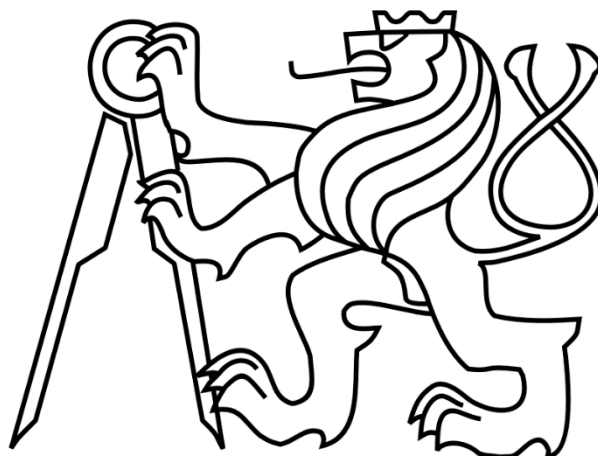


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Konstrukce úhlové vřetenové hlavy



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Boháč** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **491570**
 Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
 Zadávající katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**
 Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
 Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Konstrukce úhlové vřetenové hlavy

Název bakalářské práce anglicky:

Angular spindle head design

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Student navrhne konstrukci pravoúhlé vřetenové hlavy pro frézovací centrum s vertikálním vřeteníkem. Cílem je zejména provést dimenzování náhonového hřídele, hřídele vřetena, ozubeného převodu a uložení do valivých ložisek. Návazně zpracovat konstrukční řešení.
 Osnova práce: Zpracování přehledu úhlových hlav obráběcích strojů. Výpočet zátěžných stavů ze zadaných procesních spekter. Dimenzování pohonu. Konstrukční zpracování sestavy. Tvorba vybraných výkresů.
 Rozsah grafické části: výkres hlavní sestavy a dva výrobní výkresy. Rozsah textové části: 40-60 stran.

Seznam doporučené literatury:

[1] HOUŠA, Jaromír a Bedřich RUDOLF. Výrobní stroje. 3. přeprac. vyd. Praha: ČVUT, 1993. ISBN 80-01-00993-9.; [2] Stejskal, V., Valášek, M.: Kinematics and Dynamics of Machinery, Marcel Dekker, New York 1996; [3] Souček, P.: Servomechanismy ve výrobních strojích, monografie, vydavatelství ČVUT 2004, ISBN 80-01-02902-6; [4] Souček, P., Bubák, A.: Vybrané statě z kmitání v pohonech výrobních strojů, skriptum ČVUT 2008, ISBN 978-80-01-04048-5; [5] KŘIVÝ, POSPÍCHAL : Fundamentals of design I, English texts; [6] KŘIVÝ : Fundamentals of design II - Rules of Interchangeability, English texts; SLANEC, K. Konstruování - Geometrická přesnost výrobků, díl 1 až 3. ČVUT Praha (Czech).; [7] Švec, V.: Části a mechanismy strojů - Spojce a spojovací součásti. ČVUT, Praha, 2002; [8] Švec, V.: Části a mechanismy strojů - Mechanické převody. ČVUT, Praha, 2003; [9] Katalogy výrobců použitých komponent


Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Eduard Stach, Ph.D. ústav výrobních strojů a zařízení FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **08.04.2022** Termín odevzdání bakalářské práce: **26.05.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: **30.09.2022**


 Ing. Eduard Stach, Ph.D.
 podpis vedoucí(ho) práce


 Ing. Matěj Sulitka, Ph.D.
 podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


 doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
 podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.
 Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

28.4.2022

Datum převzetí zadání

Boháč

Podpis studenta



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne

.....

podpis



Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce Ing. Eduardu Stachovi, Ph.D. za přínosné konzultace, cenné rady a podněty k řešení dané problematiky. Také chci poděkovat své rodině a přátelům za nikdy neutichající podporu při studiu.

Anotace

Autor:	Boháč Vojtěch
Název BP:	Konstrukce úhlové vřetenové hlavy
Rozsah práce:	69 str., 30 obr., 23 tab.
Akademický rok vyhotovení:	2021/2022
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí BP:	Ing. Eduard Stach, Ph.D.
Zadavatel tématu:	ČVUT FS, Ú12135
Využití:	Pravoúhlá frézovací hlava pro frézovací centrum s vertikálním vřeteníkem.
Klíčová slova:	frézovací hlava, vřetenová hlava, ložiska, frézovací stroj, obrábění
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá konstrukcí pravoúhlé vřetenové hlavy pro frézovací centrum s vertikálním vřeteníkem. Součástí práce je průzkum trhu, popis dílčích prvků frézovacích hlav. Výpočty a konstrukce vychází ze zátěžného spektra. Je vytvořen výkres sestavení a dva výrobní výkresy.

Annotation

Author:	Boháč Vojtěch
Title of bachelor dissertation:	Construction of angle spindle head
Extent:	69 p., 30 fig., 23 tab.
Academic year:	2021/2022
University:	CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering
Department:	12135 – Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Eduard Stach, Ph.D.
Submitter of the Theme:	Department of Production Machines and Equipment
Application:	Right angle milling head for milling centrum with vertical spindle head.
Keywords:	milling head, spindle head, bearings, milling machine, machining
Annotation:	The bachelor thesis is dedicated to the construction of a right angle milling head for a milling machine with vertical spindle head. Part of the work is market research, description components of milling heads. Calculations and following construction are based on the load spectrum. The output of this thesis is an assembly and two manufacturing drawings.

Přehled použitých veličin a jednotek

Symbol	Jednotka	Název veličiny
A_r	[N]	radiální dílčí zatížení působící na sadu ložisek A
A_x	[N]	tangenciální reakční síla podpory A
A_y	[N]	radiální reakční síla podpory A
A_z	[N]	axiální reakční síla podpory A
B_r	[N]	radiální dílčí zatížení působící na sadu ložisek B
B_x	[N]	radiální reakční síla podpory B
B_y	[N]	axiální reakční síla podpory B
C_0	[kN]	základní statická únosnost ložiska
C_A	[$\mu\text{m}/\text{N}$]	poddajnost ložiska A
C_B	[$\mu\text{m}/\text{N}$]	poddajnost ložiska B
C_r	[N]	radiální dílčí zatížení působící na sadu ložisek C
C_x	[N]	tangenciální reakční síla podpory C
C_y	[N]	radiální reakční síla podpory C
C_z	[N]	axiální reakční síla podpory C
D_2	[mm]	Průměr roztečné kružnice evolventního drážkování
D_E	[mm]	velký průměr evolventního drážkování
D_L	[m]	vnější průměr oblasti L
D_a	[m]	vnější průměr oblasti a
D_{oz}	[mm]	roztečný průměr ozubeného kola
D_r	[N]	radiální dílčí zatížení působící na sadu ložisek D
D_x	[N]	radiální reakční síla podpory D
D_y	[N]	axiální reakční síla podpory C
F_{aA}	[N]	axiální zatížení působící na ložiskovou řadu A
F_{aC}	[N]	axiální zatížení působící na ložiskovou řadu C
F_i	[N]	dílčí neproměnné zatížení
F_{r1}	[N]	radiální síla ozubeného kola
F_{rA}	[N]	radiální zatížení působící na ložiskovou řadu A
F_{rB}	[N]	radiální zatížení působící na ložiskovou řadu B
F_{rC}	[N]	radiální zatížení působící na ložiskovou řadu C
F_{rD}	[N]	radiální zatížení působící na ložiskovou řadu D
F_t	[N]	obvodová síla ozubeného kola
$G_{A,B,C,D}$	[N]	předem stanovené předpětí v ložiskové sadě
G_m	[N]	předpětí v namontované sadě ložisek
h_1	[mm]	Výška zubu hřídele evolventního drážkování

h_n	[mm]	Nosná výška zubu evolventního drážkování
I_L	[m^4]	kvadratický moment průřezu L
I_a	[m^4]	kvadratický moment průřezu a
K_{C_0}	[-]	výpočtový součinitel pro statickou únosnost
K_C	[-]	výpočtový součinitel pro dynamickou únosnost
K_a	[N]	vnější axiální síla působící na uspořádání ložiska
K_{aA}	[N/ μm]	axiální tuhost ložiska A
K_{aB}	[N/ μm]	axiální tuhost ložiska B
K_v	[N/ μm]	tuhost přední části vřetena
L_{10}	[mil. ot.]	základní trvanlivost ložisek (při 90% spolehlivosti)
L_{10h}	[hod.]	základní trvanlivost ložisek (při 90% spolehlivosti)
L_E	[mm]	délka náboje evolventního drážkování
$M_{k_{max}}$	[Nm]	maximální kroutící moment
N_x	[N]	tangenciální síla řezného procesu
N_y	[N]	radiální složka řezného procesu
N_z	[N]	axiální složka řezného procesu
O_x	[N]	obvodová síla ozubeného kola
O_y	[N]	radiální síla ozubeného kola
O_z	[N]	axiální síla ozubeného kola
P_{max}	[kW]	maximální přenášený výkon
R_m	[N/ mm^2]	Mez pevnosti v tahu
R_s	[mm]	roztečný poloměr ozubeného kola
b_2	[mm]	Šířka evolventního drážkování
d_E	[mm]	malý průměr evolventního drážkování
d_L	[m]	vnitřní průměr oblasti L
d_a	[m]	vnitřní průměr oblasti a
f_0	[-]	výpočtový součinitel
f_1	[-]	opravný součinitel, který závisí na úhlu styku
f_2	[-]	opravný součinitel, který závisí na třídě předpětí
f_{HC}	[-]	opravný součinitel pro hybridní ložiska
n_1	[ot/min]	otáčky 1. procesního spektra
n_2	[ot/min]	otáčky 2. procesního spektra
n_3	[ot/min]	otáčky 3. procesního spektra
n_i	[ot/min]	dílčí neproměnné otáčky
n_m	[ot/min]	střední otáčky
n_{max}	[ot./min]	maximální otáčky
$n_{L_{max}}$	[ot/min]	dosažitelné otáčky pro mazání plastickým mazivem ložiska

p_D	[N/mm ²]	Dovolený tlak
p_d	[MPa]	dovolený tlak
q_1	[-]	časový podíl působení 1. procesního spektra
q_2	[-]	časový podíl působení 2. procesního spektra
q_3	[-]	časový podíl působení 3. procesního spektra
q_i	[-]	časový podíl působení dílčích zatížení
r_n	[mm]	poloměr nástroje
s_{sf}	[mm]	Tloušťka paty zubu hřídele na tetivě
α_L	[°]	stykový úhel ložiska
α_n	[°]	normální úhel záběru ozubeného kola
α_t	[°]	čelní úhel záběru
β_m	[°]	úhel sklonu zubů
δ_1	[°]	úhel roztečného kužele
δ_L	[m]	deformace ložisek
δ_c	[m]	celková deformace
δ_v	[m]	deformace vřetena
σ_{Do}	[N/mm ²]	Dovolené napětí v ohybu
τ_{Ds}	[N/mm ²]	Dovolené napětí ve smyku
h	[mm]	skutečná opěrná výška drážky
B	[mm]	šířka ložiska
C	[kN]	základní dynamická únosnost ložiska
D	[mm]	vnější průměr ložiska
E	[N/mm ²]	modul pružnosti v tahu
K	[-]	korekční součinitel
P	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení sady ložisek
Z	[-]	počet zubů evolventního drážkování
a	[mm]	vyložení nástroje od podpory A
b	[mm]	vzdálenost kuželového kola od podpory A
c	[mm]	rozteč ložisek vřetenového ložiska
d	[mm]	vyložení kuželového ozubeného kola
d	[mm]	vnitřní průměr ložiska
e	[mm]	rozteč mezi ložisky hnacího hřídele
f	[-]	součinitel, který závidí na řadě a velikosti ložiska
i	[-]	počet ložisek v sadě
k'	[-]	Bezpečnost
m	[mm]	modul evolventního drážkování
p	[-]	exponent tvarového styku ložiska
p	[MPa]	výpočtový tlak



Obsah

OBSAH	9
1. ÚVOD	10
2. CÍL PRÁCE A POSTUP ŘEŠENÍ	11
3. FRÉZOVACÍ STROJE	12
4. FRÉZOVACÍ HLAVY	14
4.1. ORTOGONÁLNÍ FRÉZOVACÍ HLAVA.....	15
4.2. UNIVERZÁLNÍ FRÉZOVACÍ HLAVY.....	17
4.3. SPECIÁLNÍ FRÉZOVACÍ HLAVY.....	18
4.4. ZPŮSOB POHONU VŘETENA.....	19
4.5. MOŽNOSTI POHONU OS A A C.....	20
4.6. DÍLČÍ PRVKY PRAVOÚHLÝCH FRÉZOVACÍCH HLAV.....	21
4.7. PRŮZKUM TRHU.....	31
5. NÁVRHOVÉ VÝPOČTY	37
5.1. NÁVRH KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ.....	37
5.2. ZATĚŽOVACÍ SPEKTRUM.....	39
5.3. SILOVÉ POMĚR A VOLBA KONSTRUKČNÍ VARIANTY.....	41
6. VLASTNÍ KONSTRUKCE	47
6.1. NÁVRH LOŽISEK.....	49
6.2. VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK.....	53
6.3. KONTROLA EVOLVENTNÍHO DRÁŽKOVÁNÍ.....	56
6.4. TUHOST HNANÉHO HŘÍDELE.....	58
6.5. SPECIFIKACE VYBRANÝCH NAKUPOVANÝCH KOMPONENT.....	60
7. ZÁVĚR	62
8. SEZNAMY	63
8.1. SEZNAM OBRÁZKŮ.....	63
8.2. SEZNAM TABULEK.....	64
8.3. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	65
8.4. SEZNAM PŘÍLOH.....	68

1. Úvod

V dnešní době mezi nejpoužívanější výrobní technologii patří třískové obrábění. Mezi metody třískového obrábění lze řadit frézování a vrtání. Do širokého spektra frézovacích strojů, tzv. frézek, patří mimo jiné i portálové a stolové frézky určené především pro obrábění velkých a těžkých obrobků. Současně je kladen čím dál větší důraz na automatizaci, rychlost a přesnost výrobního procesu. Je-li po stroji požadována obráběcí operace, kterou neumožňuje stávající kinematika stroje a nepředpokládá se dostatečná sériovost, která by zdůvodnila nákup vhodného stroje, mnohdy se nevyplatí pořizovat stroj nový s potřebnou technickou specifikací. Jedním z možných řešení je vyměnitelný nástavec, například frézovací hlava, které obohacují stroj o další osy obrábění. Volbou vhodného frézovací hlavy se ušetří náklady, zkrátí výrobní časy, zpřesní výroba a zvýší se užitná hodnota stávajícího stroje.

Do širokého pojmu frézovacích hlav lze zařadit i hlavy pravoúhlé. Ty se vyznačují kompaktní konstrukcí a využívají se pro frézování či vrtání v dírách a kapsách, kam by se jiné frézovací hlavy dostávaly jen obtížně. Příkladem takové operace může být frézování drážek ve špatně dostupných místech jako například uvádí Obr. 1, nebo vrtání děr pro přívod maziva.

Ve své bakalářské práci se budu zabývat návrhem a konstrukcí pravoúhlé vřetenové hlavy pro frézovací centrum s vertikálním vřeteníkem. Při konstrukci budu dbát na docílení co nejmenších rozměrů a co největší tuhosti.



Obr. 1: Frézování drážky pravoúhlou frézovací hlavou [1]

2. Cíl práce a postup řešení

Cílem práce je navrhnout konstrukci pravoúhlé vřetenové hlavy pro frézovací centrum s vertikálním vřeteníkem, zejména provedení dimenzování náhonového hřídele, vřetenového hřídele, ozubeného převodu a uložení do valivých ložisek. Následně zpracovat konstrukční řešení. Pro naplnění výše uvedených cílů volím následující postupy.

V rešeršní části své bakalářské práce zpracuji přehled typů frézovacích hlav. Blíže se věnuji pravoúhlým frézovacím hlavám, které budou výstupem mé práce. Zpracuji přehled dílčích prvků, kterými jsou například ozubená kola, ložiska, těsnění, mazání, upínací rozhraní a aretační prvky. V závěru své rešeršní práce zhodnotím a porovnáím pravoúhlé frézovací hlavy od různých konkurenčních výrobců. Definuji si mezní hodnoty určujících parametrů, jako je maximální výkon, maximální kroutící moment a maximální otáčky.

Ve vlastním řešení si dle provedené rešerše zvolím procesní spektra, ze kterých budou spočteny zátěžné stavy. Dále provedu návrhové a kontrolní výpočty ložisek, ozubených kol, drážkování. Vypočtu celkovou tuhost vřetenového hřídele, jako jeden z určujících parametrů mé konstrukce.

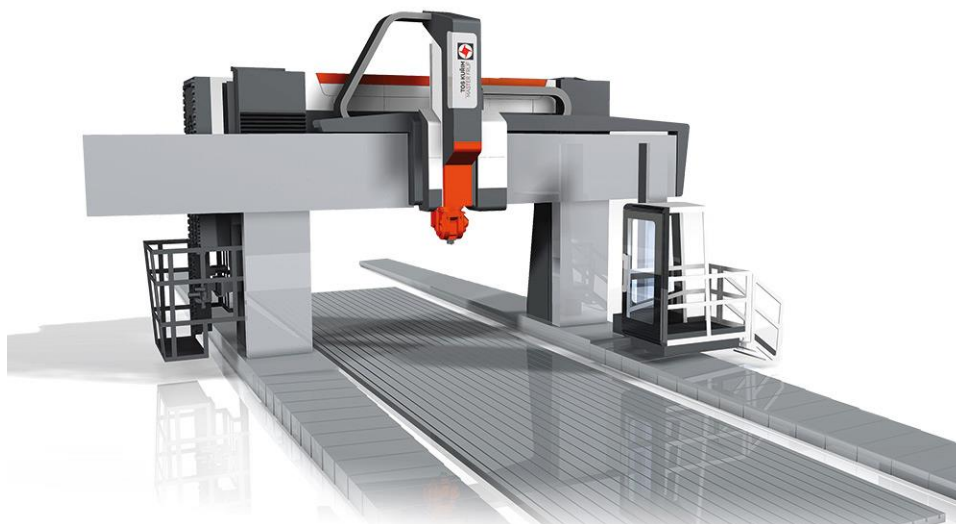
Výstupem mé práce je výkres sestavení s kusovníkem, výrobní výkres hřídele vřetena a náhonového hřídele.

3. Frézovací stroje

Na trhu se nabízí široká škála frézovacích strojů od různých výrobců, které se liší svojí konstrukcí, velikostí pracovního prostoru, technologickým zaměřením a instalovaným výkonem. Pro obrábění největších dílců se využívají zejména rovinné a stolové frézky. U takových strojů lze očekávat uplatnění frézovacích hlav.

Rovinné a stolové frézky jsou robustnější stroje užívané pro obrábění těžších obrobků. Jejich udávajícím parametrem je velikost a nosnost pracovního prostoru [2].

Rovinné frézky slouží k obrábění rovinných a tvarových ploch nebo drážek na velmi rozměrných součástech. Podle osy vřeten se dělí na horizontální a vertikální. Rovinné frézky se vyrábějí s jedním vřeteníkem nebo mohou mít druhý stojan s vřeteníkem na opačné straně stolu. Vřeteníky jsou na sobě nezávislé. Dalším typem rovinných frézek jsou frézky portálové (Obr. 2), které mají oba stojany spojené příčnicí se svislým posuvem. Portálové frézky se vyznačují vysokou tuhostí konstrukce.



Obr. 2: Ukázka portálové konstrukce frézovacího stroje výrobce TOS Kuřim [3]

Stolové frézky (také někdy nazývané ložové, Obr. 3) se koncepčně podobají frézám rovinným. Rovněž se vyrábějí ve svislém, nebo vodorovném provedení [4].



Obr. 3: Ukázka stolové konstrukce frézovacího stroje výrobce TOS Kuřim [3]

Vybraná frézovací centra s vertikálním vřeteníkem, u kterých lze očekávat využití frézovacích hlav společně s jejich katalogovými hodnotami jsou uvedeny v Tab. 1.

