



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

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

KONSTRUKCE VŘETENE FRÉZOVACÍHO STROJE

DESIGN OF MILLING MACHINE SPINDL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

DAVID IMRICH

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): David Imrich

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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

Konstrukce vřetene frézovacího stroje

v anglickém jazyce:

Design of milling machine spindle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti vřeten u určeného typu obráběcího stroje. Na základě rešerše zvolí technické parametry konstruovaného vřetene. Provede potřebné konstrukční výpočty a vlastní konstrukci vřetene v 3D modelu.

Součástí bakalářské práce bude výkres sestavy vřetene a v elektronické příloze 3D model vřetene.

Cíle bakalářské práce:

1. Proved'te rešerši frézovacích strojů současné produkce
2. Na základě rešerše zvolte a zdůvodněte parametry vřetene
3. Vypracujte 3D model vřetene
4. Vypracujte výkres sestavy namodelovaného vřetene
5. Vypracujte kusovník namodelovaného vřetene

Seznam odborné literatury:

Marek, J.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISSN 1212-2572

Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

Breník, Píč a kol.; Obráběcí stroje - konstrukce a výpočty, Technický průvodce 59, SNTL Praha 1982

www stránky výrobců frézovacích strojů

www stránky výrobců vřeten

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Petr Blecha, Ph.D.

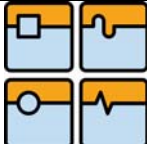
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 30.10.2008

L.S.

Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Abstrakt

Předmětem této bakalářské práce je konstrukce vřetene frézovacího stroje. První část práce obsahuje rešerše frézovacích strojů a jejich vřeten, používaných v současné době. Druhá část práce obsahuje volbu technických parametrů vřetene, potřebné výpočty a konstrukční řešení vřetena. Součástí je 3D model vřetene vymodelovaný v programu Autodesk Inventor 10 Professional, výkres sestavy a kusovník vřetene.

Klíčová slova

Vřeteno, frézovací stroj, konstrukce vřetene, elektrovřeteno, parametry vřetena, vysokorychlostní obrábění, HSC.

Abstract

The subject of this bachelor's thesis is design of milling machine spindle. The first part of this thesis includes recherche of milling machines and their spindles used nowadays. The second part includes the choice of spindle technical characteristics, necessary calculations and structural design. 3D model of spindle made in Autodesk Inventor 10 Professional, assembly drawing and bill of material are parts of supplement.

Keywords

Milling machine spindle, milling machine, spindle desing, electrospindle, spindle characteristics, high speed cutting, HSC.

Bibliografická citace

IMRICH, D. *Konstrukce vřetene frézovacího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 80 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Blecha, Ph.D.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Čestné prohlášení

Tímto prohlašuji, že jsem bakalářskou práci *Konstrukce vřetene frézovacího stroje* vypracoval samostatně pod vedením a s pomocí Ing. Petra Blechy, Ph.D. a v seznamu literatury jsem uvedl všechny použité literární zdroje.

V Brně

.....
vlastnoruční podpis autora

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat Ing. Petru Blechovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky, kterými přispěl při tvorbě této práce.

Obsah

1. Úvod	13
2. Typy frézovacích strojů současné produkce	13
2.1 Rozdělení frézovacích strojů	13
2.2.1 Frézky konzolové	15
2.2.2 Frézky stolové	17
2.2.3 Frézky rovinné	20
3. Vřetena frézovacích strojů	23
3.1 Typy vřeten	24
3.1.1 Vřetena s náhonem ozubenými koly	24
3.1.2 Vřetena s náhonem řemenem	25
3.1.3 Vřetena s přímým pohonem	25
3.1.4 Vřetena integrovaným pohonem (elektrovřetena)	26
3.2 Rozdělení vřeten podle umístění	27
3.2.1 Vertikální a horizontální vřetena	27
3.2.2 Vřetenové naklápěcí hlavy	28
3.3 Ložiska používaná ve vřetenech	30
3.3.1 Vřetenová valivá ložiska	30
3.3.2 Hybridní ložiska	31
3.4 Systém upínání nástrojů	32
3.4.1 Upínací kužely a mechanismy	32
3.5 Hřídel vřetena	33
4. Výpočtová část	34
4.1 Volba parametrů vřetene	34
4.1.1 Určení oblasti použití frézky	34
4.1.2 Stroje používané v leteckém průmyslu	35
4.1.3 Požadavky na stroj, pro který bude vřeteno určeno	37
4.1.4 Parametry HSC frézování potřebné pro určení pohonu vřetena	37
4.1.5 Určení otáček vřetena	38
4.1.6 Výpočet velikosti kroutících momentů potřebných k frézování	38
4.1.7 Výpočet potřebného výkonu motoru	41
4.1.8 Volba motoru	42
4.1.9 Volba typu upínacího mechanismu	43
4.2 Zhodnocení a zdůvodnění parametrů vřetene	44
4.3 Předběžná volba rozměrů hřídele	44
4.4 Výpočet svazku pružin pro upínání nástrojů HSK E40	45
4.5 Volba ložisek	49
4.5.1 Přední ložisko B	49
4.5.2 Zadní ložisko A	50
4.6 Optimální vzdálenost ložisek a tuhost vřetena	50
4.6.1 Optimální vzdálenost ložisek	53
4.6.2 Tuhost vřetena	54
4.7 Výpočet trvanlivosti ložisek	55
4.7.1 Reakce v ložiskách	55
4.7.2 Trvanlivost ložisek B	58
4.7.3 Trvanlivost ložisek A	62
4.8 Kontrola vřetena k meznímu stavu pružnosti a únavové pevnosti	64
5. Konstrukční prvky vřetena	67
5.1 Mazání ložisek	68
5.2 Chlazení vřetena	69
5.3 Uvolnění nástroje	69
5.4 Snímání otáček	70
5.5 Utěsnění vřetena	70
6. Závěr	71
7. Seznam použitých symbolů	72
8. Seznam obrázků a grafů	74
9. Seznam tabulek	75
10. Seznam použité literatury	76
11. Seznam příloh	80



1. Úvod

Vřetena jsou nositelem hlavního řezného pohybu, u frézek se do nich upíná nástroj. Jejich úkolem je zaručit nástroji přesný otáčivý pohyb. Pohyb jednotlivých bodů nástroje by se měl v co nejmenší míře odchylovat od ideální kružnice. Nepřesnost pohybu na předním konci vřetene určuje konečnou přesnost obrábění a kvalitu povrchu obrobených ploch. Je tedy nasnadě věnovat konstrukci vřetene náležitou pozornost. Vřeteno a jeho uložení musí být konstruováno dostatečně tuhé a přesné, aby bylo zaručeno klidné a přesné obrábění bez chvění.

Charakteristiky vřetene, jako jsou jeho tuhost, maximální otáčky, točivý moment, upínací systém, uložení motoru atd., mají významný vliv na výrobní přesnost stroje. Volba vřetene závisí na průmyslovém odvětví, pro který je stroj určen. Výrobci vřeten v současnosti nabízejí velké množství provedení vřeten a mnoho výrobců obráběcích strojů přenechává jeho konstrukci specializovaným výrobcům jako jsou Weiss, Heinz Fiege, Fischer, GMN a další, kteří jim dodávají smontované vřeteno v pouzdru (tzv. tubusu). Takovéto vřeteno výrobce obráběcího stroje společně s podpůrnými systémy namontuje jako celek do vřeteníku stroje.

2. Typy frézovacích strojů současné produkce

Frézky patří k nejrozšířenějším a nejvýkonnějším obráběcím strojům. Jsou určeny pro obrábění rovinných i tvarových ploch, závitů, zubů ozubených kol, drážek apod. Vzhledem k přerušovanému odebírání třísek ale mají sklon ke chvění.

2.1 Rozdělení frézovacích strojů

Podle konstrukční koncepce a druhu frézovacích operací se frézovací stroje dělí (obr. 2.1 na frézky konzolové, stolové (ložové) a portálové (rovinné).



Obr. 2.1 Rozdělení frézovacích strojů [1]

Z hlediska řízení pracovního cyklu pak rozlišujeme frézky řízené ručně a frézky řízené programově, které se v průmyslu používají nejčastěji.

Mezi základní technické parametry frézek patří:

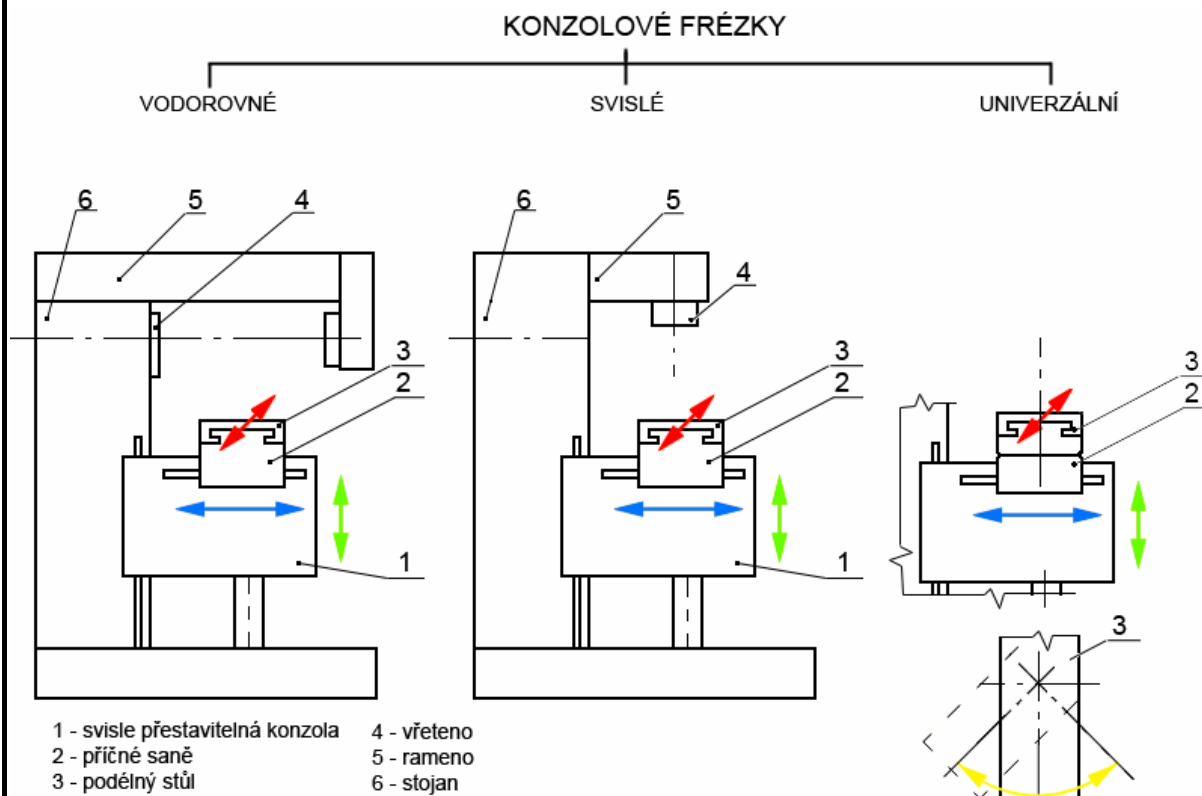
- velikost upínací plochy stolu
- rozsah otáček vřetene
- maximální kroutící moment na vřetenu
- maximální posuvová síla
- výkon hnacího elektromotoru
- konec vřetene (velikost a tvar)
- hmotnost stroje



2.2.1 Frézky konzolové

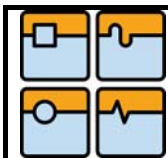
Mají výškově přestavitelnou konzolu s příčnými saněmi a podélným stolem, na který se upíná obrobek. Tato koncepce umožňuje přestavování obrobku ve třech pravouhlých souřadnicích vzhledem k nástroji. Na podélný stůl můžeme namontovat přídatný stůl (pevný univerzální nebo CNC řízený), kterým získáme více možností polohování obrobku vůči nástroji.

Podle polohy vřetena můžeme rozdělit konzolové frézky na vodorovné, svislé a univerzální (viz obr. 2.2). Starší univerzální frézky umožňují natočit stůl na obě strany až o 45° a pohon dělicí hlavy mají v závislosti na podélném posuvu stolu, což umožňuje frézování šroubovic. Nové CNC řízené frézky mají rotační stůl v rozsahu 360° a otočnou frézovací hlavu, což umožňuje 5 řízených os.

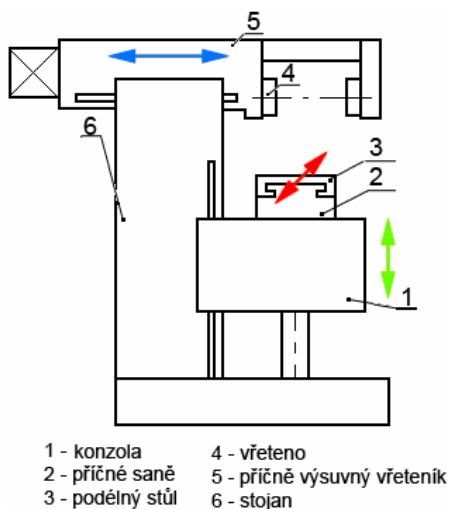


Obr. 2.2 Typy konzolových frézek (na základě lit. [2], [8])

Do kategorie konzolových frézek dále patří frézky konzolové s příčně výsuvným vřeteníkem. Výhodou této konstrukce je zkrácení délky vyložení konzoly. Výsledkem je zvýšení celkové tuhosti stroje. Schéma je na obr. 2.3. Na obrázku 2.4 je svislá konzolová frézka s příčně výsuvným vřeteníkem výrobce INTOS, s.r.o.



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE



Obr. 2.3 Horizontální konzolová frézka s příčně výsuvným vřeteníkem (na základě lit. [2], [8])



Obr. 2.4 Konzolová frézka FN16 výrobce INTOS [15]



5tiosá univerzální konzolová frézka je na obr. 2.5. Jedná se DMU 60monoBlock výrobce Gildemeister. Frézka má otočnou vřetenovou hlavu, čímž vznikne 4. osa A a otočný upínací stůl, jehož rotací vznikne 5. osa B. Pohyb v ose Z a X vykonává vřeteník. Konzola se tedy pohybuje pouze v ose Y. Tento stroj je určen pro obrábění menších tvarově složitých obrobků jako jsou malé formy, zápustky atd.

Obr. 2.5 5tiosá konzolová frézka DMU 80monoBlock Gildemeister [16]

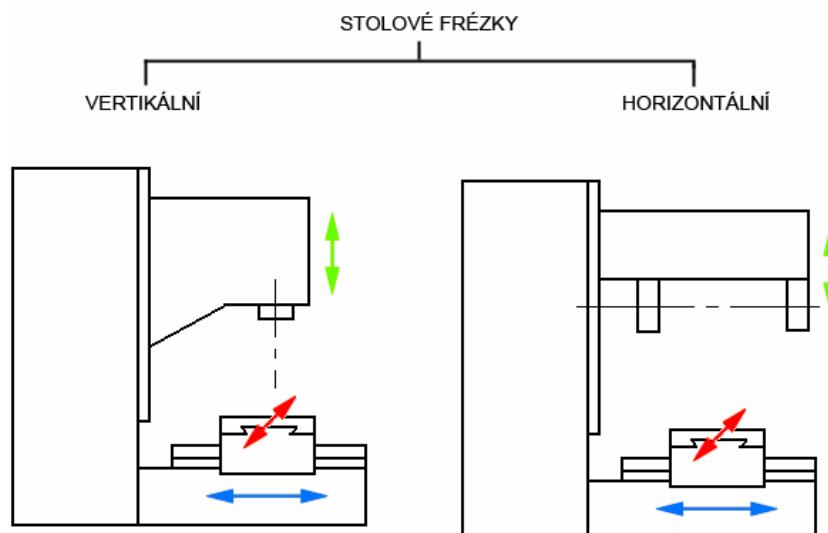
Konzolové frézky se používají zejména v malosériové a kusové výrobě pro obrábění menších obrobků. V praxi jsou více používané frézky stolové.



2.2.2 Frézky stolové

Stolové frézky (někdy označovány jako frézky ložové) mají místo konzoly stůl, který se pohybuje v příčném a podélném směru. Výška stolu je neměnná, což je hlavní výhoda stolových frézek. Pohyb ve svislém směru je zajištěn pohybem vřeteníku po vedení. Toto uspořádání činí stroj podstatně tužší a přesnější a zároveň umožňuje obrábět větší a těžší obrobky. Další výhodou neměnné výšky stolu je, že takovýto stroj lze zařazovat do automatických výrobních linek. Většina stolových frézek je vybavena CNC řízením.

Stolové frézky se vyrábějí jak v provedení horizontálním tak vertikálním (obr. 2.6).

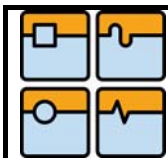


Obr. 2.6 Stolové frézky (na základě lit. [2], [8])

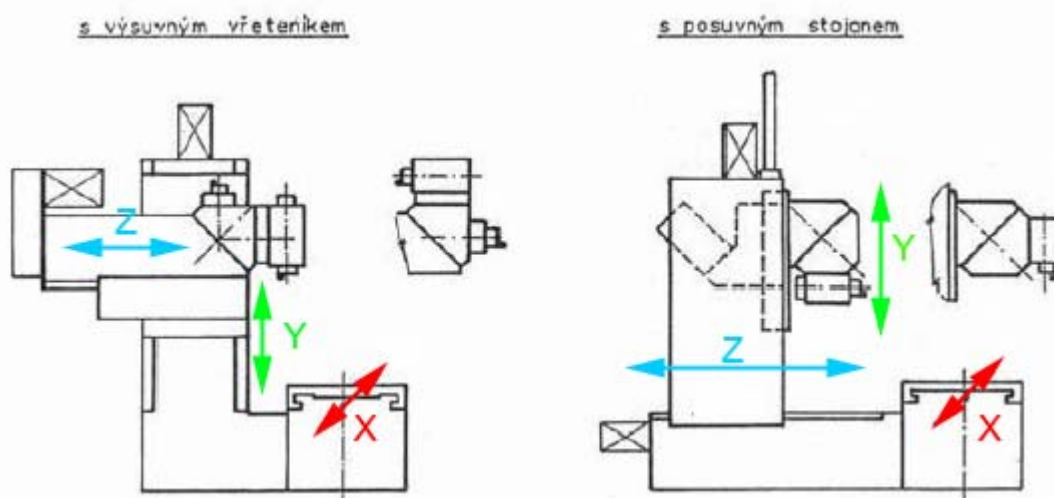
Snahy o zvyšování základních užitných parametrů stolových frézek (zejména výkonnosti a kvality obrábění) motivují vývoj nových koncepcí, kde se opouští tradiční koncepce s křížovým stolem a obrobek je posouván pouze v jedné ose, podélné souřadnici (X). Dále je ve většině případů aplikován vřeteník s otočnou hlavou (jedno nebo dvouvřetenovou), která umožňuje nastavení vřetení do vodorovné nebo svislé polohy v automatickém cyklu [2].

