0345)}$$

$$F_{tB} = 1704 \text{ N}$$

Výpočet reakcí v podpoře A

$$F_{aB} = 0 \text{ N} \quad (5.243)$$

$$F_{rA} = F_{r1} - F_{r2} - F_{rB} = 2097 - 1714 - 3990 = -3634 \text{ N} \quad (5.244)$$

$$F_{tA} = F_{t1} - F_{t2} - F_{tB} = 8821 - 4465 - 1704 = 2652 \text{ N} \quad (5.245)$$

$$F_{aA} = F_{a1} - F_{a2} - F_{aB} = 6638 - 1714 - 0 = 4924 \text{ N} \quad (5.246)$$

Síla  $F_{aB}$  je rovna nule, protože axiálně jsou zatížena jen přední ložiska. Z výpočtů reakcí vyplývá, že síla  $F_{rA}$  vychází se záporným znaménkem, její směr bude proto ve skutečnosti opačný, než je znázorněno na obr. 58.

#### 5.6.1.4 Superpozice sil

Pomocí superpozice lze ze složek sil vypočítat výsledné síly  $F_A$ ,  $F_B$ ,  $F_V$  a  $F_N$

$$F_A = \sqrt{F_{tA}^2 + F_{rA}^2} = \sqrt{2652^2 + 3634^2} = 4499 \text{ N} \quad (5.247)$$

$$F_1 = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{8821^2 + 2097^2} = 9067 \text{ N} \quad (5.248)$$

$$F_2 = \sqrt{F_{t2}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{4465^2 + 1741^2} = 4792 \text{ N} \quad (5.249)$$

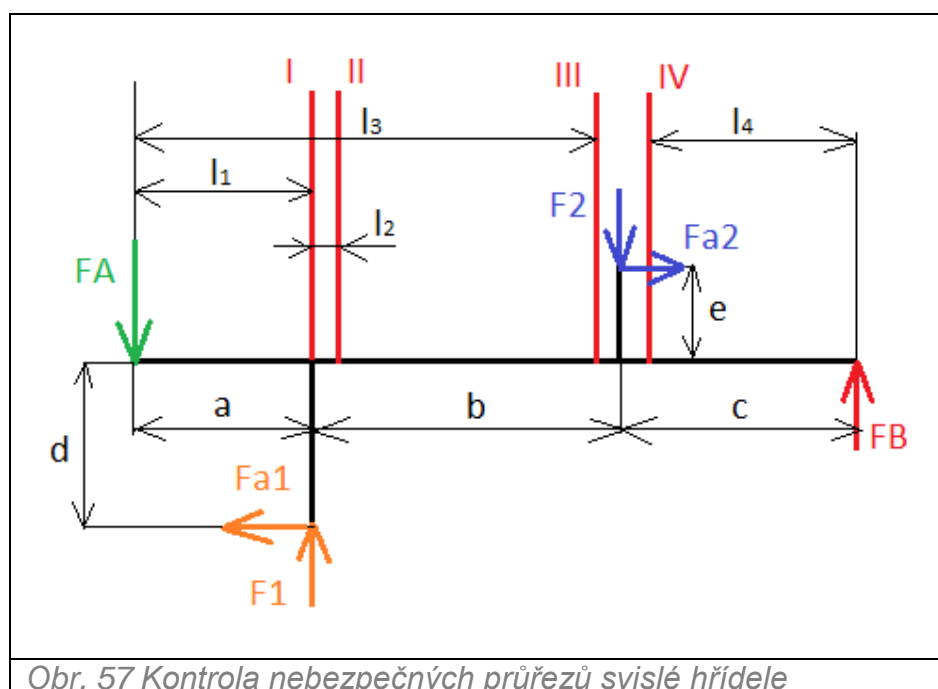
$$F_B = \sqrt{F_{tB}^2 + F_{rB}^2} = \sqrt{104^2 + 3990^2} = 4338 \quad (5.250)$$

### 5.6.2 Pevnostní výpočet svislé hřídele

Tab. 29 Parametry pro pevnostní výpočet svislé hřídele

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Vnější průměr kontrované části I	$D_1$	[m]	0,042
Vzdálenost působíště síly $F_r$ od kontrovaného místa I	$l_1$	[m]	0,034
Vnější průměr kontrované části II	$D_2$	[m]	0,040
Vzdálenost působíště síly $F_r$ od kontrovaného místa II	$l_2$	[m]	0,0125
Vnější průměr kontrované části III	$D_3$	[m]	0,040
Vzdálenost působíště síly $F_r$ od kontrovaného místa III	$l_3$	[m]	0,125
Vnější průměr kontrované části IV	$D_4$	[m]	0,042
Vzdálenost působíště síly $F_r$ od kontrovaného místa IV	$l_4$	[m]	0,025
Maximální kroutící moment	$M_k$	[N · m]	340
Materiál svislé hřídele			12 050
Mez kluzu materiálu 14 220	$R_e$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	305
Výsledná síla na kuželovém kole	$F_1$	[N]	9067
Síla reakce v ložisku A	$F_A$	[N]	4499
Síla reakce v ložisku B	$F_B$	[N]	4338
Výsledná síla na čelním ozubeném kole	$F_2$	[N]	4792

Vypočítaný kroutící moment odpovídá maximálnímu kroutícímu momentu na vstupní hřídeli zmenšenému o ztráty v ložiskách.



Obr. 57 Kontrola nebezpečných průřezů svislé hřídele

5.6.2.1 Kontrola průřezu I

Modul průřezu v krutu

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot D_1^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,042^3}{16} = 1,455 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (5.251)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k1} = \frac{M_k}{W_{k1}} = \frac{M_k}{W_{k1}} = \frac{340}{1,455 \cdot 10^{-5}} = 23,4 \text{ MPa} \quad (5.252)$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot D_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,042^4}{32} = 7,274 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (5.253)$$

Ohybový moment

$$M_{o1} = F_A \cdot l_1 = 4499 \cdot 0,034 = 153 \text{ Nm} \quad (5.254)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{153}{7,274 \cdot 10^{-6}} = 21,1 \text{ MPa} \quad (5.255)$$

Napětí v tlaku

$$\sigma_{t1} = \frac{F_{aA}}{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4}} = \frac{4924}{\frac{\pi \cdot 0,042^2}{4}} = 3,6 \text{ MPa} \quad (5.256)$$

Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu

$$\tau_{e1} = \tau_{k1} = 23,4 \text{ MPa} \quad (5.257)$$

Extrémní normálové napětí

$$\sigma_{e1} = \sigma_{o1} + \sigma_{t1} = 21,1 + 3,6 = 24,7 \text{ MPa} \quad (5.258)$$

Redukované napětí

Pro metodu *HMH*:

$$\sigma_{redHMH1} = \sqrt{\sigma_{e1}^2 + 3 \cdot \tau_{e1}} = \sqrt{24,7^2 + 3 \cdot 23,4} = 47,4 \text{ MPa} \quad (5.259)$$

Pro metodu  $\max \tau$ :

$$\sigma_{red\max\tau1} = \sqrt{\sigma_{e1}^2 + 4 \cdot \tau_{e1}} = \sqrt{24,7^2 + 4 \cdot 23,4} = 52,8 \text{ MPa} \quad (5.260)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu

Pro metodu *HMH*:

$$k_{HMH1} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMH1}} = \frac{305}{47,4} = 6,4 \quad (5.261)$$

Pro metodu  $\max \tau$ :

$$k_{H\max\tau 1} = \frac{R_e}{\sigma_{red\max\tau 1}} = \frac{305}{4,4} = 5,8 \quad (5.262)$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pevnosti podle metody *HMH* i  $\max \tau$  je více než dostatečná.

### 5.6.2.2 Kontrola průřezu II

Modul průřezu v krutu

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot D_2^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,040^3}{16} = 1,257 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (5.263)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k2} = \frac{M_k}{W_{k2}} = \frac{340}{1,257 \cdot 10^{-5}} = 27,1 \text{ MPa} \quad (5.264)$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot D_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,040^4}{32} = 6,283 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (5.265)$$

Ohybový moment

$$M_{o2} = F_A \cdot (l_1 + l_2) - F_1 \cdot l_2 - F_{a1} \cdot d \quad (5.266)$$

$$M_{o2} = 4499 \cdot (0,034 + 0,0125) - 9067 \cdot 0,0125 - 6638 \cdot 0,07 = 368,8 \text{ Nm}$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{368,8}{6,283 \cdot 10^{-6}} = 58,7 \text{ MPa} \quad (5.267)$$

Napětí v tlaku

$$\sigma_{t2} = \frac{F_{aA}}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4}} = \frac{4924}{\frac{\pi \cdot 0,040^2}{4}} = 4 \text{ MPa} \quad (5.268)$$

Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu

$$\tau_{e2} = \tau_{k2} = 27,1 \text{ MPa} \quad (5.269)$$

Extrémní normálové napětí

$$\sigma_{e2} = \sigma_{o2} + \sigma_{t2} = 58,7 + 4 = 62,7 \text{ MPa} \quad (5.270)$$

Redukované napětí

Pro metodu *HMH*:

$$\sigma_{redHMH2} = \sqrt{\sigma_{e2}^2 + 3 \cdot \tau_{e2}^2} = \sqrt{62,7^2 + 3 \cdot 27,1^2} = 78,2 \text{ MPa} \quad (5.271)$$



Pro metodu  $\max \tau$ :

$$\sigma_{red\max\tau 2} = \sqrt{\sigma_{e2}^2 + 4 \cdot \tau_{e2}} = \sqrt{62,7^2 + 4 \cdot 27,1} = 82,8 \text{ MPa} \quad (5.272)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu

Pro metodu *HMH*:

$$k_{HMH2} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMH2}} = \frac{305}{78,2} = 3,9 \quad (5.273)$$

Pro metodu  $\max \tau$ :

$$k_{H\max\tau 1} = \frac{R_e}{\sigma_{red\max\tau 2}} = \frac{305}{82,8} = 3,7 \quad (5.274)$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pevnosti podle metody *HMH* i  $\max \tau$  je více než dostatečná.

### 5.6.2.3 Kontrola průřezu III

Modul průřezu v krutu

$$W_{k3} = \frac{\pi \cdot D_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,040^3}{16} = 1,257 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (5.275)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k3} = \frac{M_k}{W_{k3}} = \frac{340}{1,257 \cdot 10^{-5}} = 27,1 \text{ MPa} \quad (5.276)$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o3} = \frac{\pi \cdot D_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,040^4}{32} = 6,283 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (5.277)$$

Ohybový moment

$$M_{o3} = F_A \cdot (l_1 + l_3) - F_1 \cdot l_3 - F_{a1} \cdot d - F_{a2} \cdot e \quad (5.278)$$

$$M_{o3} = 4499 \cdot (0,034 + 0,125) - 9067 \cdot 0,125 - 6638 \cdot 0,07 - 1714 \cdot 0,038$$

$$M_{o3} = -947 \text{ Nm}$$

Znaménko mínus u ohybového momentu znamená, že průběh ohybového momentu prochází nulovou čarou do záporných hodnot. Pro výpočet napětí v ohybu je uvažována absolutní hodnota.

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o3}}{W_{o3}} = \frac{947}{6,283 \cdot 10^{-6}} = 150,7 \text{ MPa} \quad (5.279)$$

Napětí v tlaku

$$\sigma_{t3} = \frac{F_{aA}}{\frac{\pi \cdot D_3^2}{4}} = \frac{4924}{\frac{\pi \cdot 0,040^2}{4}} = 4 \text{ MPa} \quad (5.280)$$

Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu

$$\tau_{e3} = \tau_{k3} = 27,1 \text{ MPa} \quad (5.281)$$

Extrémní normálové napětí

$$\sigma_{e3} = \sigma_{o3} + \sigma_{t3} = 150,7 + 4 = 154,7 \text{ MPa} \quad (5.282)$$

Redukované napětí

Pro metodu *HMH*:

$$\sigma_{redHMH3} = \sqrt{\sigma_{e3}^2 + 3 \cdot \tau_{e3}^2} = \sqrt{154,7^2 + 3 \cdot 27,1^2} = 161,6 \text{ MPa} \quad (5.283)$$

Pro metodu *max τ*:

$$\sigma_{redmax\tau3} = \sqrt{\sigma_{e3}^2 + 4 \cdot \tau_{e3}^2} = \sqrt{154,7^2 + 4 \cdot 27,1^2} = 163,8 \text{ MPa} \quad (5.284)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu

Pro metodu *HMH*:

$$k_{HMH3} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMH3}} = \frac{305}{161,6} = 1,89 \quad (5.285)$$

Pro metodu *max τ*:

$$k_{Hmax\tau3} = \frac{R_e}{\sigma_{redmax\tau3}} = \frac{305}{163,8} = 1,86 \quad (5.286)$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pevnosti podle metody *HMH* i *max τ* je dostačující pro zadané zatížení.

#### 5.6.2.4 Kontrola průřezu IV

Modul průřezu v krutu

$$W_{k4} = \frac{\pi \cdot D_4^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,042^3}{16} = 1,455 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (5.287)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k4} = \frac{M_k}{W_{k4}} = \frac{340}{1,455 \cdot 10^{-5}} = 23,4 \text{ MPa} \quad (5.288)$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o4} = \frac{\pi \cdot D_4^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,042^4}{32} = 7,274 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (5.289)$$



Ohybový moment

$$M_{o4} = -F_B \cdot l_4 = -338 \cdot 0,025 \quad (5.290)$$

$$M_{o4} = -08,5 \text{ Nm}$$

Znaménko mínus u ohybového momentu znamená, že průběh ohybového momentu prochází nulovou čarou do záporných hodnot. Pro výpočet napětí v ohybu je uvažována absolutní hodnota.

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o4} = \frac{M_{o4}}{W_{o4}} = \frac{108,5}{7,274 \cdot 10^{-6}} = 14,9 \text{ Ma} \quad (5.291)$$

Napětí v tlaku

$$\sigma_{t4} = \frac{F_{aA}}{\frac{\pi \cdot D_4^2}{4}} = \frac{4924}{\frac{\pi \cdot 0,042^2}{4}} = 3,6 \text{ MPa} \quad (5.292)$$

Extrémní smykové napětí je rovno napětí v krutu

$$\tau_{e4} = \tau_{k4} = 23,4 \text{ MPa} \quad (5.293)$$

Extrémní normálové napětí

$$\sigma_{e4} = \sigma_{o4} + \sigma_{t4} = 14,9 + 3,6 = 18,5 \text{ MPa} \quad (5.294)$$

Redukované napětí

Pro metodu *HMH*:

$$\sigma_{redHMH4} = \sqrt{\sigma_{e4}^2 + 3 \cdot \tau_{e4}} = \sqrt{18,5^2 + 3 \cdot 23,4} = 44,5 \text{ MPa} \quad (5.295)$$

Pro metodu  $\max \tau$ :

$$\sigma_{red\max\tau4} = \sqrt{\sigma_{e4}^2 + 4 \cdot \tau_{e4}} = \sqrt{18,5^2 + 4 \cdot 23,4} = 50,3 \text{ MPa} \quad (5.296)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu

Pro metodu *HMH*:

$$k_{HMH4} = \frac{R_e}{\sigma_{redHMH4}} = \frac{305}{44,5} = 6,9 \quad (5.297)$$

Pro metodu  $\max \tau$ :

$$k_{H\max\tau4} = \frac{R_e}{\sigma_{red\max\tau4}} = \frac{305}{44,5} = 6 \quad (5.298)$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pevnosti podle metody *HMH* i  $\max \tau$  je více než dostatečná.



## 5.7 Geometrie ozubených kol a jejich pevnostní výpočet

Ozubený převod by měl bezporuchově plnit svoji funkci během své životnosti při navrhovaných provozních podmínkách a zatížení. Poruchy ozubených kol se rozlišují na poškození povrchů zubů a lom zubů. Povrchu zubů se nejčastěji vyznačuje opotřebením, zadíráním, tvarovou deformací, lom zubů se dělí na lom z důvodu přetížení, plastické deformace nebo únavovým lomem.