Tab. 1 Technické parametry frézovacích center s vertikálním vřeteníkem

Název		FRU 300 – 800 [3]	WP [5]	VF 4545 [6]	DMU 270 U [7]
Výrobce		TOS Kuřim	ŠMT	TRIMILL	DMG MORI
Pracovní zdvih	X [mm]	4 000 – 24 000	2 000	4 500	2 700
	Y [mm]	5 750 – 10 750	5 000 – 11 000	4 500	2 700
	Z [mm]	1 500 / 2 000	2 000	1 500	1 600
Výkon	[kW]	60/71/100/113	110	32	45
Otáčky	[ot/min]	3 800	4 000	10 000	5 000
Kroutící moment	[Nm]	3 000	3 000	239	1 000

4. Frézovací hlavy

Vyměnitelné frézovací hlavy patří k příslušenství velkých obráběcích center a velkých frézovacích strojů. Zajišťují takovou polohu nástroje, která není stávající kinematikou stroje dosažitelná. Zvyšuje se tím produktivita, přesnost provedené operace a snižují se náklady a vedlejší časy (např.: nutnost přeupínání obrobku). Mohou tak být obráběny plochy svislé, vodorovné, či jinak natočené. Moderní vřetenové hlavy mohou být uzpůsobeny k automatické výměně a disponují i vnitřním přívodem řezné kapaliny.

Celé těleso přídatné vřetenové hlavy musí být zajištěno proti otočení. Konstrukce vřetenových hlav se liší dle technologických operací, které budou vykonávat [8]. Frézovací hlavy lze rozdělit dle:

- a) počtu pohybových os:
 - 1-osá hlava
 - 2-osá hlava
- b) koncepce provedení:
 - ortogonální frézovací hlavy
 - pravoúhlá hlava bez pohybové osy
 - vidlicová hlava s jednou nebo dvěma pohybovými osami
 - univerzální frézovací hlava
 - speciální hlavy
 - horizontální hlavy
- c) způsobu pohonu vřetena:
 - Pomocí mechanického převodu
 - převod ozubenými koly
 - řemenový převod
 - vřeteno s integrovaným motorem
- d) možnosti pohonu pohybových os A a C:
 - ruční natáčení
 - ozubenými koly
 - prstencovými motory

4.1. Ortogonální frézovací hlava

Ortogonalní frézovací hlava (Obr. 4; Obr. 5) je přesný nástroj, jímž je možné obrábět plochy pro běžné možnosti stroje nedostupné. Ortogonalní frézovací hlavy mají osu C totožnou s osou vřeteně obráběcího stroje a osu A kolmo na obě tyto osy.

Pohon těchto hlav je řešen ozubenými koly nebo integrovaným elektrovřetenem. Tyto hlavy mohou přenášet vysoké kroutící momenty a musí být ke vřetenu stroje pevně připevněny. Výhodou takového spojení je vysoká tuhost. Mezi ortogonalní frézovací hlavy lze zařadit hlavy pravoúhle bez pohybové osy. Takové hlavy se využívají pro obrábění ve stísněných prostorech. Kvůli kompaktní konstrukci jsou často ručně indexované, jejich natočení nelze měnit v průběhu řezného procesu.

Dalším typem ortogonalních hlav jsou hlavy vidlicové. Ty nacházejí své uplatnění především na strojích, které umožňují pětiosé obrábění. Vidlicové hlavy se využívají pro obrábění tvarově složitých kontur pomocí kontinuálního frézování ve více osách.



Obr. 4: Ortogonalní frézovací hlava dělená v ose hlavního vřetená [9]



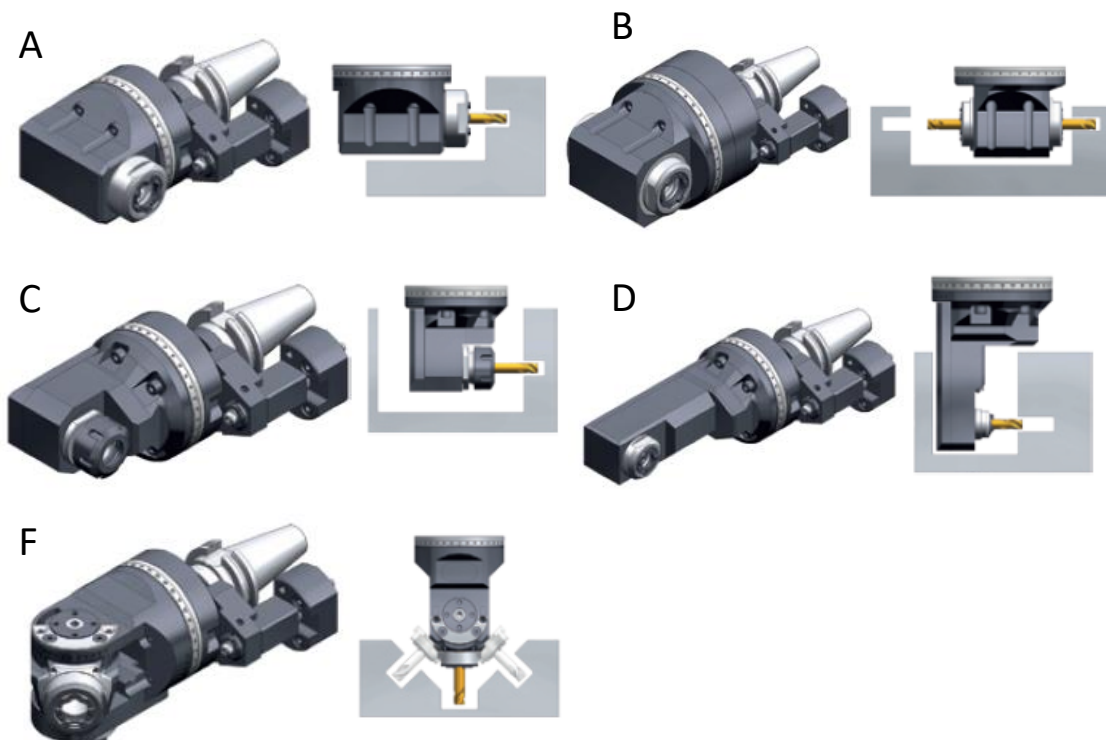
Obr. 5: Ortogonalní frézovací hlava dělená kolmo na osu hlavního vřetená [9]

4.1.1. Pravoúhlé frézovací hlavy

Pravoúhlé frézovací hlavy jsou primárně určeny pro frézování a vrtání. Pravoúhlé frézovací hlavy se dělí na jednoosé a dvouosé. Jednoosé pravoúhlé frézovací hlavy mají osu orientovanou kolmo na hlavní osu vřetene. Skládají se ze dvou částí, statické a pohyblivé. Pohyblivá část umožňuje otáčení vřetene po úhlových stupních. Pravoúhlá frézovací hlava se upíná do dutiny vřetene nejčastěji pomocí normalizovaného kužele. Tím se zaručuje opakovatelnost upnutí a je možná i automatická výměna hlav.

Konstrukce pravoúhlé hlavy dosahuje velmi vysoké tuhosti a přesnosti. Na trhu se vyskytuje několik konstrukčních provedení pravoúhlých frézovacích hlav. Většina celosvětových výrobců pravoúhlých hlav rozdělují svůj sortiment do níže zmíněných variant (Obr. 6):

- standardní pravoúhlé frézovací hlavy (A),
- dvou a vícevřetenové úhlové hlavy (B),
- úhlové hlavy odsazené (C),
- úhlové hlavy odsazené úzké (D),
- stavitelné frézovací hlavy (F)



Obr. 6: Rozdělení úhlových frézovacích hlav dle firmy PlatinumTooling [10]

Standardní pravoúhlé hlavy rozšiřují stroj o osu kolmou na osu hlavního vřetena. Vynikají svojí tuhostí. Dvou a vícevřetenové úhlové hlavy se využívají v sériové výrobě, protože hlava nese více poháněných nástrojů, nejčastěji u vrtání, čímž zkracuje výrobní čas. Odsazené úhlové hlavy se díky svému kompaktnějšímu provedení užívají pro frézování a vrtání v hůře dostupných místech, avšak za cenu přenosu menších momentů. Odsazené úzké úhlové hlavy se užívají pro frézování a vrtání v hlubokých kapsách. Kvůli své prodloužené konstrukci ztrácejí tuhost. Stavitelné frézovací hlavy patří mezi dvouosé frézovací hlavy, jelikož jejich úhel lze kolem osy A měnit. Podskupinou pravoúhlých hlav jsou hlavy rychlořezné, které díky vnitřnímu převodu dosahují vyšších otáček než vřeteno obráběcího stroje. Rychlořezné hlavy jsou užívány pro frézování či vrtání drobných tvarových struktur.

4.1.2. Vidlicové frézovací hlavy s jednou nebo dvěma pohybovými osami

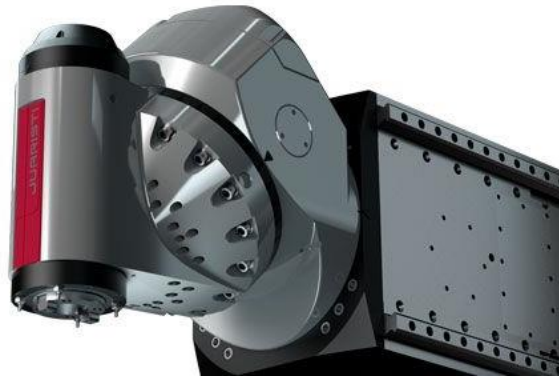
Tyto frézovací hlavy nacházejí uplatnění především u pětiosých strojů, kde je třeba obrábět tvarově složité plochy. Vidlicové hlavy (Obr. 7) se dodávají v jednoosém a dvouosém provedení. Pohon vřetena frézovací hlavy je řešen náhonem od vřetena obráběcího stroje, nebo elektromotory. Přímý náhon lze využít pro náročné operace (hrubování), elektrovřeteno lze pak využít na dokončovací operace.



Obr. 7: Vidlicová frézovací hlava firmy CyTec [11]

4.2. Univerzální frézovací hlavy

Univerzální frézovací hlava (Obr. 8) má oproti pravoúhlé hlavě možnost rotace kolem osy A, ta je navíc sklopena o úhel 45° vůči ose C, která se otáčí kolem vřetena stroje. Díky tomu se univerzální hlava používá především u složitých obráběcích ploch a tvarů. Kvůli další ovládané ose se snižuje tuhost hlavy a její přesnost.



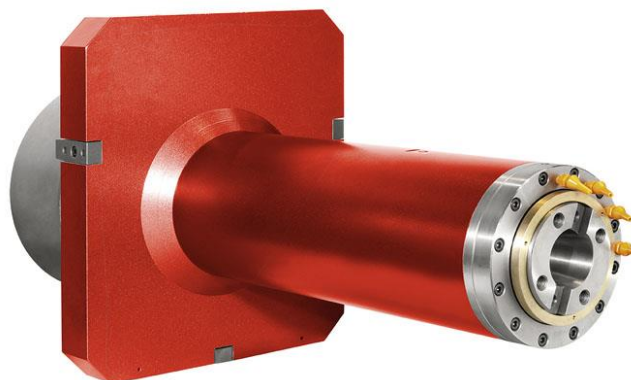
Obr. 8: Univerzální frézovací hlava firmy Juaristi [12]

4.3. Speciální frézovací hlavy

Do této kategorie spadají ostatní hlavy, které jsou konstruovány pro specifické požadavky zákazníků a nelze je zařadit do předchozího rozdělení. Příkladem speciální frézovacích hlav mohou být hlavy horizontální.

4.3.1. Horizontální frézovací hlavy

Vezmeme-li v potaz rozdělení dle os uvedeno výše, pak horizontální hlavy by spadaly pod „0-osé“ hlavy, jelikož stroj nerozšiřují o další osu, nýbrž jen prodlužují hlavní vřeteno. Horizontální frézovací hlavy (Obr. 9) se dodávají v různých délkách a díky své konstrukci používají pro vrtání nebo vyvrtávání ve hlubokých kapsách. Osa vřetene je totožná s osou vřetene frézovací hlavy.



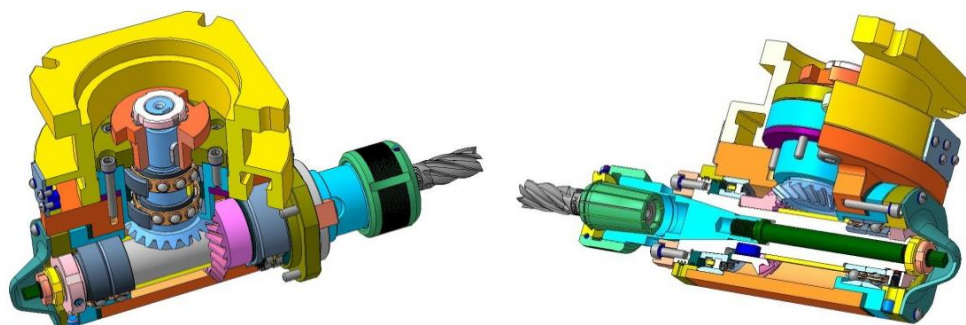
Obr. 9: Horizontální frézovací hlava firmy Lagun [13]

4.4. Způsob pohonu vřetena

Způsobem pohonu vřetena je myšleno spojení vřetena stroje s vřetenovou hřídelí frézovací hlavy. Pohon vřetena musí být plynulý a přesný. Kroutící moment je přenesen pomocí tvarového styku. Pro takový převod se využívají ozubená kola, nebo řemenový převod. Nebo hlava disponuje vlastním integrovaným pohonem, tzv. elektrovřetenem. Každá konstrukce má specifické předpoklady na nastavení otáček, maximálního kroutícího momentu na nástroji, tepelné ztráty, vibrace a cenu.

4.4.1. Ozubená kola

Přenos kroutícího momentu pomocí soukolí lze zařadit mezi hojně využívanou metodu. Výhodou je přenos velkých kroutících momentů a odolnost proti rázům. Převod ozubenými koly nachází své uplatnění mimo jiné u pravoúhlých frézovacích hlav bez pohyblivé osy. Nevýhodou je vznik tepla, ztráty třením, hlučnost, vibrace a vyšší cena. K přenosu se užívají nejčastěji kuželová kola se zakřiveným ozubením (Obr. 10).



Obr. 10: Názorná konstrukce s převodem pomocí ozubených kol [14]

4.4.2. Náhon řemenem

Tato metoda náhonu využívá spojení motoru s vřetenem pomocí řemenového převodu. Užívají se klínové nebo ozubené řemeny. Řemenové převody se užívají jak pro malé otáčky a vysoké momenty, tak pro vysoké otáčky s malým momentem. Dále řemenové převody tlumí vibrace, mají vyšší účinnost a uvolňují méně tepla do soustavy. Řemeny jsou více náročné na prostor a časem degradují.

4.4.3. Integrovaný pohon (elektrovřeten)

Náhon vřetena lze také řešit vlastním integrovaným pohonem, tzv. elektrovřetenem. Takové vřetenem není vázáno na obráběcí stroj. Motor je uložen mezi ložisky a není třeba spojování součástí, čímž se snižují vibrace. Frézovací elektrovřetenem

pracují s vysokými otáčky, proto je někdy nutné uložit elektrovřeteno mezi ložiska s keramickými kuličkami, která snesou vysoké otáčky. V segmentu frézovacích hlav se využívají především ve vidlicových hlavách. Nevýhodou elektrovřetena je vyvinutý menší kroutící moment vzhledem k velikosti. Elektromotor je velký zdroj tepla, proto je třeba intenzivní chlazení [15].

4.5. Možnosti pohonu os A a C

Natáčení os se provádí několika způsoby a může být ruční, nebo automatické. Ruční natáčení se následně přeměňuje pomocí úchylkoměrů, pro přesné ustavení nástroje.

4.5.1. Ruční natáčení

Natáčení se provádí manuálně, nebo strojově, pootočením hlavy o požadovaný úhel, případně po krocích. Z toho vyplývá, že požadovaný úhel se musí nastavit před obráběním.

4.5.2. Natáčení os převodem z hlavního motoru pomocí ozubených kol

Jde o starší konstrukci. Pohon všech os pohybu je jedním motorem, který bývá umístěn nad hlavou (ve smýkadle). Jednotlivé osy jsou poháněny ozubeným převodem.

4.5.3. Přímý pohon prstencovými (vysokomomentovými) motory

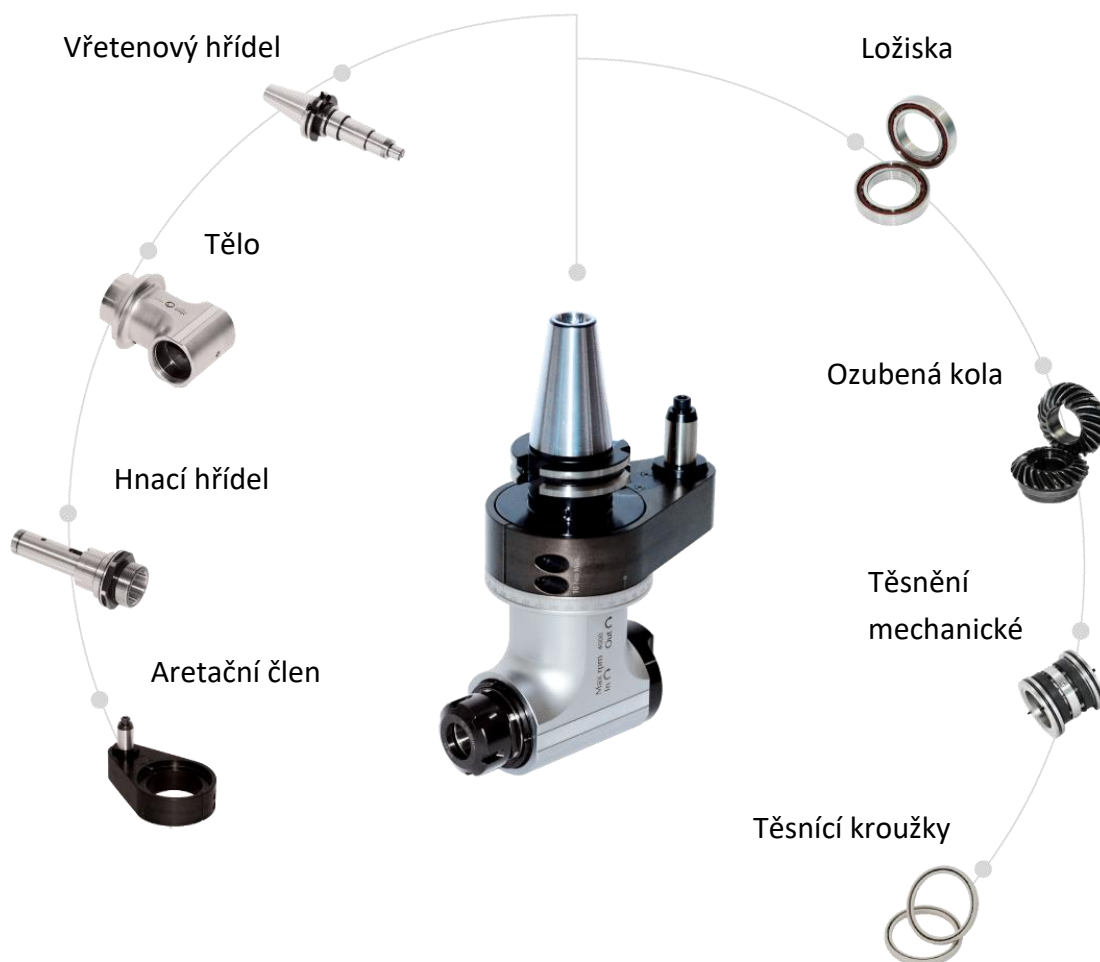
Vysokomomentové motory jsou moderním prvkem frézovacích hlav. Prstencové motory patří mezi servomotory u kterých byla zkrácena délka a zvýšena šířka, čímž bylo dosaženo většího počtu pólů na rotoru. Nevýhodou prstencových pohonů je jejich cena a hmotnost. Uvážíme-li poměrně malé požadované otáčky, velké momenty je nutné za servomotor vložit převodovku. Převodovky můžou být planetové, cykloidní, harmonické, šnekové, pohon pomocí ozubeného věnce a Master and Slave [16].