Na frézce této koncepce (bez tzv. křížového stolu) jsou pohyby rozděleny následovně: obrobek – pohyb ve směru osy X, nástroj – pohyb v ose Y a v ose Z (viz obr. 2.7, obr. 2.8). Tato konstrukce má některé výhody, zejména zvyšuje tuhost stroje a stroj má lepší předpoklady k zařazení do automatických linek.

Obrázek 2.7 znázorňuje možné konstrukční řešení frézek, u kterých koná stůl s obrobkem pohyb pouze v ose X.



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE



Obr. 2.7 Přehled konstrukcí stolových frézek bez křížového stolu [2]

Na obrázku 2.12 je odkrytovaná vertikální CNC stolová frézka DMC 635 V od firmy Gildemeister. Jedná se o konstrukci s výsuvným vřetením. Nástroj koná posuv v ose Y a Z, obrobek koná pouze posuv v ose X.

Na obrázku 2.9 je CNC stolová frézka MCV 754 QUICK firmy Kovosvit MAS. Stroj je také odkrytý. Výrobce použil klasickou koncepci s křížovým stolem. Jak je znázorněno na obrázku, obrobek tedy koná pohyb ve dvou osách X a Z a nástroj koná pohyb v ose Y. Oba stroje jsou vybaveny systémem automatické výměny nástrojů.



Obr. 2.8 DMC 635 V výrobce Gildemeister [17]



Obr. 2.9 MCV 754 QUICK výrobce Kovosvit MAS [18]



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Kromě automatické výměny nástrojů jsou některé stroje vybaveny systémem výměny vřetenových hlav. Tato konstrukce zvyšuje technologickou užitnost a univerzálnost stroje a umožňuje provádět obrábění tvarově složitých součástí. Některé frézovací hlavy mohou být otočné v různých směrech, čímž vzniknou další řízené osy. Na obrázku 2.10 je frézovací centrum výrobce Soraluce, na kterém je možnost vyměňovat vřetenové hlavy.

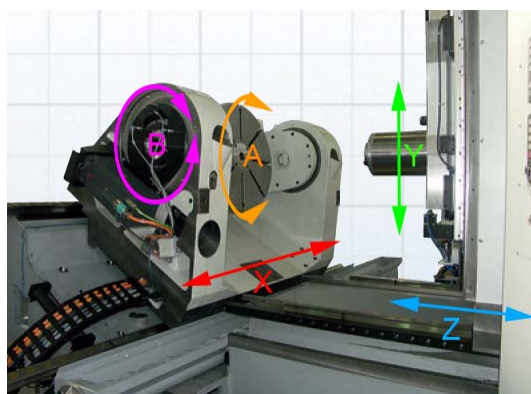


Obr. 2.10 Stolové frézovací centrum TA-D výrobce Soraluce s výměnnými vřetenovými hlavami [19]

Další možností jak zvýšit univerzálnost stroje, je použití CNC řízeného rotačního stolu nebo stolu naklápěcího (obr. 2.11). Takovýto stroj je například horizontální frézovací centrum H 63 výrobce Tajmac-ZPS. Výrobce vyrábí kromě jednodušší verze s otočným stolem (čímž vznikne 4. osa A) i pětiosou verzi se stolem otočným a zároveň naklápěcím, tím vznikne 5. osa B

Pohyby na 5tiosé verzi jsou následovné:

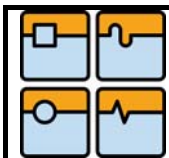
- osa X – otočný a sklopný stůl
- osa Y – vřeteník
- osa Z – stojan
- osa A – rozsah naklápění stolu
- osa B – rozsah otáčení stolu



Obr. 2.11 Pohyby na H 63 FA [20]



Obr. 2.12 H 63 FA výrobce Tajmac-ZPS [20]



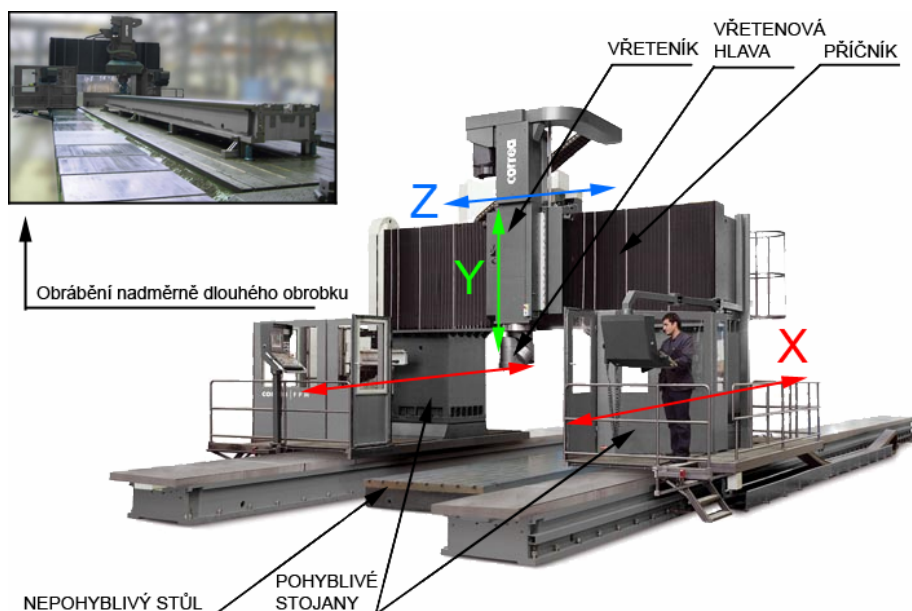
2.2.3 Frézky rovinné

Rovinné frézky jsou určeny pro obrábění obrobků velkých rozměrů. Staví se pro šířky stolu od 800 mm do 4000 mm (u portálových až 24m), často jsou řešeny stavebnicově a mají CNC řízení. Rovinné frézky se vyznačují velkým výkonem a při dokončovacích operacích se jimi dosahuje vysoké geometrické přesnosti obrobených ploch. Z těchto důvodů se dnes místo hoblovek používají tyto stroje.

Rovinné frézky se dělí na portálové (spodní gántry, horní gántry), rovinné frézky s pohyblivým stolem[1].

Portálové frézky jsou nejčastěji používané. Jsou vhodné pro obrábění zvláště velkých (zejména dlouhých) obrobků. Základním prvkem portálových frézek je posuvný portál, který vykonává pracovní posuv. Na portále je umístěn vřeteník osazený vřetenovou hlavou. Obrobek je upnut na pevný nepohyblivý stůl, což umožňuje lepší manipulaci s rozměrnými obrobky. Stoly jsou dodávány v délkách 4000 až 16000 mm a bývají modulární koncepce, která je u nadměrně velkých strojů nezbytná. Výhodou portálových frézek je mimo jiné optimální využití pracovního prostoru s ohledem na zastavěnou plochu.

Portálové frézky koncepce spodní gántry (obr. 2.13) jsou zkonstruovány tak, že konzolu tvoří 2 pojezdové stojany spojené příčným. Oba stojany se pohybují v bocích stolu. Na příčniku je umístěn vřeteník s vřetenovou hlavou.

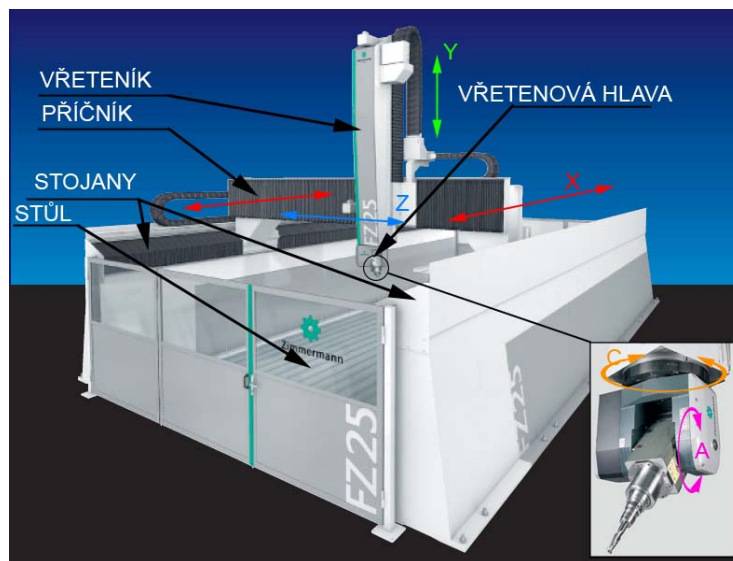


Obr. 2.13 Portálové centrum typu spodní gántry FPMW výrobce CorreaAnayak [22]

Portálové frézky typu horní gántry (obr. 2.14) mají na rozdíl od konstrukce spodní gántry oba stojany nepohyblivé, a to pevně spojeny se stolem. Stojany jsou po celé délce stolu a tvoří „zdi“. Na nepohyblivých stojanech se pohybuje pojezdový příčník s pohyblivým vřeteníkem. Vřeteník je osazen vřetenovou hlavou, stejně jako u typu spodní gántry.

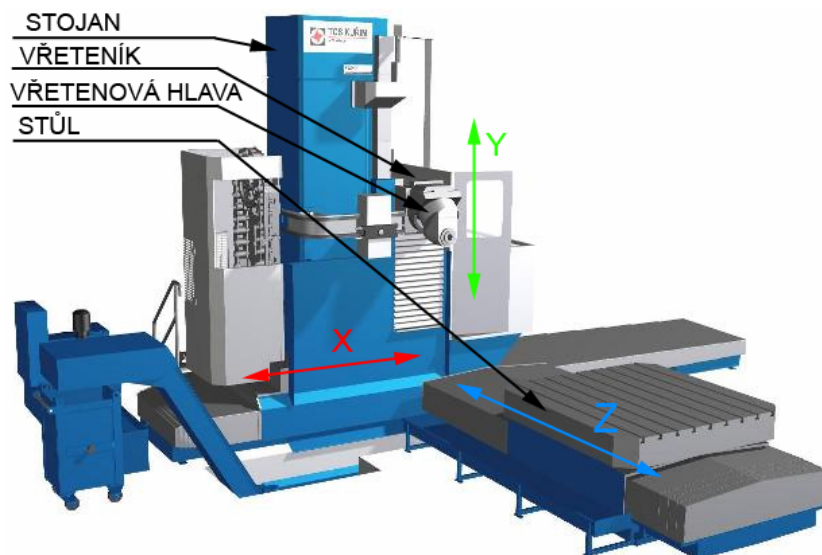


BAKALÁŘSKÁ PRÁCE



Obr. 2.14 Portálová frézka FZ 25 výrobce Zimmermann je příkladem typu horní gántry [23]

Rovinné frézky s pohyblivým stolem se používají zejména pro frézování svislých ploch kolmých k upínací ploše čelními frézovacími hlavami. Bývají osazeny otočnou vřetenovou hlavou. Nejčastěji se používají s výškově přestavitelným vřeteníkem (obr. 2.15).



Obr. 2.15 Rovinná jedno stojanová horizontální frézka s pohyblivým stolem FU EFEKTIV TOS Kuřim [24]

Dalším typem frézky s pohyblivým stolem je frézka portálové koncepce s pohyblivým stolem. Posuvný stůl se podélně pohybuje mezi dvěma stojany portálu. Portál je nepohyblivý. Konstrukce takového stroje je na obrázku 2.16. Tento typ frézky je určen pro menší obrobky. Délka lože takového stroje je dvojnásobná oproti typu spodní a horní gántry při stejné velikosti stolu. Výhodou ovšem je, že odpadá složité řízení 2 posuvových motorů potřebných k posuvu obou stojanů (synchronizace obou motorů často zvyšuje poruchovost).



Obr. 2.16 Portálová konstrukce s posuvným stolem FMCU-AR výrobce Zayer [25]

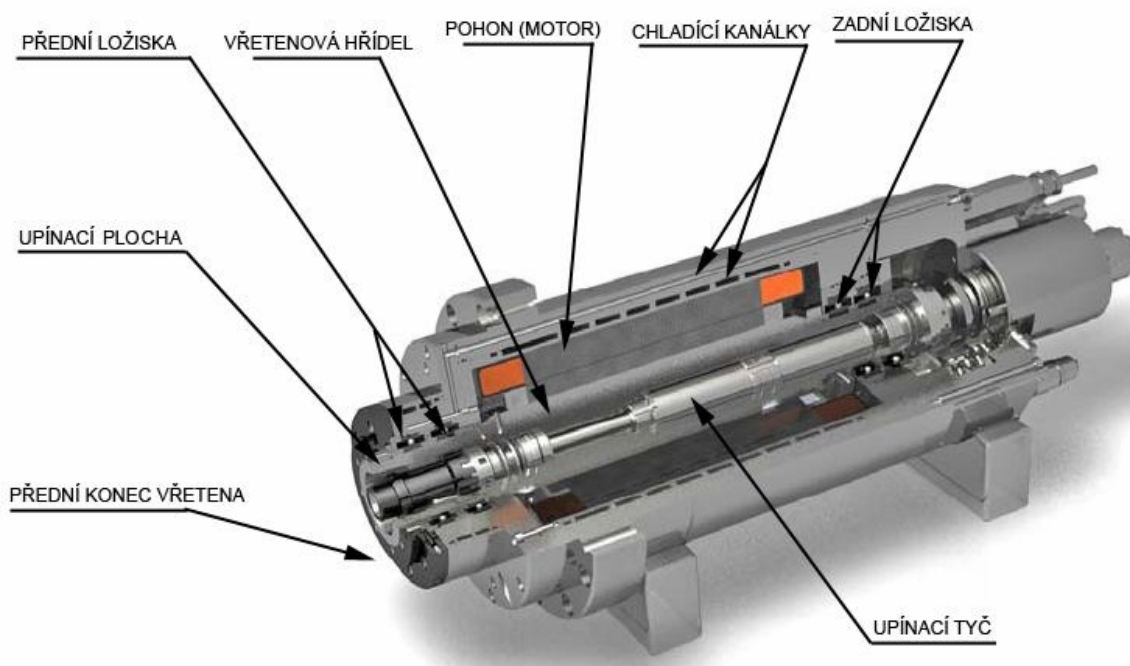
Rovinné frézky jsou typickým příkladem stroje stavebnicového řešení. Z typizovaných velikostí loží, stolů, stojanů, příčníků, výložných ramen, příček, vřeteníků, vřetenových hlav a posuvových ústrojí se sestavují stroje požadované velikosti a uspořádání[2].



3. Vřetena frézovacích strojů

Vřetena frézovacích strojů zprostředkovávají řeznou rychlost a zajišťují část relativního pohybu mezi nástrojem a obrobkem. Relativní pohyb mezi obrobkem a nástrojem potřebný k obrábění se skládá z posuvového pohybu, který je zajištěn posuvovým mechanismem stroje a pohybem řezným, který koná nástroj a je zajištěn právě vřetenem stroje. Úkolem vřetena je, aby byl tento otáčivý pohyb nástroje co nejpřesnější, tedy aby se dráhy jednotlivých bodů nástroje co nejvíce blížily kružnici. Do vřetena se upíná nástroj, je tedy zřejmé, že přesnost vřetena má velký vliv na celkovou výrobní přesnost stroje. Vřeteno a jeho uložení musí být konstruováno dostatečně tuhé a přesné, aby bylo zaručeno klidné a přesné obrábění bez chvění.

Hlavní části vřetena jsou: vřetenová hřídel, ve které je upínací plocha pro upnutí nástroje, upínací mechanismus (ruční nebo automatický), pohon vřetena, přední a zadní ložiska, chladicí systém a u moderních vřeten diagnostické přístroje (senzor vibrací, teploty, otáček apod.). Na obrázku 3.1 je řez vřetenem výrobce Weiss s popisem jednotlivých částí. Jedná se o vřeteno s integrovaným elektromotorem (elektrovřeteno) v tubusu, což je vnější plášť.



Obr. 3.1 Elektrovřeteno výrobce Weiss [26]

V praxi se setkáváme s různými požadavky na frézovací stroje potažmo na vřetena a jejich konstrukci. Typické obráběné materiály jsou běžné konstrukční oceli a litina, hliník a titan (nejčastěji používané v leteckém průmyslu), grafit a měď při výrobě elektrod pro vyjiskřování (výroba zápustek a forem), popřípadě i kalené oceli při frézování zápustek a forem atd. Uvedme například hrubování

ocelových odlitků, při kterém je potřeba nižší otáčky, vysoký krouticí moment a velká hloubka třísky na rozdíl od frézování ocelových kalených zápustek, kde požadujeme vysoké otáčky nástroje a mnohonásobně menší hloubku záběru. Je tedy zřejmé, že z těchto důvodů existuje mnoho typů konstrukce vřeten, jejich uložení a typů pohonů.