Ozubená kola jsou vlivem otáčení namáhána cyklicky, z toho plyne nutnost kontroly únosnosti boků zubů v dotyku a ohybu [38].

### 5.7.1 Parametry ozubených kol

Přenos kroutícího momentu na vřeteno frézovací hlavy bude zajišťovat sokolí kuželové ve vstupní části hlavy a čelní válcová kola s šikmými zuby. Geometrie kuželových kol je daná výrobcem GREASSNER a detailní parametry kol na svých internetových stránkách neuvádí, lze zde zjistit největší možné zatížení kola kroutícím momentem  $M=540$  Nm. Maximální navrhovaný kroutící moment je  $M=350$  Nm, zatížení je tedy pod maximální přípustnou hodnotou, a není nutné provádět kontrolní výpočet.

Pevnostní výpočet čelních ozubených kol bude aplikován na kolo 3 a 4, ta přenáší největší zatížení v řetězci.

Index 3,4 značí kolo 3, respektive 4.

Volené parametry

Průměr roztečné kružnice kola 3  $d_3 = 140$  mm

Průměr roztečné kružnice kola 3  $d_4 = 140$  mm

Normální modul  $m_n = 3$  mm

Normální úhel profilu  $\alpha_n = 20^\circ$

Úhel sklonu zubu na roztečném válci  $\beta = 21^\circ$

Dopočítané parametry

Čelní modul

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3}{\cos 21^\circ} = 3,213 \text{ mm} \quad (5.299)$$

Počet zubů kola 3 a 4

$$z_3 = \frac{d_3}{m_t} = \frac{140}{3,2} = 43,7 \rightarrow 44 \text{ zubů} \quad (5.300)$$

$$z_4 = \frac{d_4}{m_t} = \frac{140}{3,2} = 43,7 \rightarrow 43 \text{ zubů} \quad (5.301)$$



Z důvodu snížení vzniku podřezání zubů byl zvolen lichý a sudý počet zubů kol.

Skutečný roztečný průměr kola 3

$$d_3 = z_3 \cdot m_t = 44 \cdot 3,213 = 141,391 \text{ mm} \quad (5.302)$$

Skutečný roztečný průměr kola 4

$$d_4 = z_4 \cdot m_t = 43 \cdot 3,213 = 138,178 \text{ mm} \quad (5.303)$$

Čelní úhel záběru

$$\alpha_t = \arctan \left( \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right) = \arctan \left( \frac{\tan 20^\circ}{\cos 21^\circ} \right) = 21,3^\circ \quad (5.304)$$

Normální rozteč

$$p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 3 = 9,425 \text{ mm} \quad (5.305)$$

Čelní rozteč

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 3,2 = 10,095 \text{ mm} \quad (5.306)$$

Průměr základní kružnice kola 3

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t = 141,391 \cdot \cos 21,3^\circ = 131,734 \text{ mm} \quad (5.307)$$

Průměr základní kružnice kola 4

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t = 138,178 \cdot \cos 21,3^\circ = 128,74 \text{ mm} \quad (5.308)$$

Základní rozteč kola 3 a 4

$$p_{tb3} = \pi \cdot \frac{d_{b3}}{z_3} = \pi \cdot \frac{131,734}{44} = 9,406 \text{ mm} \quad (5.309)$$

$$p_{tb4} = \pi \cdot \frac{d_{b4}}{z_4} = \pi \cdot \frac{128,74}{43} = 9,106 \text{ mm} \quad (5.310)$$

Průměr hlavové kružnice kola 3

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m_n = 141,391 + 2 \cdot 3 = 147,391 \text{ mm} \quad (5.311)$$

Průměr hlavové kružnice kola 4

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_n = 138,178 + 2 \cdot 3 = 144,178 \text{ mm} \quad (5.312)$$

Hlavová vůle

$$c = 0,25 \cdot m_n = 0,25 \cdot 3 = 0,75 \text{ mm} \quad (5.313)$$

Průměr patní kružnice kola 3

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot (m_n + c) = 141,31 - 2 \cdot (3 + 0,75) = 133,891 \text{ mm} \quad (5.314)$$

Průměr patní kružnice kola 4

$$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot (m_n + c) = 138,178 - 2 \cdot (3 - 0,75) = 130,678 \text{ mm} \quad (5.315)$$

Průměr valivé kružnice kola 3

$$d_{w3} = d_3 = 141,391 \text{ mm} \quad (5.316)$$

Průměr valivé kružnice kola 4

$$d_{w4} = d_4 = 138,178 \text{ mm} \quad (5.317)$$

Tloušťka zubu

$$s = \frac{p_t}{2} = \frac{10,095}{2} = 5,048 \text{ mm} \quad (5.318)$$

Roztečná osová vzdálenost

$$a = \frac{(d_3 + d_4)}{2} = \frac{(141,391 + 138,178)}{2} = 139,784 \text{ mm} \quad (5.319)$$

Valivá osová vzdálenost

$$a_w = a = 139,784 \text{ mm} \quad (5.320)$$

Úhel záběru

$$\alpha_{tw} = \alpha_t = 21,3^\circ \quad (5.321)$$

Počet zubů virtuálního kola 3 a 4

$$z_{V3} = \frac{z_3}{\cos \beta^3} = \frac{44}{\cos 21,3^\circ} = 54,075 \rightarrow 54 \text{ zubů} \quad (5.322)$$

$$z_{V4} = \frac{z_4}{\cos \beta^3} = \frac{43}{\cos 21,3^\circ} = 52,846 \rightarrow 53 \text{ zubů} \quad (5.323)$$

Výška hlavy zubu

$$h_a = m_n = 3 \text{ mm} \quad (5.324)$$

Výška paty zubu

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm} \quad (5.325)$$

Jednotková posunutí kola 3 a 4  $x_3 = 0 \text{ mm}$

$$x_4 = 0 \text{ mm}$$

Součet jednotkových posunutí  $x_{\Sigma_{34}x} = 0$

Jednotkové posunutí kol  $\Delta y = 0$



### 5.7.2 Kontrola špičatosti kola 3

Vybrané rozměrové parametry čelního ozubeného soukolí se šikmými zuby potřebné k provedení kontroly špičatosti ozubení

Invariant

$$\text{inv}\alpha_t = \tan \alpha_t - \alpha_t = \tan 21,3^\circ - 21,3^\circ = 0,018 \quad (5.326)$$

$$\alpha_{ta} = a \cos \left( \frac{d_3 \cdot \cos \alpha_t}{d_a} \right) = a \cos \left( \frac{141,391 \cdot \cos 21,3^\circ}{147,391} \right) = 27,75^\circ \quad (5.327)$$

$$\text{inv}\alpha_{ta} = \tan \alpha_{ta} - \alpha_{ta} = \tan 27,75^\circ - 27,75^\circ = 0,042 \quad (5.328)$$

Tloušťka zubu na hlavové kružnici v čelní rovině

$$s_{ta} = d_a \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot z_3} + \frac{2 \cdot x_3 \cdot \tan \alpha_t}{z_3} + \text{inv}\alpha_t - \text{inv}\alpha_{ta} \right) \quad (5.329)$$

$$s_{ta} = 147,391 \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot 44} + \frac{2 \cdot \tan 21,3^\circ}{44} + 0,018 - 0,042 \right) = 1,772 \text{ mm}$$

Tloušťka zubu na hlavové kružnici v normálné rovině

$$\beta_a = a \tan \left( \tan \left( \beta_3 \cdot \frac{d_a}{d_4} \right) \right) = \tan \left( \tan \left( 21,3^\circ \cdot \frac{147,391}{138,178} \right) \right) = 22,11^\circ \quad (5.330)$$

$$s_{na} = s_{ta} \cdot \cos \beta_a = 1,772 \cdot \cos 22,11^\circ = 1,642 \text{ mm} \quad (5.331)$$

Špičatost zubu

$$s_{nak} = 0,4 \cdot m_n = 0,4 \cdot 3 = 1,2 \text{ mm} \quad (5.332)$$

Výpočet špičatosti zubů kola 4 je součástí přílohy.

Zhodnocení kontroly špičatosti zubů

Geometrie zubu vyhovuje vzhledem k plnění podmínky:  $s_{na} > s_{nak}$

Součinitel záběru profilu v čelní rovině

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_3}{2 \cdot \pi} \cdot \left[ \tan \alpha_{ta} - \tan \alpha_{tw} + \frac{z_4}{z_3} \cdot (\tan \alpha_{ta} - \tan \alpha_{tw}) \right] \quad (5.333)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{44}{2 \cdot \pi} \cdot \left[ \tan 27,75^\circ - \tan 21,3^\circ + \frac{43}{44} \cdot (\tan 27,75^\circ - \tan 21,3^\circ) \right] = 1,509$$

Součinitel záběru kroku

$$\varepsilon_{\beta} = b_3 \cdot \frac{\tan \beta}{p_t} = 25 \cdot \frac{\tan 2^{\circ}}{10,095} = 0,95 \quad (5.334)$$

Celkový součinitel kroku

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,509 + 0,95 = 2,45 \quad (5.335)$$

### 5.7.3 Výpočet únosnosti zubu v dotyku

Otáčky kola 3

$$n_3 = 700 \text{ min}^{-1}$$

Obvodová rychlost kola 3

$$v_3 = \frac{\pi \cdot n_3 \cdot d_3}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 700 \cdot 141,391}{60 \cdot 1000} = 5,182 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.336)$$

Tečná síla působící na ozubení kola 3

$$F_{t3} = 4465 \text{ N}$$

Tolerance přesnosti kola 3

$$Q_{ISO3} = 6$$

#### 5.7.3.1 Nominální napětí v dotyku pastorku

Materiálové konstanty kol 3 a 4

$$\begin{aligned} \mu_3 &= 0,292 \\ \mu_4 &= 0,292 \\ E_3 &= 2,07 \cdot 10^5 \text{ MPa} \\ E_4 &= 2,07 \cdot 10^5 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Součinitel mechanických vlastností materiálu kola 3

$$Z_{E3} = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left( \frac{1 - \mu_3^2}{E_3} + \frac{1 - \mu_4^2}{E_4} \right)}} \quad (5.337)$$

$$Z_{E3} = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left( \frac{1 - 0,292^2}{2,07 \cdot 10^5} + \frac{1 - 0,292^2}{2,07 \cdot 10^5} \right)}} = 190 \text{ MPa}^{1/2}$$

Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů kol 3 a 4

$$Z_{H3} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta}{(\cos^2 \alpha_t) \cdot \tan \alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 21,3^{\circ}}{(\cos^2 21,3^{\circ}) \cdot \tan 21,3^{\circ}}} = 2,349 \quad (5.338)$$



Součinitel součtové délky dotykových křivek spoluzabírajících zubů kol 3 a 4

$$Z_{\varepsilon 3} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}} = \sqrt{\frac{1}{1,509}} = 0,814 \quad (5.339)$$

Součinitel sklonu zubu kola 3

$$Z_{\beta 3} = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 21^{\circ}} = 0,966 \quad (5.340)$$

Nominální napětí v dotyku kola 3

$$\sigma_{H03} = Z_{E3} \cdot Z_{H3} \cdot Z_{\varepsilon 3} \cdot Z_{\beta 3} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{d_3 \cdot b_3} \cdot \frac{\frac{Z_4}{Z_3} + 1}{\frac{Z_4}{Z_3}}} \quad (5.341)$$

$$\sigma_{H03} = 190 \cdot 2,349 \cdot 0,8 \cdot 0,966 \cdot \sqrt{\frac{4465}{141,391 \cdot 20} \cdot \frac{\frac{43}{44} + 1}{\frac{43}{44}}} = 626,64 \text{ MPa}$$

### 5.7.3.2 Napětí v dotyku kola 3

Součinitel vnějších dynamických sil

$$K_{A3} = 1,75$$

Součinitel vnitřních dynamických sil

$$B_3 = 0,25 \cdot (Q_{ISO3} - 4)^{\frac{2}{3}} = 0,25 \cdot (6 - 4)^{\frac{2}{3}} = 0,397 \quad (5.342)$$

$$A_3 = 50 + 56 \cdot (1 - B_3) = 50 + 56 \cdot (1 - 0,397) = 83,776 \quad (5.343)$$

$$K_{V3} = \left( \frac{A_3 + \sqrt{200 \cdot v_3}}{A_3} \right)^{B_3} = \left( \frac{83,776 + \sqrt{200 \cdot 5,182}}{83,776} \right)^{0,397} = 1,138 \quad (5.344)$$


Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce

Mezní úchylka sklonu zubů čelních ozubených kol

$$f_{H\beta} = 11 \text{ } \mu\text{m}$$

Výrobní úchylka dotykové křivky

$$f_{ma} = f_{H\beta} = 11 \text{ } \mu\text{m} \quad (5.345)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 102
	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	

Pomocný součinitel polohy kola vůči ložiskům

Vzdálenost ložisek

$$l = 169 \text{ mm}$$

Vzdálenost kola od osy hřídele

$$l_s = 50,5 \text{ mm}$$

Průměr hřídele v místě pastorku

$$d_s = 42 \text{ mm}$$

Uvedeným hodnotám odpovídá dle normy ISO součinitel polohy kola vůči ložiskům:

$$K' = -1$$

Úchylka dotykové křivky způsobená deformací hřídelů a kol od jednotkového zatížení

$$f_{sh03} = 0,023 \cdot \left[ \left( 0,7 + K' + l \cdot l_s \cdot \frac{d_3^2}{d_{sh}^4} \right) + 0,3 \right] \cdot \left( \frac{b}{d_3} \right)^2 \quad (5.346)$$

$$f_{sh03} = 0,023 \cdot \left[ \left( 0,7 + (-1) + 169 \cdot 50,5 \cdot \frac{141,391^2}{42^4} \right) + 0,3 \right] \cdot \left( \frac{20}{141,391} \right)^2$$

$$f_{sh03} = 0,025 \text{ } \mu\text{m} \cdot \text{mm} \cdot \text{N}^{-1}$$

Střední obvodová síla kola 3

$$F_m = F_{t3} \cdot K_{A3} \cdot K_{V3} = 4465 \cdot 1,75 \cdot 1,138 = 8890 \text{ N} \quad (5.347)$$

Úchylka dotykové křivky způsobená deformací hřídelů a kol

$$f_{sh3} = f_{sh03} \cdot \frac{F_m}{b_3} = 0,025 \cdot \frac{8890}{20} = 11,216 \text{ } \mu\text{m} \quad (5.348)$$

Počáteční celková úchylka dotykové křivky kola 3

$$F_{\beta x} = 1,33 \cdot f_{sh3} + f_{ma} = 1,33 \cdot 11,216 + 11 = 25,9 \text{ } \mu\text{m} \quad (5.349)$$

Snížení úchylky dotykové křivky opotřebením při záběru kola 3

Pro  $\sigma_{Hlim} = 1500 \text{ MPa}$  a  $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} < v_3 < 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow y_{\beta 3} = 7,5 \text{ } \mu\text{m}$

Celková úchylka dotykové křivky kola 3

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta 3} = 25,9 - 7,5 = 18,3 \text{ } \mu\text{m} \quad (5.350)$$

Střední měrná tuhost zubů

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





Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce

Rozhodovací kritérium:

$$\frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma}}{2 \cdot \frac{F_m}{b_3}} = \frac{18,3 \cdot 20}{2 \cdot \frac{8990}{20}} = 0,414 < 1 \rightarrow \text{zatížení přenáší celé ozubení}$$

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma}}{2 \cdot \frac{F_m}{b_3}} = \frac{18,3 \cdot 20}{2 \cdot \frac{8990}{20}} = 1,414 \quad (5.351)$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů

Mezní úchylka čelní rozteče kola 3 a 4

$$f_{pt3} = 9 \mu\text{m}$$

$$f_{pt4} = 9 \mu\text{m}$$

Mezní úchylka základní rozteče kola 3 a 4

$$f_{pb3,4} = f_{pt3} \cdot \cos \alpha_t = 9 \cdot \cos 21,3^\circ = 8,385 \mu\text{m} \quad (5.352)$$

Účinná úchylka základní rozteče kola 3

$$f_{pe3} = f_{pb3,4} = 8,385 \mu\text{m} \quad (5.353)$$

Snížení úchylky základní rozteče opotřebením při záběru kola 3

Pro  $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} < v_3 < 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow y_{\alpha 3} = 1,1 \mu\text{m}$

Směrodatná obvodová síla v čelní rovině kola 3

$$F_{tH3} = F_{t3} \cdot K_{A3} \cdot K_{V3} \cdot K_{H\beta 3} = 4465 \cdot 1,75 \cdot 1,138 \cdot 1,414 = 12\,570 \text{ N} \quad (5.354)$$

Pomocný součinitel

$$q_{\alpha 3} = \frac{c_{\gamma} \cdot (f_{pe3,4} - y_{\alpha 3})}{\frac{F_{tH3}}{b_3}} = \frac{20 \cdot (8,385 - 1,1)}{\frac{12\,570}{20}} = 0,232 \quad (5.355)$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro dotyk

$$\text{Pro } \varepsilon_{\gamma} = 2,325 > 2 \rightarrow K_{F\alpha 3} = 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_{\gamma} - 1)}{\varepsilon_{\gamma}}} \cdot q_{\alpha 3} \quad (5.356)$$

$$K_{F\alpha 3} = 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (2,45 - 1)}{2,45}} \cdot 0,232 = 1$$

Ověření omezující podmínky

$$K_{H\alpha 3} < 1 \rightarrow K_{F\alpha 3} = 1 \quad (5.357)$$

Součinitel jednopárového zatížení kola 3

Pro  $\varepsilon_\beta = 0,76 \rightarrow$

stanovení  $Z_B$  a  $Z_D$  lin. interpolací mezi hodnotami kola s přímými a šikmými zuby

$$M_3 = \frac{\tan \alpha_{tw}}{\sqrt{\left[ \sqrt{\frac{d_{a3}^2}{d_{b3}^2} - 1 - \frac{2 \cdot \pi}{z_3}} \right] \cdot \left[ \sqrt{\frac{d_{a4}^2}{d_{b4}^2} - 1 - (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot \frac{2 \cdot \pi}{z_4}} \right]}} \quad (5.358)$$

$$M_3 = \frac{\tan 21,3^\circ}{\sqrt{\left[ \sqrt{\frac{147,391^2}{131,734^2} - 1 - \frac{2 \cdot \pi}{44}} \right] \cdot \left[ \sqrt{\frac{144,178^2}{128,74^2} - 1 - (1,509 - 1) \cdot \frac{2 \cdot \pi}{43}} \right]}} = 0,995$$

Součinitel jednopárového záběru kola 3

$$Z_{B3} = M_3 - \varepsilon_\beta \cdot (M_3 - 1) = 0,995 - 0,951 \cdot (0,995 - 1) = 1 \quad (5.359)$$

Napětí v dotyku kola 3

$$\sigma_{H3} = Z_{B3} \cdot \sigma_{H03} \cdot \sqrt{K_{A3} \cdot K_{V3} \cdot K_{H\beta 3} \cdot K_{H\alpha 3}} \quad (5.360)$$

$$\sigma_{H3} = 1 \cdot 626 \cdot \sqrt{1,75 \cdot 1,138 \cdot 1,414 \cdot 1} = 1\,051 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů kola 3

Součinitel počtu cyklů pro kolo 3

Pro neomezenou životnost lze uvažovat  $Z_{NT3} = 1$

Součinitel maziva kola 3

$$Z_{L3} = 1 \text{ mazání tukem?}$$

Pro  $\sigma_{Hlim} = 1500 \text{ MPa} \rightarrow$  hodnoty pro  $\sigma_{Hlim} = 1200 \text{ MPa} \rightarrow C_{ZL3} = 0,91$



Součinitel obvodové rychlosti kola 3

$$C_{ZV3} = C_{ZL3} + 0,02 = 0,91 + 0,02 = 0,93 \quad (5.361)$$

$$Z_{V3} = C_{ZV3} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV3})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v_3}}} = 0,93 + \frac{2 \cdot (1 - 0,93)}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{5,182}}} = 0,983 \quad (5.362)$$

Součinitel drsnosti boku zubů kola 3

Poloměr křivosti kola 3 a 4

$$\rho_3 = 0,5 \cdot d_{b3} \cdot \tan \alpha_{tw} = 0,5 \cdot 131,734 \cdot \tan 21,3^\circ = 25,679 \text{ mm} \quad (5.363)$$

$$\rho_4 = 0,5 \cdot d_{b4} \cdot \tan \alpha_{tw} = 0,5 \cdot 128,74 \cdot \tan 21,3^\circ = 25,096 \text{ mm} \quad (5.364)$$

Redukovaný poloměr křivosti

$$\rho_{red} = \frac{\rho_3 \cdot \rho_4}{\rho_3 + \rho_4} = \frac{25,679 \cdot 25,096}{25,679 + 25,096} = 12,692 \text{ mm} \quad (5.365)$$

Průměrná aritmetická úchylna profilu boku zubů kola 3 a 4

$$Ra_{3,4} = 0,8 \text{ } \mu\text{m}$$

Průměrná výška prvku profilu boku zubů kola 3

$$Rz_{ISO3} = 6 \cdot Ra_{3,4} = 6 \cdot 0,8 = 4,8 \text{ } \mu\text{m} \quad (5.366)$$

$$Rz_{ISO4} = 6 \cdot Ra_{3,4} = 6 \cdot 0,8 = 4,8 \text{ } \mu\text{m} \quad (5.367)$$

Průměrná relativní výška prvků profilu boků zubů kola 3

$$Rz_{10.3} = \frac{Rz_{ISO3} + Rz_{ISO4}}{2} \cdot \sqrt{\frac{10}{\rho_{red}}} = \frac{4,8 + 4,8}{2} \cdot \sqrt{\frac{10}{12,713}} = 0,443 \text{ } \mu\text{m} \quad (5.368)$$

Pro  $\sigma_{Hli} = 1500 \text{ MPa} \rightarrow$  hodnoty pro  $\sigma_{Hlim} = 1200 \text{ MPa} \rightarrow C_{ZR3} = 0,08$

$$Z_{R3} = \left( \frac{3}{Rz_{10.3}} \right)^{C_{ZR3}} = \left( \frac{3}{0,433} \right)^{0,08} = 1,165 \quad (5.369)$$

Součinitel tvrdosti kola 3 a 4

Tvrdost materiálu 12 050 se pohybuje mezi hodnotami 183 až 300 HB, pro další výpočet bude zvolena hodnota tvrdosti  $H_3 = 250 \text{ HB}$

$$Z_{W3} = 1,2 \cdot \frac{H_3 - 130}{1700} = 1,2 \cdot \frac{250 - 130}{1700} = 1,129 \quad (5.370)$$

Součinitel velikosti kola 3

$$Z_{X3} = 1$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů kola 3

$$S_{H3} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT3}}{\sigma_{H3}} \cdot Z_{L3} \cdot Z_{V3} \cdot Z_{R3} \cdot Z_{W3} \cdot Z_{X3} \quad (5.351)$$

$$S_{H3} = \frac{1500 \cdot 1}{1051} \cdot 1 \cdot 0,983 \cdot 1,165 \cdot 1,129 \cdot 1 = 1,843$$

Dle ČSN 01 4686 Část 3 je doporučena nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti  $S_{Hmin3} = 1,1$ , bezpečnost  $S_{H3} = 1,843$  je dostačující.

#### **5.7.4 Výpočet únosnosti zubů v ohybu**

##### **Nominální napětí v ohybu v patě zubu kola 3**

Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičce zubu kola 3

Podle ISO 6336-3: 1996 (E) →  $Y_{Fa3} = 2,31$

Součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičce zubu

Podle ISO 6336-3: 1996 (E) →  $Y_{Sa3} = 1,73$

Součinitel sklonu zubu kola 3

$$Y_{\beta3} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120^{\circ}} = 1 - 0,951 \cdot \frac{21^{\circ}}{120^{\circ}} = 0,834 \quad (5.352)$$

Součinitel vlivu záběru profilu kola 3

$$Y_{\varepsilon3} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha}} \cdot \cos^2 \beta_3 = 0,25 + \frac{0,75}{1,509} \cdot \cos^2 21^{\circ} = 0,683 \quad (5.353)$$

Nominální napětí v ohybu v patě zubu kola 3

$$\delta_{F03} = \frac{F_{t3}}{b_w \cdot m_n} \cdot Y_{Fa3} \cdot Y_{Sa3} \cdot Y_{\beta3} \cdot Y_{\varepsilon3} \quad (5.354)$$

$$\delta_{F03} = \frac{4465}{20 \cdot 3} \cdot 2,31 \cdot 1,73 \cdot 0,834 \cdot 0,683 = 169,36 \text{ MPa}$$

**Napětí v ohybu v patě zubu kola 3**

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce kola 3

$$N_{F3} = \frac{\left[ \frac{b_3}{(h_a + h_f)} \right]^2}{1 + \frac{b_3}{(h_a + h_f)} + \left[ \frac{b_3}{(h_a + h_f)} \right]^2} \quad (5.355)$$

$$N_{F3} = \frac{\left[ \frac{20}{(3 + 3,75)} \right]^2}{1 + \frac{20}{(3 + 3,75)} + \left[ \frac{20}{(3 + 3,75)} \right]^2} = 0,689$$

$$K_{F\beta 3} = K_{H\beta}^{N_{F3}} = 1,5^{0,689} = 1,312 \quad (5.356)$$

Napětí v ohybu v patě zubu

$$\sigma_{F3} = \sigma_{F03} \cdot K_{A3} \cdot K_{V3} \cdot K_{F\alpha 3} \cdot K_{F\beta 3} \quad (5.357)$$

$$\sigma_{F3} = 1720 \cdot 1,75 \cdot 1,138 \cdot 1 \cdot 1,27 = 428 \text{ MPa}$$

**5.7.4.1 Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu kola 3**Mez únavy v ohybu pro materiál 12 050  $\sigma_{Flim} = 460 \text{ MPa}$ 

Součinitel koncentrace napětí pro referenční ozubené kolo

$$Y_{ST3} = 2$$

Součinitel počtu cyklů

$$Y_{NT3} = 1$$

Součinitel velikosti kola

Pro  $m_n = 3 \text{ mm} < 5 \text{ mm} \rightarrow Y_{X3} = 1$ 

Poměrný součinitel vrubové citlivosti pro kolo 3

Pro  $Y_{Sa3} = 1,73 < 1,8$  je bezpečné uvažovat  $Y_{\delta rel T3} = 0,8$ 

Poměrný součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu zubu kola 3

Pro  $Rz_{ISO3} = 4,8 \mu\text{m} \leq 16 \mu\text{m} \rightarrow Y_{Rrel T3} = 1$

### Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu kola 3

$$S_{F3} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST3} \cdot Y_{N3}}{\sigma_{F3}} \cdot Y_{\delta relT3} \cdot Y_{RrelT3} \cdot Y_{X3} \quad (5.358)$$

$$S_{F3} = \frac{460 \cdot 2 \cdot 1}{428} \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1 = 1,719$$

Dle ČSN 01 4686 Část 3 je doporučená nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti  $S_{Fmin3} = 1,1$ , bezpečnost  $S_{F3} = 1,719$  je dostačující.

### 5.8. Kontrola drážkování hřídelí

V místě spojení vstupní hřídele a unášeče je voleno rovnoboké drážkování dle ČSN ISO 01 4942 vzhledem k velkému krouticímu momentu na vstupní hřídeli a omezeným rozměrům hřídele. Navíc stejné drážkování používá společnost FERMAT na většině svých frézovacích hlav jako spojení unášeče a vstupní hřídele. Také na svislé hřídeli pro spojení ozubených kol bude použito rovnoboké drážkování, z důvodu malé šířky kola pro použití per.

#### 5.8.1 Rovnoboké drážkování vstupní hřídele

Tab. 30 Parametry drážkování vstupní hřídele

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Kroutící moment	$M_k$	[Nm]	350
Činná délka drážkování	$l_d$	[mm]	24
Základní hodnota tlaku	$p_o$	[MPa]	150
Koeficient přenosu obvodové síly	$K$	[–]	0,75
Materiál hřídele			14 220
Mez pevnosti v tahu	$R_m$	[MPa]	785
Mez kluzu	$R_e$	[MPa]	590
Šířka zubu	$B$	[mm]	6
Vnitřní průměr	$d$	[mm]	32
Vnější průměr	$D$	[mm]	36
Počet drážek	$z_d$	[mm]	8

Podle ČSN ISO 01 4942 bylo zvoleno rovnoboké drážkování s označením 8x32x36.

Dovolené napětí v krutu

$$\tau_{DK} = 0,6 \cdot R_e \quad (5.359)$$

$$\tau_{DK} = 0,6 \cdot 590 = 354 \text{ MPa}$$

Minimální průměr hřídele

$$\tau_k = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_{min}^3}{16}} \rightarrow d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{DK}}} \quad (5.360)$$



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 350000}{\pi \cdot 354}} = 17,2 \text{ mm}$$

Otláčovaná plocha zubu

$$b_o = \frac{D - d}{2} = \frac{36 - 32}{2} = 2 \text{ mm} \quad (5.361)$$

Střední průměr

$$d_s = \frac{D + d}{2} = \frac{36 + 32}{2} = 34 \text{ mm} \quad (5.362)$$

Dovolený tlak

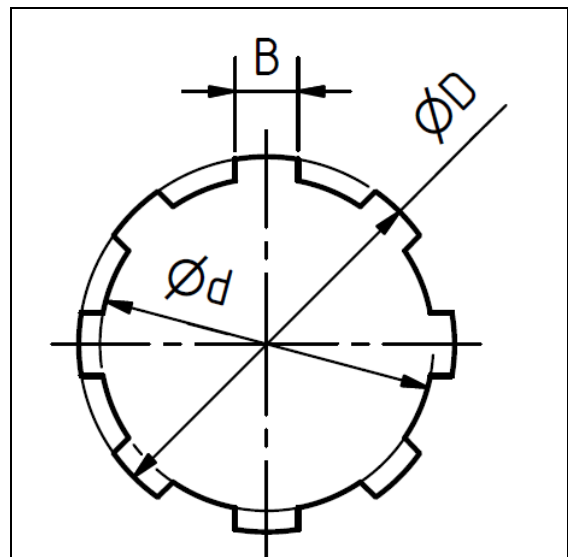
$$p_D = 0,6 \cdot p_o = 0,6 \cdot 150 = 90 \text{ MPa} \quad (5.363)$$

Tlak působící na drážkovany spoj

$$p = \frac{2 \cdot M_k}{d_s \cdot l \cdot b \cdot K \cdot z_d} \quad (5.364)$$

$$p = \frac{2 \cdot 350000}{34 \cdot 24 \cdot 2 \cdot 0,75 \cdot 8} = 72 \text{ MPa}$$

Vypočítaný tlak  $p < p_d \rightarrow$  navrhované rovnoboké drážkování vyhovuje pro zadané zatížení.