4.6. Dílčí prvky pravouhlých frézovacích hlav

Hlavními prvky frézovacích hlav jsou: těleso, hnací a vřetenová hřídel, upínací mechanismus, ložiska, kuželová ozubená kola se zakřivenými koly, chladicí systém, těsnění, mazání, případně i diagnostické přístroje (Obr. 11). Dále u pevných hlav je vřeteník součástí tělesa a pracovní vřeteno svírá s osou upínací stopky úhel 90° . V horní části je umístěn kroužek s úhlovou stupnicí, který lze při povolení aretačního šroubu natočit do potřebné polohy. Pro odečet natočení slouží cejchovní stupnice. Nad stupnicí je na těleso nasazen aretační člen. Vřetenový hřídel je zakončený upínací stopkou se standardním upínacím rozhraním a tvoří s ní kompaktní nedělitelný celek. Hnací hřídel může být ukončen normalizovaným upínacím rozhraním s kterým tvoří nedělitelný celek, nebo může být zakončen válcovou stopkou s podélným perem pro nasazení vyměnitelného kužele VKF. Blokování polohy hnací hřídele vůči aretačnímu čepu zajišťuje blokovací mechanismus aretačního členu. Dalším příslušenstvím může být např.: prodlužovací člen, přívod chladící kapaliny.

4.6.1. Vřetenový hřídel

Vřetena frézovacích strojů plní funkci přenosu otáčivého momentu na nástroj. Tento pohyb musí být co nejpřesnější a nejplynulejší. Pomocí upínacího rozhraní se do vřetene upíná nástroj. Je patrné, že přesnost vřetena má přímý vliv na celkovou přesnost stroje. Vřeteno musí být dostatečně tuhé a přesné. Dle požadavků technických parametrů pro různé operace rozlišujeme vřetena dle typu náhonu a umístění (viz rozdělení výše) [17].



Obr. 11: dílčí prvky vyměnitelné vřetenové hlavy [18]

4.6.2. Ložiska

Důležitou součástí pravouhlých vřetenových hlav jsou ložiska, která zajišťují otáčivý pohyb vřetene s minimálními ztrátami. V nástrojových hlavách se užívají vysoce přesná valivá ložiska. Faktory vstupující do volby ložisek jsou: způsob zatížení, požadovaná přesnost, tuhost, maximální otáčky za minutu, trvanlivost, volba mazání a dostupný prostor.

Mezi typy vysoce přesných ložisek patří:

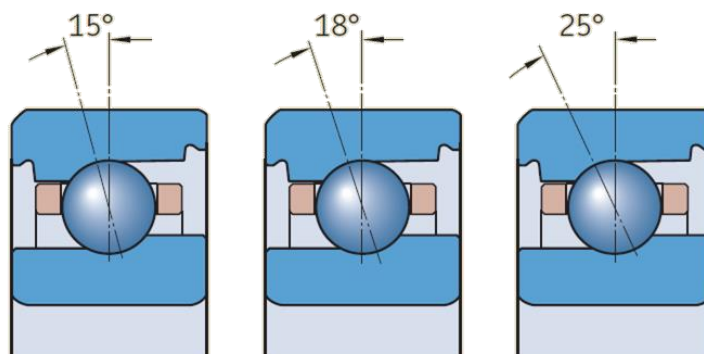
- kuličková ložiska s kosoúhlým stykem
- válečková ložiska
- obousměrná axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem
- axiální-radiální válečková ložiska
- axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem pro šroubové pohony.

Zatížení vysoce přesných ložisek je rozhodujícím parametrem přímo ovlivňující výpočet životnosti. Dle charakteru zatížení ložiska se volí z výše uvedeného rozdělení typ ložiska nebo jejich kombinace. Zatížení ložisek vychází z reakčních sil.

Rozhodující je orientace a velikost zatížení. Pro čistě radiální zatížení lze využít válečkových ložisek, která při stejné velikosti jako kuličková ložiska, přenášejí větší radiální zatížení. Mají také mnohem větší tuhost. Avšak nesmí být zatíženy axiální silou.

Pro čistě axiální zatížení lze využít axiální ložiska, která obdobně jako válečková mají mnohem větší axiální tuhost, ale nepřenášejí radiální síly. Axiální zatížení může vznikat i axiálním posunutím, způsobeném teplotní roztažností hřídele. Pro kombinaci charakteru zatížení se využívají ložiska s kosoúhlým stykem, která svojí konstrukcí zachytávají radiální i axiální síly.

Schopnost ložisek s kosoúhlým stykem přenést radiální nebo axiální zatížení je stanovena stykovým úhlem α . Primárně se vyrábějí ložiska s kosoúhlým stykem se stykovým úhlem 15° a 25° (Obr. 12). U některých řad jsou na vyžádání k dispozici ložiska se stykovým úhlem 18° . Zvyšováním stykového úhlu lze docílit větší axiální únosnosti a tuhosti, ale klesají tím maximální otáčky ložiska, radiální tuhost a radiální únosnost [19].



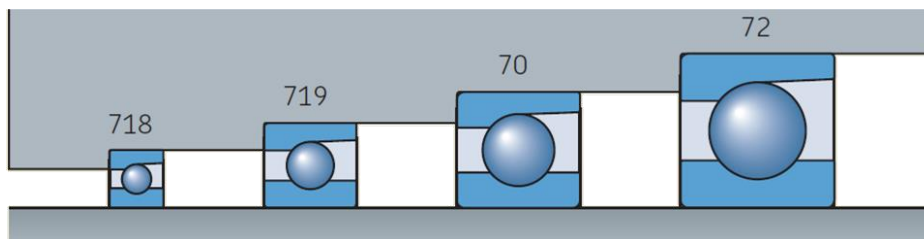
Obr. 12 Stykové úhly ložisek s kosoúhlým stykem [19]

Jakmile je zvoleno vhodné ložisko, uváží se několik dalších faktorů: vhodný tvar konstrukce dalších dílů, odpovídající uložení, vnitřní vůle a předpětí ložiska, zajišťovací prvky, vhodná těsnění, metody montáže a demontáže.

Přesnost valivých ložisek je dána třídami přesnosti, které popisují přesnost chodu a přesnost rozměrů. Třídy přesnosti jsou uvedeny v tabulkách jednotlivých ložisek. Rozhodující je maximální házivost v radiálním nebo axiálním směru. Rozměrová přesnost zahrnuje přesnost uložení ložiska na hřídeli, popř. náboji. Je ovlivňována vnitřní vůlí nebo předpětím.

Tuhost vřetene má u obráběcích strojů velký význam. Působící zatížení tvoří pružné deformace, které zásadním způsobem ovlivňují přesnost stroje. Tuhost ložisek závisí na typu valivého tělesa, počtu a velikosti valivých ploch, stykovém úhlu a vnitřním

provedení. Kromě tuhosti ložisek se projevují i jiné faktory, jako vyložení nástroje, počet a umístění ložisek. V katalogu Vysoce přesná ložiska od firmy SKF výrobce uvádí rozdělení kosoúhlých ložisek do ložiskových řad podle průřezových rozměrů a velikosti tuhosti.



Obr. 13 Ložiskové řady pro jednotný průměr hřídele [19]

Dle Obr. 13 lze dělit ložiska v rozměrových řadách:

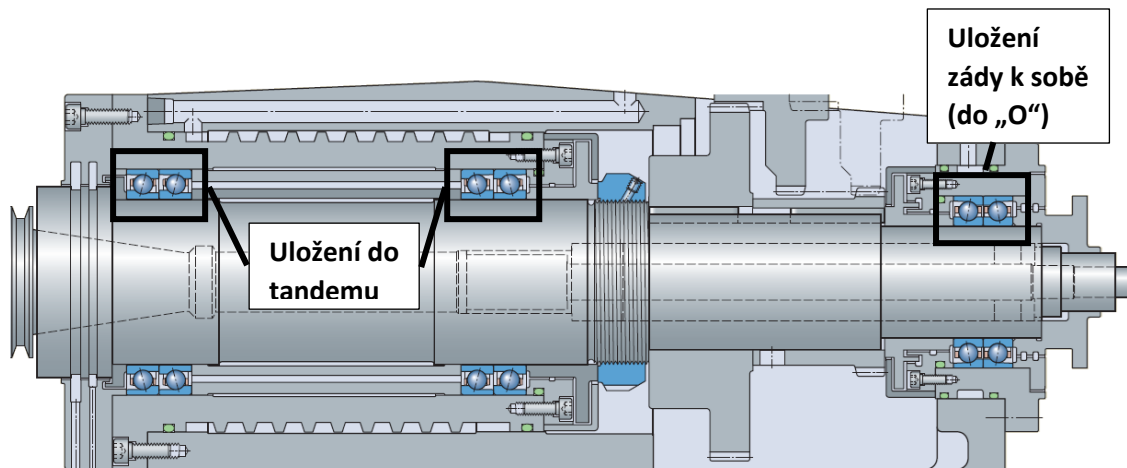
- a) ultra lehká řada 718
- b) velmi lehká řada 719
- c) lehká řada 70
- d) masivní řada 72

Volba ložiskové řady se odvíjí od zásadního parametru. Je-li zásadním parametrem co nejmenší konstrukce, volí se ložiska řady 718. Pokud je k dispozici větší radiální prostor, mohou být použita ložiska tříd 719 a 70. Pro vysoká zatížení s nízkými otáčky se volí řada 72. Nejvyšších hodnot tuhosti dosahují ložiska třídy 718 a 719, které vzhledem k velikosti vnitřního průměru ložiska obsahují největší počet kuliček. [19]

Dalším parametrem vstupujícím do výpočtu trvanlivosti ložisek je jejich vzájemné uložení. Rozdělujeme uložení samostatného ložiska nebo uložení do tandemu. Uložení do „O“ (zády k sobě), uložení do „X“ (čelem k sobě). Názorné uložení ložisek popisuje Obr. 14.

Otáčky vysoce přesných valivých ložisek závisí na typu ložiska, provedení a použitém materiálu, dále na velikosti zatížení a mazivu. Nejvyšších otáček dosahují kuličková ložiska díky bodovému styku. [20]

Dostupný prostor je dán požadavky a konstrukcí tělesa/hřídele. Z dostupného prostoru vyplývá velikost vnitřního a vnějšího kroužku ložiska, které lze řadit do rozměrových řad ISO 0-9. Obdobně se značí i šířková řada. Spojením průměrové a šířkové řady vznikají rozměrové řady. Součástí rozměrového plánu ISO jsou i rozměry zaoblení hran ložiskových kroužků [21].



Obr. 14: Uspořádání ložisek horizontálního obráběcího centra [19]

4.6.3. Mazání

Volba vhodného maziva závisí na provozních podmínkách (požadované otáčky a provozní teplota). Dalšími faktory mohou být vznikající vibrace, velikost zatížení a mazání sousedních částí (např. ozubených kol). Dostatečný hydrodynamický film mezi valivými tělesy a oběžnými drahami vytvoří i velmi malé množství maziva. Těmto požadavkům odpovídá plastické mazivo, které sníží ztráty hydrodynamickým třením a provozní teploty. Pro vysoké otáčky je životnost plastického maziva nedostatečná a volí se mazání olejem. Olej je běžně aplikován metodou olej-vzduch nebo metodou nuceného oběhu oleje. Při volbě správného typu maziva se uvažuje třída konzistence, viskozita, množství, životnost, zabíhání a mísitelnost.

4.6.4. Mazání plastickým mazivem

Ložiska mazána plastickým mazivem mají široký rozsah otáček. Plastické mazivo zajišťuje chod při vysokých otáčkách bez nadměrného zvýšení teploty. Plastická maziva se lépe udrží v ložisku než olej, tím dochází ke zjednodušení konstrukce. Plastická maziva také brání vniku pevných a kapalných nečistot do konstrukce. Pro uložení vřeten s vysoce přesnými ložisky je většinou vhodné plastické mazivo na bázi minerálních olejů s lithným zahušťovadlem.

4.6.5. Mazání olejem

U ložisek, která jsou mazána olejem, je třeba uvážit cesty přívodu oleje se kterými se musí počítat při navrhování konstrukce okolních dílů. Při volbě nejvhodnějšího

způsobu mazání olejem je třeba uvážit množství oleje, průtok, třecí ztráty a teplotu ložiska. Dle způsobu mazání olejem rozlišujeme:

- a) olejovou lázeň
- b) mazání nuceným oběhem
- c) mazání vstřikovaným olejem
- d) mazání olejovou mlhou
- e) mazání olej-vzduch

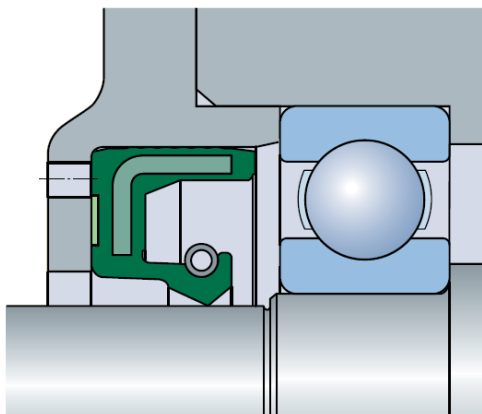
Pro mazání vysoce přesných ložisek s velmi vysokými provozními otáčkami je způsob mazání olej-vzduch nevhodnější. Avšak nevýhodou je, že ložiska musí být nezakrytá. [19]

4.6.6. Těsnění

Hlavní účel těsnění je zadržování maziva a zabraňování průniku nečistot a vlhkosti. Volba správného těsnění má přímý vliv na čistotu maziva a trvanlivost ložiska. Těsnění se dělí na kontaktní a bezkontaktní.

Bezkontaktní hřídelové kroužky tvoří úzkou štěrbinu mezi rotující a statické části dílce. Systémy více štěrbin se nazývají tzv. labyrintová těsnění. Výhodou bezkontaktních těsnění je, že nepodléhají opotřebení a využívají se u vysokootáčkových aplikacích [19].

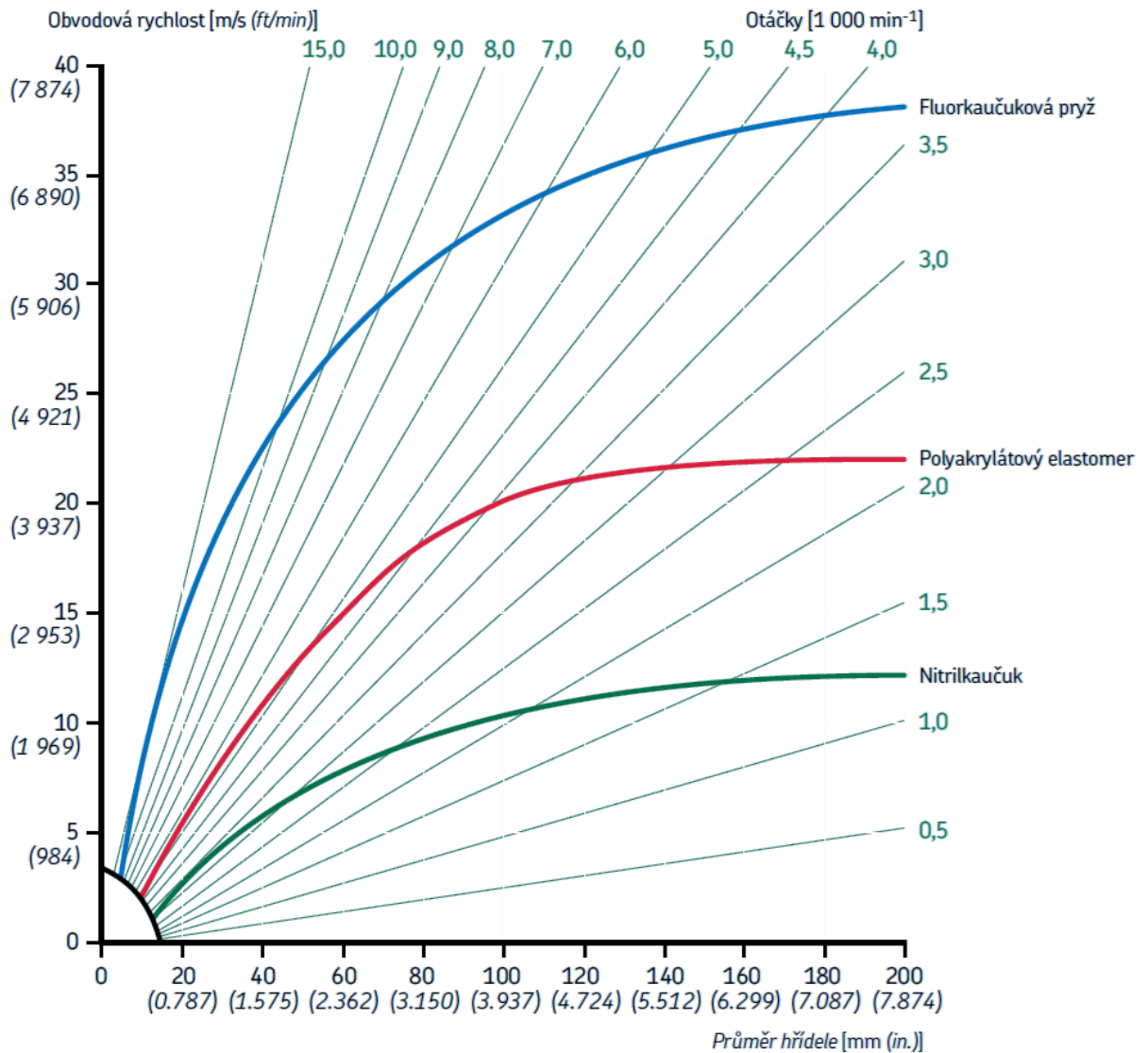
Kontaktní hřídelové kroužky (Obr. 15) využívají kontaktního styku mezi pohyblivou a nepohyblivou částí. Účinnost kontaktního těsnění závisí na provedení těsnění, materiálu těsnění, stykovém tlaku, kvalitě povrchu těsnící plochy, stavu a vlastnostech bříty těsnění a přítomnost maziva mezi břítem těsnění a těsnící plochou. Kontaktní těsnění se většinou skládá ze syntetické pryže, těsnícího bříty a kovové pružiny [22].



Obr. 15: Těsnící kroužek HMS5 předepjatý pružinou [22]

Výhodou kontaktního těsnění je lehčí konstrukční provedení než u bezkontaktních těsnění. Jsou však omezena maximální obvodovou rychlostí, kde při jejím překročení dochází k tzv. nadzvedávání. Závislost přípustné obvodové rychlosti, průměru hřídele a materiálu těsnícího kroužku popisuje Obr. 16:

Dalšími typy těsnění jsou mechanické, plstěné a kovové těsnění.



Obr. 16: Přípustná obvodová rychlost a otáčky pro těsnící břity [22]

4.6.7. Ozubená kola

Ozubená kola patří mezi mechanické převody s tvarovým stykem. Točivý moment a rotační pohyb se mezi hnacím a hnaným kolem přenáší boky zubů.