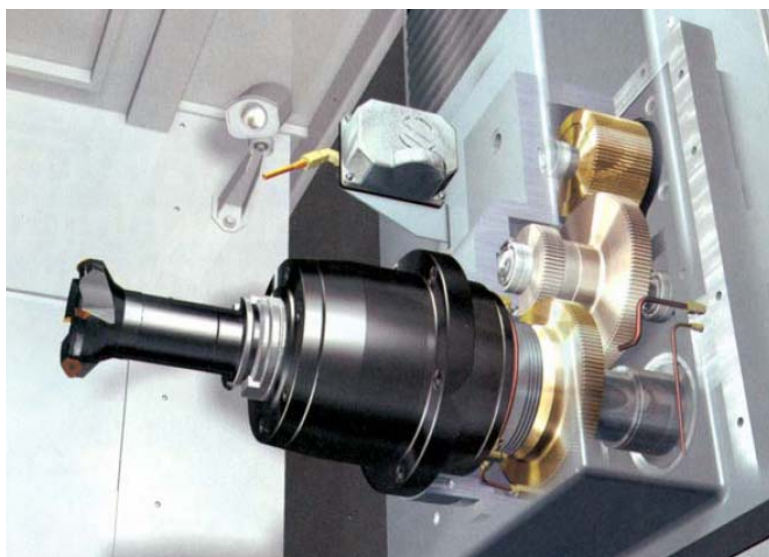
3.1 Typy vřeten

Vřetena můžeme rozdělit podle typu pohonu (způsobu spojení motoru s hřídelí vřetena), a to na náhon ozubenými koly, ozubeným řemenem, přímým náhonem a integrovaným motorem ve vřetenu (elektrovřeteno).

Jednotlivé konstrukce mají své výhody a nevýhody a mají specifické předpoklady na možnosti nastavení pohybu, otáček, momentu na nástroji, tepelné ztráty, vibrace při obrábění, na cenu a na složitost údržby.

3.1.1 Vřetena s náhonem ozubenými koly

Náhon ozubenými koly (obr. 3.2) umožňuje jednoduchou změnu převodového poměru a umožňuje pracovat s vysokými momenty při nízkých otáčkách nástroje. Stroj s takovýmto vřetenem může pracovat při hrubování velkými nástroji za použití převodu na vysoký moment. Na dokončovací operace se přeřadí na vyšší otáčky.



Obr. 3.2 Haas EC 630 s dvourychlostní převodovkou ozubenými koly [12]

Nevýhodou jsou velké ztráty vzniklé třením mezi ozubenými koly (účinnost převodu oz. koly bývá kolem 90%[12]). Takto vzniklé teplo se přenáší do celého stroje, což negativně ovlivňuje přesnost díky tepelné roztažnosti. Další nevýhodou této konstrukce je, že ozubená kola sama vytvářejí vibrace a špatně tlumí vibrace vzniklé při obrábění. Takováto soustava má náchylnost ke chvění a

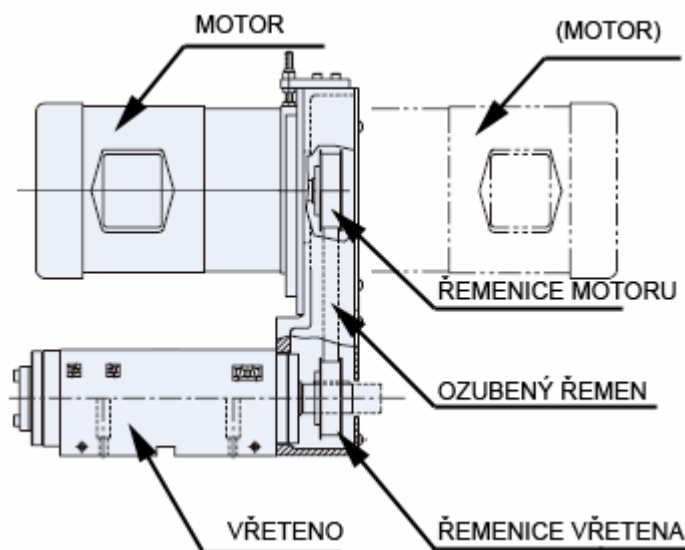


vibrace negativně ovlivňují přesnost obrobenej plochy. Přesto se vřetena s náhonem oz. koly používají, protože nevyžadují častou údržbu a čistotu.

3.1.2 Vřetena s náhonem řemenem

U tohoto typu spojení je motor spojen s vřetenem přes řemen. Používají se buď klínové řemeny nebo řemeny ozubené. Ozubené řemeny se používají tam, kde je třeba přesné polohy vřetena s motorem. Řemeny mají široké použití. Používají se jak u strojů s vysokými kroutícími momenty a nízkými otáčkami tak i u strojů s malými kroutícími momenty a vysokými otáčkami (do $15\,000\text{ min}^{-1}$ [12]). Převody řemeny mají vyšší účinnost (kolem 95% [12]) než ozubená kola, čímž se do soustavy přenáší méně tepla. Další výhodou je, že nepřenášejí vibrace od motoru do vřetena a dobře tlumí vibrace vznikající při frézování. Mezi nevýhody vřeten poháněných řemenovým převodem patří větší potřebná zastavěná plocha a snížení trvanlivosti ložisek díky přídavné radiální síle, která je způsobena potřebným napnutím řemene. Další nevýhodou je, že řemen časem degraduje a musí se po určité době vyměnit.

Obrázek 3.3 znázorňuje spojení motoru s horizontálním vřetenem přes ozubený řemen. Umístění motoru může být buď přední nebo zadní.



Obr. 3.3 Schéma spojení vřetena s řemenovým převodem [27]

3.1.3 Vřetena s přímým pohonem

Vřetena s přímým pohonem jsou zkonstruována tak, že vřeteno je s motorem spojeno přes spojku. V podstatě jde o alternativu k vřetenům s integrovaným pohonem, ale motor není umístěn ve vřetenu, ale je mimo něj. Toto uspořádání neumožňuje použití převodu (otáčky vřetena jsou stejné jako otáčky motoru), ale u strojů, kde se tento typ používá, to není potřeba. Vřetena s přímým pohonem se používají pro stroje s vysokými otáčkami (převážně pro stroje určené pro HSC obrábění), kde není třeba zpřevodování na vysoké momenty.

Ve vřetenu jsou talířové pružiny pro upnutí nástroje. Odepnutí probíhá pomocí uvolňovací jednotky, která je umístěna buď mezi vřetenem a motorem (méně časté řešení), nebo na zadní straně motoru. Výhod vřeten s koaxiálním pohonem je několik. První je možnost jednoduché výměny motoru za jiný. To umožňuje stavbu strojů s různě výkonnými motory přesně podle požadavků předpokládané aplikace. Další výhodou oddělené konstrukce je jednodušší servis, kdy při poruše jedné nebo druhé části není nutno opravovat celý systém [10]. Ve srovnání s elektrovřeteny je potřeba většího zastavěného prostoru (délka), ale protože motor není uvnitř vřetena, není nutno vřeteno tak intenzivně chladit.

3.1.4 Vřetena integrovaným pohonem (elektrovřetena)

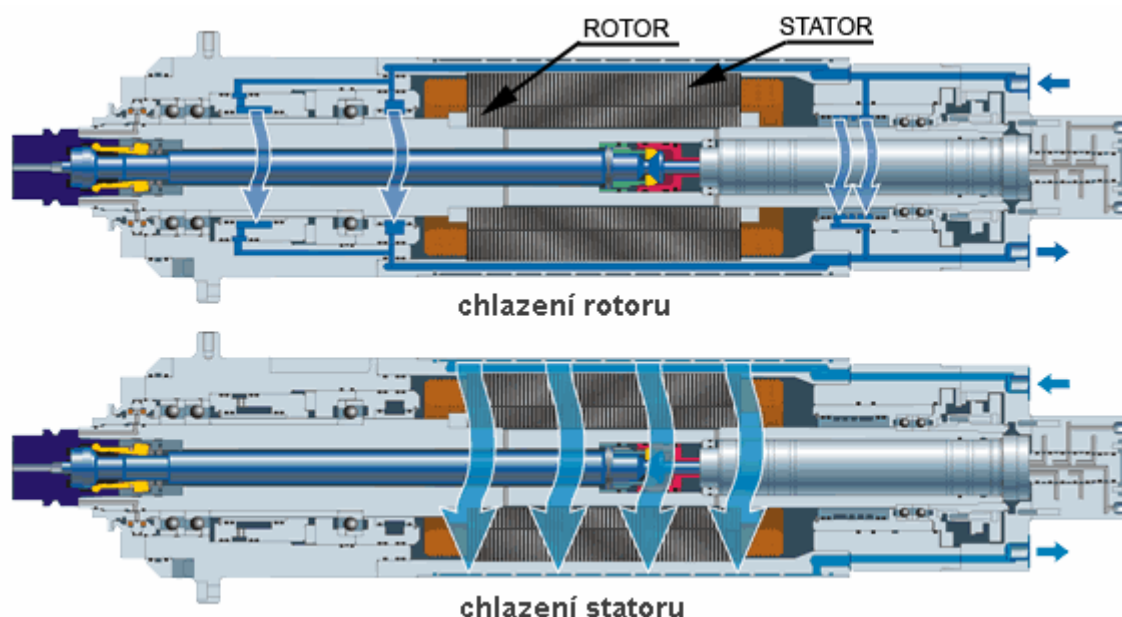
Vřetena s integrovaným pohonem (obr. 3.1, 3.4, 3.5) mají motor integrovaný ve vřetenu. Rotor je nasazen na vřetenovou hřídel a stator je zasazen v tubusu vřetena.

Pro pohon těchto vřeten se používají integrované vektorově řízené synchronní motory nebo asynchronní pohony. Běžně se otáčky elektrovřeten pohybují od 15 000 ot/min až do 60 000 a více. Motor je uložen mezi předními a zadními ložisky a není proto potřeba spojovacích součástí, což snižuje vznik vibrací. Z tohoto důvodu mají tato vřetena dobré předpoklady pro použití za vysokých otáček a používají se, stejně jako vřetena s přímým pohonem, pro HSC obrábění. Kvůli vysokým otáčkám se používají speciální hybridní keramická ložiska (viz kapitola 3.3.2)



Obr. 3.4 Elektrovřeteno výrobce Franz Kessler [30]

Hlavní nevýhodu těchto vřeten způsobuje samotný motor umístěný ve vřetenu, protože způsobuje velký výkon tepla, které se přenáší na vřeteno. Aby se zamezilo tepelným dilatacím, teplo vzniklé uvnitř vřetena se musí odvádět, proto je třeba intenzivní chladicí systém a monitorovací zařízení (teploty, vibrací, axiálního posunutí atd.). Chladicí systém je řešen množstvím kanálků v tubusu vřetena, kterými proudí voda a je znázorněn na obrázku 3.5.



Obr. 3.5 Vnitřní chlazení elektrovřetena CyTec Systems [31]

Elektrovřetena lze relativně jednoduše vyměňovat. Někteří výrobci aplikují na svých strojích automatickou výměnu vřeten, která umožňuje použít určitý typ vřetena pro danou aplikaci, tento systém se používá nejčastěji na strojích s vřetenovými hlavami (portálové frézky).

3.2 Rozdělení vřeten podle umístění

Umístění vřetena závisí na typu aplikace, pro kterou je stroj určen. Nejzákladnější typy umístění jsou na stolových a konzolových frézkách horizontální a vertikální vřetena. Na rovinných frézkách mohou být také použita horizontální nebo vertikální vřetena, ale častěji se používají vřetenové hlavy.

3.2.1 Vertikální a horizontální vřetena

Horizontální vřetena (obr. 2.11) se používají u frézek s vyšším výkonem a s lepšími předpoklady k použití automatické výměny palet. Vertikální vřetena (obr. 2.8) se používají pro stroje menších výkonů, nejčastěji se používají k obrábění zápusťek a forem. Jejich nevýhodou je, že třísky zůstávají v místě řezu.

Použitím CNC naklápěcích hlav lze zvýšit počet řízených os a tím univerzálnost frézky. Frézka ovšem může být víceosá, i když má vřeteno pouze horizontální nebo vertikální, a to použitím otočných a naklápěcích stolů (obr. 2.11).

3.2.2 Vřetenové naklápěcí hlavy

Vřetenové hlavy se používají na strojích, kde potřebujeme větší přístupnost nástroje (více řízených os). Příkladem použití na menších strojích může být frézování forem, zápustek nebo turbínových kol (obr. 3.6). Na frézkách pro menší obrobky se většinou konstruuje rotační stůl a naklápěcí hlava, čímž dostaneme 5 řízených os.



Obr. 3.6 Frézování turbínového kola na portálové frézce DMU 60 monoBlock Gildemeister [17]

Největší využití mají vřetenové hlavy na portálových a rovinných frézkách (viz kapitola 2.2.3), kde není možnost naklápění stolu. Použití vřetenových hlav umožňuje řízení ve více osách, ale jejich konstrukce má menší tuhost, proto se používají pro menší úběry materiálu a dokončovací operace. Pohony přídavných os mohou být řešeny převody ozubenými koly, v současné době se ale spíše používá speciálních motorů integrovaných v přídavné ose rotace přímo ve vřetenové hlavě (přímý náhon osy) (obr. 3.8). Odstraněním ozubených kol se dosáhlo přesnějšího bezvúlového polohování a vyšší tuhosti. Vřetenové hlavy portálových fréz se často konstruují jako výměnné, a to v mnoha variantách. Výměna se provádí ručně nebo automaticky, což umožňuje volbu optimální hlavy pro danou operaci.

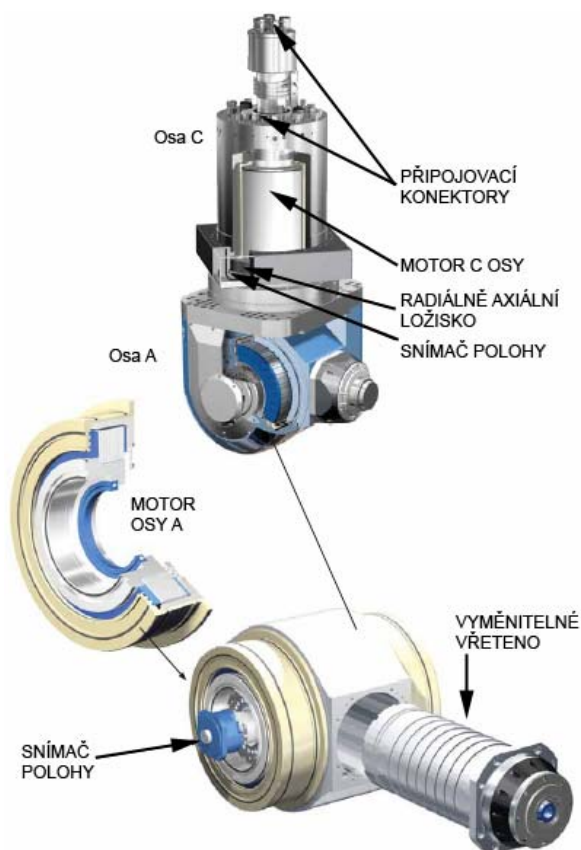
Připojení vřetenové hlavy na vřeteník musí být tuhé a přesné a pro tento účel se využívá spojení Hirthovým ozubením (spojka s čelními zuby).

Pro hlavní pohon se používají nejčastěji elektrovřetena. Někteří výrobci nabízejí systém automatické nebo manuální výměny vřeten, což v kombinaci s výměnou vřetenových hlav umožňuje volbu optimálních řezných podmínek přesně pro specifický obrobek.



Obr. 3.7 Vřetenové hlavy Zimmerman [32]

Na obrázku 3.7 jsou některé z nabízených vřetenových hlav výrobce portálových a stolových frézovacích center Zimmermann. Pro všechny frézovací hlavy dodává výrobce výměnná vřetena (hrubovací, dokončovací a univerzální), která lze mezi sebou vyměňovat. Vřetenová hlava M3 ABC má 3 řízené osy.



Obr. 3.8 Vřetenová hlava M21 od CyTek Systems [33]

Obrázek 3.8 znázorňuje konstrukci vidlicové vřetenové hlavy série M21 firmy Cytek Systems. Pohony osy C a A jsou řešeny samostatnými motory integrovanými ve vřetenové hlavě. Vřeteno je vyměnitelné.

3.3 Ložiska používaná ve vřetenech

Ložiska slouží pro zachycení sil při obrábění. U frézovacích vřeten se převážně používají valivá ložiska v širokém spektru typů a provedení. V malé míře se používají ložiska hydrostatická a elektromagnetická, ale jejich použití je omezeno pro speciální aplikace, z toho důvodu zde nebudou uvedeny.

Na ložiska jsou kladeny tyto požadavky[2]:

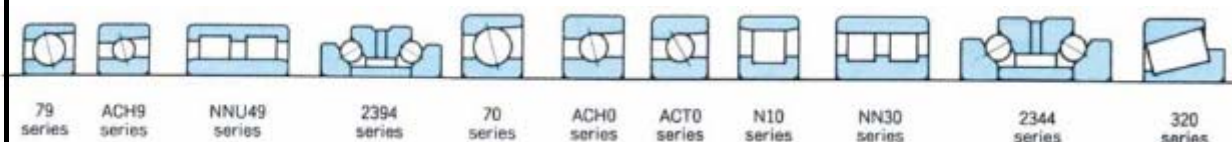
- Přesnost – ložisko nesmí házet
- Co nejvyšší tuhost
- Malé pasivní odpory – ztráty energie se mění na teplo (tep. dilatace)
- Odolnost proti opotřebení
- Klidný chod
- Možnost vymezení vůle
- Jednoduchá údržba a spolehlivost

3.3.1 Vřetenová valivá ložiska

Přestože se nejedná o vývojově nový komponent, ložiska jsou stále v centru výzkumu a vývoje mnoha světových výrobců. Důvodem je růst kvality řezných materiálů a tím zvyšování řezných rychlostí/otáček vřetena. Výzkum se zaměřuje na zvýšení otáčkového limitu, systému mazání a zvyšování jejich trvanlivosti.