Obr. 58 Rovnoboké drážkování



### 5.8.2 Rovnoboké drážkování svislé hřídele

Tab. 31 Parametry drážkování vstupní hřídele

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Kroutící moment	$M_k$	[Nm]	340
Činná délka drážkování pod kuželovým kolem	$l_k$	[mm]	18,5
Činná délka drážkování pod čelním kolem	$l_č$	[mm]	25
Základní hodnota tlaku	$p_o$	[MPa]	150
Koeficient přenosu obvodové síly	$K$	[-]	0,75
Materiál hřídele			12 050
Mez pevnosti v tahu	$R_m$	[MPa]	530
Mez kluzu	$R_e$	[MPa]	305
Šířka zubu	$B$	[mm]	8
Vnitřní průměr	$d$	[mm]	42
Vnější průměr	$D$	[mm]	48
Počet drážek	$z$	[mm]	8

Dovolené napětí v krutu

$$\tau_{DK} = 0,6 \cdot R_e \quad (5.365)$$

$$\tau_{DK} = 0,6 \cdot 305 = 183 \text{ MPa}$$

Minimální průměr hřídele

$$\tau_k = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_{\min}^3}{16}} \rightarrow d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{DK}}} \quad (5.366)$$

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 340000}{\pi \cdot 183}} = 21,2 \text{ mm}$$

Otlačovaná plocha zubu

$$b = \frac{D - d}{2} = \frac{48 - 42}{2} = 3 \text{ mm} \quad (5.367)$$

Střední průměr

$$d_s = \frac{D + d}{2} = \frac{48 + 42}{2} = 45 \text{ mm} \quad (5.368)$$

Dovolený tlak

$$p_D = 0,6 \cdot p_o = 0,6 \cdot 150 = 90 \text{ MPa} \quad (5.369)$$

Tlak působící na drážkovaný spoj pod kuželovým kolem

$$p_1 = \frac{2 \cdot M_k}{d_s \cdot l_k \cdot b \cdot K \cdot z} \quad (5.370)$$



$$p_1 = \frac{2 \cdot 340000}{345 \cdot 18,5 \cdot 3 \cdot 0,75 \cdot 8} = 68 \text{ MPa}$$

Tlak působící na drážkovaný spoj pod čelním kolem

$$p_2 = \frac{2 \cdot M_k}{d_s \cdot l_\xi \cdot b \cdot K \cdot z} \quad (5.371)$$

$$p_2 = \frac{2 \cdot 340000}{345 \cdot 25 \cdot 3 \cdot 0,75 \cdot 8} = 50,4 \text{ MPa}$$

Vypočítaný tlak  $p < p_d \rightarrow$  navrhované rovnoboké drážkování vyhovuje pro zadané zatížení.

### 5.9 Úhlová odchylna natočení vřetena

Série ozubených kol, která tvoří náhon vřetena frézovací hlavy, může být zdrojem úhlové odchylny při indexování polohy vřetena, například při výměně nástroje. Odchylna vzniká součtem boční vůle mezi zuby sousedních ozubených kol.

Velikost boční vůle je důležitá pro vytvoření potřebné tloušťky mazacího filmu, určuje se empiricky a na její stanovení má vliv několik faktorů, jedním z nich je výrobní přesnost ozubení. Čím více je ozubení přesnější, tím je menší boční vůle ozubeného soukolí. Přesná ozubená kola vyžadují vyšší náklady na výrobu.

Dle orientačního výpočtu v programu pro návrh ozubených kol MITCALC je pro zvolenou přesnost ozubení ISO 6 doporučená hodnota boční vůle  $j_n = 0,07$  až  $0,27$  mm, podle zkušeností zaměstnanců společnosti FERMAT v rozmezí  $j_n = 0,05$  až  $0,1$  mm. Pokud je možné dosáhnout boční vůle  $0,1$  mm mezi jednotlivými sousedními ozubenými koly, celková hodnota boční vůle počítaná od ozubeného kola na svislé hřídeli po kolo vřetena je rovna součtu bočních vůlí mezi jednotlivými koly. Protože jsou ozubená kola stejná, lze celkovou boční vůli počítat jako násobek boční vůle mezi jedním párem ozubených kol a počtem ozubených kol.

$$j_{nc} = 6 \cdot j_n = 6 \cdot 0,1 = 0,6 \text{ mm} \quad (5.372)$$


Pro vymezení bočních vůlí mezi ozubenými koly se musí kolo vřetena otočit o  $0,6$  mm délkové míry, při přepočtu na úhlové stupně dle kosinové věty:

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos \gamma \rightarrow \gamma = \arccos \frac{c^2 - a^2 - b^2}{-2 \cdot a \cdot b}$$

$$\gamma = \arccos \frac{0,6^2 - 70,7^2 - 70,7^2}{-2 \cdot 70,7 \cdot 70,7} = 0,49^\circ$$

Kde členy  $a$ ,  $b$  v rovnici vyjadřují roztečný poloměr ozubeného kola, tvořící ramena trojúhelníka svírající úhel  $\gamma$ .

Výsledná úhlová odchylna natočení při zvolené boční vůli je menší než  $0,5^\circ$ . Protože je vřeteno frézovací hlavy pro svou konstrukci umístěno dále od čela smýkadla, není možné výměnu nástroje provádět pomocí automatické výměny (ATC) stroje. Z tohoto důvodu bude výměnu nástrojů provádět robot umístěný vedle stroje. Pro robotickou

	<b>Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky</b>	<b>Str. 112</b>
	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	

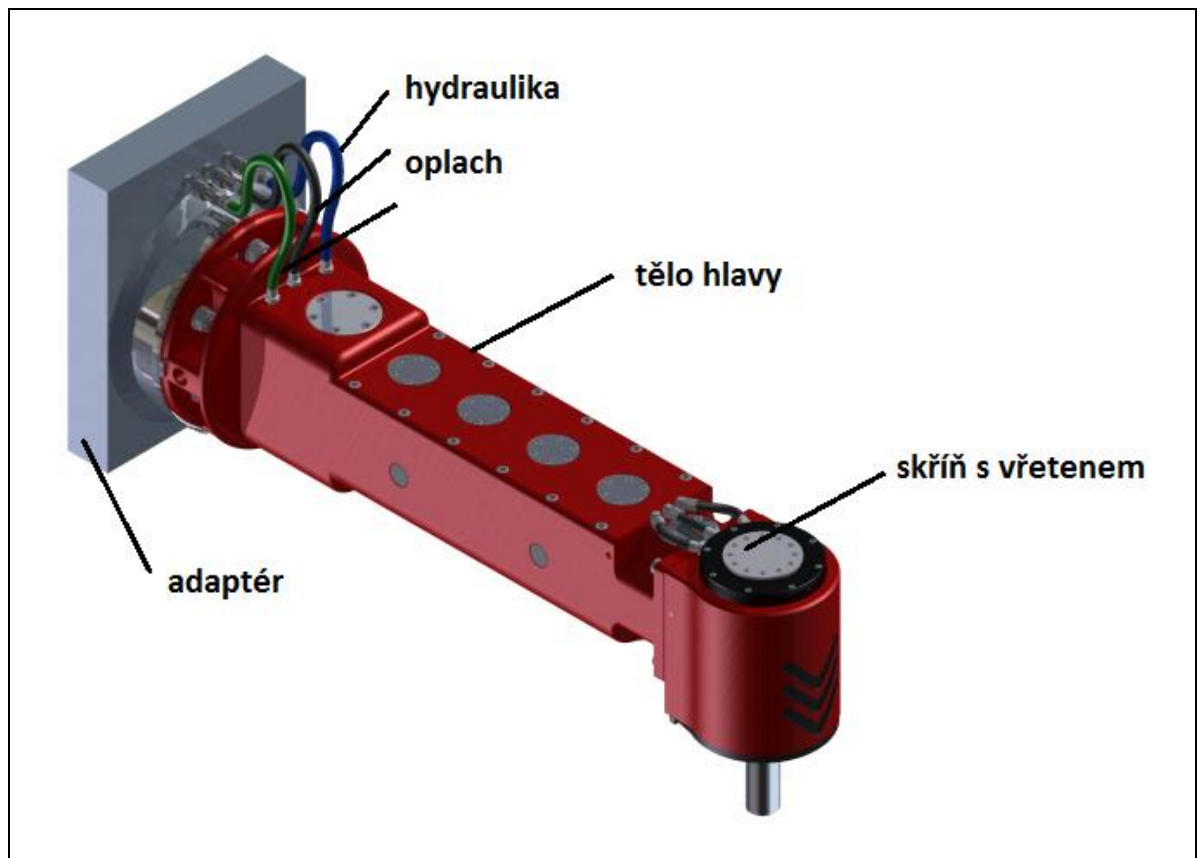
výměnu je výsledná odchylka přijatelná. Při uchopování nástroje by nemělo docházet ke kolizním stavům mezi Gripprem (chapadlo robota) a upínací částí nástroje nebo nesprávnému uchopení. Drážka na upínací části nástroje podle DIN 69871 má rozměr 25,7H12 (+0,1) a unašecí kamen 25,4h5. Vůle mezi unašecím kamenem a drážkou je větší než celková boční vůle ozubených kol a neprojeví se tedy na přesnosti upínání nástroje.

Tato chyba při polohování vřetena by neměla mít na technologie obrábění větší vliv, protože je to jeden z parametrů, který se nastavuje do řídicího systému, ten ji zahrne do korekčních úprav.



## 6 Popis konstrukce pravoúhlé prodloužené frézovací hlavy

Konstrukci frézovací hlavy tvoří tělo a skříň vřetená z šedé litiny. Skříň s vřetenem a ložisky je s tělem hlavy spojena pomocí čtyř šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M16x40, správná poloha je zajištěna dvojicí válcových kolíků 12x45. Dosedací plocha mezi těmito díly bude při montáži zaškrabána pro správné slícování dílů. Pro připojení hlavy ke smýkadlu horizontální vyvrtávačky souží adaptér. Jde o součást deskového tvaru, která má přední část upravenou pro připojení frézovací hlavy a druhou pro spojení s čelem vřeteníku stroje. Společnost FERMAT nabízí několik typů horizontálních vyvrtávaček, které se liší mimo jiné rozměry smýkadla, rozmístěním připojovacích míst pro média nebo také průměrem vřetená. Zákazník má možnost vybrat si způsob upínání frézovací hlavy k vřeteníku stroje a to manuální nebo automatickou a oba tyto způsoby vyžadují rozdílné provedení adaptéru. Konstrukci adaptéru je proto nutné přizpůsobit konkrétnímu stroji a požadavkům zákazníka, jeho návrh bude proveden pro konkrétní objednávky.

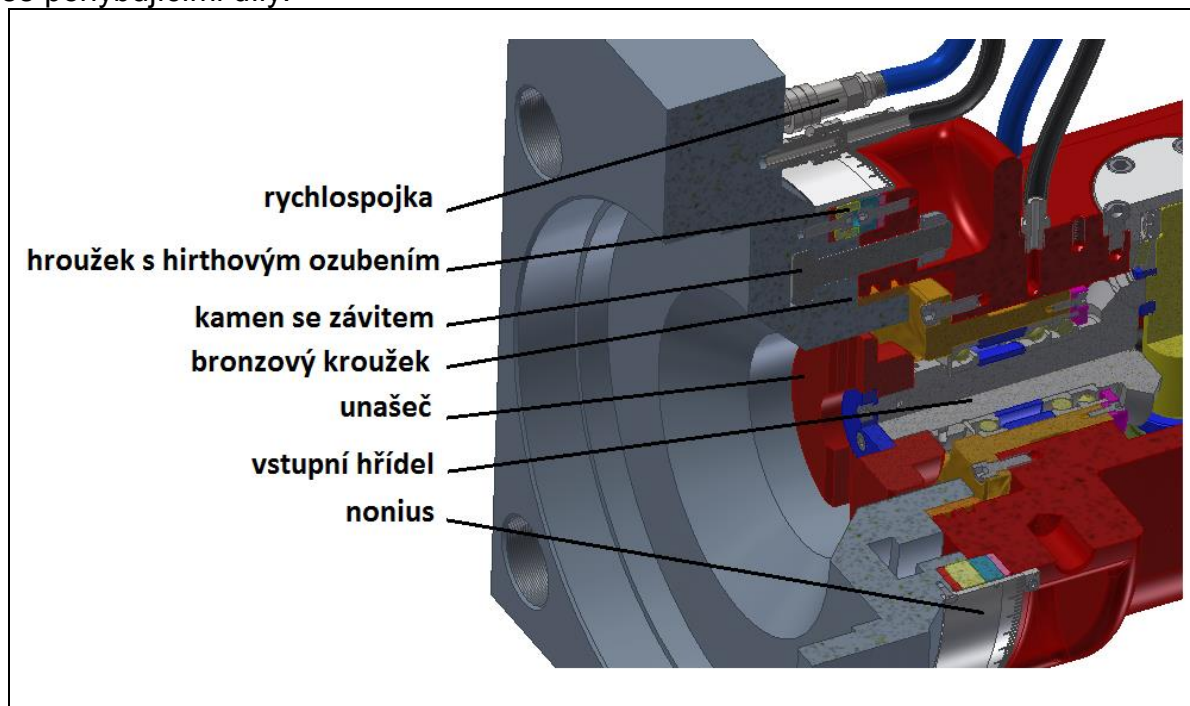


Obr. 59 Pravoúhlá prodloužená frézovací hlava WFK 300

Pro přívod všech médií bude sloužit několik hadic opatřených rychlospojkami, což umožní natočení hlavy o 180°, pro natáčení o větší úhel je nutné rychlospojku v horní části vypojit a připojit na vývod ve spodní části adaptéru. Tímto způsobem bude zajištěno natáčení hlavy v celém rozsahu 0-360°. Některé frézovací hlavy dostupné na trhu mají pro převod médií mezi navzájem pohyblivými částmi ve své stavbě zabudován rozvodný válec, tato varianta lze však použít u hlav, které mají automatické natáčení os. Při natáčení rozvodného válce dochází k velkému tření

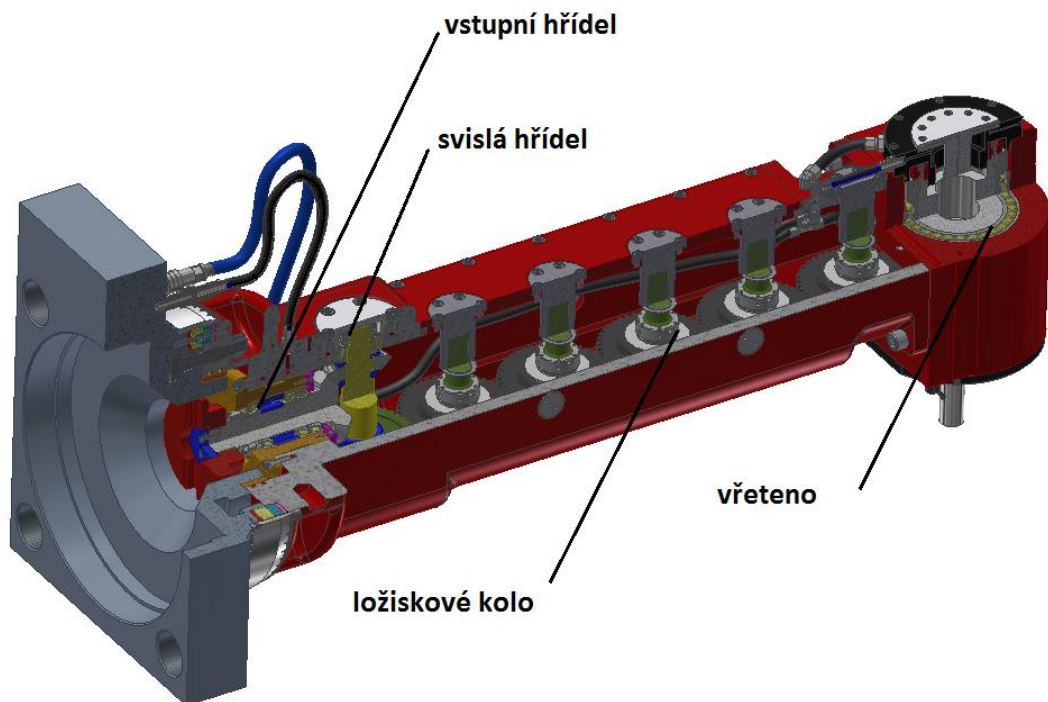
mezi stykovými plochami válce a přilehlých komponent, což by pro obsluhu při manuálním natáčení hlavy bylo příliš namáhavé či nemožné. Pro natáčení hlavy slouží na těle hlavy dva otvory, do kterých obsluha vloží tyč a působením síly přes páku hlavou pootočí. Hlava s adaptérem je spojena pomocí kamenů se závitem, které se otáčejí v drážce vyrobené v adaptéru. Před natočením hlavy je nutné povolit šrouby. Pro odečítání úhlu natočení je na adaptér připevněn nonius se stupnicí a dělením dle použitého hirthova ozubení. Na těle hlavy je kostka s ryskou, značící nulovou pozici.