Dle vzájemné polohy os spolu zabírajících kol rozlišujeme:

- Převody s rovnoběžnými osami (čelní kola)
 - a) S přímými zuby
 - b) S šikmými zuby
 - c) S šípovými zuby
 - d) S vnitřním ozubením
- Převody s různoběžnými osami (kuželová kola)
 - a) S přímými zuby
 - b) S šikmými zuby
 - c) Se zakřivenými zuby
- Převody s mimoběžnými osami
 - a) Šroubová soukolí
 - b) Šneková soukolí

U pravoúhlých frézovacích hlav je jedním ze zásadních požadavků plynulost a přesnost přenosu momentu z náhonového na vřetenový hřídel. Kvůli těmto požadavkům je u většiny hlav voleno soukolí kuželových kol se zakřivenými zuby. [23]

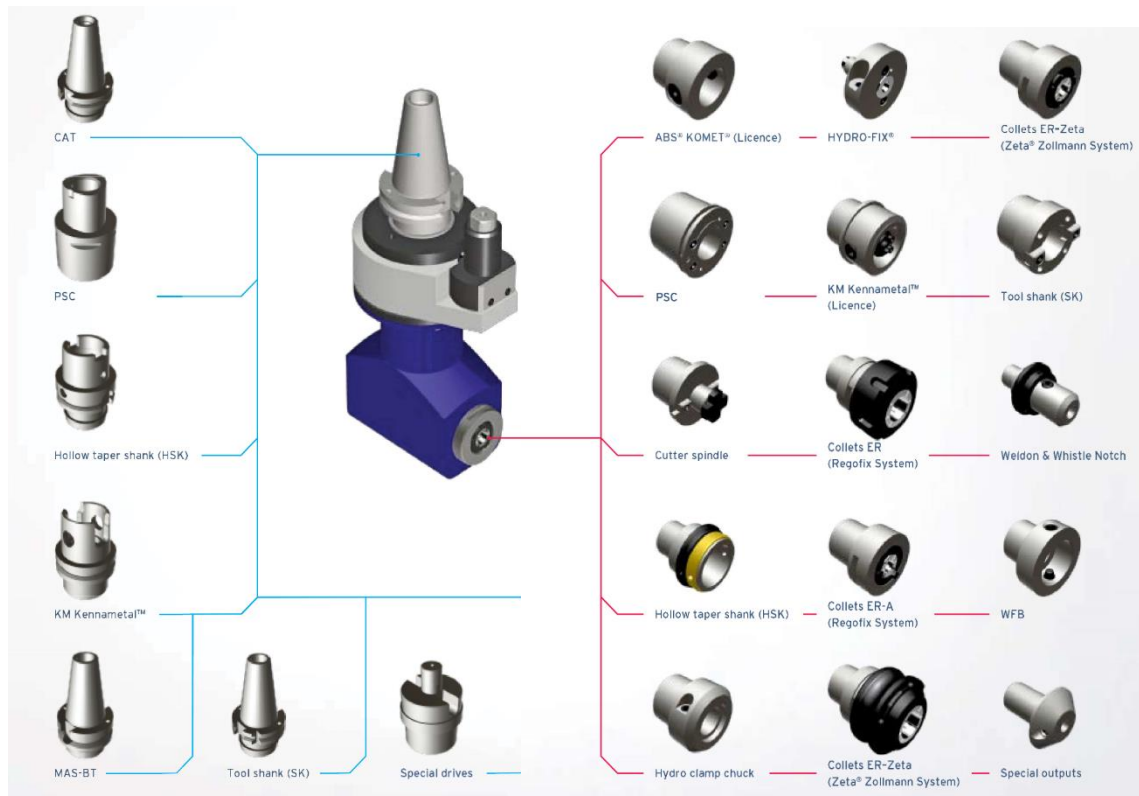
4.6.8. Připojení ke stroji

Výrobci vyměnitelných frézovacích hlav musí pokrýt široké spektrum různých upínacích rozhraní, kterými disponují stroje zákazníka. Proto pro připojení vyměnitelné frézovací hlavy do vřetena stroje se užívá standartních upínacích rozhraní:

- SK
- HSK
- MAS BT
- CAT / ANSI

Upínací rozhraní ISO, MAS BT a CAT využívají funkčního styku na kuželové části. Systém HSK (Hohl Schaft Kegel) na rozdíl od výše zmíněných systémů nevyužívá kuželovou stopku nýbrž dutou stopku a upínací mechanismus pracuje zevnitř. Rozmanitost připojovacích rozhraní znázorňuje Obr. 17.

Volba připojovacího rozhraní také záleží na požadovaném přívodu chladicí kapaliny, kterou lze vést i vnitřkem frézovací hlavy do nástroje. Výměna hlav většinou probíhá automaticky, proto je kladen důraz na opakovatelnost upnutí. To zajišťují tzv. unášecí kameny, kterými se hlava zaaretuje a nedojde tak k jejímu obrácení. Při manipulaci je hnací hřídel zablokován.

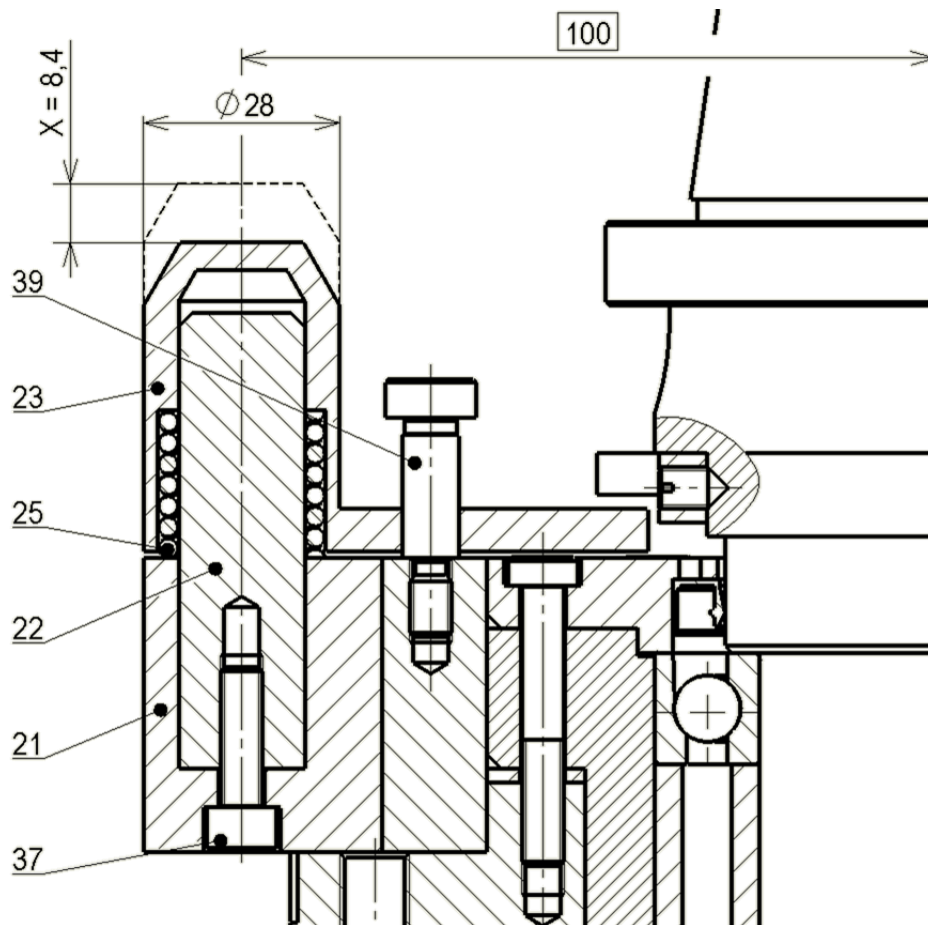


Obr. 17: Upínací rozhraní pravoúhlých hlav nabízené výrobcem Romai [24]

Větší frézovací hlavy přenášející vyšší kroutící momenty mohou být ke stroji připojeny pomocí příruby. Toto provedení neumožňuje automatickou výměnu frézovací hlavy. Výhodou je vyšší tuhost a možnost přenosu vyšších momentů. Přenos kroutícího momentu je docílen pomocí unášecích kamenů.

4.6.9. Aretační člen

Aretační člen (Obr. 18) je nutnou součástí pravoúhlých frézovacích hlav, které využívají normalizovaných připojovacích rozhraní. Aretační člen zabraňuje rotaci celého ústrojí. Jeho další vlastností může být přívod chladicí kapaliny. Při manipulaci s hlavou je hnací hřídel zablokován, až po zasunutí aretačního čepu (23) do zadržovací desky a jeho stlačení o několik milimetrů dojde k uvolnění. Zadržovací kostka je upnuta na stroji a slouží k fixaci polohy celé hlavy. [25]



Obr. 18: Řez aretačním členem [25]

4.6.10. Upínání nástrojů

Upnutí nástrojů musí zaručit maximální tuhost, souosost, minimální radiální a axiální házení nástroje, opakovatelnou přesnost upnutí při výměně nástrojů, pevnost proti axiálním silám a protočení. Frézy s válcovou stopkou se upínají do sklíčidla s upínací kleštinou. Frézy s kuželovou stopkou ISO se upínají přímo nebo redukcí do vřetene frézky. Upnutí je zajištěno šroubem. Frézy se stopkou Morse se upínají přímo nebo pomocí redukce do vřetene a jistí se obdobně jako frézy se stopkou ISO. Točivý moment je přenesen třením nebo unášecími kameny. Výrobci pravouhlých hlav většinou nabízejí upínací rozhraní typu ISO SK, CAT, MAS-BT a ER [4] [26].

4.7. Průzkum trhu

Níže uvedená Tab. 2 a následně Obr. 19 uvádějí výpis pravoúhlých hlav od reálných výrobců. Hlavními parametry uváděných v katalogích výrobců jsou maximální hodnoty otáček, kroutícího momentu a výkonu. Dále převodový poměr, celková hmotnost a upínací rozhraní. Z Obr. 19 je patrný konkurenční soubor jednotlivých dodavatelů. Z průzkumu trhu byl vybrán segment s největším shlukem hlav, označený „oblast zájmu.“

Tab. 2 Výpis katalogových hodnot pravoúhlých vřetenových hlav

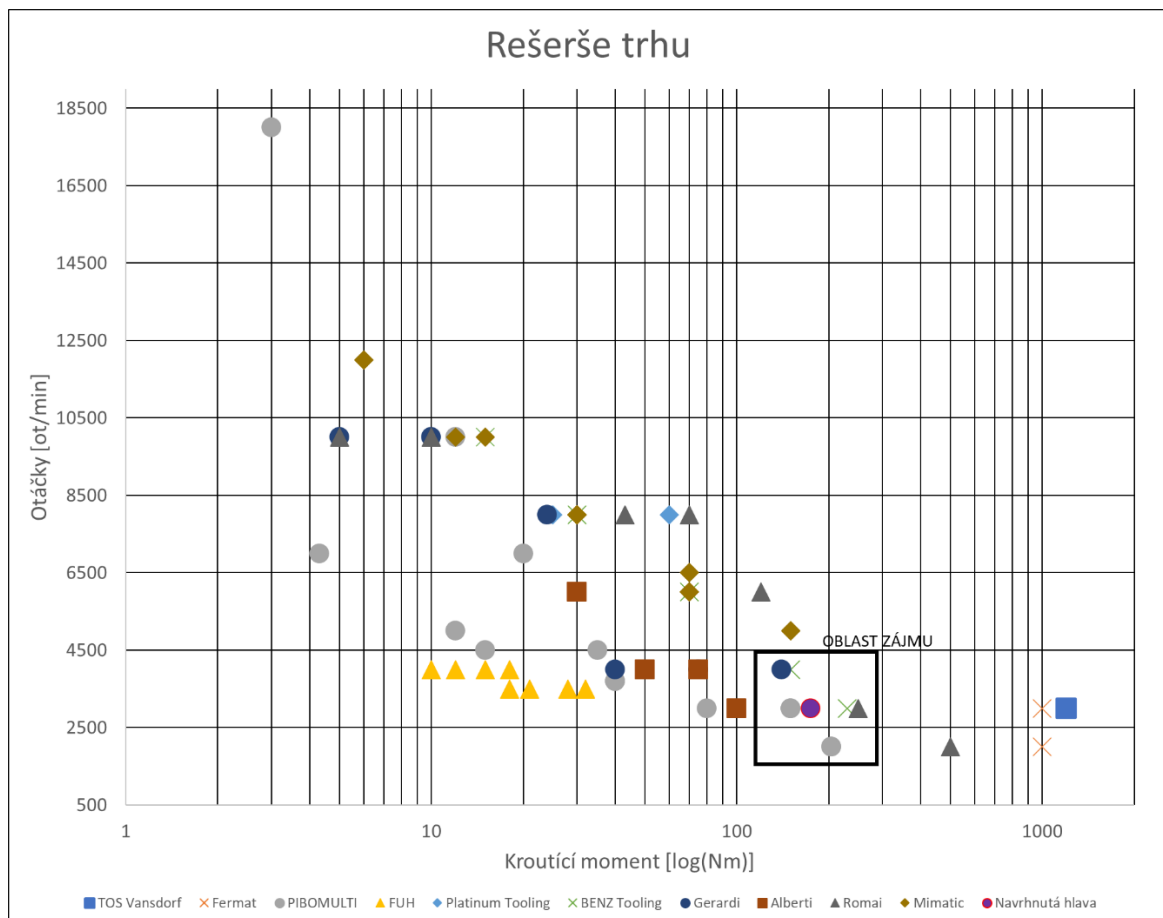
	Název	Max. kroutící moment	Max. otáčky	Max. výkon	i	Hmotnost	Rozhraní nástroje	Upínání hlavy	Výrobce
	/	[Nm]	[ot/min]	[kW]	/	[kg]	[mm]	/	/
1	TT 3000	175	3000	5,5	1:1	34,2	ISO 40	ISO 50	RCMT
2	HPR50	1200	3000	25	1:1	200	ISO 50	Připojovací příruba	TOS Vansdorf
3	UHM 20	1000	2000	20	1:1	/	ISO 50	Připojovací příruba	Fermat
4	PHM 20	1000	2000	20	1:1	/	ISO 50	Připojovací příruba	Fermat
5	CEP 08 L1/L2	4,3	7000	1	1:1	2	Kleština 8	ISO 30/40 HSK 40/50/63	PIBOMULTI
6	CEP 10 L1/L2	12	5000	1,5	1:1	6	ESX 16	ISO 30/40/50 HSK 63/80	PIBOMULTI
7	CEP 13 L1/L2	15	4500	2	1:1	8	ESX 20	ISO 40/50 HSK 63/100	PIBOMULTI
8	CEP 16 L1/L2	35	4500	3	1:1	10	ESX 25	ISO 40/50 HSK 63/100	PIBOMULTI
9	CEP 20 L1/L2/L...	40	3700	4	1:1	12	ESX 32	ISO 40/50 HSK 63//80/100	PIBOMULTI
10	CEP 26 L1/L2	80	3000	6	1:1	16	ESX 40	ISO 50 HSK 100	PIBOMULTI
11	CMP 10 L1/L2	12	10000	2	1:2,22	5	ESX 16	HSK 63 ISO 30/40/50	PIBOMULTI
12	CMP 16 L1/L2	20	7000	4	1:2	16	ESX 25	ISO 40/50 HSK 63//80/100	PIBOMULTI
13	CMP 10X5 L1	3	18000	2	1:5	10	ESX 16	ISO 40/50 HSK 63//80/100	PIBOMULTI
14	CEC 30 L1/L2/L...	40	3700	4	1:1	12	ISO 30	ISO 40/50 HSK 63//80/100	PIBOMULTI
15	CEC 40 L1/L2	150	3000	8	1:1	22	ISO 40	ISO 40/50 HSK 80/100/125	PIBOMULTI
16	FEC 30 L1/L2/L...	40	3700	4	1:1	12	ISO 30	Připojovací příruba	PIBOMULTI
17	FEC 40 L1/L2/L...	150	3000	8	1:1	8	ISO 40	Připojovací příruba	PIBOMULTI
18	CEC 50	204	2000	14	1:1	50	ISO 50	ISO 40/50 HSK 100/125	PIBOMULTI
19	FEC 50	204	2000	14	1:1	50	ISO 50	Připojovací příruba	PIBOMULTI
20	PVI ER25	15	4000	5	1:1	/	ER 25	ISO 40/50 HSK 63 A	FUH
21	PVM ER25	10	4000	3	1:1	/	ER 25	ISO 40/50 HSK 63 A	FUH
22	PVI ER32	28	3500	7,5	1:1	/	ER 32	ISO 50 HSK 100 A	FUH
23	PVM ER32	18	3500	5	1:1	/	ER 32	ISO 50 HSK 100 A	FUH
24	FXI ER25	18	4000	6,5	1:1	/	ER 25	ISO 40/50 HSK 63 A	FUH
25	FXM ER25	12	4000	3,5	1:1	/	ER 25	ISO 40/50 HSK 63 A	FUH
26	FXI ER32	32	3500	9	1:1	/	ER 32	ISO 50 HSK 100 A	FUH
27	FXM ER32	21	3500	6	1:1	/	ER 32	ISO 50 HSK 100 A	FUH
28	7 030 45 007	25	8000	/	1:1	/	ER 25	CAT 40 HSK 63A	Platinum Tooling
29	7 030 66 013	60	8000	/	1:1	/	ER 32	CAT 50 HSK 100A	Platinum Tooling
30	Mono WSX 4	15	10000	/	1:1	4	ER 16	SK 40/50 HSK 40	BENZ Tooling
31	Mono WSX 5	30	8000	/	1:1	5	ER 25	SK 40/50 HSK 40/50	BENZ Tooling
32	Mono WSX 7	70	6000	/	1:1	8,5	ER 32	SK 40/50 HSK 40/50/63	BENZ Tooling
33	Mono WSX 15	150	4000	/	1:1	14,5	ER 40	SK 50 HSK 40/50/63/80	BENZ Tooling
34	Mono WSX 20	230	3000	/	1:1	16,5	ER 40	SK 50 HSK 40/50/63/80/100	BENZ Tooling

Pokračování na další straně.



Pokračování tabulky:

35	Forte WWX 5	30	8000	/	1:1	5	ER 25	SK 40/50 HSK 40/50	BENZ Tooling
36	Forte WWX 7	70	6000	/	1:1	8,5	ER 32	SK 40/50 HSK 40/50/63	BENZ Tooling
37	Forte WWX 15	150	4000	/	1:1	14	ER 40	SK 50 HSK 40/50/63/80	BENZ Tooling
38	Forte WWX 20	230	3000	/	1:1	17	ER 40	SK 50 HSK 40/50/63/80/100	BENZ Tooling
39	G90-7	5	10000	/	1:1	4	ER 11	SK 30/40/50 HSK 63/80/100	Gerardi
40	G90-10	10	10000	/	1:1	4,3	ER 16	SK 30/40/50 HSK 63/80/100	Gerardi
41	G90-16	24	8000	/	1:1	5,4	ER 25	SK 40/50 HSK 63/80/100	Gerardi
42	G90-20	40	4000	/	1:1	11	ER 32	SK 50 HSK 63/80/100	Gerardi
43	G90-30	75	4000	/	1:1	17	ER 40	SK 50 HSK 80/100	Gerardi
44	G90-S40	140	4000	/	1:1	22	ISO 40	SK 50 HSK 80/100	Gerardi
45	T90-2,5	30	6000	/	1:1	5,4	ER 25	ISO 40 HSK 40	Alberti
46	T90-3,5	50	4000	/	1:1	11	ER 32	ISO 40 HSK 40	Alberti
47	T90-4,5	75	4000	/	1:1	17	ER 40	ISO 30 HSK 40	Alberti
48	T90-5	100	3000	/	1:1	22	ISO 50	HSK 63	Alberti
49	S 4	10	10000	/	1:1	2,5	ER 16	SK 30 HSK 50	Romai
50	S 5	5	10000	/	1:1	4	ER 20	SK 40 HSK 63	Romai
51	S 6	43	8000	/	1:1	7	ER 25	SK 40 HSK 63	Romai
52	S 7	70	8000	/	1:1	8	ER 32	SK 40 HSK 63	Romai
53	S 10	120	6000	/	1:1	13	ER 40	SK 50 HSK 100	Romai
54	S 20	250	3000	/	1:1	18	ER 50	SK 50 HSK 100	Romai
55	S 30	500	2000	/	1:1	32	ER 50	SK 50 HSK 100	Romai
56	105485	12	10000	/	1:1	6	ER 16	SK 40	Mimatic
57	105493	30	8000	/	1:1	6,5	ER 25	SK 40	Mimatic
58	135486	70	6500	/	1:1	8	ER 32	SK 40	Mimatic
59	135389	30	8000	/	1:1	6,5	ER 25	SK 40	Mimatic
60	105440	70	6000	/	1:1	8,5	ER 32	SK 40	Mimatic
61	105631	6	12000	/	1:1	7	ER 11	SK 40	Mimatic
62	105665	15	10000	/	1:1	6	ER 20	SK 40	Mimatic
63	135615	30	8000	/	1:1	6,5	ER 25	SK 40	Mimatic
64	135458	30	8000	/	1:1	10,5	ER 25	SK 50	Mimatic
65	135476	70	6500	/	1:1	12	ER 32	SK 50	Mimatic
66	105551	150	5000	/	1:1	18	ER 40	SK 50	Mimatic
67	105416	30	8000	/	1:1	11,5	ER 25	SK 50	Mimatic
68	105430	70	6000	/	1:1	14	ER 32	SK 50	Mimatic
69	105482	150	5000	/	1:1	19	ER 40	SK 50	Mimatic
70	105650	6	12000	/	1:1	11	ER 11	SK 50	Mimatic
71	105682	30	8000	/	1:1	12,5	ER 25	SK 50	Mimatic
72	135643	70	6000	/	1:1	13,5	ER 32	SK 50	Mimatic



Vybraná oblast zájmu reprezentuje zastoupení těžších hlav pro přenos větších kroučících momentů, při nižších otáčkách. Při volbě vstupních parametrů navrhované hlavy se vychází z průměrných hodnot konkurenčních hlav z oblasti zájmu. Volba zadání je motivována přístupem výrobní firmy s dostatečným vybavením na výrobu vlastní frézovací hlavy pro své stroje. Proto je vybráno 6 hlav od 4 výrobců, podle kterých bude inspirována výsledná konstrukce.