Valivá ložiska jsou nejpoužívanější, protože mají vysokou tuhost, nízký součinitel tření, možnost vymezení vůle, nevyžadují zaběhání a umožňují jednoduchou vyměnitelnost. Mezi jejich nevýhody můžeme zařadit jejich citlivost na rázy a špatné tlumení vibrací.

Ve vřetenech jsou v závislosti na aplikaci používány ložiska kuličková s kosoúhlým stykem, válečková a kuželíková. Ložiska s kosoúhlým stykem umožňují vysoké otáčky a zároveň přenos axiálních sil a jsou používány pro rozměrově menší uložení. Kuželíková ložiska se používají pro větší uložení, mají vyšší tuhost a přenesou větší axiální zatížení. Válečková ložiska mají vysokou únosnost v radiálním směru a vysokou tuhost. Používají pro uložení zadního konce a nepřenesou axiální zatížení.



Obr. 3.9 Typy valivých ložisek používaných ve vřetenech[1]

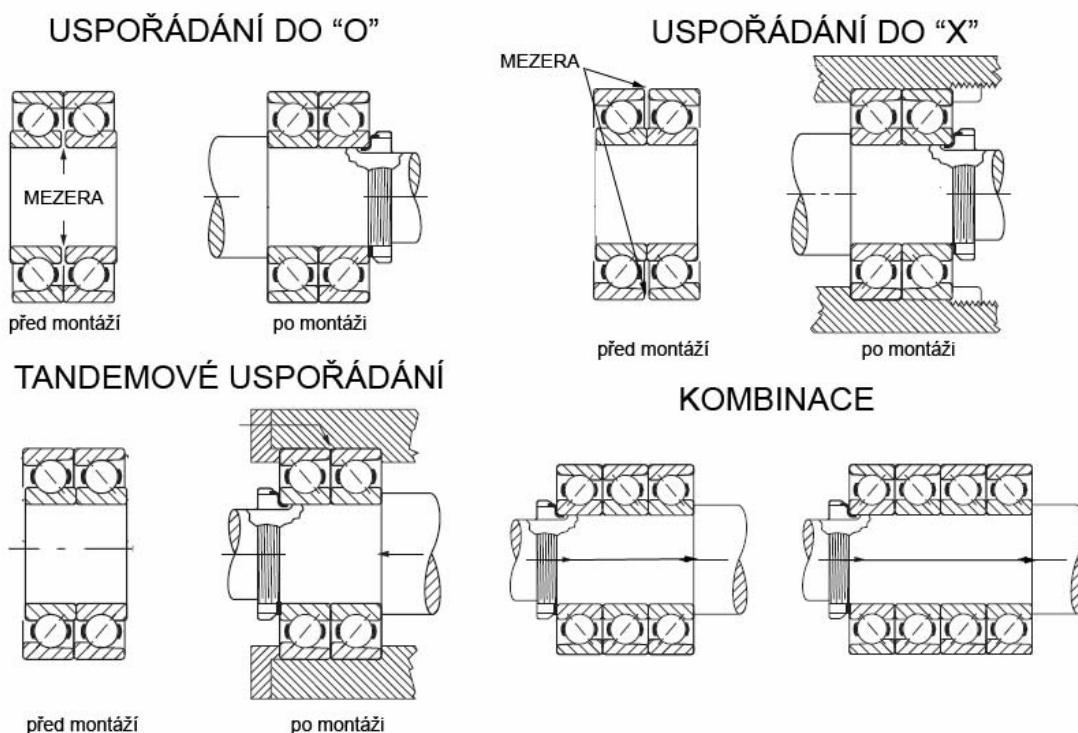
Důležitým faktorem při volbě ložisek je jejich výrobní přesnost, a otáčkový faktor $n \cdot d_n$ (n - otáčky, d_n – střední průměr ložiska). Tyto údaje udává výrobce ložisek. Nejlepších výsledků těchto parametrů dosahují ložiska s kosoúhlým stykem.



Aby ložiska s kosoúhlým stykem pracovala správně, je třeba na ně působit předpětím (stálou axiální silou). Předpětím se eliminuje radiální a axiální vůle v ložisku a zvyšuje se jejich tuhost. Předpětí ovšem nesmí překročit určitou velikost, což by způsobilo snížení životnosti ložisek a větší vývin tepla v ložisku. Doporučenou velikost předpětí udává výrobce a je možno ho dosáhnout více způsoby.

Prvním je vytvoření předpětí pružinou, která působí silou na nerotující vnější kroužek. Výhodou je neměnnost síly předpětí i při teplotní změně rozměrů součástí vřetena, ale musí být zajištěno, aby měl vnější kroužek možnost pohybu.

Další variantou je použití distančních kroužků určité tloušťky. Velikost předpětí se ale za provozu může měnit díky teplotní roztažnosti. Ložiska s kosoúhlým stykem se nejčastěji montují v sadách, která vyvozují předpětí samotnou montáží ložisek vedle sebe, protože vnější a vnitřní kroužek ložiska je vzájemně posunut. Možnosti spárování ložisek s kosoúhlým stykem jsou na obr.3.10.



Obr. 3.10 Možnosti uspořádání ložisek s kosoúhlým stykem [34]

3.3.2 Hybridní ložiska

Díky stálému zvyšování otáček vřeten byly vyvinuty tzv. hybridní ložiska, která jsou stejné konstrukce jako ložiska ocelová, ale valivé elementy mají keramické (Si_3N_4). Keramika má nižší hustotu (3200 kg.m^{-3} [12]), valivé elementy jsou lehčí a jsou tedy méně zatížené odstředivou silou. Mají nižší koeficient tření, čímž v ložisku vzniká méně tepla a tělíska mají vyšší tuhost než ocelová.

Hybridní ložiska jsou dražší než ocelová a používají se na vysokorychlostních vřetenech. Jejich nevýhodou je, že při kolizi nástroje s obrobkem může dojít k jejich křehkému lomu.

Velikost předpětí se na vysokorychlostních vřetenech často vyvozuje hydraulicky, čímž se může měnit předepínací síla v závislosti na otáčkách vřetene.

3.4 Systém upínání nástrojů

Upnutí nástroje musí být rychlé a jednoduché a musí s dostatečnou rezervou přenést krouticí moment z vřetene na nástroj. Výměna nástroje musí být také rychlá a jednoduchá. Systémy upínání nástrojů rozdělujeme na ruční a automatické. Systém upnutí se skládá z držáku nástroje (upínací kužel), ve kterém je připevněn nástroj, kuželové upínací plochy na hřídeli vřetena, upínací tyče a u vřeten s automatickým upínáním nástrojů jsou na upínací tyči umístěny talířové pružiny, které vyvozují stálou upínací sílu. Vřetena s automatickou výměnou mají na zadní části připevněn uvolňovací hydraulický nebo pneumatický válec, který stlačí pružiny a umožní vysunutí nástroje.

3.4.1 Upínací kužely a mechanismy

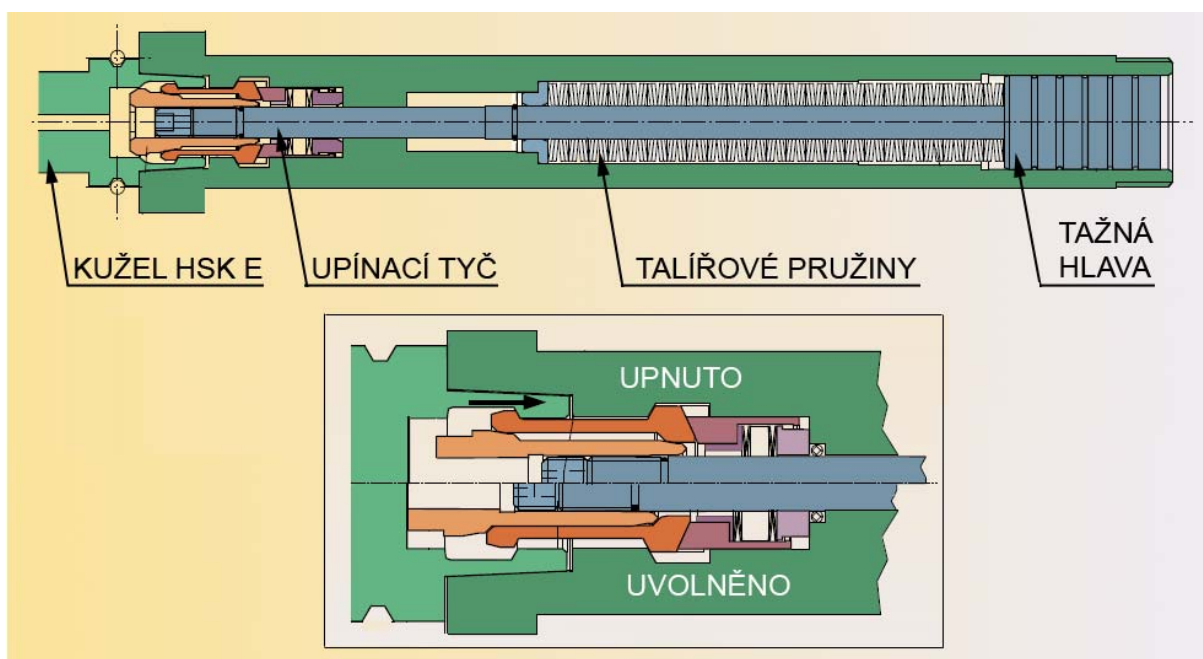
V Evropě se nejčastěji používají upínací kužely ISO (dle DIN 69 871) s označením ISO30 ISO40 atd. a kužely HSK. V USA byly normalizovány kužely CAT (ANSI B5.50) s označením CAT 30, CAT 40 atd. V Asii je rozšířeno použití kuželů BT (dle JIS B 63 339). Pro stroje s vysokorychlostními vřeteny se používají výhradně kužely HSK (DIN 69 893, ISO 12164-1:2001) v rozměrech HSK 25 až 100 mm.



Obr. 3.11 Upínací kužely zleva doprava: BT50, CAT50, ISO30, HSK 50A [12]



Na obr. 3.12 je znázorněn automatický upínací systém pro kužely HSK. Upínací síla je vyvozena talířovými pružinami. Uvolnění zajišťuje hydraulický válec (umístěný za zadním koncem vřetena), zatlačením na tažnou hlavu, čímž se stlačí talířové pružiny. Stlačením talířových pružin se upínací tyč posune dopředu a nástroj se uvolní.



Obr. 3.12 Automatické upínání kuželu HSK typ E (výrobce OTT JAKOB)[35]

3.5 Hřídel vřetena

Hřídel vřetena je spojovacím prvkem mezi motorem a upínacím kuželem. Zajišťuje přenos krouticího momentu mezi motorem a nástrojem, je v ní umístěna upínací tyč a na předním konci je ukončena kuželovou plochou pro upnutí nástroje. Hlavní charakteristiky určující chování hřídele při provozu jsou její délka a její průměr. Typický řezný proces zatěžuje hřídel cyklickým namáháním, a to ohybem za rotace.

Pro zabránění dynamickým problémům (rozkmitání hřídele), musí být přirozená frekvence hřídele, která silně závisí na průměru a délce hřídele, vyšší než maximální otáčky vřetene. Vysokorychlostní vřetena se většinou navrhují tak, aby jejich maximální rychlost byla 50% jejich přirozené frekvence. Čím kratší hřídel a větší průměr, tím vyšší bude její přirozená frekvence [12]. Z těchto důvodů jsou vřetena pro vysokorychlostní obrábění konstruována co nejkratší. Krátká hřídel vřetena má další výhodu v tom, že se bude při změnách teploty měnit její délka méně než u hřídele dlouhé.

4. Výpočtová část

Výpočtová část bude obsahovat::

- Volbu parametrů vřetene a jejich zdůvodnění
- Potřebné výpočty

4.1 Volba parametrů vřetene

V této části budou stanoveny základní a vedlejší parametry vřetena.

Mezi základní parametry vřetena patří:

- Maximální otáčky [min]
- Výkon vřetena [kW]
- Kroutící moment [Nm]

Vedlejší parametry jsou:

- Typ a velikost upínacího kužele
- Maximální průměr nástroje

Nejprve je nutné zvolit odvětví, pro které bude stroj určen a nejčastější materiál obrobku.

4.1.1 Určení oblasti použití frézky

Na základě rešerše frézovacích strojů a frézovacích vřeten jsem se rozhodl zkonstruovat vřeteno pro frézku určenou pro HSC obrábění (zkratka z anglického High Speed Cutting – vysokorychlostní obrábění). HSC obrábění vzniklo jako důsledek stálého zlepšování kvality řezných materiálů, které byly schopny obrábět stále vyššími řeznými rychlostmi (vyšší řezná rychlost má za důsledek snížení strojních časů).

Technologie HSC má řadu výhod [13]:

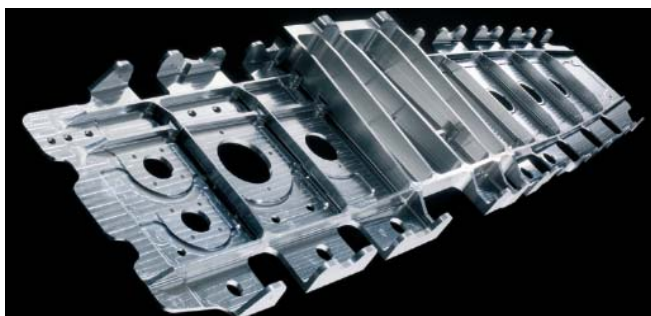
- Se zvyšujícími se otáčkami vřetena je umožněna vyšší rychlost posuvu při stejné tloušťce třísky jako při konvenčním obrábění. Proto je dosaženo významného snížení strojních časů.
- Jako důsledek zvýšené intenzity úběru získáme větší objem odstraněného materiálu, respektive třísek za jednotku času. Množství odebraného materiálu Q je zhruba o 30 % větší než při konvenčním obrábění. (Pokud budeme obrábět v podmínkách HSC při zachování stejného množství odebraného materiálu a stejné velikosti rychlosti posuvu jako při konvenčním obrábění, tloušťka třísky bude menší, a proto budou i řezné síly nižší).



- Vzhledem k omezenému času záběru řezného břítu (frézování) je vytvářená tříska obvykle krátká, kompletně segmentovaná.
- Tepelný účinek je redukován, neboť rychlost odchodu třísky nedovolí vedení tepla do nástroje a obrobku. Proto mohou být snadno obráběny tepelně senzitivní materiály. Tím se sníží tepelné deformace a zvýší přesnost obrobku.
- Podle schopnosti tepelné vodivosti a použití tepelně rezistentních nástrojů může být obrábění suché nebo blízké suchému zahrnuto do HSC technologií.
- Zlepšení kvality obrobené plochy a podpovrchové vrstvy může vést ke zrušení následných dokončovacích operací. Zlepšením kvality je myšleno zlepšení drsnosti obrobeného povrchu, příznivé ovlivnění charakteru zbytkových pnutí v obrobeném povrchu a omezení možnosti vzniku tepelných deformací obrobku.

Konstruované vřeteno bude navrženo pro frézku určenou pro letecký průmysl, kde se HSC používá pro obrábění specifických dílů letadel.

Požadavky leteckého průmyslu na HSC obrábění spočívají zejména ve snížení strojních časů při výrobě tenkostěnných součástí z hliníku, které tvoří kostru letadel. Tyto díly (přepážky, žebra apod.) se obrábějí ze surového bloku, takže úběr materiálu a strojní časy jsou značné (úběr materiálu může činit až 90% [12]).



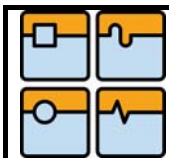
Obr.4.1 Žebro křídla [37]



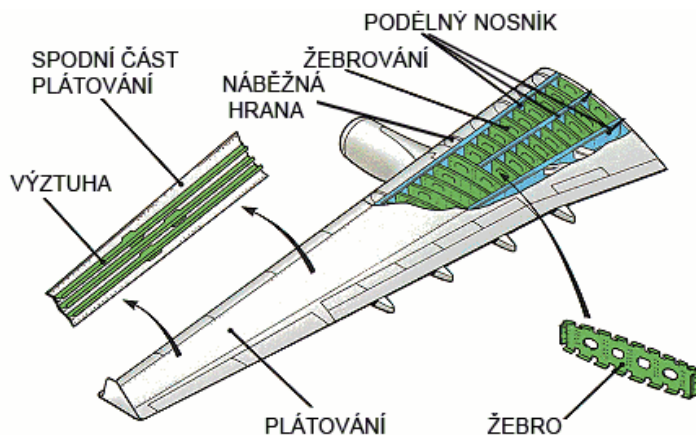
Obr. 4.2 Menší díly letadel [37]

4.1.2 Stroje používané v leteckém průmyslu

Letadla obsahují mnoho typů tenkostěnných součástí různých velikostí ze slitiny hliníku. Na obr. 4.3 je struktura křídla dopravního letadla s popisem základních částí.



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE



Obr. 4.3 Struktura křídla dopravního letadla [38]

Na velké a dlouhé díly, jako jsou podélné nosníky, některé části plátování, výztuhy a větší žebra, se používají velké frézovací stroje typu gántry (viz. kapitola 2.2.3) s 5ti řízenými osami. Na tyto součásti ovšem nejsou kladeny příliš velké požadavky na přesnost.

Součásti menších rozměrů, jako jsou menší žebra, součásti ovládání křidélek a klapek, menší přepážky apod. se obrábějí na univerzálních 5tiosých konzolových nebo stolových frézkách pro HSC obrábění. Nejčastěji se pro tyto účely používají frézky s otočným naklápěcím stolem nebo s otočnou hlavou.

Výrobou frézek pro obrábění menších součástí letadel se zabývají například firma CHIRON. Jeden z jejich nabízených strojů je CHIRON Mill 1250 (obr. 4.4).