Fixace osy C v požadovaném úhlu je zajištěna pomocí kroužků s hirthovým ozubením. Pod každým kroužkem je lícovací podložka, která slouží při montáži k vyrovnání nepřesností a vzájemnému spárování hlavy s adaptérem. Kroužky jsou k příslušným částem připevněny pomocí šroubů s válcovou hlavou a polohu zajišťují válcové a kuželové kolíky. Pro otáčení hlavy na adaptéru je na jeho osazení nalisovaný bronzový kroužek který je mazaný olejem a snižuje tření mezi vzájemně se pohybujícími díly.



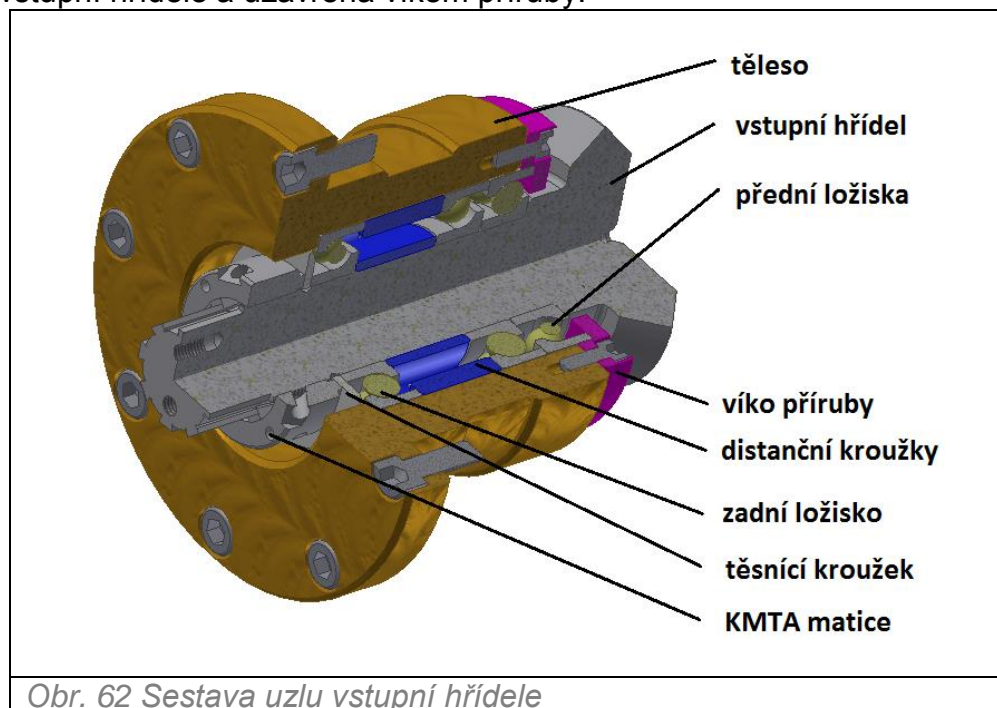
Obr. 60 Natáčení hlavy

Vřeteno obráběcího stroje je s frézovací hlavou spojeno pomocí unášeče, na který je kroutící moment přenášen tvarovým stykem přes unášecí kameny připevněné na čelo vřetena. Unášec je spojen se vstupní hřídelí pomocí rovnobokého drážkování..



Obr. 61 Konstrukční uzly prodloužené hlavy

Na vstupní hřídeli jsou nasazena ložiska a zajištěna maticí KMTA 8, která vyvozuje potřebné předpětí ložisek. Pro nastavení správné polohy ložisek je použito rozpěrných kroužků s broušenými čely. Takto osazená hřídel s ložisky je vložena do tělesa vstupní hřídele a uzavřena víkem příruby.

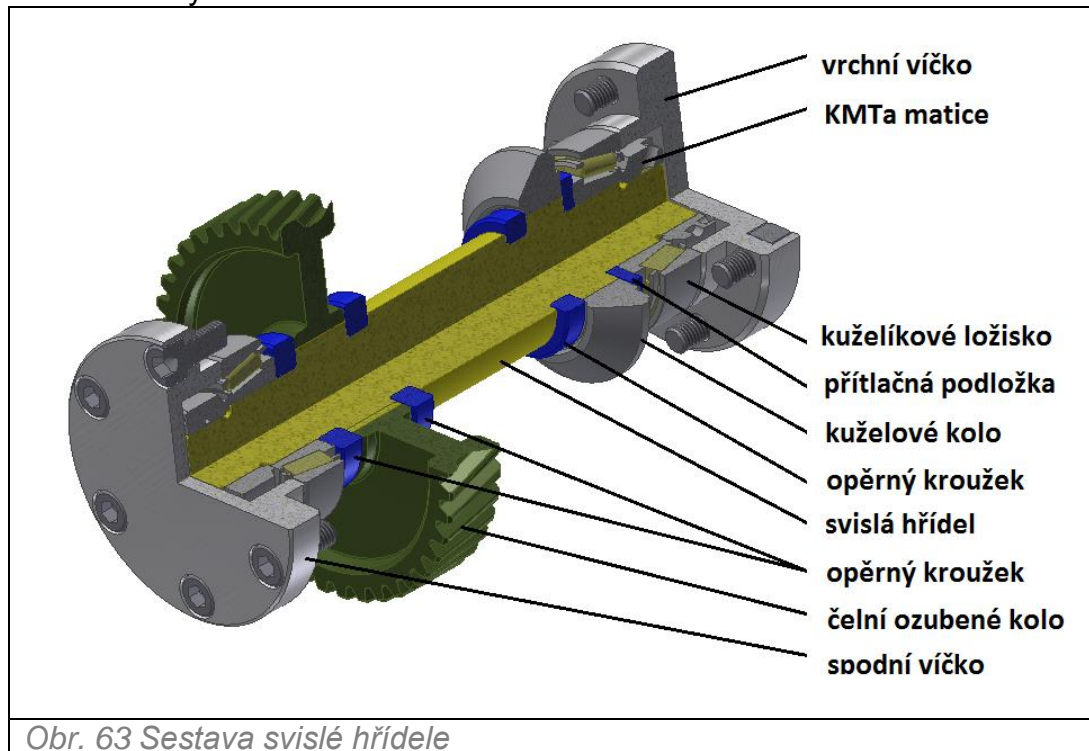


Obr. 62 Sestava uzlu vstupní hřídele

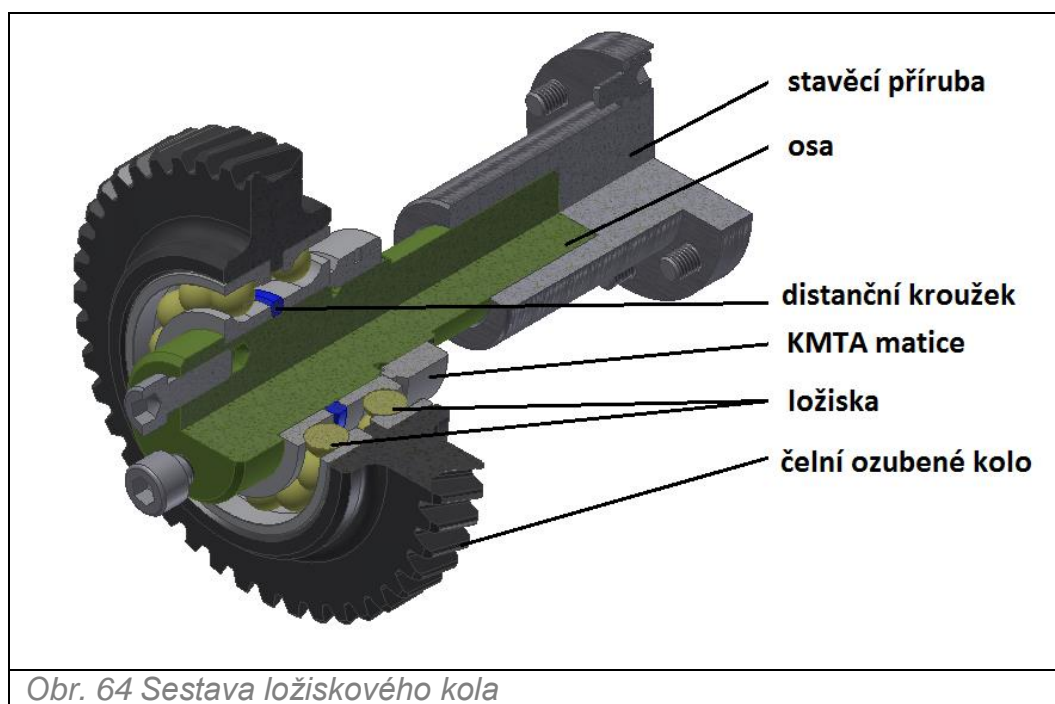
Ze vstupní hřídele je kroutící moment dále přenášen na kuželové ozubené kolo, které je součástí svislé hřídele. Kuželové kolo je na hřídeli spojeno pomocí



rovnobokého drážkování, podobně je řešeno i spojení kola s šikmými zuby ve spodní části hřídele. Na obou koncích hřídele jsou kuželíková ložiska, která jsou dotlačována víčky.

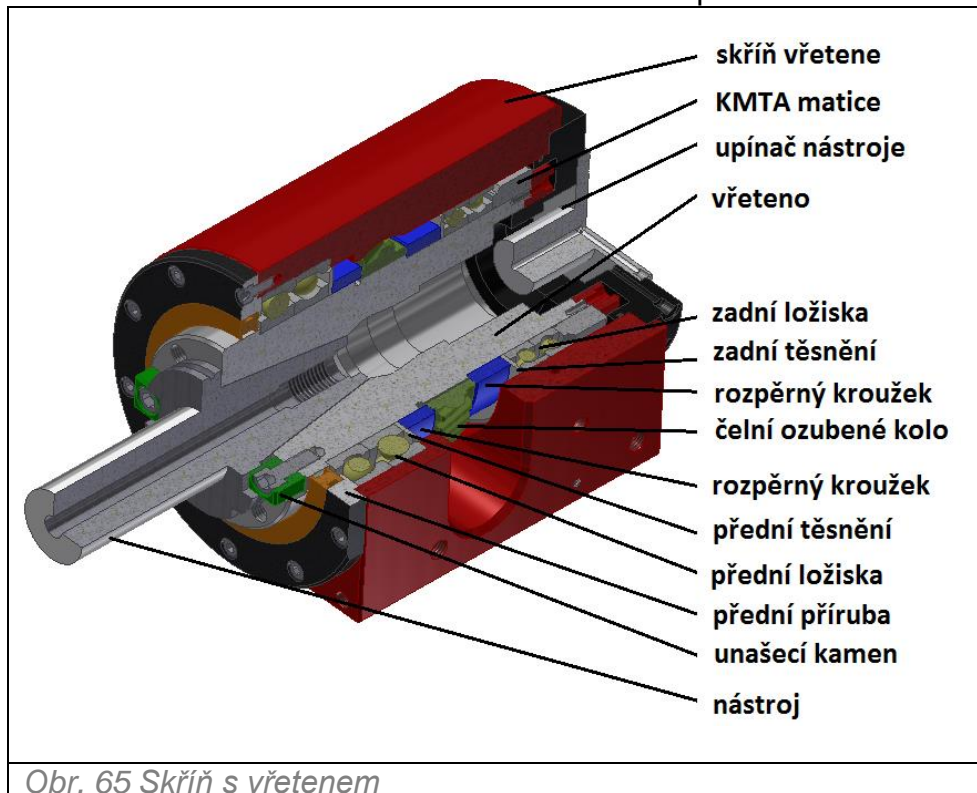


Další v řetězci za svislou hřídelí následuje úsek série ozubených kol na pevné ose. Tato ozubená kola s šikmým ozubením jsou otočně uložena na ose pomocí dvou ložisek s kosoúhlým stykem orientovaná do „O“ a zajištěna KMTA maticí. Osa je ve spodní části vložena do otvorů v těle hlavy a z horní části je na ní nasunutá stavěcí příruba, která se pomocí šroubů připevní k víku těla hlavy.



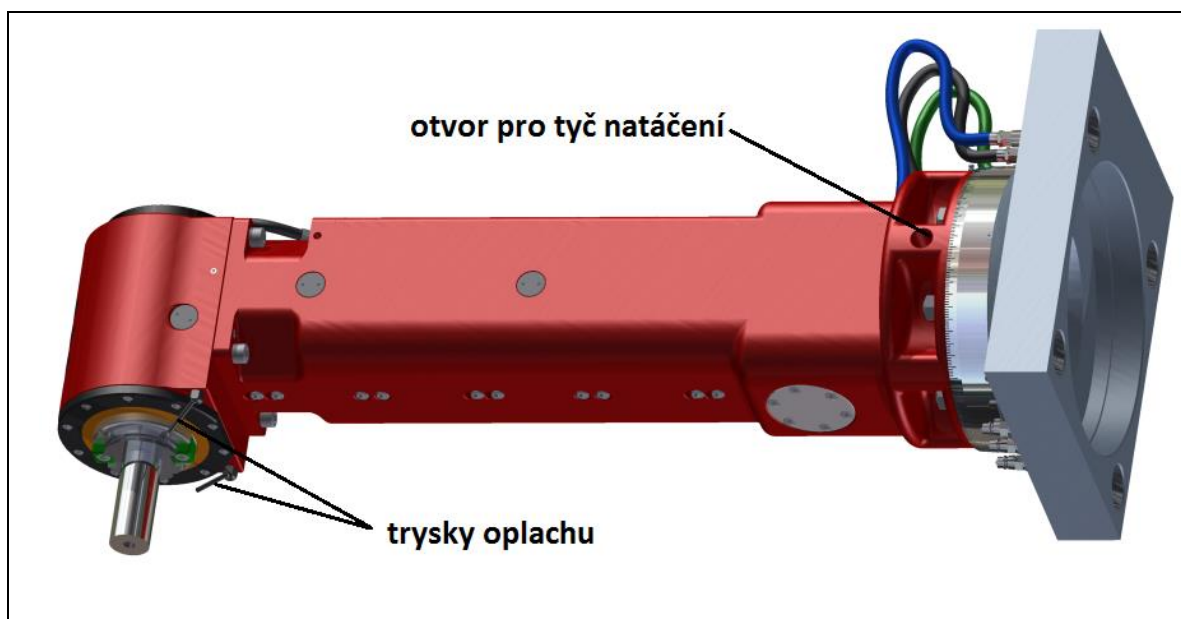


Samotná vřetenová část frézovací hlavy je skříňového typu. Uložení vřetena v přední i zadní části zajišťují kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, uprostřed vřetena je čelní ozubené kolo s šikmým ozubením spojené s vřetenem přes jemné drážkování. Celá tato soustava je předepnuta KMTA maticí v zadní části vřetena. Součástí vřetena je i automatický upínací systém firmy BERG, jeho model však nebyl k dostání, viditelné jsou pouze zjednodušené modely horního válce s rotačním přívodem. Na čelo skříně je přimontována přední příruba ložisek s nalisovaným bronzovým kroužkem pro těsnění přední části, čelo vřetena je opatřeno unašecími kameny. Do dutiny vřetena je pro názornost vložen zjednodušený nástroj s upínacím kuželem SK 50 s možností středového chlazení řezného procesu.