1) FEC 40

Pravouhelná frézovací hlava od Švýcarského výrobce Pibomulti (Obr. 20) s maximálním přenášeným momentem 150 Nm, maximálními otáčky 3000 ot/min a výkonem 8 kW. Možno volit upínací rozhraní typu ISO 40 nebo CAT 40. Délka vyložení hlavy 124,5 až 171,5 mm. Celkové rozměry 124 x 184,5/231,5 x 157,5 mm. Hmotnost hlavy se pohybuje mezi 20–25 kg [27].



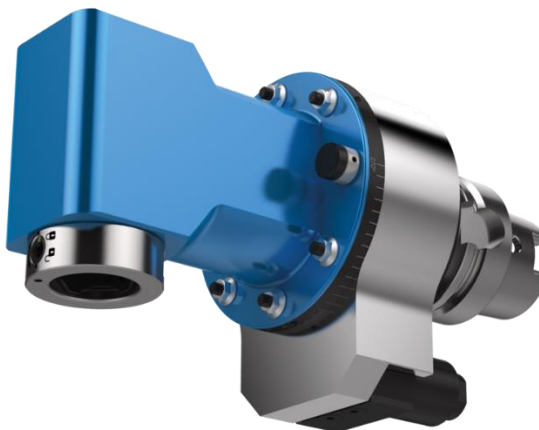
Obr. 20: Frézovací hlava Pibomulti FEC 40 L1 [27]

2) FEC 50

Opět hlava od Švýcarského výrobce Pibomulti, provedením velmi podobná Obr. 20 s robustnější konstrukcí. Disponuje maximální přenášený moment 204 Nm, maximální otáčky 2000 ot/min a výkon 14 kW. Upínací rozhraní typu ISO 50 a CAT 50. Rozměrově 160 x 254 x 239,5 mm. Hmotnostně kolem 50 kg [27].

3) Mono WSX 15

Hlava německého výrobce BENZ Tooling (Obr. 21) nabízí široké spektrum upínacích rozhraní, hnacími kužely a konstrukčním provedením. Mezi normalizovanými upínacími systémy nabízí BENZ Tooling i své patentované upínače BENZ Solidfix® a BENZ CAPTO™, které výrazně zkracují časy výměny nástrojů. Hlava dosahuje maximální přenášený kroutící moment 150 Nm, maximální otáčky 4000 ot/min. Rozměrově 92 x 195/265/338 x 169 mm. Hmotnost 14,5 – 20 kg [28].



Obr. 21: Frézovací hlava Benz Tooling Mono WSX 15 [28]

4) Mono WSX 20

Rovněž hlava německého výrobce BENZ Tooling ze stejné řady jako výše uvedená hlava Mono WSX 15 s obdobně širokou nabídkou různých rozhraní s větším maximálním kroutícím momentem 230 Nm a menšími maximálními otáčky 3000 ot/min. Rozměrově 100 x 216/286/356 x 182 mm. Hmotnost 16,5 – 21,5 kg [28].

5) G90 -S40

Hlava od Italského výrobce Gegardi (Obr. 22) s maximálním přenášeným momentem 140 Nm a maximálními otáčky 4000 ot/min. Upínacím rozhraním ISO/CAT/BT 40. Spolu s hlavou lze volit i příslušenství pro přívod chladicí kapaliny (vnitřní/vnější). Rozměrově 105 x 207,5 x 168,5 mm s hmotností 22 kg [29].



Obr. 22: Frézovací hlava Gerardi G90-S40 [29]

6) S 20

Hlava německé firmy Romai (Obr. 23) v provedení S20 nabízí maximální přenášený kroutící moment 250 Nm a maximální otáčky 3000 to/min. I zde má zákazník možnost volby z široké nabídky upínacích systémů, hnacích kuželů i aretačních členů. Rozměrově 160 x 200 x 190 mm. Hmotností 18 kg [24].



Obr. 23: Frézovací hlava Romai S 20 [24]

Mezní parametry vybraných hlav jsou znovu vypsány níže, viz Tab. 3. Jako určující mezní parametry byly určeny hodnoty maximálního kroutícího momentu a maximálních otáček za minutu. Z těchto hodnot bude vycházet návrhový výpočet, více popsán v další kapitole. Dále byly z uvedených hlav vybrány nejčastější upínací rozraní pro upínání nástroje a pro upínání hlavy do vřetena.

Tab. 3 Vybrané pravoúhlé hlavy z oblasti zájmu

Výrobce	PIBOMULTI	PIBOMULTI	BENZ Tooling	BENZ Tooling	Gerardi	Romai	Navrhnutá hlava
Název	FEC 40	FEC 50	Mono WSX 15	Mono WSX 20	G90-S40	S 20	TT 3000
Obrázek							
Max. kroutící moment [Nm]	150	204	150	230	140	250	175
Maximální otáčky [ot/min]	3000	2000	4000	3000	4000	3000	3000
Upínání nástroje	ISO 40, CAT 40, CAT 40 UNC	ISO 50, CAT 50, CAT 50 UNC	ER 40 A	ER 50	ISO 40, CAT 40, BT 40	SK 50, CAT 50, BT 50	SK 40
Upínání do stroje	SK 50	SK 50	HSK 100	HSK 100	SK 50 , CAT 50, BT 50, HSK 100	SK 50	SK 50

5. Návrhové výpočty

Pro návrh pravoúhlé vřetenové hlavy byly definovány maximální hodnoty kroutícího momentu a otáček za minutu, vyplývající z průměrných hodnot rešerše trhu. Byly zvoleny maximální otáčky $n_{\max} = 3000$ ot/min a maximální kroutící moment $M_{k_{\max}} = 175$ Nm. Pro tyto hodnoty odpovídá maximální výkon $P_{\max} = 5,5$ kW.

V následujících kapitolách je uveden postup návrhových výpočtů dílčích prvků pravoúhlé hlavy. Ze zvolených mezních hodnot bylo navrženo kuželové ozubené soukolí a vypočítány síly od ozubeného převodu, dále byly zvoleny zátěžná spektra pro výpočet sil od řezného procesu. Byla provedena volba konstrukčního provedení dle velikosti reakčních sil a byl zvolen vlastní návrh.

5.1. Návrh kuželového soukolí

Ozubená kola zajišťují přenos kroutícího momentu z náhonového hřídele na vřetenový hřídel, užití kuželových ozubených kol umožňuje přenos vysokého zatížení. Pro návrhový výpočet bylo využito výpočtového softwaru MITcalc. Návrhový výpočet vychází z hodnot uvedených v Tab. 4:

Tab. 4 Návrhové hodnoty kuželového ozubeného kola

Přenášený výkon	[kW]	5,5
Otáčky	[ot/min]	300
Kroutící moment	[N/m]	175
Převodový poměr	[-]	1
Materiál pastorku/kola	Konstrukční ocel legovaná	16 220
Požadovaná životnost	[h]	30 tis. hod.
Řídící křivka	Kruhový oblouk	Gleason
Počet zubů	[-]	23
Úhel os hřídelí	[°]	90
Čelní úhel záběru	[°]	20
Základní úhel sklonu zubů	[°]	35
Smysl stoupání	[-]	Levý
Normální modul	[mm]	2,75
Šířka ozubení	[mm]	22,8
Hlavový průměr (vnější)	[mm]	98,214
Roztečný průměr (střední)	[mm]	77,214

Pro výše uvedené návrhové hodnoty vyhovuje ozubený převod na kontrolu bezpečnosti na únavu v dotyku a v ohybu.

Pro navržené ozubené kolo jsou dopočítány síly, které vznikají u spoluzabírajících kol uvedené v Tab. 5,

Tab. 5 Vstupní parametry pro výpočet ozubení

Maximální kroutící moment	$M_{k_{max}}$	175 [Nm]
Čelní úhel záběru	α_t	20°
Úhel roztečného kužele	δ_1	45°
Roztečný průměr (střední)	D_{OZ}	77,214 [mm]
Základní úhel sklonu zubů	β_m	35°

kde M_k je přenášený kroutící moment, R_s je poloměr roztečné kružnice, α je úhel záběru, β_m je úhel sklonu zubu, δ je úhel roztečného kužele, α_n je normální úhel záběru. Pak je pomocí následujícího vztahu možné určit tangenciální složku sil O_x [N], radiální složku O_y [N] a axiální složku O_z [N] znázorněné v Obr. 24 [23]. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v

Tab. 6.

$$O_x = \frac{2 \cdot M_{k_{max}}}{D_{OZ}} \quad (1)$$

$$\alpha_n = \arctg(\operatorname{tg} \alpha_t \cdot \cos \beta_m) \quad (2)$$

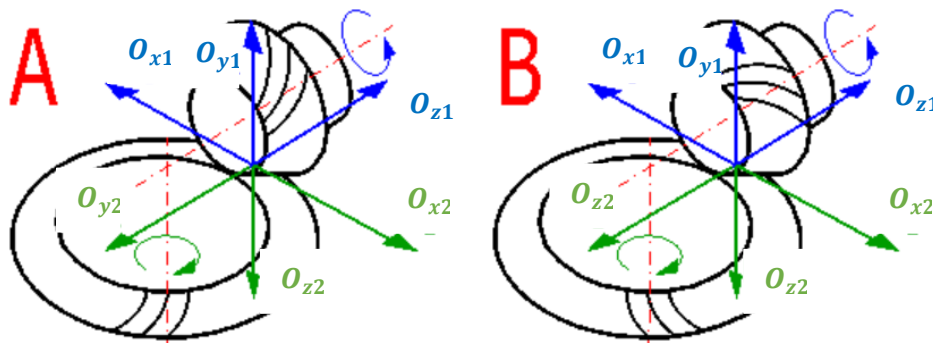
$$O_y = \frac{O_x}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta_m \cdot \sin \delta_1) \quad (3)$$

$$O_z = \frac{O_x}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \sin \delta_1 \pm \sin \beta_m \cdot \cos \delta_1) \quad (4)$$

Je-li úhel mezi spolu zabírajícími hřídeli roven 90° platí následující vztahy:

$$O_{x1} = O_{z2} \quad (5)$$

$$O_{z1} = O_{x2} \quad (6)$$



Obr. 24: Síly ozubení dle směru stoupání [30]

Dosazením do rovnic (1) a (2):

$$O_x = \frac{2 \cdot 175}{0,077} = 4535 \text{ N} \quad (7)$$

$$\alpha_n = \arctg(\operatorname{tg}20^\circ \cdot \cos35^\circ) = 16,6^\circ \quad (8)$$

Dosazením do rovnic (4) a (5) získáme:

$$O_{y1,2} = \frac{4535}{\cos35^\circ} \cdot (\operatorname{tg}16,6^\circ \cdot \cos45^\circ \pm \sin35^\circ \cdot \sin45^\circ) \quad (9)$$

$$O_{z1,2} = \frac{4535}{\cos35^\circ} \cdot (\operatorname{tg}16,6^\circ \cdot \sin45^\circ \pm \sin35^\circ \cdot \cos45^\circ) \quad (10)$$

Tab. 6 Výsledné hodnoty výpočtu ozubených kol dle [23]

		Pastorek	Kolo
Obvodová síla	O_x [N]	4535	
Axiální síla	O_{z1} [N]	3412	-1078
Radiální síla	O_{y1} [N]	-1078	3412
Axiální síla při změně směru otáčení	O_{z2} [N]	-1078	3412
Radiální síla při změně směru otáčení	O_{y2} [N]	3412	-1078

5.2. Zatěžovací spektrum

Technologické spektrum poskytuje základní údaje a vstupní hodnoty pro návrhové výpočty, které jsou základem konstrukce. Dopředu lze jen s obtížemi určit přesné využití hlavy a i přesné zatěžovací spektrum, i proto je dále počítáno s odhadem operací uvedených v Tab. 7, které by mohla hlava vykonávat. Je uvažováno frézování drážek, rovinné frézování a vrtání. Jako materiál obrobku byla zvolena nízkolegovaná zušlechťená ocel. Obdobné řezné parametry lze volit i pro obrábění litin.

Tab. 7 Procesní spektra

Procesní spektra	Frézování drážky	Rovinné frézování	Vrtání
Materiál obrobku	P9 (Nízkolegovaná ocel, zušlechťená, Rm = 1282 N/mm ²)		
Průměr nástroje [mm]	10	80	6
Řezná rychlost [m/min]	90	80	55
Počet zubů [-]	4	7	
Hloubka řezu [mm]	5	3	
Šířka řezu [mm]	10	80	
Posuv na zub [mm]	0,09	0,1	
Posuv na otáčku [mm/rev]	0,36	0,7	0,12
Otáčky [min ⁻¹]	2865	318	3000
Kroutící moment [Nm]	14,65	145,19	3,44
Výkon [kW]	4,62	5,09	1,11
Časový ekvivalent [%]	85	5	10
Katalogové číslo nástroje	ECR-B4MF 10-22C10-72	SOF45 8/16-D080-07-25.40R	SCD 060-035-060 AP5N

Tečnou složku řezných sil N_x popisuje následující vztah mezi kroutícím momentem M_k a průměrem nástroje D_n [31]:

$$N_x = \frac{2 \cdot M_k}{D_n} \quad (11)$$

(12)

Názorně dosazeno pro 1. zátěžné spektrum frézování drážky:

$$N_x = \frac{2 \cdot 14,65}{0,01} = 2930 \text{ N} \quad (13)$$

Pro dopočet radiálních a axiálních složek sil je užito výpočtového poměru:

$$N_x : N_y : N_z = 100 : 40 : 25 \quad [31] \quad (14)$$

kde síla N_x reprezentuje tangenciální složku řezné síly, N_y radiální složku řezné síly, N_z axiální složku řezné síly. Tento poměr je pouze orientační a platí pro úhel nastavení hlavního břitu $\kappa = 45^\circ$. Z výše uvedených vstupních hodnot a vzorců lze dopočítat síly i pro zbylé operace. Výsledky jsou vypsány v tabulce Tab. 8 níže. Výsledné hodnoty otáček, momentů a výkonů jsou počítány pomocí výpočtového softwaru Walter machining calculator 6.0.1.

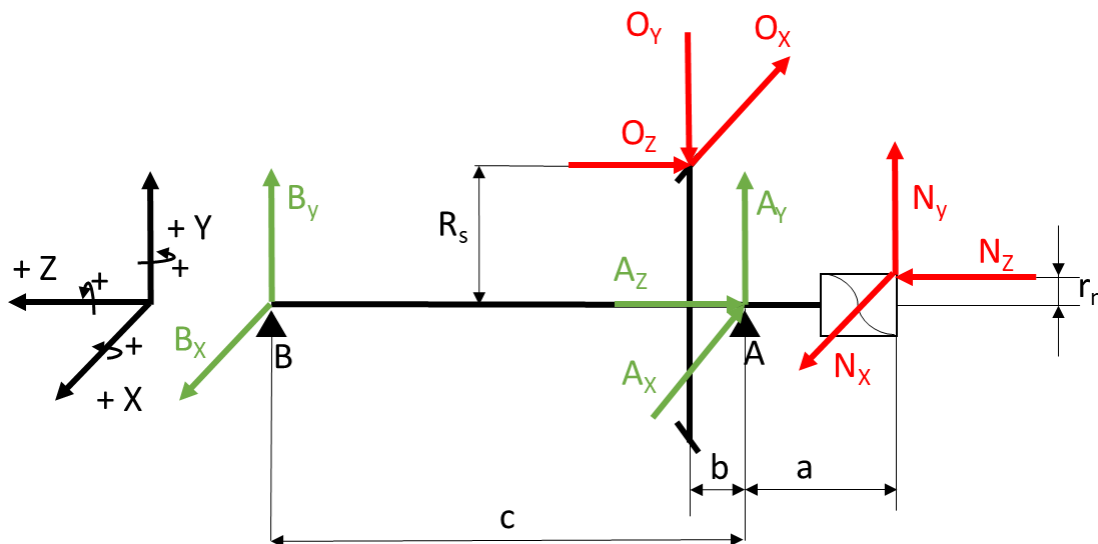
Tab. 8 Výsledné hodnoty sil od ozubení a nástroje

	O_x [N]	O_y [N]	O_z [N]	N_x [N]	N_y [N]	N_z [N]
Drážkování	1069	-254	804	2930	1172	733
Rovinné	4535	-1078	3413	3630	1452	907
Vrtání	454	-108	341	1147	459	287

5.3. Silové poměr a volba konstrukční varianty

Ze začátku vypočtu byly vzaty v potaz dvě základní konstrukční varianty, které se liší orientací uložení ozubených kol. Obě dvě varianty jsou níže vyobrazeny ve zjednodušeném schématu Obr. 25. Vřeteno je zobrazeno jako nosník na dvou podporách, v přední části je naznačen nástroj o poloměru r_n , za nástrojem je pevná podpora A, která zachytává axiální a radiální složky sil. Mezi ložisky je uloženo kuželové ozubené kolo o poloměru R_s . V zadní části je podpora B, která přenáší pouze radiální síly. Kóta a definuje vyložení nástroje od podpory A. Kóta b definuje vzdálenost působiště sil ozubeného kola od nejbližší podpory. Rozměr c udává vzdálenost mezi ložisky.

A) Varianta A



Obr. 25: Schéma uvolnění varianty A

Varianta A na Obr. 25 má ozubené kolo umístěné blíže k podpoře A. Při této konstrukci vznikají menší síly v podporách, tudíž jsou ložiska méně namáhána. Nevýhodou je náročnější konstrukce kvůli nedostatku místa.

Schéma je třeba uvolnit a z rovnic rovnováhy vyjádřit reakční síly v podporách, podle kterých budou ložiska kontrolována na trvanlivost a tuhost. Síly od ozubeného převodu jsou označeny indexy O_x, O_y, O_z . Síly od nástroje N_x, N_y, N_z jsou vypočteny pomocí výše uvedených vztahů podle zátěžného spektra.

Uvolněním schématu A a vypsáním rovnic rovnováhy je získáno pět rovnic o pěti neznámých:

$$x: B_x - A_x + N_x - O_x = 0 \quad (15)$$

$$y: A_y + B_y + N_y - O_y = 0 \quad (16)$$

$$z: -A_z + N_z - O_z = 0 \quad (17)$$

$$M_{A_y-z} = -B_y \cdot c - O_z \cdot R_s + O_y \cdot b + N_y \cdot a + N_z \cdot r = 0 \quad (18)$$

$$M_{A_z-x} = +B_x \cdot c - O_x \cdot b - N_x \cdot a = 0 \quad (19)$$

kde A_x je tangenciální složka reakční síly v podpoře A, A_y je radiální složka reakční síly v podpoře A, A_z je axiální složka reakční síly v podpoře A, B_x je tangenciální složka reakční síly v podpoře B, B_y je radiální složka reakční síly v podpoře B.