Obr. 4.4 Frézka CHIRON Mill 1250 [39]

Parametry stroje CHIRON Mill 1250 [39]:

- Maximální otáčky vřetena $20\,000\text{ min}^{-1}$
- Výkon 47,2 kW
- Upínací kužel HSK-A63



4.1.3 Požadavky na stroj, pro který bude vřetenno určeno

- Vřetenno stroje by mělo umožnit vysokorychlostně obrábět hliníkové slitiny a stroj by měl být určen především pro letecký průmysl, popřípadě by měl zvládat i obrábění hliníkových forem pro vstřikování plastu.
- Vřetenno by mělo být osazeno automatickým upínačem nástrojů, protože je kladen požadavek na snížení výrobních časů.
- Víceosé obrábění

4.1.4 Parametry HSC frézování potřebné pro určení pohonu vřetenno

Nejprve je nutno určit parametry frézování a parametry nástrojů používaných pro HSC obrábění hliníku. K tomu účelu jsem použil katalog nástrojů výrobce WALTER. Pro HSC frézování hliníku jsou přednostně určeny stopkové frézy se dvěma zuby do středu z jemnozrnného nepovlakovaného slinutého karbidu. Rozsahy průměrů jsou od 4 mm do 20 mm.

**Frézy ze SK na hliník****F 1700 E**

45°, extra dlouhé provedení



Označení	D _C mm	d ₁ mm	X ₁ mm	X ₂ mm	L _C mm	Z	úhel šroubovice 45°	kg	HF			HC		
									WMG 30	WKK 15	WXM 15			
úhel šroubovice 45°														
F 1700E.Z.06.Z2.35.45 ..	6	6	44	80	35	2	45°	0,04	.W					
F 1700E.Z.08.Z2.45.45 ..	8	8	61	97	45	2	45°	0,07	.W					
F 1700E.Z.10.Z2.50.45 ..	10	10	78	118	50	2	45°	0,13	.W					
F 1700E.Z.12.Z2.60.45 ..	12	12	75	120	60	2	45°	0,20	.W					
F 1700E.Z.16.Z2.65.45 ..	16	16	82	130	65	2	45°	0,38	.W					
F 1700E.Z.20.Z2.75.45 ..	20	20	95	145	75	2	45°	0,66	.W					

Obr. 4.5 Fréza F1700E na obrábění hliníku [40]

Hodnoty pro HSC frézování hliníkových slitin [40]:

- Řezná rychlost pro stopkové frézy:

$$v_c = 1000 - 2380 m \cdot \min^{-1}$$

- Posuv na zub pro čelní frézování:

Průměr nástroje D _C	Posuv na zub f _Z
4 mm	0,046 mm.zub ⁻¹
20 mm	0,185 mm.zub ⁻¹

- Vyložení nástroje:

Průměr nástroje D_c	Vyložení nástroje X_1
4 mm	44 mm
20 mm	95 mm

4.1.5 Určení otáček vřetena

Pro určení potřebných otáček vřetena pro HSC obrábění je určujícím parametrem zejména řezná rychlost nástroje a průměr nástroje, které byly zjištěny v kapitole 4.1.2. Tyto dva parametry jsou klíčové k určení otáček vřetene. Pro výpočet potřebných otáček vřetene budou použity průměry nástroje v rozsahu $D_c = 4 - 20$ mm a řeznou rychlost $1500 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ (dle kapitoly 4.1.2). Čím menší průměr nástroje, tím vyšší jsou potřebné otáčky vřetena.

Otáčky vřetene se stanoví na základě vzorce [40]:

$$n = \frac{1000 \cdot v_c}{\pi \cdot D_c} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (4.1)$$

Tabulka potřebných otáček vřetena pro různé průměry nástroje při řezné rychlosti $1500 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$:

Řezná rychlost $v_c = 1500 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$	
Průměr nástroje D_c [mm]	Otáčky vřetena n [min^{-1}]
4	119 366,2
6	79 577,5
8	59 683,1
10	47 746,5
12	39 788,7
14	34 104,6
16	29 841,6
18	26 525,8
20	23 873,2

Tab. 4.1 Otáčky vřetena pro různé průměry nástroje

Z tabulky 4.1 je zřejmé, že pro dosažení řezné rychlosti $1500 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ je třeba vysokých otáček vřetena, z toho důvodu bude nutné použít vřeteno s integrovaným pohonem.

4.1.6 Výpočet velikosti kroutících momentů potřebných k frézování

Kroutící momenty budou vypočteny pro maximální zatížení, a to pro 2 způsoby frézování:

- čelní frézování
- ponorné frézování



Čelní frézování se používá pro obrábění ploch (rovinných a tvarových) a vřeteno je namáháno na ohyb, ložiska jsou namáhána radiálně, ponorné frézování se využívá pro výrobu děr a drážek a zejména pro zajištění nástroje při frézování dutin. Při tomto způsobu jsou ložiska namáhána radiálně i axiálně.

Výpočet řezného momentu pro čelní frézování

Při výpočtu řezného momentu a řezné síly při čelním frézování bude uvažováno frézování celým průřezem nástroje $a_e = D_c$, frézou se dvěma zuby do středu s nulovým úhlem čela.

Pro výpočet řezných sil a momentů jsem využil firemní literaturu výrobce nástrojů Walter. Pro stanovení velikosti řezných sil je potřeba znát nástrojové úhly, které volím takové, aby co nejvíce namáhaly vřeteno. Vypočtená řezná síla bude tedy větší, než skutečná řezná síla na reálném nástroji, který má nástrojové úhly vhodnější.

Při výpočtu vycházím z těchto hodnot:

Název veličiny	Hodnota
otáčky nástroje	$n = 23873,2 \text{ min}^{-1}$
max. průměr nástroje	$D_c = 20 \text{ mm}$
posuv na zub [40]	$f_z = 0,185 \text{ mm.zub}^{-1}$
počet zubů nástroje	$z = 2$
šířka řezu	$a_e = 20 \text{ mm}$
hloubka řezu	$a_p = 2,5 \text{ mm}$
obráběný materiál	slitiny hliníku
směrnice křivky k_c [40]	$m_c = 0,27$
úhel nastavení ostří	$\kappa = 90^\circ$
úhel záběru	$\varphi_s = 180^\circ$
ortogonální úhel čela	$\gamma_0 = 0^\circ$
specifická řezná síla [40]	$K_c 1.1 = 700 \text{ N.mm}^{-2}$

Tab. 4.2 Známé hodnoty pro čelní frézování

Střední tloušťka třísky [40]:

$$h_m = \frac{\left\{ 114,7 \cdot f_z \cdot \sin \kappa \cdot \left(\frac{a_e}{D_c} \right) \right\}}{\varphi_s} = \frac{\left\{ 114,7 \cdot 0,185 [\text{mm} \cdot \text{zub}^{-1}] \cdot \sin 90^\circ \cdot \left(\frac{20 [\text{mm}]}{20 [\text{mm}]} \right) \right\}}{180^\circ} \quad (4.2)$$

$$h_m = 0,118 \text{ mm}$$

Specifická řezná síla [40]:

$$k_c = \frac{1 - 0,01 \cdot \gamma_0}{h_m^{m_c}} \cdot K_c 1.1 = \frac{1 - 0,01 \cdot 0[^\circ]}{0,118[mm]^{0,27}} \cdot 700[N/mm^2] = 1246,5 N \cdot mm^{-2} \quad (4.3)$$

Řezná síla F_c [40]:

$$F_c = k_c \cdot a_p \cdot f_z = 1246[N/mm^2] \cdot 2,5[mm] \cdot 0,185[mm \cdot zub^{-1}] = 576,3 N \quad (4.4)$$

Řezný moment M_c [40]:

$$M_c = F_c \cdot \frac{D_c \cdot 10^{-3}}{2} = 576,3[N] \cdot \frac{20[mm] \cdot 10^{-3}}{2} = 5,7 Nm \quad (4.5)$$

Výpočet řezného momentu pro ponorné frézování

Při ponorném frézování vzniká axiální síla, která namáhá vřetenová ložiska axiální silou. Při výpočtu ponorného frézování uvažuji, jako by se jednalo o vrtání. Úhel nastavení ostří frézy je 90° .

Název veličiny	Hodnota
otáčky vřetene	$n = 23873,2 \text{ min}^{-1}$
max. průměr nástroje	$D_c = 20 \text{ mm}$
posuv na zub pro ponorné frézování	$f_z = 0,05 \text{ mm} \cdot \text{zub}^{-1}$
počet zubů nástroje	$z = 2$
šířka řezu	$a_e = 20 \text{ mm}$
obráběný materiál	slitiny hliníku
úhel nastavení ostří	$\kappa = 90^\circ$
směrnice křivky k_c [40]	$m_c = 0,27$
specifická řezná síla [40]	$K_c 1.1 = 700 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Tab. 4.3 Známé hodnoty pro ponorné frézování

Posuv na zub byl snížen na $0,01 \text{ mm} \cdot \text{zub}^{-1}$, aby se snížil potřebný kroutící moment vřetena a axiální namáhání vřetenových ložisek.

Tloušťka třísky [40]:

$$h = f_z \cdot \sin \kappa = 0,01[mm \cdot \text{zub}^{-1}] \cdot \sin 90^\circ = 0,01 \text{ mm} \quad (4.6)$$

Posuv na otáčku [40]:

$$f = f_z \cdot z = 0,01[mm \cdot \text{zub}^{-1}] \cdot 2 = 0,02 \text{ mm} \quad (4.7)$$



Specifická řezná síla [40]:

$$k_c = \frac{K_c 1.1}{h^{m_c}} = \frac{700[N \cdot mm^{-2}]}{0,01[mm]^{0,27}} = 2427,15N \quad (4.8)$$

Síla při posuvu (axiální síla) [40]:

$$F_f = 0,63 \cdot \frac{f \cdot k_c \cdot D_c}{2} = 0,63 \cdot \frac{0,02[mm] \cdot 2427,15[N \cdot mm^{-2}] \cdot 20[mm]}{2} = 305,8N \quad (4.9)$$

Řezný moment M_c [40]:

$$M_c = \frac{D_c^2 \cdot k_c \cdot f}{8000} = \frac{20[mm]^2 \cdot 2427,15[N \cdot mm^{-2}] \cdot 0,02}{8000} = 2,43Nm \quad (4.10)$$

Pro frézování dutin bude doporučeno používat kruhovou interpolaci, čímž budou reálné axiální síly sníženy.

4.1.7 Výpočet potřebného výkonu motoru

Při výpočtu vycházím z těchto hodnot:

Název veličiny	Hodnota
otáčky nástroje	$n = 23873,2 \text{ min}^{-1}$
max. průměr nástroje	$D_c = 20\text{mm}$
posuv na zub pro čelní frézování [40]	$f_z = 0,185 \text{ mm.zub}^{-1}$
počet zubů nástroje	$z = 2$
šířka řezu	$a_e = 20 \text{ mm}$
hloubka řezu	$a_p = 2,5 \text{ mm}$
obráběný materiál	slitiny hliníku
specifická řezná síla [40]	$K_c 1.1 = 700 \text{ N.mm}^{-2}$
specifická řezná síla pro čelní frézov.	$k_c = 1246,5 \text{ N.mm}^{-2}$
účinnost motoru	$\eta = 0,95$

Tab. 4.4 Hodnoty potřebné pro výpočet výkonu motoru

Rychlost posuvu v_f [40]:

$$v_f = f_z \cdot z \cdot n = 0,185[mm \cdot \text{zub}^{-1}] \cdot 2 \cdot 23873,2 = 8833,08\text{mm} / \text{min} \quad (4.11)$$

Potřebný výkon motoru P_{mot} [40]: (4.12)

$$P_{\text{mot}} = \frac{a_p \cdot a_e \cdot v_f \cdot k_c}{6 \cdot 10^7 \cdot \eta} = \frac{2,5[mm] \cdot 20[mm] \cdot 8833,08[mm \cdot \text{min}^{-1}] \cdot 1246,5[N \cdot \text{mm}^{-2}]}{6 \cdot 10^7 \cdot 0,95} = 9,7\text{kW}$$

Objem odebraného materiálu za čas Q [40]:

$$Q = \frac{a_e \cdot a_p \cdot v_f}{1000} = \frac{20[mm] \cdot 2,5[mm] \cdot 8833,08[mm \cdot \min^{-1}]}{1000} = 441,7 \text{ cm}^3 \text{ min}^{-1} \quad (4.13)$$

4.1.8 Volba motoru

Motor zvolím podle potřebných otáček (viz kap. 4.1.5), kroutícího momentu (viz kap. 4.1.6) a výkonu (viz kap. 4.1.7). Vřeteno bude poháněno motorem integrovaným ve vřetenu, protože potřebné otáčky motoru jsou vysoké (nad $20\,000 \text{ min}^{-1}$).

Požadované parametry motoru jsou v tab. 4.5.

Název veličiny	Hodnota
Maximální otáčky v rozsahu	$n = 15\,000 - 30\,000 \text{ min}^{-1}$
Výkon motoru	$P_{\text{mot}} > 9,7 \text{ kW}$
Potřebný kroutící moment motoru při $n = 23873 \text{ min}^{-1}$	$M_{\text{mot}} > 5,7 \text{ Nm}$

Tab. 4.5 Požadované parametry motoru

Integrované bezrámové motory (synchronní s vektorovým řízením) určené pro pohon vřeten nabízí výrobce SIEMENS (obr. 4.6). Jedná se o sérii motorů s označením 1FE1 v rozsahu výkonů 4 - 104 kW, momentů 4,5 - 820 Nm a otáček až do $40\,000 \text{ min}^{-1}$.

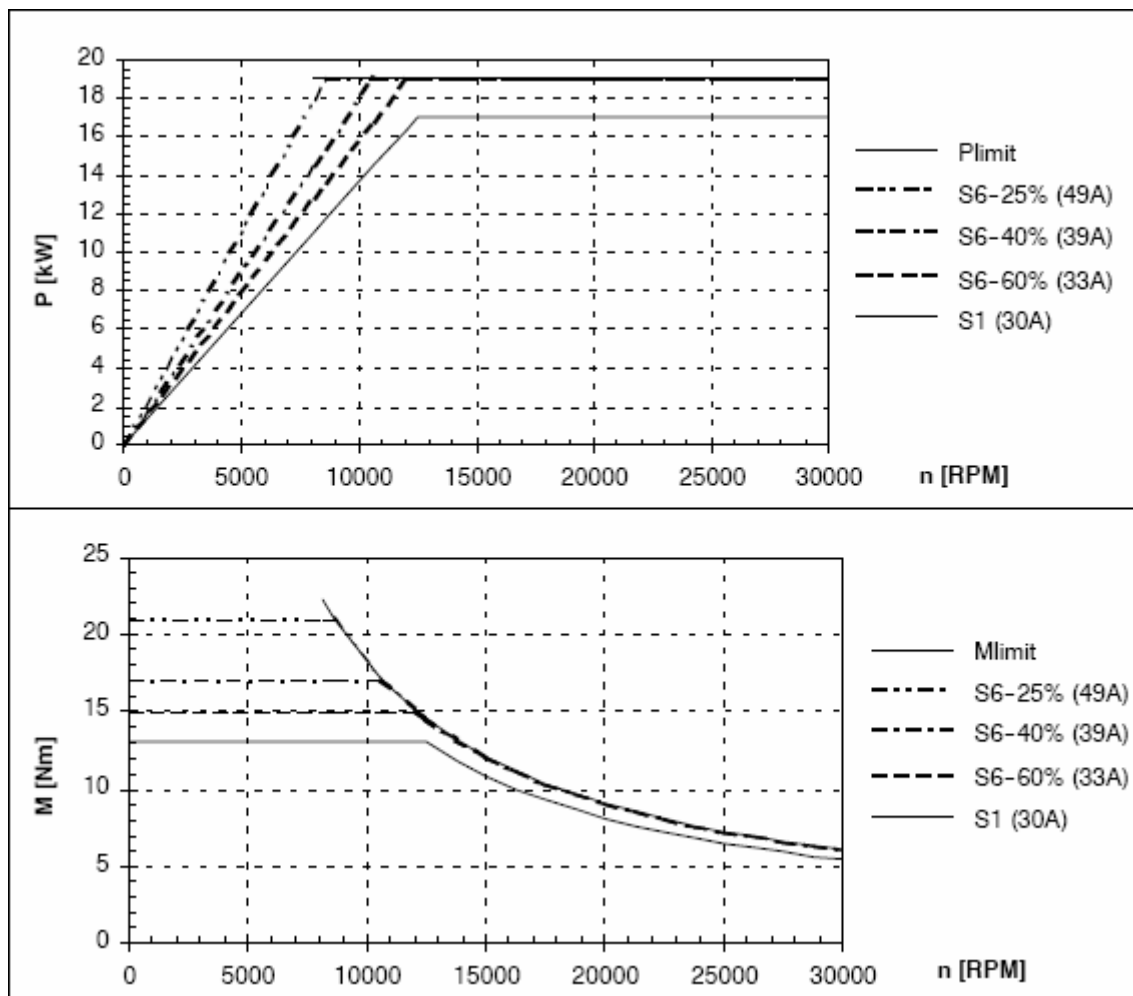


Obr. 4.6 Bezrámové motory SIEMENS 1FE1[41]

Z katalogu SIEMENS [41] volím motor 1FE1052-4WK11. Parametry motoru jsou uvedeny v tab. 4.6, charakteristiky motoru jsou v grafu 4.1.

Název veličiny	Hodnota
Jmenovité otáčky	$n_n = 12\,500 \text{ min}^{-1}$
Maximální otáčky	$n_{\text{max}} = 30\,000 \text{ min}^{-1}$
Kroutící moment (při $23\,873 \text{ min}^{-1}$)	$M_{\text{mot}} = 7,1 \text{ Nm}$
Kroutící moment (při $12\,500 \text{ min}^{-1}$)	$M_{\text{mot}} = 13 \text{ Nm}$
Počet pólů	4
Výkon	$P = 17,5 \text{ kW}$

Tab. 4.6 Parametry motoru 1FE1052-4WK11[41]



Graf 4.1 Charakteristiky motoru 1FE1052-4WK11 (výkony a kroutící momenty v závislosti na otáčkách) [41]

Rozměry motoru (statoru i rotoru) jsou uvedeny v katalogu, a je nutno se podle nich řídit při návrhu rozměrů vřetenové hřídele.