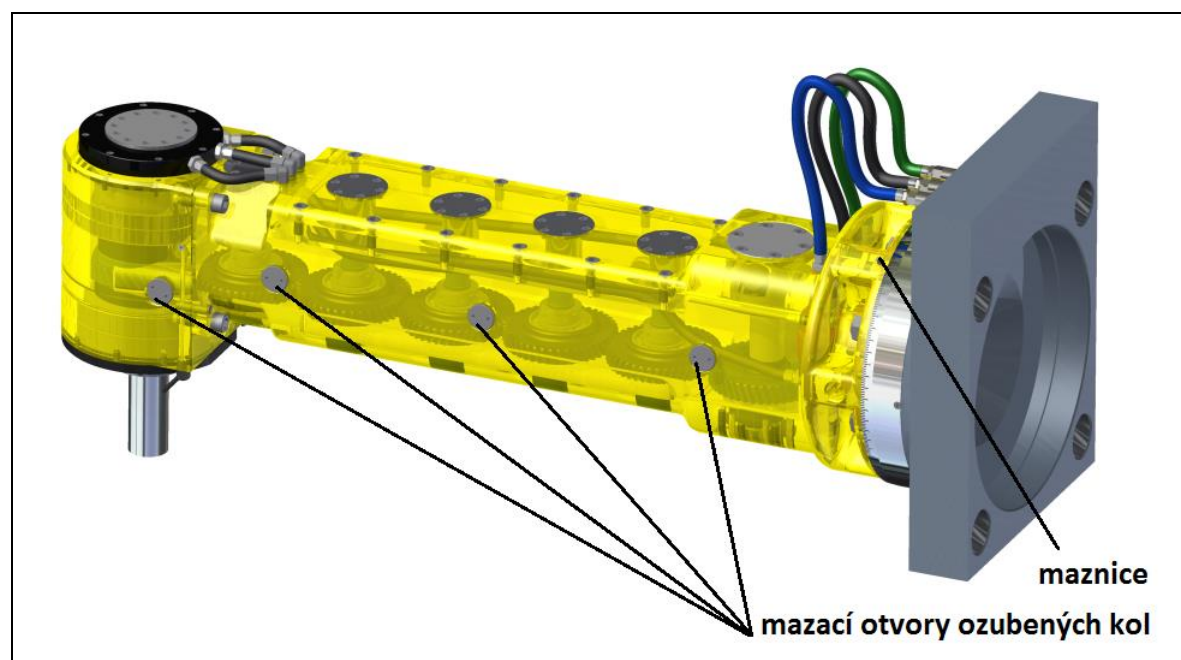
Rozvod vzduchu, hydraulického oleje a řezné kapaliny bude veden pomocí hadic a příslušných prvků šroubení, dále pak v některých částech kanály vrtanými v těle frézovací hlavy a skříně vřetena. Hydraulické hadice se jeví jako nejvhodnější možnost přenosu médií na dlouhou vzdálenost k vřetenu hlavy, bude také vhodně využít volný prostor uvnitř těla hlavy. Jako hydraulické přípojky, spojky a šroubení budou použity prvky firmy JSC Brno. Na čele skříně vřetena je možné namontovat stavitelné trysky pro chlazení řezného procesu oplachem. Pokud bude technologie obrábění nebo použitý nástroj vyžadovat přívod chladicí kapaliny přímo do místa řezu, lze také místo trysek JETON použít plastové článkové přívody.



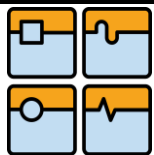


Obr. 66 Prodloužená pravoúhlá frézovací hlava- spodní pohled

Ozubená kola a ložiska budou mazaná tukem. Pro domazávání ozubených kol slouží přístupové otvory v boku těla hlavy, ve kterých jsou zašroubované zátky s otvory pro vidličku. Při pravidelném domazávání soukolí obsluha vyšroubuje jednotlivé zátky, ozubení promaže a zašroubuje zpět.



Obr. 67 Prodloužená pravoúhlá frézovací hlava- mazání



## 7. Zhodnocení


Cílem práce byl konstrukční návrh prodloužené pravoúhlé frézovací hlavy, která by rozšířila sortiment příslušenství k horizontálním vyvrtávačkám produkce společnosti FERMAT. Doposud společnost nabízí ke svým strojům prodlouženou frézovací hlavu IFVW 1B jiného výrobce. Firma doposud neměla zkušenosti s vlastním konstrukčním návrhem prodloužených frézovacích hlav, proto bylo obtížné při návrhu využít některé standardní konstrukční prvky, především pokud se jedná o způsob náhonu vřetena hlavy.

Byla vypracována rešerše frézovacích hlav s popisem konstrukčních uzlů a porovnání parametrů prodloužených pravoúhlých hlav ostatních výrobců.

U hlavy IFVW 1B kterou firma používá, sleduji určité nedostatky, které jsou především v nízkých maximálních otáčkách, malém kroutícím momentu, nemožnosti automatického upínání nástroje a absence chlazení středem nástroje. Tento typ také vykazuje tendenci rozkmitání celé soustavy hlavy při vysokých otáčkách dlouhé náhonové hřídele. Po konzultaci s konstruktéry firmy FERMAT bylo rozhodnuto využít pro přenos kroutícího momentu z vřetena obráběcího stroje na vřeteno hlavy převod ozubenými koly. Tento systém umožňuje dosáhnout požadovaných maximálních otáček vřetena, zakomponování vřetena s větším upínacím kuzelem a automatickým upínáním nástroje. Dokáže přenášet větší kroutící momenty, kdy s nárůstem jeho maximální hodnotou do budoucna firma počítá. Jedním z dalších požadavků byla modularita hlavy pro různé délky frézovací hlavy. Varianta byla řešena pro délku hlavy od čela smýkadla po osu vřetena 1200 mm, úpravou modelu odlitku těla a zvýšením, respektive snížením počtu kol lze hlavu vyrábět ve více délkových variantách. Určujícím parametrem pro stanovení možných délek hlavy je osová vzdálenost ozubených kol, která je 140 mm.

Při sestavování zátěžného spektra, potřebného pro výpočet reakcí v ložiskách a trvanlivosti odpovídajících ložisek vřetena byla snaha volit řezné podmínky a nástroje tak, aby odpovídaly univerzálnosti použití při různých režimech obrábění. Při výpočtu optimální vzdálenosti ložisek se ukázalo, že je více než dvakrát větší, než nejvyšší možná vzdálenost ložisek, která je omezena rozměry vřetena dodaného firmou BERG. S ohledem na tuto skutečnost musela být přední ložiska dimenzována tak, aby správně zachytávala síly od obrábění při zachování určité geometrické přesnosti házení přední části vřetena. Při pevnostní kontrole vřetena byly vypočteny bezpečnosti vůči mezi kluzu, které jsou pro zadaný maximální kroutící moment více než dobré. U vstupní i svislé hřídele byla také provedena kontrola bezpečnosti v kluzu, obě bezpečnosti jsou v nebezpečných průřezích vyhovující, pouze u vstupní hřídele by bylo nutné změnit její konstrukci, například zmenšením vzdálenosti vyložení kuželového kola od ložisek, pokud by byl vyžadován větší kroutící moment na vřetenu. Vznikají zde velké ohybové momenty, které snižují bezpečnost.

Při návrhu byly použity díly a vyráběné komponenty s ohledem na výrobní možnosti společnosti FERMAT. Je možné namítat, že zvolená varianta je konstrukčně složitá a drahá, ovšem pro společnost FERMAT s jejími výrobními možnostmi je přijatelná. Firma disponuje vlastními stroji na výrobu ozubených kol, která může proto vyrábět levněji a pro servisní požadavky je doplňovat do skladových zásob, které v případě nutnosti budou ihned i dispozici. Pro výrobu odlitků má firma dodavatele, který dokáže vyrobit odlévané části hlavy za výhodnou cenu.

	<b>Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky</b>	<b>Str. 120</b>
	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	

Lze tedy konstatovat, že požadovaných cílů bylo dosaženo a po důkladné přípravě by bylo možné využít navržené konstrukční řešení v praxi. Pro přesnější zhodnocení správnosti konstrukčního řešení by bylo vhodné provést kontrolu tuhosti v krutu a ohybu frézovací hlavy vzhledem k poměru průřezu a délky hlavy nebo také řešit vznik vibrací při vysokých otáčkách vřetena a jejich projevy na konstrukci. Po získání dalších informací od výrobce vřetena s automatickým upínáním, je nutné dořešit napojení přívodu vzduchu pro ofukování dutiny vřetena a vhodně navrhnout detailní zapojení a přívod médií do příslušných částí hlavy.

V případě realizace prodloužené frézovací hlavy budou provedena verifikační měření s případnými konstrukčními úpravami a zpřesněním.

## 8 Seznam použitých zkratk

Zkratka	Význam	Jednotka
$a$	Roztečná osová vzdálenost	[mm]
$a_i$	Počet kuželíkových ložisek	[-]
$A_3$	Součinitel pro výpočet $K_{v3}$	[-]
$A_d$	Jmenovitý průřez třísky	[mm <sup>2</sup> ]
$a_e$	Šířka záběru ostří	[mm]
$a_p$	Výška záběru ostří	[mm]
$a_w$	Valivá osová vzdálenost	[mm]
$b_i$	Počet kuličkových ložisek	[-]
$B$	Šířka zubu	[mm]
$B_3$	Součinitel pro výpočet $K_{v3}$	[-]
$b_d$	Jmenovitá šířka třísky	[mm]
$b_o$	Otlačovaná plocha zubu	[mm]
$c_i$	Počet čelního ozubení	[-]
$c$	Hlavová vůle	[mm]
$C_A$	Dynamická únosnost ložisek A	[kN]
$C_{aA}$	Axiální tuhost zadního ložiska	[N·μm <sup>-1</sup> ]
$C_{aB}$	Axiální tuhost předního ložiska	[N·μm <sup>-1</sup> ]
$C_B$	Dynamická únosnost ložisek B	[kN]
$C_{rA}$	Radiální tuhost ložiska	[N·μm <sup>-1</sup> ]
$C_{rB}$	Radiální tuhost ložiska	[N·μm <sup>-1</sup> ]
$c_y$	Střední měrná tuhost zubů	[N·mm <sup>-1</sup> ]
$C_{ZV3}$	Pomocný součinitel obvodové rychlosti kola 3	[-]
$D$	Průměr nástroje	[mm]
$d_i$	Počet kuželového ozubení	[-]
$d$	Vnitřní průměr	[mm]
$D$	Vnější průměr	[mm]
$D_1$	Průměr roztečné kružnice	[mm]
$d_1$	Vnitřní průměr kontrolované části I	[mm]
$D_2$	Vnější průměr kontrolované části II	[mm]
$d_2$	Vnitřní průměr kontrolované části II	[mm]
$D_3$	Průměr roztečné kružnice kola 3	[mm]
$D_3$	Vnější průměr kontrolované části III	[mm]
$D_4$	Průměr roztečné kružnice kola 4	[mm]
$d_a$	Průměr hlavové kružnice	[mm]
$d_b$	Průměr základní kružnice	[mm]
$d_f$	Průměr patní kružnice	[mm]
$D_n$	Průměr nástroje	[mm]
$d_s$	Průměr hřídele v místě pastorku	[mm]
$d_s$	Střední průměr	[mm]
$D_v$	Průměr roztečné kružnice kola vřetena	[mm]
$D_{v1}$	Vnější průměr přední části vřetena	[mm]
$d_{v1}$	Vnitřní průměr přední části vřetena	[mm]

$D_{v2}$	Vnější průměr pod předním ložiskem	[mm]
$d_{v2}$	Vnitřní průměr pod předním ložiskem	[mm]
$D_{v3}$	Vnější průměr pod zadním ložiskem	[mm]
$d_{v3}$	Vnitřní průměr pod zadním ložiskem	[mm]
$d_w$	Průměr valivé kružnice	[mm ]
$e$	Poloměr nástroje	[mm]
$E$	Modul pružnosti v tahu pro ocel	[N· $\mu\text{m}^{-2}$ ]
$E_3$	Modul pružnosti v tahu pro ocel	[N· $\mu\text{m}^{-2}$ ]
$E_4$	Modul pružnosti v tahu pro ocel	[N· $\mu\text{m}^{-2}$ ]
$F, F_c$	Celková řezná síla	[N]
$F_1$	Výsledná síla na kuželovém kole	[N ]
$F_2$	Výsledná síla na čelním ozubeném kole	[N ]
$F_3$	Normálová síla na kole 3	[N]
$F_4$	Normálová síla na kole 4	[N]
$F_A$	Výsledná síla v podpoře A	[N]
$F_a$	Axiální síla	[N ]
$F_{a1}$	Axiální síla kola 1	[N]
$F_{a2}$	Axiální síla kola 2	[N]
$F_{a3}$	Axiální síla na kole 3	[N]
$F_{a4}$	Axiální síla na kole 4	[N]
$F_{aA}$	Axiální síla v podpoře A	[N]
$F_{aB}$	Axiální síla v podpoře B	[N]
$F_{aN}$	Axiální síla působící na nástroj	[N]
$F_{av}$	Axiální síla na věnci vřetena	[N]
$F_{aV}$	Axiální síla působící na věnec vřetena	[N]
$F_B$	Výsledná síla v podpoře B	[N]
$F_{CAA}$	Celkové axiální zatížení od síly obrábění $F_A$	[N]
$F_{CAB}$	Celkové axiální zatížení od síly obrábění $F_B$	[N]
$F_{ci}$	Řezná síla	[N]
$F_f$	Celková posuvová síly	[N]
$f_{H\beta}$	Mezní úchylka sklonu zubů čelních ozubených kol	[ $\mu\text{m}$ ]
$F_m$	Střední obvodová síla	[N]
$f_{ma}$	Výrobní úchylka dotykové křivky	[ $\mu\text{m}$ ]
$F_N$	Výsledná síla na nástroj	[N]
$F_{N1}$	Výsledná normálová síla	[N]
$f_o$	Posuv na otáčku	[mm/ot.]
$F_{paA}$	Předepínací síla ložisek A- třída předpětí B	[N]
$F_{paB}$	Předepínací síla ložisek B- třída předpětí A	[N]
$f_{pb3,4}$	Mezní úchylka základní rozteče kola 3 a 4	[ $\mu\text{m}$ ]
$F_{pcA}$	Celkové axiální předpětí ložiska A	[N]
$F_{pcB}$	Celkové axiální předpětí ložiska B	[N]
$f_{pe3}$	Účinná úchylka základní rozteče kola 3	[ $\mu\text{m}$ ]
$f_{pt3}$	Mezní úchylka čelní rozteče kola 3	[ $\mu\text{m}$ ]
$f_{pt4}$	Mezní úchylka čelní rozteče kola 4	[ $\mu\text{m}$ ]
$F_r$	Síla působící na čele vřetena	[N]