Z momentové rovnováhy v podpoře A lze vyjádřit:

$$B_y = \frac{O_y \cdot b + N_y \cdot a + N_z \cdot r_s - O_z \cdot R_s}{c} \quad (20)$$

$$B_x = \frac{O_x \cdot b + N_x \cdot a}{c} \quad (21)$$

Z rovnic rovnováhy lze vyjádřit:

$$A_x = B_x + N_x - O_x \quad (22)$$

$$A_y = O_y - B_y - N_y \quad (23)$$

$$A_z = -O_z + N_z \quad (24)$$

Následné názorné dosazení je provedeno pro zátěžný stav 1.

$$B_y = \frac{-254,05 \cdot 34 + 1172 \cdot 42 + 732,5 \cdot 15 - 804,06 \cdot 38,607}{141}$$

$$= 41,72 \text{ N}$$

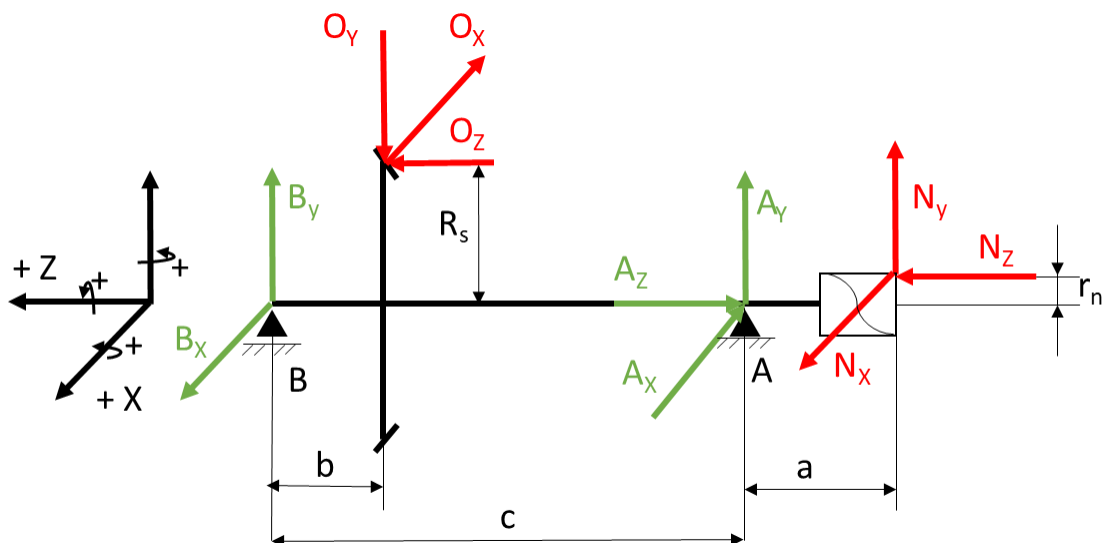
$$B_x = \frac{1068,53 \cdot 34 + 2930 \cdot 42}{141} = 1130,43 \text{ N}$$

$$A_x = 1130,43 + 2930 - 1068,53 = 2991,9 \text{ N}$$

$$A_y = -254,05 - 41,72 - 1172 = -1467,76 \text{ N}$$

$$A_z = -804,06 + 732,5 = -71,56 \text{ N}$$

B) Varianta B



Obr. 26: Schéma uvolnění varianty B

Varianta B na Obr. 26 má ozubené kolo umístěné blíže k podpoře B. Tím vzniká prostor pro pojišťovací prvky ložisek v podpoře A. Celá konstrukce je více symetrická podle osy vřeteně. Nevýhody této konstrukce jsou větší síly v podporách.

Uvolněním schématu B a vypsáním rovnic rovnováhy je získáno pět rovnic o pěti neznámých:

$$x: B_x - A_x + N_x - O_x = 0 \quad (25)$$

$$y: A_y + B_y + N_y - O_y = 0 \quad (26)$$

$$z: -A_z + N_z - O_z = 0 \quad (27)$$

$$M_{A_{y-z}} = -B_y \cdot c + O_z \cdot R_s + O_y \cdot (c - b) + N_y \cdot a + N_z \cdot r = 0 \quad (28)$$

$$M_{A_{z-x}} = B_x \cdot c - O_x \cdot (c - b) - N_x \cdot a = 0 \quad (29)$$

Uvolněním a vypsáním rovnic rovnováhy se získá 5 rovnic o pěti neznámých, které lze následujícím postupem vyřešit.

Z momentové rovnováhy v podpoře A:

$$B_y = \frac{O_y \cdot (c - b) + N_y \cdot a + N_z \cdot r_s + O_z \cdot R_s}{c} \quad (30)$$

$$B_x = \frac{O_x \cdot (c - b) + N_x \cdot a}{c} \quad (31)$$

Z rovnic rovnováhy:

$$A_x = B_x + N_x - O_x \quad (32)$$

$$A_y = O_y - B_y - N_y \quad (33)$$

$$A_z = N_z + O_z \quad (34)$$

Následné dosazení je provedeno pro zátěžný stav 1.

$$B_y = \frac{-254,05 \cdot 107 + 1172 \cdot 42 + 732,5 \cdot 15 + 804,06 \cdot 38,607}{141} \quad (35)$$

$$B_y = 402,46 \text{ N}$$

$$B_x = \frac{1068,53 \cdot (141 - 34) + 2930 \cdot 42}{141} = 1683,64 \text{ N} \quad (36)$$

$$A_x = 1683,64 + 2930 - 1068,53 = 3545,1 \text{ N} \quad (37)$$

$$A_y = -254,05 - 402,46 - 1172 = -1828,51 \text{ N} \quad (38)$$

$$A_z = 732,5 + 804,06 = 1536,56 \text{ N} \quad (39)$$

Pro větší přehlednost jsou vypočítané hodnoty uvedeny v Tab. 9 pro konstrukční variantu A a v Tab. 10 pro konstrukční variantu B.

Tab. 9 Velikost reakčních sil pro uvolnění A

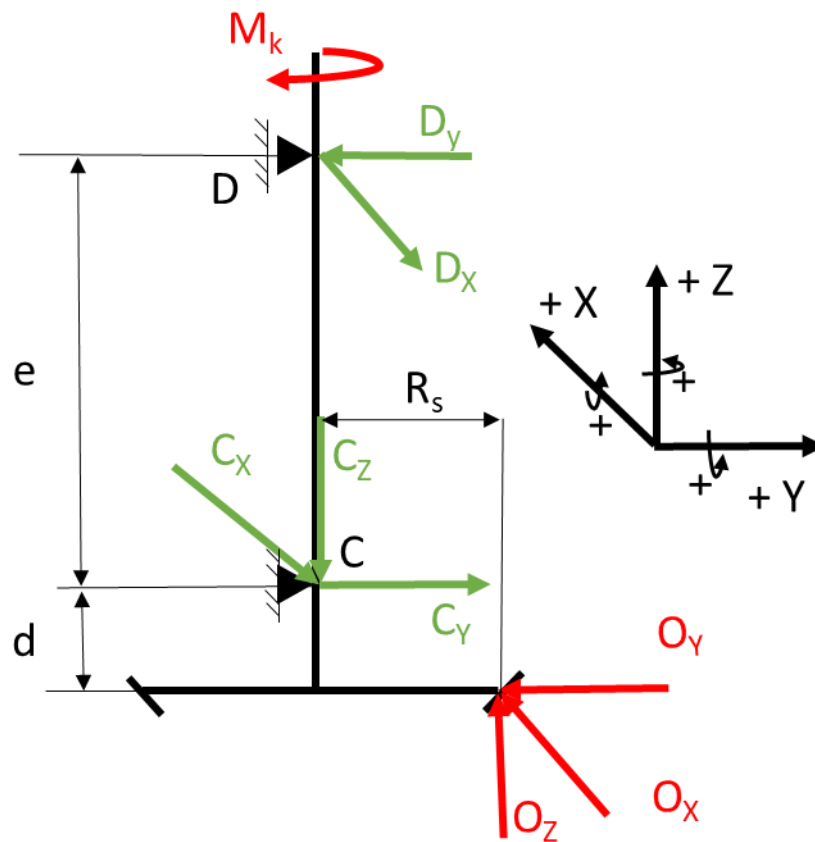
Var. A:	Drážkování	Rovinné	Vrtání
A_x [N]	2992	1270	1144
A_y [N]	-1468	-1736	-574
A_z [N]	-72	-2505	-55
B_x [N]	1130	2175	451
B_y [N]	42	-794	7

Tab. 10 Velikost reakčních sil pro uvolnění B

Var. B:	Drážkování	Rovinné	Vrtání
A_x [N]	3545	3617	1379
A_y [N]	-1829	-3111	-725
A_z [N]	1537	4320	628
B_x [N]	1684	4523	686
B_y [N]	402	581	158

Z vypočtených hodnot vyplývá, že z konstrukčního řešení varianty A vznikají menší reakční síly, tudíž i menší zatížení ložisek.

Z tohoto důvodu je dále řešena pouze varianta A, pro kterou byly doloženy reakce na náhonovém hřídeli (Obr. 27) zatíženým vstupním kroutícím momentem a sil od ozubeného převodu.



Obr. 27: Uvolnění náhonového hřídele

Uvolněním schématu náhonového hřídele a vypsáním rovnic rovnováhy je získáno pět rovnic o pěti neznámých:

$$x: -C_x + O_x - D_x = 0 \quad (40)$$

$$y: O_y + C_y + D_y = 0 \quad (41)$$

$$z: O_z - C_z = 0 \quad (42)$$

$$M_{C_{y-z}} = -D_y \cdot e + O_z \cdot R_s - O_y \cdot d + M_k = 0 \quad (43)$$

$$M_{A_{z-x}} = D_x \cdot e - O_x \cdot d = 0 \quad (44)$$

kde C_x je tangenciální složka reakční síly v podpoře C, C_y je radiální složka reakční síly v podpoře C, C_z je axiální složka reakční síly v podpoře C, D_x je tangenciální složka reakční síly v podpoře D, D_y je radiální složka reakční síly v podpoře D.

Z momentové rovnováhy v podpoře C:

$$D_y = \frac{O_z \cdot R_s - O_y \cdot d + M_k}{e} \quad (45)$$

$$D_x = O_x \cdot \frac{d}{e} \quad (46)$$

Z rovnic rovnováhy:

$$C_z = O_z \quad (47)$$

$$C_y = -O_y - D_y \quad (48)$$

$$C_x = -O_x + D_x \quad (49)$$

Dosazení pro 1. zátěžný stav:

$$D_y = \frac{804,06 \cdot 48 - (-254,05) \cdot 33 + 14,65 \cdot 10^3}{45} = 1201,69 \text{ N}$$

$$D_x = 1068,537 \cdot \frac{33}{45} = 783,594 \text{ N}$$

$$C_z = 804,06 \text{ N}$$

$$C_y = -(-254,06) - 1201,69 = -947,64 \text{ N}$$

$$C_x = -1068,537 + 783,594 = -284,943 \text{ N}$$

Radiální složka síly zatěžující ložiska vyplývá z vektorového součtu tangenciální a radiální reakční síly. Níže uveden výpočet pro 1. zátěžné spektrum, obdobně se dopočítají i zbylé reakce v podporách A, B, C, D, které popisuje Tab. 11.

$$A_r = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{2991,89^2 + 1467,76^2} = 3332,52 \text{ N} \quad (50)$$

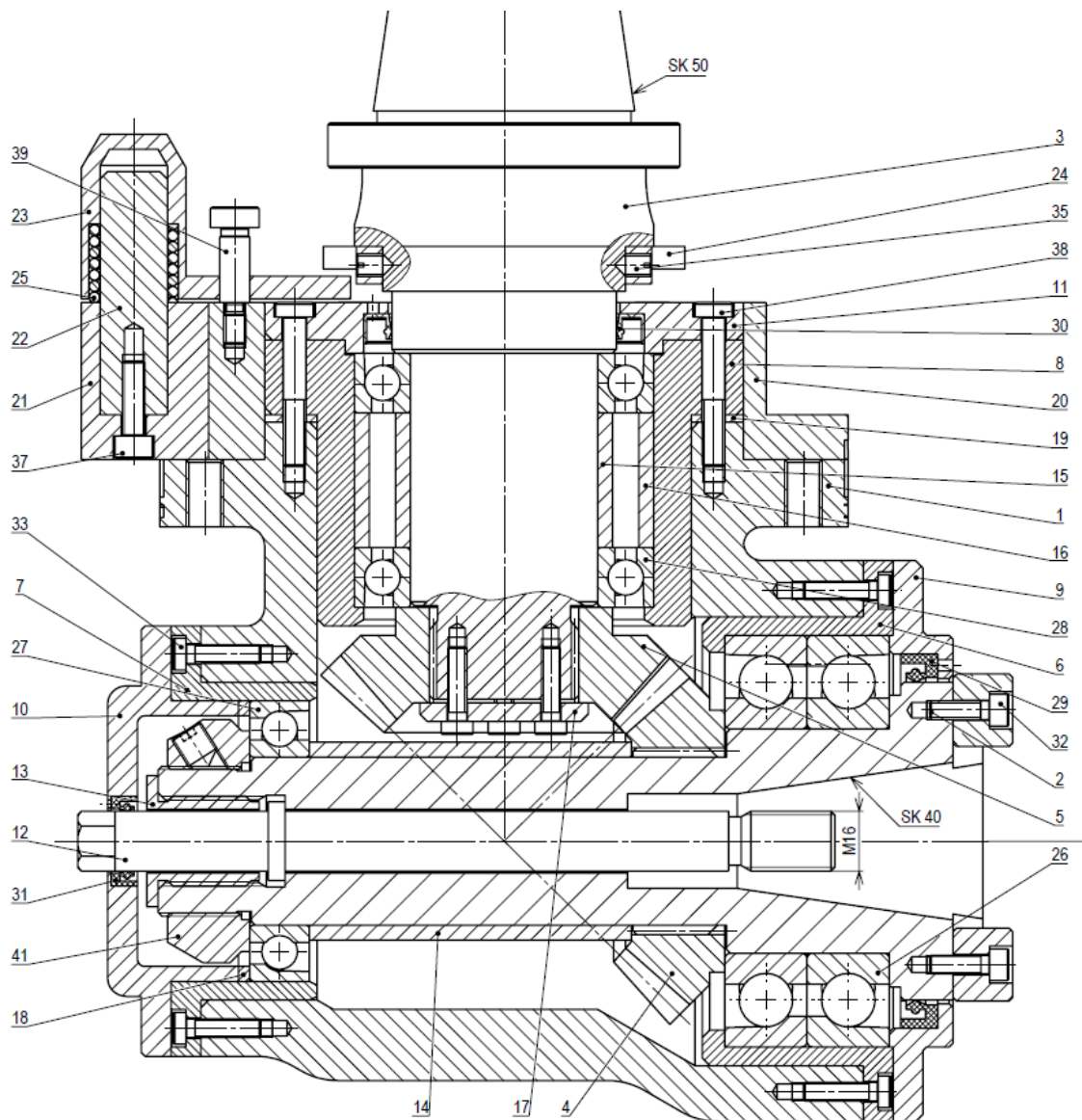
Tab. 11 Výsledné reakční síly

Var. A:	Drážkování	Rovinné	Vrtání
A _r [N]	3332,52	2150,69	1279,78
A _z [N]	-71,56	-2505,1	-54,59
B _r [N]	1131,2	2315,19	450,97
C _r [N]	989,55	5990	361,31
C _z [N]	804,06	3412,54	341,25
D _r [N]	1434,601	7700,09	558,18

6. Vlastní konstrukce

Ze zvoleného upínacího rozhraní, vycházející ze zastoupení u vybraných hlav v Tab. 3, vyplývají normalizované rozměry upínacích kuželů, které posloužily jako výchozí bod při vlastním návrhu (Obr. 28). Ze znalosti upínacího rozhraní a rozměrů normalizovaných kuželů (norma DIN 2080) byly navrhnuty rozměry hnaného (poz. 2) a hnacího (poz. 3) hřídele. Hnací hřídel bude kupován z polotovaru s kuzelem SK 50. Na hnaném hřídeli se kužel SK 40 bude vyrábět (viz výkresová dokumentace). K přenosu kroutícího momentu z hnacího hřídele na hnaný hřídel se využije kuželového soukolí (poz. 4 a 5). Uložení ozubených kol je nastavitelné brousící podložkou (poz. 18, 19). Ozubená kola jsou unášena evolventním ozubením. Hřídele jsou uloženy v kosoúhlých ložiskách. Přední ložiska (poz. 26) jsou sdružená, uložena zády k sobě. Zadní ložisko (poz. 10) je zvoleno samotné. Ložiska hnacího hřídele jsou stejná (poz. 28). Ložiska jsou uložena v pouzdrech (poz. 6, 7, 8). Vnější kroužky ložisek jsou přitlačovány víčky (poz. 9, 10, 11) ve kterých jsou uloženy těsnící kroužky (poz. 29, 30, 31). Nástroj se upíná přes upínací trn (poz. 12), který je zajištěn maticí proti vysunutí (poz. 13). Celá sestava je uložena v odlévaném tělese (poz. 1). Natáčení hlavy umožňuje pohyblivý kroužek (poz. 20) s aretačním členem (poz. 22-24). Spojovacím prvkem dílčích prvků jsou válcové šrouby s vnitřním šestihranem velikosti M5 a M6 různých délek (poz. 32-38).

Návrh je koncipován pro jednoduchou a opakovatelnou montáž. Principem je vložení již osazených hřídelů do tělesa hlavy jako celeku. Proto jsou ložiska uložena v pouzdrech, jejichž přesné rozměry jsou obráběny až po sestavení s litým tělesem. Rozměry frézovací hlavy vychází z hlavového průměru kuželového kola a velikostí ložisek.



Obr. 28: Návrh pravoúhlé hlavy

6.1. Návrh ložisek

Z rešeršní části vyplívá, že do frézovacích hlav se volí převážně ložiska kuličková s kosoúhlým stykem. Tato ložiska mohou současně přenášet radiální i axiální síly.

Hlavními požadavky pro vřetenová ložiska jsou jejich trvanlivost a tuhost, proto jsou níže uvedená ložiska volena z katalogu vysoce přesných ložisek od firmy SKF.

Při návrhu ložiska je třeba brát v úvahu velikost průměru vnějšího a vnitřního kroužku, dynamické a statické únosnosti. Z reakčních sil, dynamické a statické únosnosti lze dopočítat trvanlivost ložiska. Hodnoty této veličiny se u frézovacích hlav pohybují přibližně do 30 tis. hodin. Základní trvanlivost ložisek dle katalogu výrobce vychází z poměru dynamické únosnosti C [N] a ekvivalentnímu dynamickému zatížení P [N] umocněné exponentem rovnice trvanlivosti (pro ložiska s bodovým stykem $p=3$, pro ložiska s čárovým stykem $p=10/3$ a K_{C_0} je opravný koeficient pro sdružená ložiska.

Jsou-li otáčky konstantní, lze je přepočítat na provozní hodiny:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} \text{ [h]} \quad (51)$$

Kde L_{10} je základní trvanlivost (při 90% spolehlivosti) a lze ji vyjádřit vztahem:

$$L_{10} = \left(\frac{K_{C_0} \cdot C}{P} \right)^p \text{ [} 10^6 \text{ otáček]} \quad (52)$$

Kvůli proměnným zatěžovacím podmínkám je třeba sečíst jednotlivá silová působení dle následujícího vzorce:

$$L_{10} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{101}} + \frac{U_2}{L_{102}} + \frac{U_3}{L_{103}} + \dots} \quad (53)$$

Kde $U_{1,2,3,\dots}$ je část trvanlivosti za podmínek 1, 2, 3, ... ze vztahu:

$$U_1 = \frac{N_1}{N} \quad (54)$$

Kde N_1 se rovná počtu otáček potřebných při zatížení P_1 a N je očekávaný počet otáček pro dokončení všech proměnlivých cyklů zatížení. U_1, U_2, \dots je část trvanlivosti za podmínek 1, 2, ... ($U_1 + U_2 + \dots + U_n = 1$)

Koeficienty U_1, U_2, \dots byly vyšetřovány na příkladu průměrné hodiny provozu. První zátěžný stav má časový koeficient 0,85, v časovém úseku 60 minut bude daný cyklus zabírat 51 minut. Ze znalosti otáček zátěžného stavu už lze snadno dopočítat vykonané otáčky za daný časový úsek. Obdobně byly dopočítány i ostatní počty otáček zátěžných spekter, viz Tab. 12. N se pak vypočítá jako součet všech vykonaných otáček.

Tab. 12 Počet vykonaných otáček za 60 minut

t_1 [min]	51	N_1 [ot/hod]	145115
t_2 [min]	3	N_2 [ot/hod]	954
t_3 [min]	6	N_3 [ot/hod]	18000
		N [ot/hod]	165069

Pak část trvanlivosti lze vypočítat:

$$U_1 = \frac{N_1}{N} = \frac{145115}{165069} = 0,885; U_2 = 0,0057; U_3 = 0,11 \quad (55)$$

Kvůli charakteru zatížení, kombinací axiálních a radiálních sil, jsou níže popsány kontrolní výpočty pro ložiska s kosoúhlým stykem.

Následující vzorce vyplývají z katalogu Vysoce přesných ložisek firmy SKF:

Výpočet předpětí:

$$G_m = f \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_{HC} \cdot G_{A,B,C} \quad (56)$$

Ekvivalentní zatížení:

a) pro dvojici ložisek, která je zatížena radiálně a uložena s přesahem:

$$G_m = F_a \quad (57)$$

b) pro dvojici ložisek, která je zatížena axiálně a uložena s přesahem:

$$K_a \leq 3 \cdot G_m \Rightarrow F_a = G_m + 0,67 \cdot K_a \quad (58)$$

$$K_a > G_m \Rightarrow F_a = K_a \quad (59)$$

kde G_m je předpětí v namontované dvojici ložisek, K_a je vnější axiální síla působící na uspořádání ložiska.