4.1.9 Volba typu upínacího mechanismu

Upínací mechanismy nabízí výrobce Ott Jakob. Pro vysokorychlostní obrábění je doporučeno použít upínací kužel HSK typ E. Z důvodu malých rozměrů nástroje volím upínací mechanismus HSK-E 40. V katalogu jsou uvedeny vnitřní rozměry vřetena, podle kterých je nutno se řídit při návrhu vřetena.

Parametry použití upínacího kuželu HSK – E40 [36]:

- maximální otáčky: $45\,728\text{ min}^{-1}$
- maximální přenesený kroutící moment : 27 Nm

4.2 Zhodnocení a zdůvodnění parametrů vřetene

Název veličiny	Hodnota
Jmenovité otáčky	$n_n = 12\,500\text{ min}^{-1}$
Maximální otáčky	$n_{\max} = 30\,000\text{ min}^{-1}$
Krouticí moment	$M_{\text{mot}} = 13\text{ Nm}$
Výkon (S1) při 12500 min^{-1}	$P = 17,5\text{ kW}$
Maximální délka nástroje	$X_1 = 95\text{ mm}$
Maximální průměr nástroje	$D_c = 20\text{ mm}$
Upínací kužel	HSK – E40
Typ převodu	elektrovřeteno
Systém upínání	automatický
Objem odebraného materiálu za čas	$Q = 441,7\text{ cm}^3\text{min}^{-1}$
Poloha vřetena	vertikální

Tab. 4.7 Parametry navrhovaného vřetena

Výkon, maximální otáčky a krouticí moment jsou stanoveny na základě parametrů potřebných pro HSC frézování s patřičnou rezervou. Velikost kroutícího momentu motoru při daných otáčkách pro hrubování frézou 20 mm dostačuje. Maximální délka nástroje a maximální průměr nástroje jsou určeny na základě rozměrů nástrojů WALTER používaných pro HSC obrábění hliníku. Rozměry nástrojů by pro menší vertikální frézku měly být dostatečné a úběr materiálu by měl činit při použití největšího nástroje $D_c = 20\text{ mm}$ a řezné rychlosti $v_c = 1500\text{ m/min}$ hodnot $Q = 441,7\text{ cm}^3\cdot\text{min}^{-1}$ (při otáčkách $23\,873,2\text{ min}^{-1}$).

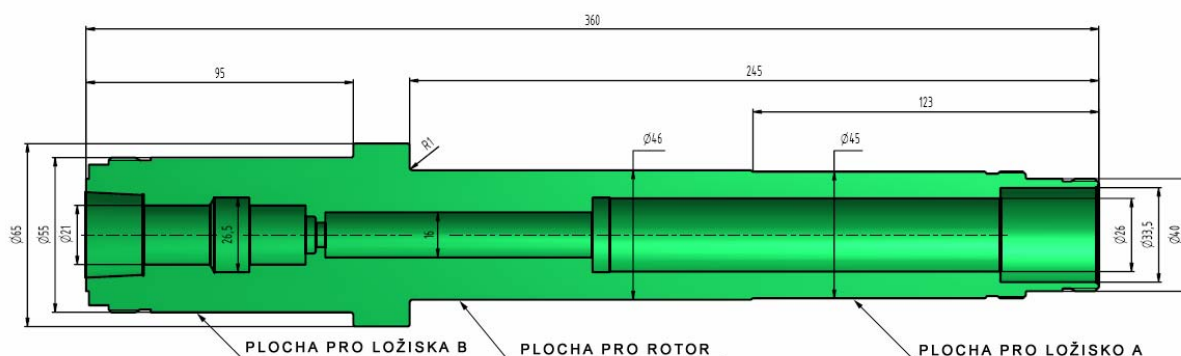
Systém upínání nástrojů bude automatický. Upínací kužel jsem zvolil typ HSK E40 (typ E je určený pro vysokorychlostní obrábění).

4.3 Předběžná volba rozměrů hřídele

Na základě rozměrů integrovaného motoru a doporučených rozměrů dutiny hřídele pro upínací mechanismus Ott Jakob vytvořím předběžný 3D model hřídele vřetena, ze kterého by mělo být zřejmé, jaký rozměr ložisek bude možno použít (obr. 4.7) .

Rozměry zadní části upínací tyče jsou příliš velké a bude nutno zkonstruovat vlastní upínací tyč. Vnitřní průměr rotoru, který bude nalisován na hřídel vřetena, je rozměru $D = 46\text{ mm}$, velikost zadní části upínací tyče je $D = 38\text{ mm}$, to znamená, že tloušťka stěny hřídele v zadní části by byla pouhé 4 mm .

Od výrobce Ott Jakob tedy bude koupena pouze přední část mechanismu HSK-E40 (obr. 4.8) a upínací tyč s talířovými pružinami bude zkonstruována zvlášť v menších rozměrech. Tím bude dosaženo větší tloušťky stěny zadní části vřetenové hřídele. Výpočet svazku pružin je v bodě 4.4.



Obr. 4.7 Základní rozměry hřídele

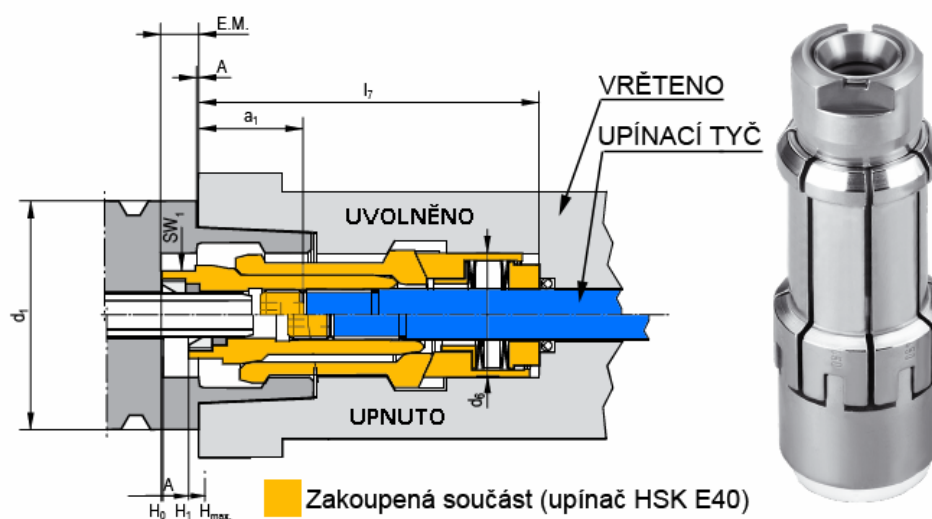
4.4 Výpočet svazku pružin pro upínání nástrojů HSK E40

Výpočet svazku pružin provádím na základě literatury [28] (str. 618 – 621) v programu MathCAD 13.

Velikost maximální upínací síly a velikost potřebného zdvihu pro uvolnění nástroje uvádí výrobce upínače Ott Jakob v katalogu upínačů [36].

Pro upínání volím pružiny 25x12,5x0,9 CSN 02 6063.

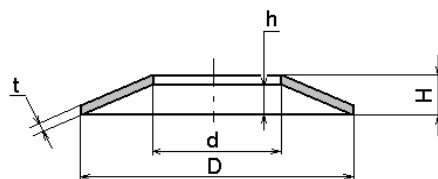
HSK standard (type K)



Obr. 4.8 Upínač pro nástroje HSK E40 [36]



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE



Obr. 4.9 Rozměry talířové pružiny [28]

Rozměry pružiny: PRUŽINA 25x12,5x0,9 CSN 02 6063Vnější průměr: $D := 0.025$ mVnitřní průměr: $d := 0.0125$ mTloušťka: $t := 0.0009$ mVolná výška: $H := 0.0016$ mVnitřní výška nestlačeného talíře: $h := 0.0007$ mSíla pružiny stlačené na $s = 0,75h$: $F := 875$ NSíla pružiny stlačené na $s = h$: $F_{\max} := 1071$ N**Znamé hodnoty:**Maximální upínací síla [36]: $F_{1\max} := 2400$ NModul pružnosti v tahu pro ocel [36]: $E := 2.1 \cdot 10^{11}$ PaZdvih pro uvolnění nástroje [36]: $H_1 := 0.0056$ m**Výpočet potřebného počtu pružin soulehle uložených:**Předpokládám pracovní stlačení pružiny $s = 0.75h$

$$\begin{aligned} s &:= 0.75 \cdot h \\ s &= 5.25 \times 10^{-4} \text{ m} \end{aligned} \quad (4.14)$$

$$n_p := \frac{F_{1\max}}{F} \quad (4.15)$$

$$n_p = 2.73$$

Volím počet 3 pružin uložených soulehle:

$$n_p := 3$$



Výpočet velikosti skutečného pracovního zdvihu 1 pružiny v sadě, aby nedošlo k překročení max. upínací síly:

koeficient α :

koeficient m :

$$\alpha := \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{D}{d} - 1 \right)^2}{\frac{D}{d} + 1} \cdot \frac{2}{\frac{D}{d} - 1 - \ln\left(\frac{D}{d}\right)} \quad (4.16)$$

$$m := 10/3$$

$$\alpha = 0.694$$

síla jedné pružiny v sadě:

$$F := \frac{2400}{3} \quad F = 800 \text{ N}$$

Giver

$$F = \frac{4 \cdot E \cdot t^4}{\left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \cdot \alpha \cdot D^2} \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[\left(\frac{h}{t} - \frac{s}{t} \right) \cdot \left(\frac{h}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) + 1 \right] \quad (4.17)$$

$$\text{Find}(s) = 4.499 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$s_n := 4.499 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

Skutečný pracovní zdvih jedné sady je $s_n = 0,4499 \text{ mm}$.

Výpočet potřebného počtu sad pružin s uložením protilehlým pro dosažení zdvihu H_1 pro uvolnění nástroje:

Pro uvolnění nástroje předpokládám stlačení pružiny rovno: $s = 0.8h$

$$i := \frac{H_1}{2(0.8 \cdot h - s_n)} \quad (4.18)$$

$$i = 25.431$$

Volím počet $i = 25$ protilehlých sad

$$i := 25$$

Délka takto seřazené sady pružin s kombinovaným uložením při pracovním zatížení:

Délka jedné sady při pracovním zatížení (zatížení při upnutém nástroji):

$$L_1 := 6 \cdot t + 2 \cdot (h - s_n) \quad (4.19)$$

$$L_1 = 5.9 \times 10^{-3} \quad \text{m}$$

Délka 12 sad seřazených za sebou:

$$L_i := L_1 \cdot i$$

$$L_i = 0.148 \quad \text{m}$$

Výpočet síly potřebné k uvolnění nástroje (síla potřebná pro stlačení pružin, aby došlo ke zdvihu potřebnému k uvolnění nástroje).

Pro uvolnění nástroje jsem zvolil stlačení pružiny rovno: $s_{uv} = 0.8 \cdot h$

$$s_{uv} := 0.8 \cdot h$$

$$s_{uv} = 5.6 \times 10^{-4}$$

Síla jedné pružiny v sadě soulehlých pružin při uvolnění nástroje:

Giver

$$F = \frac{4 \cdot E \cdot t^4}{\left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \cdot \alpha \cdot D^2} \cdot \frac{s_{uv}}{t} \cdot \left[\left(\frac{h}{t} - \frac{s_{uv}}{t} \right) \cdot \left(\frac{h}{t} - \frac{s_{uv}}{2 \cdot t} \right) + 1 \right] \quad (4.20)$$

$$\text{Find}(F) = 931.409 \quad \text{N}$$

Síla jedné pružiny při uvolnění nástroje je $F = 931.4 \text{ N}$

Síla sady 3 soulehlých pružin při uvolnění nástroje je tedy rovna:

$$F_{uv} := 3 \cdot F$$

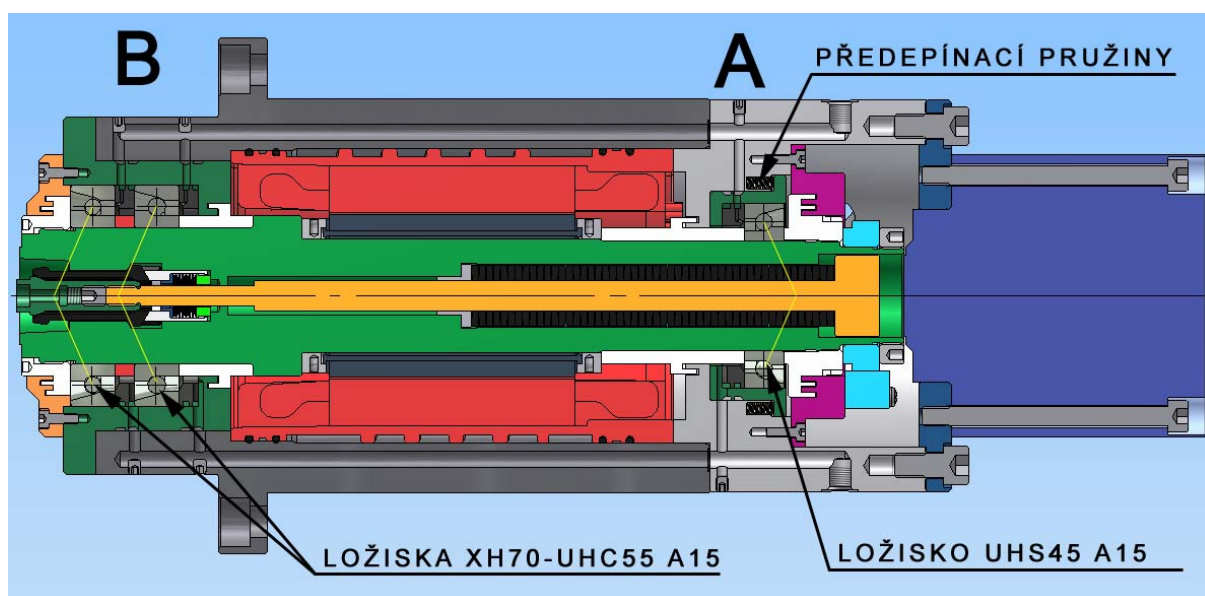
$$F_{uv} = 2.794 \times 10^3 \quad \text{N}$$

Síla potřebná k uvolnění nástroje je rovna $F_{uv} = 2\,794 \text{ N}$.



4.5 Volba ložisek

Aby bylo možno vypočítat optimální vzdálenost ložisek a tuhost vřetena, je nutno předběžně zvolit ložiska. Volím hybridní ložiska určená pro velmi vysoké rychlosti výrobce UKF. Uspořádání předních ložisek je podle obr. 4.10 tandemové, předepnuté pružinou. Tím dosáhneme toho, že tepelná dilatace vřetena nebude ovlivňovat předepínací sílu ložisek.



Obr. 4.10 Uspořádání ložisek

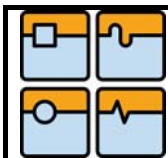
Zadní ložisko je samostatné kosoúhlé ložisko. Zachycuje radiální síly, hmotnost vřetena a staticky zachycuje sílu od hydraulického válce, působící při odepínání nástroje.

4.5.1 Přední ložisko B

Jako přední ložiska volím pár kosoúhlých ložisek s označením XH70 UHC 55 A15. Parametry ložiska XH70 UHC 55 A15 jsou v tab. 4.8.

Název veličiny	Hodnota
Základní dynamická únosnost	$C = 13790 \text{ N}$
Základní statická únosnost	$C_0 = 20860 \text{ N}$
Maximální otáčky	$n_{lim} = 38000 \text{ min}^{-1}$
Velikost předpětí	$F_v N = 170 \text{ N}$
Axiální tuhost	$R_a = 64 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$
Radiální tuhost	$R_{rB} = 436 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$
Vnitřní průměr	$d_B = 55 \text{ mm}$
Vnější průměr	$D_B = 90 \text{ mm}$
Šířka	$B = 18$
Kontaktní úhel	$\alpha = 15^\circ$

Tab. 4.8 Parametry ložiska XH70 UHC 55 A15 [42]



4.5.2 Zadní ložisko A

Jako zadní ložisko volím kosoúhlé ložisko s ocelovými kuličkami pro vysoké rychlosti s označením 70 UHS 45 A15. Parametry ložiska 70 UHS 45 A15 jsou v tab. 4.9.

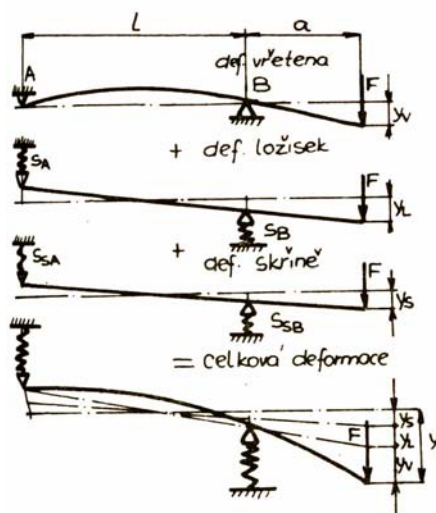
Název veličiny	Hodnota
Základní dynamická únosnost	$C = 13\,670\text{ N}$
Základní statická únosnost	$C_0 = 15\,390\text{ N}$
Maximální otáčky	$n_{\text{lim}} = 33\,600\text{ min}^{-1}$
Velikost předpětí	$F_v N = 120\text{ N}$
Axiální tuhost	$R_a = 47\text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$
Radiální tuhost	$R_{rA} = 313\text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$
Vnitřní průměr	$d_A = 45\text{ mm}$
Vnější průměr	$D_A = 75\text{ mm}$
Šířka	$B = 16\text{ mm}$
Kontaktní úhel	$\alpha = 15^\circ$

Tab. 4.9 Parametry ložiska 719 UHS 45 A15 [42]

4.6 Optimální vzdálenost ložisek a tuhost vřetena

Jak už bylo napsáno v úvodu, deformace vřetena na jeho předním konci musí být co nejmenší. Pro každé uložení vřetena lze vypočítat optimální vzdálenost ložisek, pro kterou bude deformace na předním konci vřetena nejmenší. Výpočet provádím na základě literatury [4].