$F_r$	Radiální síla	[N]
$F_{r1}$	Radiální síla kola 1	[N]
$F_{r2}$	Radiální síla kola 2	[N]
$F_{r3}$	Radiální síla na kole 3	[N]
$F_{r4}$	Radiální síla na kole 4	[N]
$F_{rA}$	Radiální síla v podpoře A	[N]
$F_{rB}$	Radiální síla v podpoře B	[N]
$F_{RCA}$	Celkové radiální zatížení ložiska A	[N]
$F_{RCB}$	Celkové radiální zatížení ložiska B	[N]
$F_{rN}$	Radiální síla působící na nástroj	[N]
$F_{rv}$	Radiální síla na věnci vřetena	[N]
$F_{rV}$	Radiální síla působící na věnec vřetena	[N]
$f_{sh03}$	Úchylka dotykové	$[\mu\text{m}\cdot\text{mm}\cdot\text{N}^{-1}]$
$f_{sh3}$	Úchylka dotykové křivky způsobená deformací hřidelů a kol	$[\mu\text{m}]$
$F_t$	Tečná síla	[N]
$F_{t1}$	Tečná síla na kuželovém kole	[N]
$F_{t3}$	Tečná síla na kole 3	[N]
$F_{t4}$	Tečná síla na kole 4	[N]
$F_{tA}$	Tečná síla v podpoře A	[N]
$F_{tB}$	Tečná síla v podpoře B	[N]
$F_{tH3}$	Směrodatná obvodová síla v čelní rovině kola 3	[N]
$F_{tN}$	Tečná síla působící na nástroj	[N]
$F_{tv}$	Tečná síla na věnci vřetena	[N]
$F_{tV}$	Tečná síla působící na věnec vřetena	[N]
$F_V$	Výsledná síla na věnec vřetena	[N]
$F_x$	Složka řezné síly v ose X	[N]
$F_x$	Působící síly v ose X	[N]
$F_y$	Složka řezné síly v ose Y	[N]
$F_y$	Působící síly v ose Y	[N]
$f_z$	Posuv na zub	$[\text{mm}\cdot\text{zub}^{-1}]$
$F_z$	Složka řezné síly v ose Z	[N]
$F_z$	Působící síly v ose Z	[N]
$F_{\beta x}$	Počáteční celková úchylka dotykové křivky	$[\mu\text{m}]$
$F_{\beta y}$	Celková úchylka dotykové křivky	$[\mu\text{m}]$
$h_a$	Výška hlavy zubu	[mm]
$h_f$	Výška paty zubu	[mm]
$J_1$	Kvadratický modu průřezu 1	$[\text{mm}^4]$
$J_2$	Kvadratický modu průřezu 2	$[\text{mm}^4]$
$J_3$	Kvadratický modu průřezu 3	$[\text{mm}^4]$
$j_n$	Boční vůle mezi zuby	[mm]
$j_{nc}$	Celková boční vůle mezi zuby	[mm]
$k$	Nástrojový úhel nastavení hlavního ostří	$[\circ]$
$K$	Koeficient přenosu obvodové síly	[-]
$K'$	součinitel polohy kola vůči ložiskům	[-]



$K_{A3}$	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
$k_c$	Specifická řezná síla	$[N \cdot \text{min}^{-2}]$
$k_{c0}$	Měrná řezná síla	$[MPa]$
$K_{Fa3}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro dotyk	[-]
$K_{F\beta3}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce pastorku	[-]
$K_{Hmax\tau1}$	Bezpečnost vůči mezi kluzu podle <b>max <math>\tau</math></b> části I	[-]
$K_{Hmax\tau2}$	Bezpečnost vůči mezi kluzu podle <b>max <math>\tau</math></b> části II	[-]
$K_{Hmax\tau3}$	Bezpečnost vůči mezi kluzu podle <b>max <math>\tau</math></b> části III	[-]
$K_{Hmax\tau4}$	Bezpečnost vůči mezi kluzu podle <b>max <math>\tau</math></b> části IV	[-]
$K_{HMH1}$	Bezpečnost vůči mezi kluzu podle HMH části I	[-]
$K_{HMH2}$	Bezpečnost vůči mezi kluzu podle HMH části II	[-]
$K_{HMH3}$	Bezpečnost vůči mezi kluzu podle HMH části III	[-]
$K_{HMH4}$	Bezpečnost vůči mezi kluzu podle HMH části IV	[-]
$K_{Ha3}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro dotyk	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	[-]
$k_v$	Tuhost vřetena	$[N \cdot \text{mm}^{-1}]$
$K_{v3}$	Součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
$l$	Vzdálenost ložisek	$[mm]$
$l_1$	Vzdálenost působíště síly $F_r$ od kontrolovaného místa I	$[m]$
$l_2$	Vzdálenost působíště síly $F_r$ od kontrolovaného místa II	$[m]$
$l_3$	Vzdálenost působíště síly $F_r$ od kontrolovaného místa III	$[m]$
$l_4$	Vzdálenost působíště síly $F_r$ od kontrolovaného místa IV	$[m]$
$l_{\xi}$	Činná délka drážkování pod čelním kolem	$[mm]$
$l_d$	Činná délka drážkování	$[mm]$
$L_{ekvh10A}$	Hodinová ekvivalentní trvanlivost pro ložisko A	$[hod.]$
$L_{ekvh10B}$	Hodinová ekvivalentní trvanlivost pro ložisko B	$[hod.]$
$L_{h10A}$	Hodinová trvanlivost ložiska A	$[hod.]$
$L_{h10B}$	Hodinová trvanlivost ložiska B	$[hod.]$
$l_k$	Činná délka drážkování pod kuželovým kolem	$[mm]$
$l_o$	Optimální vzdálenost ložisek	$[mm]$
$l_s$	Vzdálenost kola od osy hřídele	$[mm]$
$M_1$	Kroutící moment kuželového soukolí	$[Nm]$
$M_3$	Kroutící moment na kole 3	$[Nm]$
$M_3$	Pomocná součinitel pro jednopárové zatížení	[-]
$m_c$	Kienzův exponent	[-]
$M_{kn}$	Kroutící moment v ose frézy	$[Nm]$
$M_{kv}$	Kroutící moment vstupní hřídele	$[Nm]$
$M_{kvř}$	Kroutící moment vřetena	$[Nm]$
$M_{o1}$	Ohybový moment v kontrolované části I	$[Nm]$
$M_{o2}$	Ohybový moment v kontrolované části II	$[Nm]$
$M_{o3}$	Ohybový moment v kontrolované části III	$[Nm]$
$M_{o4}$	Ohybový moment v kontrolované části IV	$[Nm]$
$m_t$	Tečný modu	$[mm]$
$M_v$	Kroutící moment na věnci vřetena	$[Nm]$

$M_y$	Působící momenty v ose X	[Nm]
$M_z$	Působící momenty v ose Z	[Nm]
$N_{F3}$	Pomocný součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce kola	[-]
$n_m$	Střední otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$n_n$	Otáčky nástroje	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{zp}$	Počet zubů v záběru	[-]
$p$	Mocnitel pro kuličková ložiska	[-]
$p_1$	Tlak působící na drážkovaný spoj pod kuželovým kolem	[MPa]
$p_2$	Tlak působící na drážkovaný spoj pod čelním kolem	[MPa]
$P_A$	Celkové ekvivalentní zatížení v podpoře A	[N]
$p_A$	Poddajnost ložiska A	[mm·N <sup>-1</sup> ]
$P_B$	Celkové ekvivalentní zatížení v podpoře B	[N]
$p_B$	Poddajnost ložiska B	[mm·N <sup>-1</sup> ]
$P_c$	Řezný výkon	[kW]
$p_D$	Dovolený tlak	[MPa]
$P_{iA}$	Ekvivalentní zatížení v podpoře A	[N]
$P_{iB}$	Ekvivalentní zatížení v podpoře B	[N]
$P_{LA}$	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A	[N]
$P_{LB}$	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B	[N]
$P_{max}$	Maximální výkon vřetena	[kW]
$P_{min}$	Minimální výkon vřetena	[kW]
$p_n$	Normální rozteč	[mm]
$p_o$	Základní hodnota tlaku	[MPa]
$p_t$	Čelní rozteč	[mm]
$p_{tb3}$	Základní rozteč kola 3	[mm]
$q$	Parametr q	[mm <sup>2</sup> ]
$q_i$	Doba zatěžování	[%]
$q_{a3}$	Pomocný součinitel	[-]
$r$	Parametr r	[mm <sup>3</sup> ]
$Ra_{3,4}$	Průměrná aritmetická úchylka profilu boku zubů kola 3 a 4	[μm]
$R_e$	Mez kluzu materiálu	[N·mm <sup>-1</sup> ]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$R_m$	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
$RZ_{10.3}$	Průměrná relativní výška prvků profilu boků zubů kola 3	[μm]
$RZ_{IS03}$	Průměrná výška prvku profilu boku zubů kola 3	[μm]
$RZ_{IS04}$	Průměrná výška prvku profilu boku zubů kola 4	[μm]
$s$	Tloušťka zubu	[mm]
$S_{F3}$	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu kola 3	[-]
$S_{H3}$	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů kola 3	[-]
$S_{na}$	Tloušťka zubu na hlavové kružnici v normálové rovině	[mm]
$S_{nak}$	Špičatost zubu	[mm]
$S_{ta}$	Tloušťka zubu na hlavové kružnici v čelní rovině	[mm]
$u$	Parametr u	[mm]







$v$	Parametr $v$	$[mm]$
$v_c$	Řezná rychlost	$[m \cdot min^{-1}]$
$v_f$	Rychlost posuvu	$[m \cdot min^{-1}]$
$W_{01}$	Modul průřezu v ohybu kontrolované části I	$[m^3]$
$W_{02}$	Modul průřezu v ohybu kontrolované části II	$[m^3]$
$W_{03}$	Modul průřezu v ohybu kontrolované části III	$[m^3]$
$W_{04}$	Modul průřezu v ohybu kontrolované části IV	$[m^3]$
$W_{k1}$	Modul průřezu v krutu kontrolované části I	$[m^3]$
$W_{k2}$	Modul průřezu v krutu kontrolované části II	$[m^3]$
$W_{k3}$	Modul průřezu v krutu kontrolované části III	$[m^3]$
$W_{k4}$	Modul průřezu v krutu kontrolované části IV	$[m^3]$
$x$	Součinitel složek řezné síly	$[-]$
$X$	Radiální koeficient uspořádání ložisek	$[-]$
$Y$	Axiální koeficient uspořádání ložisek	$[-]$
$Y_{Fa3}$	Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičce zubu kola	$[-]$
$y_L$	Deformace ložisek	$[\mu m]$
$Y_{NT3}$	Součinitel počtu cyklů	$[-]$
$Y_{RelT3}$	Poměrný součinitel vrubové citlivosti pro kolo 3	$[-]$
$Y_{Sa3}$	Součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičce zubu	$[-]$
$Y_{ST3}$	Součinitel koncentrace napětí pro referenční ozubené kolo	$[-]$
$y_v$	Deformace vřetena	$[\mu m]$
$Y_{X3}$	Součinitel velikosti kola	$[-]$
$Y_{\beta 3}$	Součinitel sklonu zubu kola 3	$[-]$
$Y_{\delta RelT3}$	Poměrný součinitel vrubové citlivosti pro kolo 3	$[-]$
$Y_{\epsilon 3}$	Součinitel vlivu záběru profilu kola 3	$[-]$
$z$	Počet zubů nástroje	$[-]$
$z_d$	Počet drážek	$[mm]$
$z_3, z_4$	Počet zubů kola 3 a kola 4	$[-]$
$Z_{B3}$	Součinitel jednopárového záběru kola	$[-]$
$Z_{E3}$	Součinitel mechanických vlastností materiálu	$[-]$
$Z_{H3}$	Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů	$[-]$
$Z_{L3}$	Součinitel maziva kola 3	$[-]$
$Z_{R3}$	Součinitel drsnosti boků zubů kola 3	$[-]$
$z_{V3}$	Počet zubů virtuálního kola	$[-]$
$Z_{v3}$	Součinitel obvodové rychlosti kola 3	$[-]$
$Z_{W3}$	Součinitel tvrdosti kola 3	$[-]$
$Z_{x3}$	Součinitel velikosti kola 3	$[-]$
$Z_{\beta 3}$	Součinitel sklonu zubu	$[-]$
$Z_{\epsilon 3}$	Součinitel součtové délky dotyk. křivek spolu zabírajících zubů	$[-]$
$\alpha$	Poloviční úhel záběru	$[\circ]$
$\alpha_n$	Normální úhel záběru	$[\circ]$
$\alpha_{nm}$	Střední úhle normálního profilu zubu	$[\circ]$
$\alpha_t$	Tečný úhel záběru	$[\circ]$

$\alpha_t$	Čelní úhel záběru	[°]
$\alpha_{tw}$	Úhel záběru	[°]
$\beta_m$	Úhel sklonu zubu	[°]
$\gamma$	Boční vůle mezi ozubenými koly	[°]
$\delta$	Úhel sklonu	[°]
$\delta_1$	Úhel roztečného kuželu kola 1	[°]
$\delta_2$	Úhel roztečného kuželu kola 1	[°]
$\delta_{F03}$	Nominální napětí v ohybu v patě zubu kola 3	[MPa]
$\delta_{F3}$	Napětí v ohybu v patě zubu kola 3	[MPa]
$\delta_{H03}$	Nominální napětí v dotyku	[MPa]
$\delta_{H3}$	Napětí v dotyku kola 3	[MPa]
$\delta_{Hlim}$	Mez únavy v dotyku referenčního ozubeného kola	[MPa]
$\varepsilon_\alpha$	Součinitel záběr profilu v čelní rovině	[-]
$\varepsilon_\gamma$	Celkový součinitel kroku	[-]
$\eta_c$	Celková účinnost	[-]
$\eta_{\check{c}k}$	Účinnost čelního soukolí	[-]
$\eta_{kk}$	Účinnost kuželového soukolí	[-]
$\eta_{kul}$	Účinnost kuličkového ložiska	[-]
$\eta_{kuz}$	Účinnost kuželíkového ložiska	[-]
$\mu_3$	Poissonova konstanta pro materiál kola 3	[-]
$\mu_4$	Poissonova konstanta pro materiál kola 4	[-]
$\pi$	Ludolfovo číslo	[-]
$\rho_3$	Poloměr křivosti kola 3	[mm]
$\rho_4$	Poloměr křivosti kola 4	[mm]
$\rho_{red}$	Redukovaný poloměr křivosti	[mm]
$\sigma_{01}$	Napětí v ohybu v kontrolované části I	[MPa]
$\sigma_{02}$	Napětí v ohybu v kontrolované části II	[MPa]
$\sigma_{03}$	Napětí v ohybu v kontrolované části III	[MPa]
$\sigma_{04}$	Napětí v ohybu v kontrolované části IV	[MPa]
$\sigma_{e1}$	Extrémní normálové napětí v kontrolované části I	[MPa]
$\sigma_{e2}$	Extrémní normálové napětí v kontrolované části II	[MPa]
$\sigma_{e3}$	Extrémní normálové napětí v kontrolované části III	[MPa]
$\sigma_{e4}$	Extrémní normálové napětí v kontrolované části IV	[MPa]
$\sigma_{redHMH1}$	Redukované napětí podle HMH kontrolované části I	[MPa]
$\sigma_{redHMH2}$	Redukované napětí podle HMH kontrolované části II	[MPa]
$\sigma_{redHMH3}$	Redukované napětí podle HMH kontrolované části III	[MPa]
$\sigma_{redHMH4}$	Redukované napětí podle HMH kontrolované části IV	[MPa]
$\sigma_{redmax1}$	Redukované napětí podle max $\tau$ kontrolované části I	[MPa]
$\sigma_{redmax2}$	Redukované napětí podle max $\tau$ kontrolované části II	[MPa]
$\sigma_{redmax3}$	Redukované napětí podle max $\tau$ kontrolované části III	[MPa]
$\sigma_{redmax4}$	Redukované napětí podle max $\tau$ kontrolované části IV	[MPa]
$\sigma_{t1}$	Napětí v tahu v kontrolované části I	[MPa]
$\sigma_{t2}$	Napětí v tahu v kontrolované části II	[MPa]
$\sigma_{t3}$	Napětí v tahu v kontrolované části III	[MPa]
$\sigma_{t4}$	Napětí v tahu v kontrolované části IV	[MPa]

$T_{DK}$	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
$T_{e1}$	Extrémní smykové napětí v kontrolované části I	[MPa]
$T_{e2}$	Extrémní smykové napětí v kontrolované části II	[MPa]
$T_{e3}$	Extrémní smykové napětí v kontrolované části III	[MPa]
$T_{e4}$	Extrémní smykové napětí v kontrolované části IV	[MPa]
$T_k$	napětí v krutu	[MPa]
$T_{k1}$	Napětí v krutu kontrolované části I	[MPa]
$T_{k2}$	Napětí v krutu kontrolované části II	[MPa]
$T_{k3}$	Napětí v krutu kontrolované části III	[MPa]
$T_{k4}$	Napětí v krutu kontrolované části IV	[MPa]
$\varphi$	Úhel určující polohu zubu	[°]
$\psi$	Úhel záběru	[°]