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska:

Pro jednotlivá ložiska, nebo dvojice uspořádání do tandemu:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \Rightarrow P = F_r \quad (60)$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \Rightarrow P = X_2 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (61)$$

Pro dvojice ložisek uspořádané zády k sobě (do „O“) nebo čely k sobě (do „X“):

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \Rightarrow P = F_r + Y_1 \cdot F_a \quad (62)$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \Rightarrow P = X_2 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (63)$$

Kde F_a je axiální složka zatížení ložiska, F_r je radiální složka zatížení ložiska, koeficienty e, X_2, Y_0, Y_1, Y_2 jsou závislé na stykovém úhlu ložiska a získají se z tabulek výrobce. Pro ložiska s úhlem styku 15° závisejí hodnoty koeficientů na vztahu:

$$f_o \cdot \frac{F_a}{C_o} \Rightarrow \text{tabulky SKF} \quad (64)$$

pro uložení do tandemu. Pro dvojice ložisek uspořádané zády k sobě (do „O“) nebo čely k sobě (do „X“) z poměru:

$$2 \cdot f_o \cdot \frac{F_a}{C_o} \Rightarrow \text{tabulky SKF} \quad (65)$$

kde f_o je výpočtový součinitel, C_o je základní statická únosnost.

U ložisek, které mají jiný úhel styku než 15° jsou voleny tabulkové hodnoty.

A) Přední ložiska

Pro zvolené zatížení vyhovuje ložisko katalogového označení 7212 ACD/HCP4A.

Vstupní parametry jsou určeny v Tab. 13:

Tab. 13 Katalogové hodnoty předního ložiska

Vnitřní průměr	d_L [mm]	60
Vnější průměr	D [mm]	110
Šířka	B [mm]	22
Počet	i [-]	2
Základní dynamická únosnost	C [kN]	55,3
Výpočtový součinitel pro dynamickou únosnost	K_C [-]	1,62
Základní statická únosnost	C_o [kN]	45
Výpočtový součinitel pro statickou únosnost	K_{C_o} [-]	2
Dosažitelné otáčky pro mazání plastickým mazivem	n_{Lmax} [ot/min]	14 000
Stykový úhel	α_L [°]	25
Třída předpětí A	G_B [N]	700
Statická axiální tuhost	K_{aA} [N/μm]	264
Opravné součinitele	f [-]	1,07
	f_1 [-]	0,99
	f_{2B} [-]	1,01
	f_{HC} [-]	1,01

B) Zadní ložisko

Pro zvolené zatížení vyhovuje ložisko katalogového označení 7009 ACD/HCP4A.
Vstupní parametry jsou určeny v Tab. 14:

Tab. 14 Katalogové hodnoty zadní ložisko

Vnitřní průměr	d_L [mm]	45
Vnější průměr	D [mm]	75
Šířka	B [mm]	16
Počet	i [-]	1
Základní dynamická únosnost	C [kN]	27,6
Výpočtový součinitel pro dynamickou únosnost	K_C [-]	1
Základní statická únosnost	C_0 [kN]	21,6
Výpočtový součinitel pro statickou únosnost	K_{C_0} [-]	1
Dosažitelné otáčky pro mazání plastickým mazivem	n_{Lmax} [ot/min]	20 000
Stykový úhel	α_L [°]	25
Třída předpětí A	G_B [N]	680
Statická axiální tuhost	K_{aA} [N/μm]	254
Opravné součinitele	f [-]	1,09
	f_1 [-]	0,99
	f_{2B} [-]	1,05
	f_{HC} [-]	1,02

C) Ložiska hnacího hřídele

Pro zvolené zatížení vyhovuje ložisko katalogového označení 7010 CD/P4A.
Vstupní parametry jsou určeny v Tab. 15:

Tab. 15 Katalogové hodnoty ložisek náhonového hřídele

Vnitřní průměr	d_L [mm]	50
Vnější průměr	D [mm]	80
Šířka	B [mm]	16
Počet	i [-]	1
Základní dynamická únosnost	C [kN]	29,6
Výpočtový součinitel pro dynamickou únosnost	K_C [-]	1
Základní statická únosnost	C_0 [kN]	24
Výpočtový součinitel pro statickou únosnost	K_{C_0} [-]	1
Dosažitelné otáčky pro mazání plastickým mazivem	n_{Lmax} [ot/min]	17 000
Stykový úhel	α_L [°]	15
Třída předpětí A	G_B [N]	110
Statická axiální tuhost	K_{aA} [N/μm]	58
Opravné součinitele	f [-]	1,11
	f_1 [-]	1
	f_{2B} [-]	1
	f_{HC} [-]	1
	f_0	15,4

6.2. Výpočet trvanlivosti ložisek

Níže je uveden vzorový výpočet základní trvanlivosti L_{10} dle vzorců (51) až (65) pro přední ložisko v podpoře A, pro zatížení vyplývající z prvního zátěžného spektra (obrábění drážky). Ostatní hodnoty trvanlivostí jsou dopočítány obdobně.

Výpočet předpětí podle rovnice (56):

$$G_m = 1,07 \cdot 0,99 \cdot 1,01 \cdot 1,01 \cdot 700 = 756,141 \text{ N}$$

Výpočet ekvivalentního zatížení podle rovnice (58):

Pro dvojici ložisek, která je zatížena axiálně a uložena s přesahem:

$$K_a = A_z = 432 \text{ N}$$

$$432 \leq 3 \cdot 756,141$$

$$\Rightarrow F_a = 756,141 + 0,67 \cdot 432,34 = 1046,1 \text{ N}$$

Pro uložení do tandemu:

Dle tabulek $\rightarrow e = 0,68, X_2 = 0,41, Y_2 = 0,87, Y_0 = 0,38$

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska podle rovnice (60):

$$\frac{1046,1}{3802,03} = 0,275 \leq e = 0,68 \Rightarrow P = F_r = 3802,03 \text{ N}$$

Výpočet základní trvanlivosti sady ložisek uložených do tandemu:

$$L_{10} = \left(\frac{1,62 \cdot 57,2 \cdot 10^3}{3802,03} \right)^3 = 13082 \text{ mil. otáček}$$

Pro dvojice ložisek uspořádané zády k sobě (do „O“) nebo čely k sobě (do „X“):

Dle tabulek $\rightarrow e = 0,68, X_2 = 0,67, Y_2 = 1,41, Y_0 = 0,76, Y_1 = 0,92$

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska podle rovnice (62):

$$\frac{1046,1}{3802,03} = 0,275 \leq e = 0,68 \Rightarrow P = 3802,03 + 0,92 \cdot 1046,1 =$$

$$P = 4764,42 \text{ N}$$

Výpočet základní trvanlivosti sady ložisek uložených zády k sobě (do „O“) nebo čely k sobě (do „X“):

$$L_{10} = \left(\frac{1,62 \cdot 57,2 \cdot 10^3}{4764,42} \right)^3 = 6648 \text{ mil. otáček}$$

Stejným způsobem byly vypočteny základní trvanlivosti pro zbylá zátěžná spektra (rovinné frézování a vrtání) a podle rovnice (53) byla dopočtena základní trvanlivost předního ložiska A pro proměnné zatížení. Podle stejného postupu byly dopočítány trvanlivosti ostatních ložisek pro přehlednost vypsány v Tab. 16.

Tab. 16 Výsledné hodnoty základní trvanlivosti ložisek

	Ložisko A	Ložisko B	Ložisko C	Ložisko D
Katalogové označení	7212 ACD/HCP4A	7009 ACD/HCP4A	7010 CD/P4A	7010 CD/P4A
Uložení do tandemu	$14619 \cdot 10^6$ otáček	$16557 \cdot 10^6$ otáček	$12884 \cdot 10^6$ otáček	$9787 \cdot 10^6$ otáček
Uložení do "O" nebo do "X"	$7354 \cdot 10^6$ otáček	$3931 \cdot 10^6$ otáček	$3427 \cdot 10^6$ otáček	$2539 \cdot 10^6$ otáček

Ze znalosti základní trvanlivosti ložisek L_{10} a průměrné hodnoty otáček n lze dopočítat trvanlivost ložisek v provozních hodinách dle rovnice (51).

$$n = n_1 \cdot q_1 + n_2 \cdot q_2 + n_3 \cdot q_3 = \quad (66)$$

$$= 2865 \cdot 0,85 + 318 \cdot 0,05 + 3000 \cdot 0,1 = 2751 \text{ ot/min}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 2751} \cdot 14619 = 89 \text{ tis. hodin} \quad (67)$$

Pro přehlednost jsou ostatní vypočtené hodnoty trvanlivosti v provozních hodinách uvedeny v Tab. 17:

Tab. 17 Výsledné hodnoty trvanlivostí ložisek

	Ložisko A	Ložisko B	Ložisko C	Ložisko D
Katalogové označení	7212 ACD/HCP4A	7009 ACD/HCP4A	7010 CD/P4A	7010 CD/P4A
Uložení do tandemu	89 tis. hod.	100 tis. hod.	78 tis. hod.	59 tis. hod.
Uložení do "O" nebo do "X"	45 tis. hod.	24 tis. hod.	21 tis. hod.	15 tis. hod.

Jelikož předem nelze s jistotou určit, jaké bude přesné zatěžovací spektrum hlavy níže v Tab. 18 bylo zvoleno jiné zátěžné spektrum pro vyšší otáčky a v Tab. 19 jsou uvedeny výsledné hodnoty trvanlivosti ložisek pro takto zvolené zatížení. Zvýšením otáček a snížením přenášeného kroutícího momentu dojde ke značnému snížení sil od soukolí, které výrazně zvýší trvanlivost ložisek v podporách C a D, jak je patrné z výsledných trvanlivostí.

Tab. 18 Další vybraná zatěžovací spektra

Procesní spektra	Frézování drážky	Rovinné frézování	vrtání
Materiál obrobku	P6 (Automatová ocel, žíhaná, $R_m = 745 \text{ N/mm}^2$)		
Průměr nástroje [mm]	10	32	6
Řezná rychlost [m/min]	180	150	70
Počet zubů [-]	4	3	
Hloubka řezu [mm]	8	8	
Šířka řezu [mm]	10	32	
Posuv na zub [mm]	0,05	0,09	
Posuv na otáčku [mm/rev]	0,2	0,27	0,09
Otáčky [min^{-1}]	5730	1492	3714
Kroutící moment [Nm]	7,88	32,37	1,57
Výkon [kW]	4,98	5,32	0,64
Časový ekvivalent [%]	85	5	10
Katalogové číslo nástroje	ECR-B4MF 10-22C10-72	HM90 F90AP D32-3-16	SCD 060-035-060 AP5N

Tab. 19 Výsledné hodnoty trvanlivostí pro zvolené zátěžné spektrum

	Ložisko A	Ložisko B	Ložisko C	Ložisko D
Katalogové označení	7212 ACD/HCP4A	7009 ACD/HCP4A	7010 CD/P4A	7010 CD/P4A
Uložení do tandemu	284 tis. hod.	92 tis. hod.	598 tis. hod.	471 tis. hod.
Uložení do "O" nebo do "X"	101 tis. hod.	22 tis. hod.	161 tis. hod.	125 tis. hod.

6.3. Kontrola evolventního drážkování

Jako řešení spojení ozubených kol a hřídelů bylo zvoleno evolventní drážkování. Namáhání zubů přenášeným krouticím momentem je trojí:

- Ohybem (normálové napětí od ohybového momentu)
- Smykem (tečné napětí od posouvající síly)
- Tlakem

Při výpočtu se uvažují pouze zuby hřídele, které jsou více namáhány než zuby náboje; zuby náboje mají totiž větší tloušťku paty.

Kontrola evolventního drážkování byla provedena dle normy ČSN 01 4950.

Kontrolní výpočet evolventního drážkování

Z rozměrových důvodů bylo zvoleno evolventní drážkování 40x2, jehož konkrétní parametry jsou vypsány v následující tabulce Tab. 20.

Kde platí vzorce:

$$s_{sf} = 2,17 \cdot m; h_1 = \xi \cdot m; h_n = \psi \cdot m; \varphi = 0,5 \quad (68)$$

Tab. 20 Hodnoty potřebné ke kontrole evolventního drážkování

Šířka drážkování	b_2 [mm]	18
Modul	m [mm]	2
Průměr roztečné kružnice	D [mm]	40
Počet zubů	Z [-]	18
Výška zubu hřídele	h_1 [mm]	2,15
Nosná výška drážkování	h_n [mm]	1,5
Přenášený krouticím moment	M_k [N/mm]	175 000
Tloušťka paty zubu hřídele na těživě	s_{sf} [mm]	4,34
Mez pevnosti v tahu (σ_{pt}) (14 220)	R_m [N/mm ²]	785
Bezpečnost	k' [-]	4
Dovolené napětí v ohybu	σ_{Do} [N/mm ²]	196,25
Dovolené napětí ve smyku	τ_{Ds} [N/mm ²]	113,30
Dovolený tlak	p_D [N/mm ²]	70

Výpočet dovolených napětí v ohybu a smyku:

Dovolené napětí v ohybu je počítáno z meze pevnosti R_m pro daný materiál a koeficientu bezpečnosti.

$$\sigma_{D0} = \frac{R_m}{k'} = \frac{785}{4} = 196,25 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (69)$$

Dovolené napětí ve smyku je počítáno z dovoleného napětí v ohybu.

$$\tau_{Ds} = \frac{\sigma_{D0}}{\sqrt{3}} = \frac{196,25}{\sqrt{3}} = 113,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (70)$$

Dovolený tlak je dle normy ČSN 01 4950 pro neposuvný druh spojení při nepříznivých pracovních podmínkách pro tvrzené boky $70 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Namáhání ohybem:

$$\sigma = \frac{12 \cdot M_k \cdot h_1}{\varphi \cdot m \cdot b_2 \cdot z^2 \cdot s_{sf}^2} = \frac{12 \cdot 175\,000 \cdot 2,15}{0,5 \cdot 2 \cdot 18 \cdot 18^2 \cdot 4,34^2} = 40,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (71)$$

$$k = \frac{\sigma_{D0}}{\sigma} = \frac{196,3}{40,9} = 4,8 [-] \quad (72)$$

Bezpečnost při namáhání ohybem je 4,8.

Namáhání smykem:

$$\tau = \frac{3 \cdot M_k}{\varphi \cdot m \cdot s_{sf} \cdot b_2 \cdot z^2} = \frac{3 \cdot 175\,000}{0,5 \cdot 2 \cdot 4,34 \cdot 18 \cdot 18^2} = 20,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (73)$$

$$k = \frac{\tau_{Ds}}{\tau} = \frac{113,3}{20,7} = 5,5 [-] \quad (74)$$

Bezpečnost při namáhání smykem je 5,5.

Namáhání tlakem:

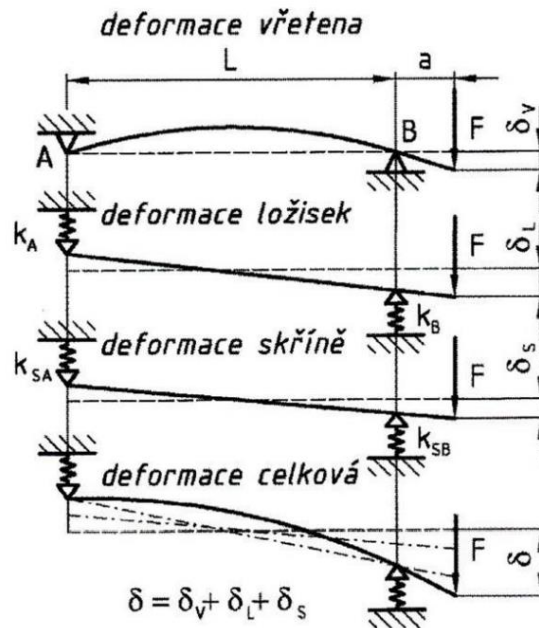
$$p = \frac{2 \cdot M_k}{\varphi \cdot m \cdot h_n \cdot b_2 \cdot z^2} = \frac{2 \cdot 175\,000}{0,5 \cdot 2 \cdot 1,5 \cdot 18 \cdot 18^2} = 13 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (75)$$

$$k = \frac{p_D}{p} = \frac{70}{13} = 5,4 [-] \quad (76)$$

Bezpečnost při namáhání tlakem je 5,4.

6.4. Tuhost hnaného hřídele

Poslední kontrolou navrhnutého vřetena je kontrola tuhosti. Tuhost je jeden z určujících parametrů výrobních strojů a závisí na tuhosti skříně, ložisek a samotného vřetena, graficky vynesných v Obr. 29. Pro zjednodušení výpočtu nebyla deformace skříně uvažována, protože se považuje za absolutně tuhou.



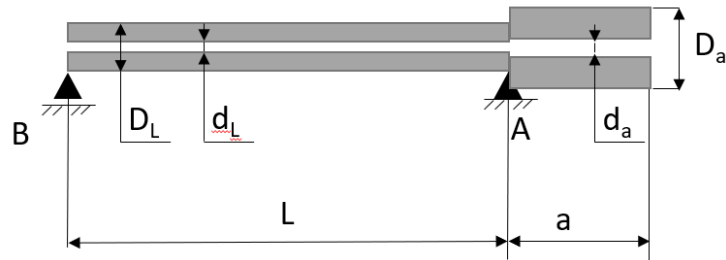
Obr. 29: Vliv deformace vřetene, ložisek a skříně na výslednou deformaci [32]

Vstupní hodnoty pro výpočet tuhosti jsou uvedeny v Tab. 21:

Tab. 21 Vstupní hodnoty výpočtu tuhosti

K_{aA} [N/ μ m]	264	K_{aB} [N/ μ m]	254
D_a [m]	0,085	D_L [m]	0,05
d_a [m]	0,035	d_L [m]	0,018
a [m]	0,042	L [m]	0,141
F_R [N]	4676,59	E [N/mm ²]	210000

Kde K_{aA} je axiální tuhost ložiska A, K_{aB} je axiální tuhost ložiska B, D_a je vnější průměr oblasti a, D_L je vnější průměr oblasti L, d_a je vnitřní průměr oblasti a, d_L je vnitřní průměr oblasti L, F_R maximální radiální zatížení, E modul pružnosti v tahu. Rozměrové hodnoty jsou znázorněny v schématu Obr. 30.