Celková deformace na předním konci vřetena je dána, podle obrázku 4.11, součtem dílčích deformací ložisek y_l , vřetena y_v a jeho skříně (tubusu) y_s .



Obr. 4.11 Deformace vřetena – vliv tuhosti ložisek, vřetena a skříně [4]



Celková deformace na předním konci je dána vztahem [4]:

$$y = y_v + y_s + y_l \quad (4.21)$$

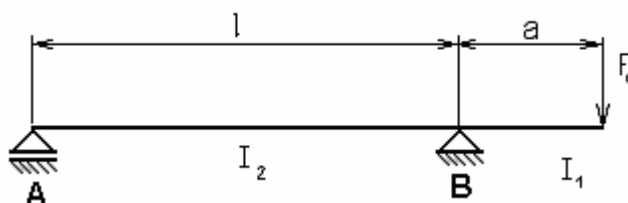
Pro stanovení deformace skříně y_l by bylo potřeba provést výpočet pomocí metody konečných prvků, a proto nebude v dalším postupu deformaci skříně uvažovat.

Celková deformace se zanedbáním deformace skříně je pak dána vztahem[4]:

$$y = y_v + y_l \quad (4.22)$$

Dílčí deformace vřetena y_v

Dílčí deformace hřídele vřetena lze stanovit za předpokladu dokonale tuhých ložisek. Odvození vzorce je v [4] str.133.



Obr. 4.12 Schéma vřetena

$$y_v = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{l}{I_1} + \frac{a}{I_2} \right) \quad (4.23)$$

Dílčí deformace ložisek y_l

Dílčí deformace vřetenových ložisek můžeme stanovit za předpokladu dokonale tuhého vřetena. Odvození vzorce je v [4] str. 134.

$$y_l = \frac{F}{l^2} \cdot \left[a^2 \cdot p_A + (a+l)^2 \cdot p_B \right] \quad (4.24)$$

Celková deformace na konci vřetena

Deformace na konci vřetena je po dosazení za y_l a y_v do rovnice [4]:

$$y = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{l}{I_1} + \frac{a}{I_2} \right) + \frac{F}{l^2} \cdot [a^2 \cdot p_A + (a+l)^2 \cdot p_B] \quad (4.25)$$

Optimální vzdálenost ložisek

Optimální vzdálenost ložisek získáme nalezením minima funkce $y=f(l)$. Minimum funkce $y=f(l)$ získáme její derivací podle l a položením rovnu nule. Vycházím z literatury [4].

$$\frac{dy}{dl} = 0$$

$$\frac{dy}{dl} = -\frac{2a^2}{l^3} \cdot (p_A + p_B) - \frac{2a}{l^2} \cdot p_B + \frac{a^2}{3 \cdot E \cdot I_1} = 0 \quad (4.26)$$

Po úpravě vznikne kubická rovnice [4]:

$$l^3 + \frac{6E \cdot I_1 \cdot l}{a} \cdot p_B - 6E \cdot I_1 \cdot (p_A + p_B) = 0 \quad (4.27)$$

Rovnice odpovídá tvaru [4]:

$$x^3 + q \cdot x + r = 0 \quad (4.28)$$

$$\text{kde: } r = -6E \cdot I_1 \cdot (p_A + p_B) \quad q = \frac{-6E \cdot I_1}{a} \cdot p_B \quad (4.30)$$

Rovnice má 3 kořeny, ze kterých je pouze jeden (x_1) reálný [4]:

$$x_1 = u + v \quad (4.31)$$

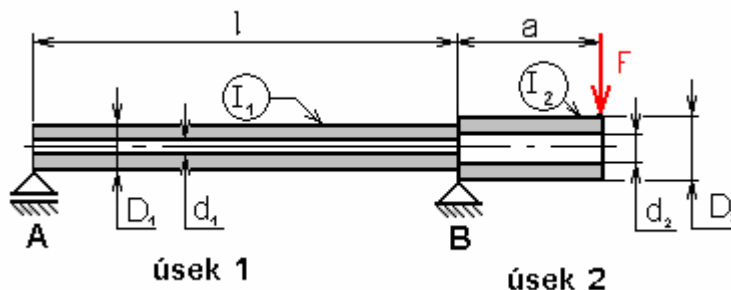
$$\text{kde: } v = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r - \sqrt{z}} \quad u = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r + \sqrt{z}} \quad z = \frac{1}{4}r^2 + \frac{1}{27}q^3$$

(4.32)
(4.33)
(4.34)

Výpočet optimální vzdálenosti ložisek jsem provedl v programu MathCAD 13. Hodnoty vnitřních a vnějších průměrů hřídele pro výpočet jsem stanovil váženým průměrem, vypočteným z průměrů a délek vřetena, jehož rozměry jsem předběžně určil v kap. 4.3. Při výpočtu předpokládám konstantní kvadratický moment průřezu I_1 na vzdálenosti mezi ložisky 1 a I_2 na délce předního konce vřetena a (viz. obr. 4.13).



4.6.1 Optimální vzdálenost ložisek



Obr. 4.13 Schéma uložení vřetena

Znamé hodnoty:

Modul pružnosti v tahu pro ocel $E := 2.1 \cdot 10^{11}$ PaDélka předního konce vřetena $a := 0.043$ mVnitřní průměr vřetena úsek 1 $d_1 := 0.0215$ mVnější průměr vřetena úsek 1 $D_1 := 0.0485$ mVnitřní průměr vřetena úsek 2 $d_2 := 0.025$ mVnější průměr vřetena úsek 2 $D_2 := 0.055$ mRadiální tuhost zadního ložiska A $R_{rA} := 313 \cdot 10^6$ N·m⁻¹Radiální tuhost předního ložiska B $R_{rB} := 436 \cdot 10^6$ N·m⁻¹

Působící síla

$$F := F_c$$

$$F := 576.3 \text{ N}$$

Poddajnost zadního ložiska A:

$$p_A := \frac{1}{R_{rA}}$$

$$p_A = 3.195 \times 10^{-9} \text{ m} \cdot \text{N}^{-1}$$

Poddajnost předního ložiska B:

$$p_B := \frac{1}{R_{rB}}$$

$$p_B = 2.294 \times 10^{-9} \text{ m} \cdot \text{N}^{-1}$$

Kvadratický moment průřezu část 1:

$$I_1 := \frac{\pi}{64} \cdot (D_1^4 - d_1^4)$$

$$I_1 = 2.611 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Kvadratický moment průřezu část 2:

$$I_2 := \frac{\pi}{64} \cdot (D_2^4 - d_2^4)$$

$$I_2 = 4.3 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Řešení kubické rovnice: $x^3 + q \cdot x + r = 0$

$$r := -6 \cdot E \cdot I_1 \cdot (p_A + p_B)$$

$$q := \frac{-6 \cdot E \cdot I_1}{a} \cdot p_B$$

$$z := \frac{1}{4} \cdot r^2 + \frac{1}{27} \cdot q^3$$

$$v := \sqrt[3]{\frac{-1}{2} \cdot r - \sqrt{z}}$$

$$u := \sqrt[3]{\frac{-1}{2} \cdot r + \sqrt{z}}$$

Reálný kořen rovnice:

$$x_1 := u + v$$

$$x_1 = 0.168 \text{ m}$$

Optimální vzdálenost mezi ložisky odpovídá kořenu $x_1 = 168 \text{ mm}$, této hodnoty ovšem není možno dosáhnout, protože to neumožňují rozměry motoru. Z toho důvodu volím nejmenší možnou vzdálenost ložisek $l = 260 \text{ mm}$.

Skutečná zvolená vzdálenost mezi ložisky:

$$l := 0.260 \text{ m}$$

4.6.2 Tuhost vřetena

Jako tuhost vřetena se nejčastěji uvádí hodnota tuhosti na předním konci vřetena, do kterého se upíná nástroj, protože velikost deformace v tomto místě má velký vliv na výslednou jakost práce.

Je zřejmé, že průhyb dlouhého nástroje bude větší, než uvedený průhyb na předním konci vřetena. Je tedy nejvýhodnější, aby délka vyložení nástroje byla co nejmenší.

Výpočet jsem provedl v programu MathCAD 13, hodnoty použité ve výpočtu jsou uvedeny v 4.6.1.

Deformace (průhyb) na předním konci vřetena:

$$y := \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{1}{I_1} + \frac{a}{I_2} \right) + \frac{F}{l^2} \cdot \left[a^2 \cdot p_A + (a + l)^2 \cdot p_B \right]$$

$$y = 3.699 \times 10^{-6} \text{ m}$$

**Tuhost vřetena:**

$$k := \frac{F}{y} \quad (4.39)$$

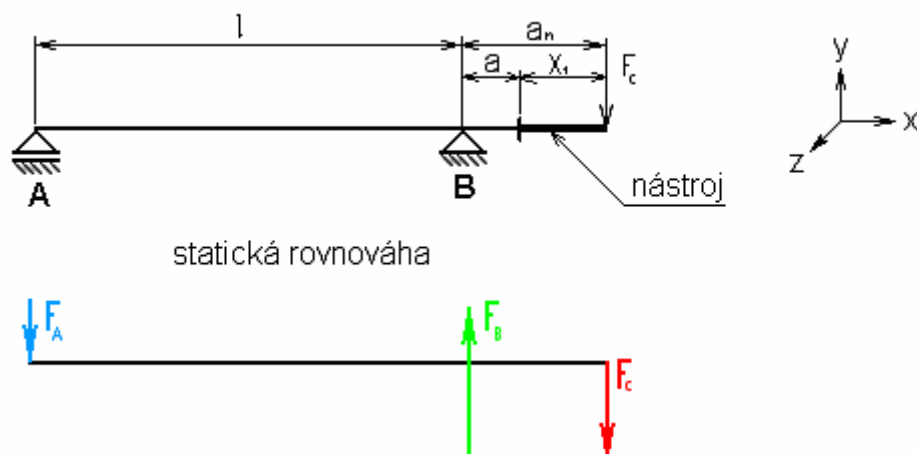
$$k = 1.558 \times 10^8 \quad \text{N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Tuhost navrhnutého vřetena je $156 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$ a vřeteno se při působení řezné síly F_c na předním konci vřetena prohne o $3,7 \mu\text{m}$.

4.7 Výpočet trvanlivosti ložisek

4.7.1 Reakce v ložiskách

Reakce v ložiskách vypočítám na základě statické rovnováhy vřetena se vzdáleností ložisek vypočtenou v kap. 4.5. Jedná se o nosník na dvou podporách s převislým koncem. Axiální síly od obrábění zachycuje pouze ložisko B.

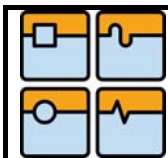


Obr. 4.14 Schéma uložení vřetena – reakce ložisek v radiálním směru

Při výpočtu vycházím z hodnot v tab. 4.10:

Název veličiny	Hodnota
Vzdálenost ložisek	$l = 260 \text{ mm}$
Délka předního konce vřetena	$a = 43 \text{ mm}$
Délka vyložení nástroje (max.délka nástroje)	$X_1 = 95 \text{ mm}$
Řezná síla	$F_c = 576,3 \text{ N}$
Posuvová síla při ponorném frézování	$F_f = 305,8 \text{ N}$
Hmotnost vřetenové hřídele (z modelu v programu Autodesk Inventor)	$m_v = 4,25 \text{ kg}$
Hmotnost rotoru [41]	$m_r = 2,2 \text{ kg}$
Hmotnost upínacího mechanismu včetně pružin (z modelu v programu Autodesk Inventor)	$m_u = 0,7 \text{ kg}$
Síla potřebná k uvolnění nástroje	$F_{uv} = 2\,794 \text{ N}$

Tab. 4.10 Znamé hodnoty



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Délka převislého konce včetně nástroje:

$$a_n = X_1 + a = 95[mm] + 43[mm] = 138mm$$

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_y = 0 \quad (4.41)$$

$$0 = -F_C + F_B - F_A$$

$$\sum M_A = 0 \quad (4.42)$$

$$0 = -F_C(a_n + l) + F_B \cdot l$$

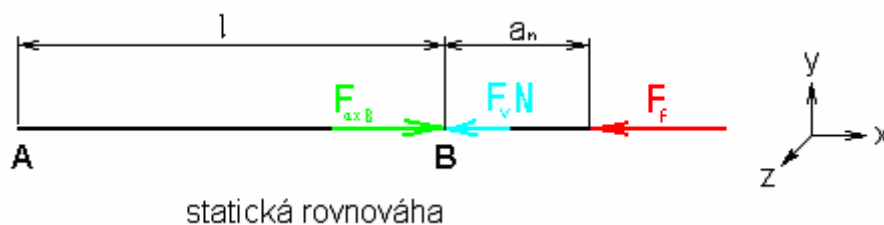
$$F_B = \frac{F_c(a_n + l)}{l} \quad (4.43) \quad F_A = \frac{F_c(a_n + l)}{l} - F_c$$

Výsledné reakce v radiálním směru:

$$F_B = \frac{576,3[N] \cdot (138[mm] + 260[mm])}{260[mm]} = 882,2N$$

$$F_A = \frac{576,3[N] \cdot (138[mm] + 260[mm])}{260[mm]} - 576,3[N] = 305,9N$$

Na ložisko B působí navíc při ponorném frézování axiální síla F_{axB} , která odpovídá posuvové síle vypočtené v bodě 4.1.6. K této síle musí být připočtena ještě předepínací síla ložisek.



Obr. 4.15 Schéma uložení vřetena - reakce ložiska B v axiálním směru

$$F_{axB} = F_f + F_v N$$

$$F_{axB} = 305 [N] + 120 [N]$$

$$F_{axB} = 425 N$$



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

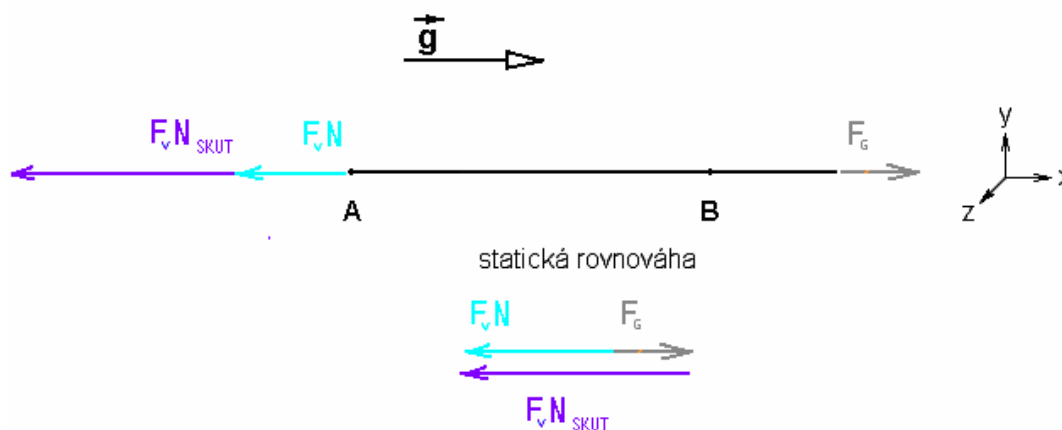
Na ložisko A působí axiální síla způsobená hmotností vřetena a předepínací síla ložisek. Síla způsobená hmotností vřetena a jeho upínacího mechanismu umístěném uvnitř bude vykompenzována silou od předepínací pružiny, která bude o tuto sílu zvýšena. Touto úpravou dosáhneme hodnoty předpětí ložisek stanovené výrobcem.

Reakce v axiálním směru ložiska A je potom rovna:

$$F_{axA} = F_v N$$

$$F_{axA} = 120 \text{ [N]}$$

Velikost skutečné síly předepínacích pružin bude muset být zvýšena o sílu, kterou vyvozuje samotná hmotnost vřetena s upínacím mechanismem, takže její velikost se bude rovnat součtu hmotnosti vřetena a velikosti předepínací síly. Tímto dosáhneme toho, že předepnutí ložisek bude mít předepsanou velikost $F_v N = 120 \text{ N}$.



Obr. 4.16. Schéma předepínání ložisek

$$F_v N_{skut} = F_m + F_v N$$

$$F_v N_{skut} = (m_v[\text{kg}] + m_r[\text{kg}] + m_u[\text{kg}]) g [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] + F_v N$$

$$F_v N_{skut} = (4,25[\text{kg}] + 2,2[\text{kg}] + 0,7[\text{kg}]) \cdot 9,81[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] + 120[\text{N}]$$

$$F_v N_{skut} = 190 \text{ [N]}$$

Potřebná síla pružin, které budou předepínat ložiska je $F_v N_{skut} = 190 \text{ N}$.

4.7.2 Trvanlivost ložisek B

Trvanlivost ložisek B vypočítám pro 3 druhy zatížení:

- Kombinace čelního a ponorného frézování
- Pouze čelní frézování
- Bez pracovního zatížení při maximálních otáčkách

Pro výpočty jsem použil vztahy uvedené v katalogu ložisek výrobce UKF [42] (str. 56 – 57) a provedl jsem je v programu MathCAD 13.

Trvanlivost ložisek B při kombinaci čelního a ponorného frézování

Čelní frézování v kombinaci s ponorným frézování může nastat při obrábění kapes. Ložiska jsou zatížena radiálně silou F_B a axiálně silou F_{axB} .