## 9 Seznam použitých zdrojů

- [1] Fermat [online]. c 2010 [cit. 2014-04-06].  
Dostupné z: <http://www.fermatmachinery.com/>
- [2] Katalog firmy FERMAT CZ S.R.O. Výrobce vodorovných vyvrtávaček. Praha.  
Dostupné z: <http://www.fermatmachinery.com/stahnout-katalog>
- [3] KOLÁŘ, Petr a Jan MORAVEC. Vřetena a jejich komponenty. MM Průmyslové spektrum [online]. 2010, č. 5, 26.04.2010 [cit. 2014-04-06].  
Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/vretena-a-jejichkomponenty.html>
- [4] MAREK. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [5] UHLÍŘ, J. Návrh dvouosé automatické univerzální frézovací hlavy osazené elektrovřetenem s aplikací pohonů Harmonic-Drive. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 96 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Holub.
- [6] TOS Vansdorf [online]. c 1998-2014 [cit. 2014-04-15].  
Dostupné z: <http://www.tosvarnsdorf.cz/cz/technologie/energetika/>
- [7] MACHÁČEK, Jiří. Frézovací hlava: srdce portálového stroje. MM Průmyslové spektrum. 2006, č. 11, s. 64.  
Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/frezovaci-hlava-srdce-portaloveho-stroje.html>
- [8] TOS Vansdorf [online]. c 1998-2014 [cit. 2014-04-15].  
Dostupné z: <http://www.tosvarnsdorf.cz/cz/produkty/prislusenstvi/frezovaci-hlavy/>
- [9] ALFA metal machinery [online]. c 2011 [cit. 2014-04-19].  
Dostupné z: <http://www.alfametalmachinery.com/>
- [10] SOLARUCE: Orthogonal head [online]. [cit. 2014-04-19].  
Dostupné z:  
[http://www.soralucemillingboring.com/media/uploads/cabezales/documentos/Orthogonal\\_head.pdf](http://www.soralucemillingboring.com/media/uploads/cabezales/documentos/Orthogonal_head.pdf)
- [11] SOLARUCE: Fixed horizontal head [online]. [cit. 2014-04-19].  
Dostupné z:  
[http://www.soralucemillingboring.com/media/uploads/cabezales/documentos/Fixed\\_horizontal\\_head.pdf](http://www.soralucemillingboring.com/media/uploads/cabezales/documentos/Fixed_horizontal_head.pdf)

 	<b>Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky</b>	<b>Str. 130</b>
 	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	

- [12] SOLARUCE: NC Facing and Boring Head [online]. [cit. 2014-04-19].  
Dostupné z: <http://www.soralucemillingboring.com/media/uploads/cabezales/documentos/N C-facing-head.pdf>
- [13] FERMAT: Lícni desky [online]. [cit. 2014-04-19].  
Dostupné z: <http://www.fermatmachinery.com/licni-desky>
- [14] FIREMNÍ LITERATURA. Návod k obsluze a údržbě: Frézovací zařízení IFVW 1B.
- [15] Shaft Coupling: Backlash-free Torque Transmission: Compensation of Shaft Misalignment. 2011.  
Dostupné z: [http://www.mayr.com/fileadmin/user\\_upload/Image/ShaftCouplings.pdf](http://www.mayr.com/fileadmin/user_upload/Image/ShaftCouplings.pdf)
- [16] SLÁDEK, Martin. ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI: FAKULTA STROJNÍ. NÁVRH A VÝPOČET SPECIÁLNÍHO FRÉZOVACÍHO ZAŘÍZENÍ IFVW 113: SVOČ – FST 2010. Plzeň.  
Dostupné z: [http://old.fst.zcu.cz/\\_files\\_web\\_FST/\\_SP\\_FST\(SVOC\)/\\_2010/\\_sbornik/Papers Pdf/Mgr/Sladek\\_Martin.pdf](http://old.fst.zcu.cz/_files_web_FST/_SP_FST(SVOC)/_2010/_sbornik/Papers Pdf/Mgr/Sladek_Martin.pdf)
- [17] VIOTH. Hirth Rings [online]. c 2013 [cit. 2014-04-26].  
Dostupné z: <http://www.voith.com/>
- [18] Prstencové motory. MM Průmyslové spektrum [online]. 2001, č. 12 [cit. 2014-04-26].  
Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/prstencove-motory.html>
- [19] LUCAS PRECISION [online]. c 2014 [cit. 2014-04-26].  
Dostupné z: <http://www.lucasprecision.com/>
- [20] ŠKODA MACHINE TOOL [online]. c 2013 [cit. 2014-04-26].  
Dostupné z: <http://www.skodamt.com/>
- [21] SEMPUCO [online]. c 2014 [cit. 2014-04-26].  
Dostupné z: <http://www.sempuco.biz/>
- [22] Katalog firmy Euroma. Euroma: Drilling and milling heads. 1. vyd. Bologna, c 2013.
- [23] Katalog firmy SETCO: Precision solution. Taiwan, c 2013.  
Dostupné z: [http://www.setco.com/\\_setco/assets/File/Literature/Setco%20Precision%20Series%20catalog.pdf](http://www.setco.com/_setco/assets/File/Literature/Setco%20Precision%20Series%20catalog.pdf)
- [24] BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. 2. Vyd. Brno: VUT Brno - FS, 1991. 214s. ISBN 80-214-0361-6

- [25] SKF GROUP. Super-precision angular contact ball bearings: High-capacity. 6002. vyd. 2012. Dostupné z: [www.skf.com/superprecisionbearings](http://www.skf.com/superprecisionbearings)
- [26] Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, jednořadá. SKF [online]. c 2014 [cit. 2014-05-04].  
Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row/index.html?prodid=1210144208&imperial=false>
- [27] Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, vysoce přesná. SKF [online]. c 2014 [cit. 2014-05-04].  
Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/acbb-skf-high-and-super-precision/index.html?prodid=1271510024&imperial=false>
- [28] Kuželíková ložiska, jednořadá. SKF [online]. c 2014 [cit. 2014-05-04].  
Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single->
- [29] OTT JAKOB SPANNTECHNIK. Modular clamping technology. Německo, c 2014.  
Dostupné z: [http://www.ott-jakob.de/en/katalog\\_online/hauptkatalog/index.html](http://www.ott-jakob.de/en/katalog_online/hauptkatalog/index.html)
- [30] Přesné pojistné matice KMTA s pojistnými kolíky. SKF [online]. c 2014 [cit. 2014-05-04].  
Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/locking-devices/kmta-precision-lock-nuts-with-locking-pins/index.html?prodid=267605022&imperial=false>
- [31] *PCM: Tooling* [online]. c 2013 [cit. 2014-05-05].  
Dostupné z: <http://www.pcmtooling.co.uk/>
- [32] NIKKI [online]. c 2009 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.nikki-tr.com/>
- [33] Vysokotlaké chlazení. *CNC INFO* [online]. c 2009 [cit. 2014-05-11].  
Dostupné z: <http://www.cncinfo.cz/vysokotlake-chlazení.htm>
- [34] ISCAR [online]. c2014 [cit. 2014-03-20].  
Dostupné z: <http://www.iscar.com/index.aspx/countryid/1>.
- [35] HUMÁR, Anton. Technologie I: Technologie obrábění- 1. část: Studijní opory pro magisterskou formu studia. Brno, 2003.
- [36] MS-GRAESSNER GMBH & CO. KG. *BEVELGEAR: Competence and Performance*. Německo, 2011.  
Dostupné z: <http://www.graessner.de/>


 	<p>Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky</p>	<p>Str. 132</p>
 	<p><b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b></p>	

- [37] PRÁŠIL, Ludník. TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI: FAKULTA STROJNÍ: KATEDRA ČÁSTÍ A MECHANISMŮ STROJŮ. Kuželová kola se šikmými a zakřivenými zuby. Liberec, 2010.
- [38] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, Ch. R., BUDYNAS, R. G. Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTIUM, Brno 2010, 1186 s.
- [39] SKF GROUP. Super-precision angular contact ball bearings: High-capacity. 6002. vyd. 2012. Dostupné z: [www.skf.com/superprecisionbearings](http://www.skf.com/superprecisionbearings)
- [40] MAREK. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [41] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2. Vyd. Brno: VUT Brno - FS, 1991. 214s. ISBN 80-214-0361-6

## 10. Seznam obrázků

- Obr. 1 Horizontální vyvrtávačky a) stolové, b) křížové, c) deskové  
Obr. 2 Obrábění vodorovných a svislých ploch  
Obr. 3 HPR 50 - hlava frézovací pravoúhlá ruční- TOS Varnsdorf  
Obr. 4 Dvoustupňová automatická hlava  
Obr. 5 Ortogonální hlava SOLARUCE  
Obr. 6 Vidlicová hlava s náhonem od vřeten stroje firmy TOS Varnsdorf  
Obr. 7 Pevná horizontální hlava SOLARUCE  
Obr. 8 Lícni deska FERMAT  
Obr. 9 Frézovací hlava IFVW 1B Škoda Machin Tool  
Obr. 10 Bezvúlová spojka BOBA- DS  
Obr. 11 Návrh frézovacího zařízení IFVW 113  
Obr.12 5D frézovací hlava AC 3 ZIMMERMANN  
Obr. 13 Hirthové kroužky VIOTH  
Obr. 14 Univerzální frézovací hlava UHM 30 FERMAT  
Obr. 15 Univerzální frézovací hlava UHAmi 30 FERMAT  
Obr. 16 Rotační osa s prstencovým ložiskem TECHNAI  
Obr. 17 Pravoúhlá frézovací hlava IFVW 1B  
Obr. 18 Pravoúhlá frézovací hlava IFVW 112  
Obr. 21 Prodloužená frézovací hlava KF-2/90  
Obr. 22 Prodloužená frézovací hlava TM1 EX HT  
Obr. 23 Prodloužená frézovací hlava AHC 90 cX  
Obr. 24 Vliv házení ložisek na přesnost chodu  
Obr. 25 Deformace vřetena- vliv tuhosti vřetena, ložisek a skříně  
Obr. 26 Robot pro automatickou výměnu nástrojů KUKA  
Obr. 27 Vřetenová ložiska a) přední, b) zadní  
Obr. 28 Základní části vysokopřesného ložiska SKF  
Obr. 29 Ložisko vstupní hřídele  
Obr. 30 Uspořádání ložisek vstupní hřídele  
Obr. 31 Ložisko svislé hřídele  
Obr. 32 Upínač OTT-JAKOB  
Obr. 33 Pojistná matice KMTA 22  
Obr. 34 Kroužek s hirthovým ozubením  
Obr. 35 Upínací kamen  
Obr. 36 Trysky chlazení JETON  
Obr. 37 Ofukování příruby předních ložisek  
Obr. 38 Upínací kužel dle DIN 69871s chlazením středem nástroje  
Obr. 39 Fréza s výměnnými plátky  
Obr. 40 Fréza monolitní  
Obr. 41 Vrták monolitní  
Obr. 42 a) frézování symetrické, b) frézování nesymetrické  
Obr. 43 Silový rozklad při čelním frézování  
Obr. 44 Kinematické schéma frézovací hlavy s horizontální hřídelí  
Obr. 45 Kinematické schéma frézovací hlavy s ozubenými koly  
Obr. 46 Kuželové kolo s přímými zuby  
Obr. 47 Spirálové ozubení GREASNER  
Obr. 48 Silový rozklad normálové síly u kola se zakřivenými zuby  
Obr. 49 Uzel B



	<b>Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky</b>	<b>Str. 134</b>
	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	

- Obr. 50 Síly působící na přímé a šikmé ozubení
- Obr. 51 Uzel C
- Obr. 52 Uzel D
- Obr. 53 Silové poměry na vřetenu
- Obr. 54 Deformace vřetena
- Obr. 55 Nebezpečné průřezy vřetena
- Obr. 56 Silový rozbor na svislé hřídeli
- Obr. 57 Kontrola nebezpečných průřezů svislé hřídele
- Obr. 58 Rovnoboké drážkování
- Obr. 59 Pravoúhlá prodloužená frézovací hlava WFK 300
- Obr. 60 Natáčení hlavy
- Obr. 61 Konstrukční uzly prodloužené hlavy
- Obr. 62 Sestava uzlu vstupní hřídele
- Obr. 63 Sestava svislé hřídele
- Obr. 64 Sestava ložiskového kola
- Obr. 65 Skříň s vřetenem
- Obr. 66 Prodloužená pravoúhlá frézovací hlava- spodní pohled
- Obr. 67 Prodloužená pravoúhlá frézovací hlava- mazání

## 11 Seznam tabulek

- Tab. 1 Rozdělení CNC vyvrtávaček
- Tab. 2 Parametry pravoúhlé frézovací hlavy IFVW 1B
- Tab. 3 Parametry pravoúhlé frézovací hlavy IFVW 112
- Tab. 4 Parametry pravoúhlé frézovací hlavy KF-2/90
- Tab. 5 Parametry pravoúhlé frézovací hlavy TM1 EX HT
- Tab. 6 Parametry pravoúhlé frézovací hlavy AHC 90 cX
- Tab. 7 Nástroje pro stanovení silového zatěžení při obrábění
- Tab. 8 Řezné podmínky pro stanovení silového zatěžení
- Tab. 9 Parametry pro obrábění nástrojem N1
- Tab. 10 Parametry pro obrábění nástrojem N2
- Tab. 11 Parametry pro obrábění nástrojem N3
- Tab. 12 Parametry pro obrábění nástrojem N4
- Tab. 13 Parametry pro obrábění nástrojem N5
- Tab. 14 Parametry pro obrábění nástrojem N6
- Tab. 15 Parametry pro obrábění nástrojem N7
- Tab. 16 Výsledné silové zatěžení při frézování a vrtání
- Tab. 17 Parametry kuželových kol
- Tab. 18 Účinnosti
- Tab. 19 Parametry čelního kola 3
- Tab. 20 Parametry čelního kola 4
- Tab. 21 Parametry ozubeného věnce vřetena
- Tab. 22 Výsledné silové poměry
- Tab. 23 Ekvivalentní zatěžení v podporách A a B
- Tab. 24 Parametry vřetenových ložisek
- Tab. 25 Parametry pro výpočet optimální vzdálenosti vřetena
- Tab. 26 Parametry pro pevnostní výpočet vřetena
- Tab. 27 Parametry pro pevnostní výpočet vstupní hřídele
- Tab. 28 Parametry pro pevnostní výpočet svislé hřídele
- Tab. 29 Parametry drážkování vstupní hřídele
- Tab. 30 Parametry drážkování vstupní hřídele

## 12 Přílohy

1. Výkres sestavy pravoúhle prodloužené frézovací hlavy (A0)
2. Výkres hirthu B (A3)
3. Výkres kola 3 (A3)
4. Výkres pouzdra uložení vstupní hřídele (A3)
5. Výkres stahovacího kroužku ložiska uzel A (A4)
  
6. CD -Elektronická verze diplomové práce (PDF dokument)
  - 3D model pravoúhle prodloužené frézovací hlavy (STEP dokument)
  - 3D model pravoúhle prodloužené frézovací hlavy (SAT dokument)
  - Výkres sestavy pravoúhle prodloužené frézovací hlavy (PDF dokument)
  - Výkres hirthu B (PDF dokument)
  - Výkres kola 3 (PDF dokument)
  - Výkres pouzdra uložení vstupní hřídele (PDF dokument)
  - Výkres stahovacího kroužku ložiska uzel A (PDF dokument)
  - Výkres vřetena s upínáním BERG SPANNTECHNIK (PDF dokument)
  - Pevnostní výpočet vstupní hřídele (PDF dokument)
  - Návrh a pevnostní výpočet čelního ozubení (PDF dokument)
  - Pevnostní výpočet svislé hřídele (XMCD dokument)
  - Pevnostní výpočet vřetene (XMCD dokument)