Obr. 30: Zjednodušený model vřetenového hřídele

Radiální tuhost: dle katalogu výrobce

$$K_{rA} = 2 \cdot K_{aA} = 2 \cdot 264 = 528 \text{ [N/}\mu\text{m]} \quad (77)$$

$$K_{rB} = 1 \cdot K_{aB} = 254 \text{ [N/}\mu\text{m]} \quad (78)$$

Poddajnost:

$$C_A = \frac{1}{K_{rA}} = \frac{1}{528} = 1,894 \cdot 10^{-3} \text{ [}\mu\text{m/N]} \quad (79)$$

$$C_B = \frac{1}{K_{rB}} = \frac{1}{254} = 3,937 \cdot 10^{-3} \text{ [}\mu\text{m/N]} \quad (80)$$

Kvadratické momenty průřezů:

$$I_a = \frac{\pi \cdot (D_a^4 - d_a^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (0,085^4 - 0,035^4)}{64} = 2,488 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]} \quad (81)$$

$$I_L = \frac{\pi \cdot (D_L^4 - d_L^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (0,05^4 - 0,018^4)}{64} = 3,016 \cdot 10^{-7} \text{ [m}^4\text{]} \quad (82)$$

Deformace vřetena:

$$\delta_v = \frac{F_R \cdot a^2}{3 \cdot E} \left(\frac{a}{I_a} + \frac{L}{I_L} \right) \quad (83)$$

$$\begin{aligned} \delta_v &= \frac{4676,59 \cdot 0,042^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} \left(\frac{0,042}{2,488 \cdot 10^{-6}} + \frac{0,414}{3,016 \cdot 10^{-7}} \right) \\ &= 6,342 \cdot 10^{-6} \text{ [m]} \end{aligned} \quad (84)$$

Deformace ložisek:

$$\delta_L = \frac{F_R}{L^2} \left[\frac{a^2}{K_{rB}} + \frac{(a+L)^2}{K_{rA}} \right] \quad (85)$$

$$\delta_L = \frac{4676,59}{0,141^2} \left[\frac{0,042^2}{254 \cdot 10^6} + \frac{(0,042 + 0,141)^2}{528 \cdot 10^6} \right] = 1,655 \cdot 10^{-5} \text{ [m]} \quad (86)$$

Celková deformace:

$$\delta_c = \delta_v + \delta_L = 6,342 \cdot 10^{-6} + 1,655 \cdot 10^{-5} = 2,289 \cdot 10^{-5} \text{ [m]} \quad (87)$$

Tuhost přední části vřetena:

$$K_V = \frac{F_R}{\delta_c} = \frac{4676,59}{2,289 \cdot 10^{-5}} = 204,26 \text{ [N/}\mu\text{m]} \quad (88)$$

Ideální vzdálenost ložisek:

$$r = -6 \cdot E \cdot I_L (C_A + C_B) \quad (89)$$

$$r = -6 \cdot 210000 \cdot 301643,16 \cdot (1,894 + 3,937) \cdot 10^{-3} = -2,216 \cdot 10^6 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (90)$$

$$q = \frac{-6 \cdot E \cdot I_L \cdot C_A}{a} \quad (91)$$

$$q = \frac{-6 \cdot 210000 \cdot 301643,16 \cdot 1,894 \cdot 10^{-3}}{42} = -17138,815 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (92)$$

$$z = -\frac{1}{4}r^2 + \frac{1}{27}q^3 \quad (93)$$

$$z = -\frac{1}{4}(-2,216 \cdot 10^6)^2 + \frac{1}{27}(-17138,815)^3 = 1,041 \cdot 10^{12} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (94)$$

$$v = -\sqrt[3]{-\frac{1}{2}r - \sqrt{z}} \quad (95)$$

$$v = -\sqrt[3]{-\frac{1}{2}(-2,216 \cdot 10^6) - \sqrt{1,041 \cdot 10^{12}}} = 44,416 \text{ [mm]} \quad (96)$$

$$u = -\sqrt[3]{-\frac{1}{2}r + \sqrt{z}} \quad (97)$$

$$u = -\sqrt[3]{-\frac{1}{2}(-2,216 \cdot 10^6) + \sqrt{1,041 \cdot 10^{12}}} = 128,636 \text{ [mm]} \quad (98)$$

$$x = u + v \quad (99)$$

$$x = 128,636 + 44,416 = 173,048 \text{ [mm]} \quad (100)$$

Ideální vzdálenost ložisek je 173 mm. Skutečná zvolená vzdálenost ložisek je kvůli konstrukčním důvodům a omezenému prostoru menší.

6.5. Specifikace vybraných nakupovaných komponent

Níže jsou uvedeny nakupované díly a jejich katalogové hodnoty.

6.5.1. Těsnění

Jako těsnění byla zvolena kontaktní hřídelová těsnění od firmy SKF typu HMS5, katalogové hodnoty vybraných těsnících kroužků jsou uvedeny v Tab. 22.

Tab. 22 Katalogové hodnoty hřídelových těsnění

Katalogové označení	55x75x10 HMS5 V	16x24x7 HMS5 V1	85x100x10 HMS5 V
Provozní teplota [°C]	-20 ÷ 200	-20 ÷ 200	-20 ÷ 200
Dovolené otáčky [ot/min]	9 120	14 825	7 020
Materiál	Fluorkaučuk	Fluorkaučuk	Fluorkaučuk

6.5.2. Přesná matice

Pro upnutí ložisek na vřetenovém hřídeli byla zvolena vysoce přesná matice KMT z katalogu SKF, katalogové hodnoty vybrané přesné matice jsou uvedeny v Tab. 23:

Tab. 23 Katalogové hodnoty přesné matice KMT 8

Katalogové označení	KMT 8
Závit	M 40x1,5
Axiální statická únosnost	210 kN
Doporučený utahovací moment	18 Nm

6.5.3. Polotovar náhonového hřídele

S přihlédnutím na rozměrové požadavky upínacího kužele se s velkou výhodou využije kupovaný polotovar sériově vyráběných SK kuželů s přídatkem na obrábění. [33]

6.5.4. Unášecí kameny

Unášecí kameny slouží k aretaci vloženého nástroje. Jejich rozměry jsou definovány normou DIN 2079. [34]

7. Závěr

Úkolem mé bakalářské práce bylo navrhnout konstrukci pravoúhlé vřetenové hlavy pro frézovací centrum s vertikálním vřeteníkem. Dílčím cílem bylo zpracování přehledu úhlových hlav obráběcích strojů, výpočet zátěžných spekter a dimenzování náhonového hřídele, hřídele vřetena ozubeného převodu a uložení do valivých ložisek. Následně zpracovat konstrukční řešení.

V rešeršní části se zabývám rozdělením typů frézovacích hlav, jejich dělení dle počtu os a konstrukčního provedení. Uvádím používané způsoby náhonů vřetena hlavy, natáčení os a výčetem důležitých dílčích prvků frézovacích hlav, mezi které patří hnací a hnaný hřídel, ložiska, ozubená kola a těsnění.

Samotným ložiskům je věnována největší část rešerše, jelikož mají na výsledné parametry hlavy, jako jsou životnost a přesnost, zásadní vliv. Neméně důležitý je i způsob přenosu kroutícího momentu, který je u pravoúhlých hlav téměř vždy řešen ozubeným převodem. V další kapitole jsem se věnoval zbylým konstrukčním uzlům, jako jsou těsnící prvky, aretační členy a mazání.

V závěru rešeršní části se věnuji průzkumu trhu a zpracováním přehledu konkurenčních úhlových hlav od různých výrobců. Na základě tohoto přehledu byly zvoleny mezní parametry pro výpočet navrhované hlavy.

V páté kapitole se zabývám určením technologických operací a výpočtem orientačních zátěžných stavů. Ze zátěžných stavů byly vypočteny síly působící na vřeteno od ozubeného převodu a od nástroje. Jelikož jedním z požadavků na frézovací hlavu je plynulost přenosu kroutícího momentu, byla zvolena kuželová ozubená kola se zakřivenými zuby, ačkoliv takový typ ozubení přenáší největší síly do hřídele.

Z rešeršní části vyplývají dvě konstrukční varianty. Z uvolnění těchto variant a výpočtem reakčních sil, působících na ložiska vřetena, byla zvolena varianta první, tedy kuželové ozubené kolo umístěno k předním ložiskům. Uložení ozubených kol na hřídeli je zajištěno pomocí evolventního drážkování. Na základě velikosti ozubených kol a znalosti upínacího rozhraní byla navržena konstrukce pravoúhlé vřetenové hlavy. Motivací pro vybraný návrh konstrukce je docílení největší přesnosti a tuhosti. Dle návrhu byla volena a kontrolována ložiska. Postup výpočtu ložisek byl proveden podle katalogu *Vysoce přesná ložiska* od firmy SKF na požadovanou minimální trvanlivost 30 tis. hodin. V závěru výpočtové části je vypočtena výsledná tuhost vřetena.

V poslední kapitole své práce popisují volbu normalizovaných dílů.

Na základě výpočtů a zvolených normalizovaných dílů byla zkonstruována sestava navrhnuté pravoúhlé hlavy a výrobní výkresy náhonového a hnacího hřídele.

8. Seznamy

8.1. Seznam obrázků

Obr. 1: Frézování drážky pravoúhlou frézovací hlavou [1]	10
Obr. 2: Ukázka portálové konstrukce frézovacího stroje výrobce TOS Kuřim [3]....	12
Obr. 3: Ukázka stolové konstrukce frézovacího stroje výrobce TOS Kuřim [3]	13
Obr. 4: Ortogonální frézovací hlava dělená v ose hlavního vřetená [9]	15
Obr. 5: Ortogonální frézovací hlava dělená kolmo na osu hlavního vřetená [9]	15
Obr. 6: Rozdělení úhlových frézovacích hlav dle firmy PlatinumTooling [10]	16
Obr. 7: Vidlicová frézovací hlava firmy CyTec [11].....	17
Obr. 8: Univerzální frézovací hlava firmy Juaristi [12]	18
Obr. 9: Horizontální frézovací hlava firmy Lagun [13]	18
Obr. 10: Názorná konstrukce s převodem pomocí ozubených kol [14].....	19
Obr. 11: dílčí prvky vyměnitelné vřetenové hlavy [18]	22
Obr. 12 Stykové úhly ložisek s kosoúhlým stykem [19]	23
Obr. 13 Ložiskové řady pro jednotný průměr hřídele [19]	24
Obr. 14: Uspořádání ložisek horizontálního obráběcího centra [19].....	25
Obr. 15: Těsnící kroužek HMS5 předepjatý pružinou [22]	26
Obr. 16: Přípustná obvodová rychlost a otáčky pro těsnící břity [22]	27
Obr. 17: Upínací rozhraní pravoúhlých hlav nabízené výrobcem Romai [24]	29
Obr. 18: Řez aretačním členem [25]	30
Obr. 19: Výpis konkurenčních hlav různých výrobců	33
Obr. 20: Frézovací hlava Pibomulti FEC 40 L1 [27].....	34
Obr. 21: Frézovací hlava Benz Tooling Mono WSX 15 [28]	34
Obr. 22: Frézovací hlava Gerardi G90-S40 [29].....	35
Obr. 23: Frézovací hlava Romai S 20 [24].....	35
Obr. 24: Síly ozubení dle smyslu stoupání [30]	38
Obr. 25: Schéma uvolnění varianty A.....	41
Obr. 26: Schéma uvolnění varianty B.....	43
Obr. 27: Uvolnění náhonového hřídele.....	45
Obr. 28: Návrh pravoúhlé hlavy	48
Obr. 29: Vliv deformace vřetená, ložisek a skříně na výslednou deformaci [32]	58
Obr. 30: Zjednodušený model vřetenového hřídele.....	59

8.2. Seznam tabulek

Tab. 1 Technické parametry frézovacích center s vertikálním vřeteníkem.....	13
Tab. 2 Výpis katalogových hodnot pravouhlých vřetenových hlav.....	31
Tab. 3 Vybrané pravouhlé hlavy z oblasti zájmu.....	36
Tab. 4 Návrhové hodnoty kuželového ozubeného kola.....	37
Tab. 5 Vstupní parametry pro výpočet ozubení.....	38
Tab. 6 Výsledné hodnoty výpočtu ozubených kol dle [23]	39
Tab. 7 Procesní spektra	40
Tab. 8 Výsledné hodnoty sil od ozubení a nástroje	41
Tab. 9 Velikost reakčních sil pro uvolnění A.....	44
Tab. 10 Velikost reakčních sil pro uvolnění B.....	44
Tab. 11 Výsledné reakční síly	46
Tab. 12 Počet vykonaných otáček za 60 minut	50
Tab. 13 Katalogové hodnoty předního ložiska	51
Tab. 14 Katalogové hodnoty zadní ložisko	52
Tab. 15 Katalogové hodnoty ložisek náhonového hřídele.....	53
Tab. 16 Výsledné hodnoty základní trvanlivosti ložisek.....	54
Tab. 17 Výsledné hodnoty trvanlivostí ložisek.....	55
Tab. 18 Další vybraná zatěžovací spektra	55
Tab. 19 Výsledné hodnoty trvanlivostí pro zvolené zátěžné spektrum.....	56
Tab. 20 Hodnoty potřebné ke kontrole evolventního drážkování.....	56
Tab. 21 Vstupní hodnoty výpočtu tuhosti.....	58
Tab. 22 Katalogové hodnoty hřídelových těsnění.....	61
Tab. 23 Katalogové hodnoty přesné matice KMT 8	61

8.3. Seznam použité literatury

- [1] *Benz tooling* [online]. Německo: Benz tooling, 2022 [cit. 2022-05-23]. Dostupné z: <https://www.benztooling.com/en>
- [2] LAŠOVÁ, Václava. Frézky. *KKS/ZSVS základy stavby obráběcích strojů* [online]. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012, s. 121-128 [cit. 2022-05-07]. ISBN 978-80-261-0126-0. Dostupné z: https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/16835/1/Zaklady_stavby.pdf
- [3] Portálová obráběcí centra. In: *TOS Kuřim* [online]. Kuřim: TOS Kuřim, 2022 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/produktove-portfolio/portalova-obrabecci-centra/tos-fru>
- [4] ŘASA, Jaroslav a Vladimír GABRIEL. *Strojírenská technologie* 3. 2. vyd. Praha: Scientia, 2005. ISBN 80-7183-337-1.
- [5] *PORTÁL STOLOVÉHO PROVEDENÍ WP* [online]. Plzeň: SMT, 2022 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <https://www.cz-smt.cz/cs/produkty/portalove-pracoviste-smt-wp-wpa/75-portal-stoloveho-provedeni-wp>
- [6] VF 4545. In: *Trimill* [online]. Zlín: Trimill, 2022 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <http://www.trimill.cz/produkty/vertikalni-obrabecci-centra/5osa-s-pevnym-stolem/vf-4545>
- [7] DMC 270 U. In: *DMG MORI* [online]. Praha: DMG MORI, 2022 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <https://cz.dmgmori.com/produkty/stroje/frezovani/petiose-frezovani/dmc-portal/dmc-270-u>
- [8] BORO VAN, Petr. Snižování výrobních nákladů bez velkých investic. In: *Technický portal* [online]. Praha: Business Media CZ, 2014 [cit. 2022-01-08]. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/serialy/snizovani-vyrobnich-nakladu/snizovani-vyrobnich-nakladu-bez-velkych-investic-10_27174.html
- [9] VDF FRÉZOVACÍ HLAVA. In: *Strojimport* [online]. 2019 [cit. 2022-09-28]. Dostupné z: <https://www.strojimport.cz/prislusenstvi/>
- [10] Platinum tooling Angle heads. In: *Platinum tooling* [online]. United States: Platinum tooling, 2020 [cit. 2022-11-13]. Dostupné z: https://platinumtooling.com/wp-content/uploads/2017/06/Platinum-Tooling-Anglehead_Catalog.pdf
- [11] Fork milling head. In: *CyTec* [online]. 2019 [cit. 2022-10-15]. Dostupné z: <https://www.cytec.de/en/products/cymill-milling-heads/details/s-series.html>
- [12] Universal head for 5-axis machining. In: *Juaristi* [online]. Spain, 2022 [cit. 2022-01-08]. Dostupné z: <https://juaristi.com/accessories/heads/>

- [13] Horizontal Milling Head. In: *Lagun* [online]. Spain, 2021 [cit. 2021-11-03]. Dostupné z: <https://www.lagunmt.com/products/lagun-milling-machines/milling-heads>
- [14] KROL, O a V SOKOLOV. 3D modelling of angular spindle's head for machining centre. *Journal of Physics: Conference Series* [online]. 2019, **1278**(1) [cit. 2022-01-08]. ISSN 1742-6588. Dostupné z: doi:10.1088/1742-6596/1278/1/012002
- [15] Frézovací hlava - srdce portálového stroje. In: *Průmyslové spektrum* [online]. Praha: SK Technik, 2006 [cit. 2022-10-14]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/frezovaci-hlava-srdce-portaloveho-stroje>
- [16] URBAN, Tomáš. *Návrh otočně sklopné frézovací hlavy pro obrábění slitin hliníku*. Praha, 2019. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení. Vedoucí práce Jaroslav Červenka.
- [17] IMRICH, David. *Konstrukce vřetene frézovacího stroje*. Brno, 2009. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústa výrobních stroj, systémů a robotiky. Vedoucí práce Petr Blecha.
- [18] Angle heads. In: *Romai* [online]. Germany, 2022 [cit. 2022-01-08]. Dostupné z: <https://www.romai.de/en/angular-heads>
- [19] *Vysoce přesná ložiska* [online]. Praha: SKF Group2015, 2015 [cit. 2021-09-28]. ISBN PUB BU/P1 13383/1 CS. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d196804385f4-Super-precision-bearings---13383_1-CS_tcm_54-129877.pdf
- [20] Schaeffler - angular Contact Ball Bearings. In: *Schaeffler* [online]. Průběžná 74a 100 00 Tschechische Republik Praha 10: schaeffler, 2022 [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: <https://medias.schaeffler.cz/cs/plp/AngularContactBallBearings>
- [21] Konstrukční údaje ložisek. In: *ZKL Group* [online]. Praha, 2021 [cit. 2022-12-08]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/7-loziska-vseobecne-udaje>
- [22] *Hřídelová těsnění* [online]. Praha: SKF, 2012 [cit. 2022-05-07]. PUB SE/P1 10919 CS. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d196802e8ff2-10919_CZ_lowres_tcm_54-129139.pdf#cid-129139
- [23] LAXOVÁ, Šárka. *Návrh programu pro výpočet kuželového soukolí*. Praha, 2018. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení. Vedoucí práce Ing. Petr Karel, Ph.D.
- [24] Romai angular heads cataogue. In: *Romai* [online]. 2020 [cit. 2022-01-08]. Dostupné z: <https://www.romai.de/en/angular-heads>
- [25] *Frézovací úhlové hlavy FUH* [online]. In: . Praha: Narex [cit. 2021-11-14]. Dostupné z: https://www.narexmtc.cz/servis/Fuh_navod_CZ_u.pdf

- [26] ROŽEK, Pavel. *Nové typy nástrojů pro frézování, frézovací hlavy, rozdělení frézek podle konstrukce* [online]. In: . Uherský Brod, 2010 [cit. 2022-01-08]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/4871897-Nove-typy-nastroju-pro-frezovani-frezovaci-hlavy-rozdeleni-frezek-podle-konstrukce.html>
- [27] Angle heads catalogue. In: *PIBOMULTI* [online]. Jambe Ducommun 18, 2400 Le Locle, Switzerland: PIBOMULTI, 2021 [cit. 2022-05-01]. Dostupné z: <https://www.pibomulti.com/eng/catalogues/standard.pdf>
- [28] Benz Tooling MONO WSX. In: *Benz Tooling* [online]. Tuttlingen, Germany: Benz Tooling, 2020 [cit. 2021-11-05]. Dostupné z: <https://www.benztooling.com/pdf/en/products/product-sheet/angle-head/angel-head-mono-product-sheet.pdf>
- [29] Gerardi angle heads. In: *Gerardi* [online]. Italy, 2020 [cit. 2022-01-08]. Dostupné z: <http://www.gerardispa.com/products/tooling/angle-heads/classic>
- [30] *Kuželové ozubení s přímými, šikmými a zakřivenými zuby* [online]. Praha: MITcalc, 2018 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/gear2/help/cz/gear2.htm>
- [31] KUBÍČEK, Miroslav. *Obrábění* [online]. 2019, [cit. 2022-05-08]. CZ.1.07/1.5.00/34.0632. Dostupné z: https://www.sokolska.cz/DUMy/STT,%20KOM/VY_32_INOVACE_19-07.pdf
- [32] KNOT, Jan. *Konstrukční návrh pravoúhlé frézovací hlavy*. Praha, 2019. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení. Vedoucí práce Eduard Stach.
- [33] *BLANK SK50* [online]. Berlín: Gedema, 2022 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://www.gedema.com/en/products/sk-tools/blanks/blanks-din-2080/3185/blank-sk50/d-80-mm-din-2080>
- [34] Vodící kameny do drážky. In: *Norlem* [online]. Praha: Norlem, 2022 [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: <https://www.norelem.com/cz/cs/Produkty/Přehled-výrobních/Pružný-systém-normalizovaných-dílů/03000-Pružné-tlačné-prvky-Aretační-čepy-Dorazové-prvky-Středící-a-polohovací-prvky-Fixační-prvky-Vodicí-vložky-do-drážek/Paralelní-podložky-vložky-do-drážky-válcové-kolíky/03290-Unášecí-kameny-DIN-2079.html#>



8.4. Seznam příloh

I. Výkresová dokumentace

Výkres sestavy pravoúhlé hlavy	BP_01_0000
Výrobní výkres hnaného hřídele	BP_01_0002
Výrobní výkres hnacího hřídele	BP_01_0003
Kusovník	BP_01_0000_KS

II. Elektronické přílohy (CD)

Text práce (.pdf)
3D model sestavy (.stp)
Výkres sestavy pravoúhlé hlavy (.pdf)
Výrobní výkres hnaného hřídele (.pdf)
Výrobní výkres hnacího hřídele (.pdf)
Kusovník (.pdf)
Výpočtový soubor (.xls)