Ložisko B - označení ložiska - UXH 70 UHC 55 A15

Základní dynamická únosnost:	$C := 13790 \text{ N}$
Základní statická únosnost:	$C_o := 20860 \text{ N}$
Součinitel f_i pro sadu 2 ložisek:	$f_i := 1.62$
Radiální síla na ložisko B	$F_B := 882.2 \text{ N}$
Axiální síla na ložisko B	$F_{axB} := 425 \text{ N}$
Počet ložisek v sadě	$i := 2$
Otáčky	$n := 23873 \text{ min}^{-1}$

Základní dynamická únosnost skupiny ložisek:

$$C_{\text{group}} := C \cdot f_i \quad (4.43)$$

$$C_{\text{group}} = 2.234 \times 10^4 \text{ N}$$

Faktor f_o pro ložiska 70 UHC A15 průměru $d = 55 \text{ mm}$:

$$f_o := 16.5$$

Určení konstanty e :

$$\frac{f_o \cdot F_{axB}}{i \cdot C_o} = 0.168 \quad (4.44)$$

$$e := 0.40$$

Podle podílu F_{axB} / F_B určím z katalogu UKF hodnoty X a Y pro výpočet ekvivalentního zatížení

$$\frac{F_{axB}}{F_B} = 0.482 \quad \frac{F_a}{F_B} > e \quad \begin{matrix} X := 0.44 \\ Y := 1.4 \end{matrix}$$



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Ekvivalentní dynamické zatížení P:

$$P := X \cdot F_B + Y \cdot F_{axB} \quad (4.45)$$

$$P = 983.168 \quad \text{N}$$

$$P < C_{group} \quad \text{Ložiska vyhovují}$$

Trvanlivost skupiny ložisek B:

$$L_{hB} := \left(\frac{C_{group}}{P} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right) \quad (4.46)$$

$$L_{hB} = 8.19 \times 10^3 \quad \text{hodin}$$

Trvanlivost ložisek B při kombinaci čelního a ponorného frézování je
 $L_{hB} = 8\,292$ hodin.

Trvanlivost ložisek B při čelním frézování

Při čelním frézování jsou ložiska B namáhána radiální silou F_B . V axiálním směru na ně působí pouze předepínací síla F_v .

Ložisko B - označení ložiska - UXH 70 UHC 55 A15

Základní dynamická únosnost: $C := 13790 \quad \text{N}$

Základní statická únosnost: $C_0 := 20860 \quad \text{N}$

Součinitel f_i pro sadu 2 ložisek: $f_i := 1.62$

Radiální síla na ložisko B: $F_B := 882.2 \quad \text{N}$

Axiální síla na ložisko B: $F_{axB} := 120 \quad \text{N}$

Počet ložisek v sadě: $i := 2$

Otáčky: $n := 23873 \quad \text{min}^{-1}$

Základní dynamická únosnost skupiny ložisek:

$$C_{group} := C \cdot f_i$$

$$C_{group} = 2.234 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Faktor f_o pro ložiska 70 UHC A15 průměru $d = 55 \text{ mm}$:

$$f_o := 16.5$$

Určení konstanty e :

$$\frac{f_o \cdot F_{vN}}{i \cdot C_o} = 0.047$$

$$e := 0.40$$

Podle podílu F_{vN} / F_B určím z katalogu UKF hodnoty X a Y pro výpočet ekvivalentního zatížení

$$\frac{F_{axB}}{F_B} = 0.136$$

$$\frac{F_{axB}}{F_B} < e$$

$$X := 1$$

$$Y := 0$$

Ekvivalentní dynamické zatížení P :

$$P := X \cdot F_B + Y \cdot F_{axB}$$

$$P = 882.2 \text{ N}$$

$$P < C_{group} \quad \text{ložiska vyhovují}$$

Trvanlivost skupiny ložisek:

$$L_{hB} := \left(\frac{C_{group}}{P} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right)$$

$$L_{hB} = 1.134 \times 10^4 \text{ hodin}$$

Trvanlivost ložisek B při čelním frézování je $L_{hB} = 11\,340$ hodin.

Trvanlivost ložisek B bez zatížení při maximálních otáčkách vřetena

Při chodu bez zatížení jsou ložiska B zatížena pouze v axiálním směru předepínací silou ložisek F_{vN} . Tento výpočet přidávám pro kontrolu, zda ložiska vydrží při maximálních otáčkách.

Ložisko B - označení ložiska - UXH 70 UHC 55 A15

Základní dynamická únosnost: $C := 13790 \text{ N}$

Základní statická únosnost: $C_o := 20860 \text{ N}$

Součinitel f_i pro sadu 2 ložisek: $f_i := 1.62$

Radiální síla na ložisko B: $F_B := 0 \text{ N}$

Axiální síla na ložisko B: $F_{vN} := 120 \text{ N}$

Počet ložisek v sade: $i := 2$

Otáčky: $n := 30000 \text{ min}^{-1}$



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Základní dynamická únosnost skupiny ložisek:

$$C_{\text{group}} := C \cdot f_i$$

$$C_{\text{group}} = 2.234 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Faktor f_o pro ložiska 70 UHC A15 průměru $d = 55 \text{ mm}$:

$$f_o := 16.5$$

Určení konstanty e :

$$\frac{f_o \cdot F_{vN}}{i \cdot C_o} = 0.047 \quad e := 0.40$$

Podle podílu F_{vN} / F_B určím z katalogu UKF hodnoty X a Y pro výpočet ekvivalentního zatížení

$$\frac{F_{vN}}{F_B} > e \quad \begin{array}{l} X := 1 \\ Y := 1.4 \end{array}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení P :

$$P := X \cdot F_B + Y \cdot F_{vN}$$

$$P = 168 \quad \text{ložiska vyhovují}$$

$$P < C_{\text{group}}$$

Trvanlivost skupiny ložisek:

$$L_{hB} := \left(\frac{C_{\text{group}}}{P} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right)$$

$$L_{hB} = 1.306 \times 10^6 \quad \text{hodin}$$

Při chodu bez zatížení při maximálních otáčkách mají ložiska životnost

$$L_{hB} = 1\,306\,000 \quad \text{hodin.}$$

4.7.3 Trvanlivost ložisek A

Trvanlivost ložisek A vypočítám pro 2 druhy zatížení:

- Čelní frézování
- Statické zatížení při odepínání nástroje hydraulickým válcem.

Pro výpočty jsem použil vztahy uvedené v katalogu ložisek výrobce UKF [42] (str. 56 – 57) a provedl jsem je v programu MathCAD 13.

Trvanlivost ložiska A při čelním frézování

Při čelním frézování je ložisko A zatíženo radiálně silou F_A a axiálně předepínací silou F_{axA} .

Ložisko A - typ ložiska - 70 UHS 45 A15

Základní dynamická únosnost:	$C := 15390 \quad N$
Základní statická únosnost:	$C_o := 13670 \quad N$
Radiální síla na ložisko B:	$F_A := 305.9 \quad N$
Axiální síla na ložisko B:	$F_{axA} := 120 \quad N$
Otáčky:	$n := 23873 \quad \text{min}^{-1}$
Síla potřebná k uvolnění nástroje:	$F_{uv} := 2794 \quad N$

Faktor f_o pro ložiska 70 UHS A15 průměru $d = 45\text{mm}$

$$f_o := 16.4$$

Určení konstanty e:

$$\frac{f_o \cdot F_{axA}}{C_o} = 0.144 \quad e := 0.40$$

Podle podílu F_{axA}/F_B určím z katalogu UKF hodnoty X a Y pro výpočet ekvivalentního zatížení

$$\frac{F_{axA}}{F_A} = 0.392 \quad \frac{F_a}{F_B} < e \quad \begin{matrix} X := 1 \\ Y := 0 \end{matrix}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení P:

$$P := X \cdot F_A + Y \cdot F_{axA}$$

$$P = 305.9 \quad N$$

$$P < C \quad \text{ložiska vyhovují}$$

**Trvanlivost ložiska:**

$$L_{hA} := \left(\frac{C}{P} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right)$$

$$L_{hA} = 8.89 \times 10^4 \quad \text{hodin}$$

Trvanlivost ložiska A je $L_{hA} = 8\,890$ hodin.

Kontrola ložiska A na statické zatížení při uvolňování nástroje

Při uvolňování nástroje působí na zadní část vřetena respektive na ložisko A hydraulický válec silou potřebnou pro stlačení pružin na potřebný zdvih nástroje. Tato síla F_{uv} byla vypočtena v bodě 4.4.

Ekvivalentní statické zatížení:

Pro ložisko UHS 70 A15 platí :

$$Y_0 := 0.46$$

$$X_0 := 0.5$$

$$F_{.uv} := 2794 \quad \text{N}$$

$$P_0 := X_0 \cdot 0 + Y_0 \cdot F_{.uv} \quad (4.47)$$

$$P_0 = 1.285 \times 10^3 \quad \text{N}$$

Faktor f_0 (bezpečnost proti vzniku trvalých deformací částí ložiska):

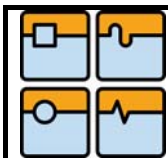
$$f_0 := \frac{C_0}{P_0} \quad (4.48)$$

$$f_0 = 10.636$$

Ložisko A na statické zatížení při uvolnění nástroje vyhovuje s bezpečností $f_0 = 10,636$.

Zhodnocení volby ložisek

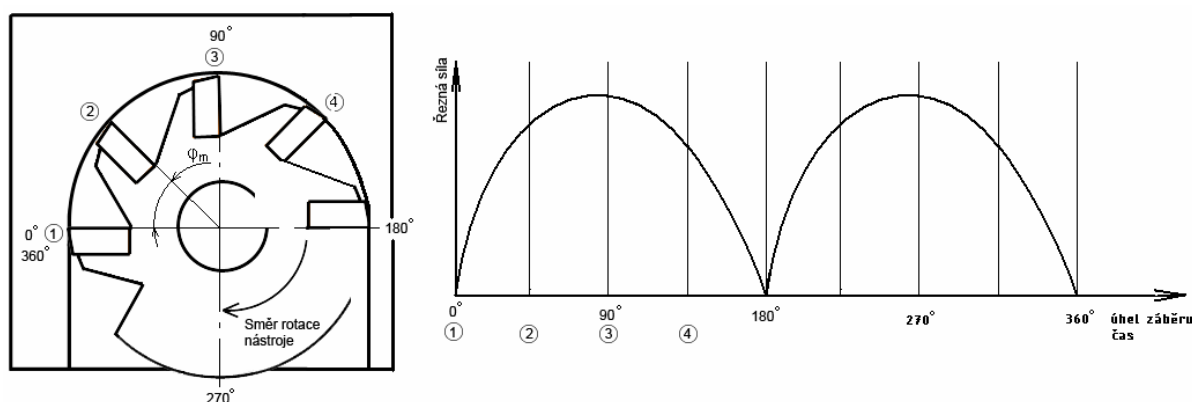
Vypočtené trvanlivosti pro ložiska se pohybují v řádu 8000 hodin. Je ovšem nutno podotknout, že skutečné síly působící na ložiska budou nižší, protože při výpočtu řezných sil byly použity nejméně vhodné nástrojové úhly. Při reálném obrábění bude tedy trvanlivost ložisek vyšší.



4.8 Kontrola vřetena k meznímu stavu pružnosti a únavové pevnosti

Při obrábění je vřeteno namáháno silou F_c , která se cyklicky mění v čase a její velikost závisí na úhlu φ_m dle vzorce (4.49), ve kterém se v daném okamžiku nachází zub frézy. Protože se bude obrábět dvoubřitými nástroji, je průběh síly v čase podle obrázku 4.11. Při výpočtech vycházím z literatury [28] a [29].

$$F_c = k_c \cdot a_p \cdot f_z \cdot \sin \varphi_m \quad (4.49)$$



Obr. 4.17 Průběh řezné síly v čase

Reakce ložisek byly vypočteny v bodě 4.9.1.

Název veličiny	Hodnota
Vzdálenost ložisek	$l = 260 \text{ mm}$
Délka předního konce vřetena včetně nástroje	$a_n = 138 \text{ mm}$
Vzdálenost kritického bodu P	$x_p = 72 \text{ mm}$
Řezná síla	$F_c = 576,3 \text{ N}$
Radiální reakce v ložisku A	$F_A = 302,4 \text{ N}$
Radiální reakce v ložisku B	$F_B = 879,15 \text{ N}$
Vnitřní průměr vřetena v bodě P	$d_P = 12 \text{ mm}$
Vnější průměr vřetena v bodě P	$D_P = 45 \text{ mm}$
Vnitřní průměr vřetena v bodě B	$d_B = 21 \text{ mm}$
Vnější průměr vřetena v bodě B	$D_B = 55 \text{ mm}$
Materiál vřetena	16 220.3
Mez kluzu (z literatury [28] str. 54 – hodnota pro slitinové oceli)	$R_e = 500 \text{ MPa}$
Mez pevnosti v tahu (z literatury [28] str. 54 – hodnota pro slitinové oceli)	$R_m = 800 \text{ MPa}$
Mez únavy v ohybu (z literatury [28] str. 54 – hodnota pro slitinové oceli)	$\sigma_{Co} = 280 \text{ MPa}$

Tab. 4.11 Známé hodnoty

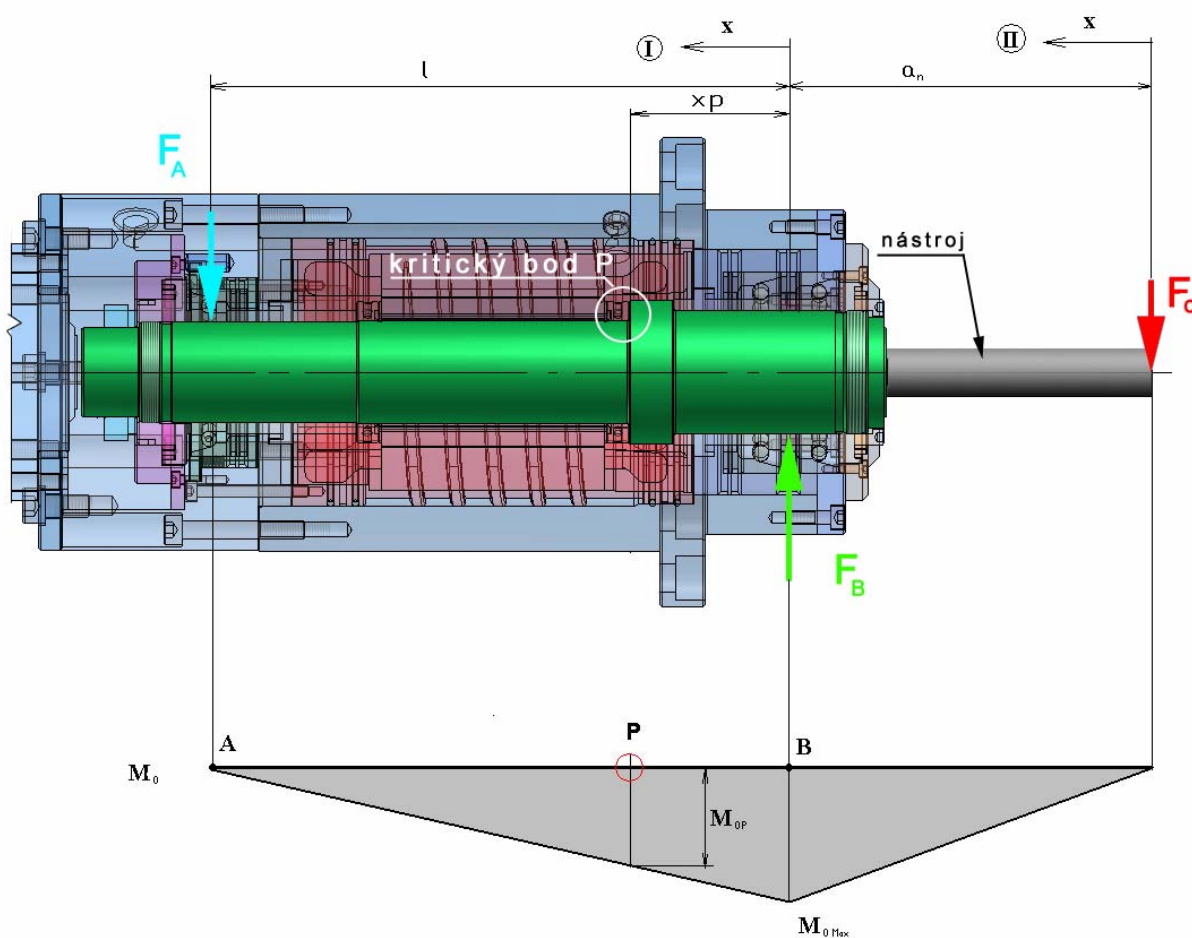


BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Při výpočtu uvažuji pouze ohybovou složku napětí, protože hodnoty napětí v krutu (od M_{mot}) a v tlaku (od axiální síly F_t) jsou zanedbatelné.

Napětí v kritickém průřezu budu počítat pro bod P, který se jeví jako nejkritičtější z důvodu velké změny průměrů.

Průběh momentů působících na vřeteno je na obr. 4.18



Obr. 4.18 Průběh momentů

Část II : $x \in [0, a_n]$

Část I : $x \in [0, l]$

$$M_{oI} = -F_c \cdot (x + a_n) + F_B \cdot x$$

$$M_{oII} = -F_c \cdot x$$

Maximální velikost ohybového momentu M_{oMax} :

$$M_{oMax} = M_{oII}(x=a_n)$$

$$M_{oMax} = -576,3[N] \cdot 0,138[m] = -79,52Nm$$

Velikost ohybového momentu v kritickém bodě P:

$$M_{oP} = M_{o(x=x_p)}$$

$$M_{oP} = -F_c \cdot (x_p + a_n) + F_B \cdot x_p$$

$$M_{oP} = -576,3[N] \cdot (0,072[m] + 0,138[m]) + 882,2[N] \cdot 0,072[m]$$

$$M_{oP} = -57,5 Nm$$

Maximální napětí:

$$\sigma_{oMax} = \frac{M_{oMax}}{W_{oII}} = \frac{M_{oMax}}{0,1 \cdot \frac{D_B^4 - d_B^4}{D_B}} = \frac{79,52[Nm]}{0,1 \cdot \frac{0,055[m]^4 - 0,021[m]^4}{0,055[m]}} = 4,9 MPa \quad (4.50)$$

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti:

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{oMax}} = \frac{500[MPa]}{4,9[MPa]} = 102 \quad (4.51)$$

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti $k_k > 1$ a hřídel tedy vyhovuje.

Ohybové napětí v kritickém místě P:

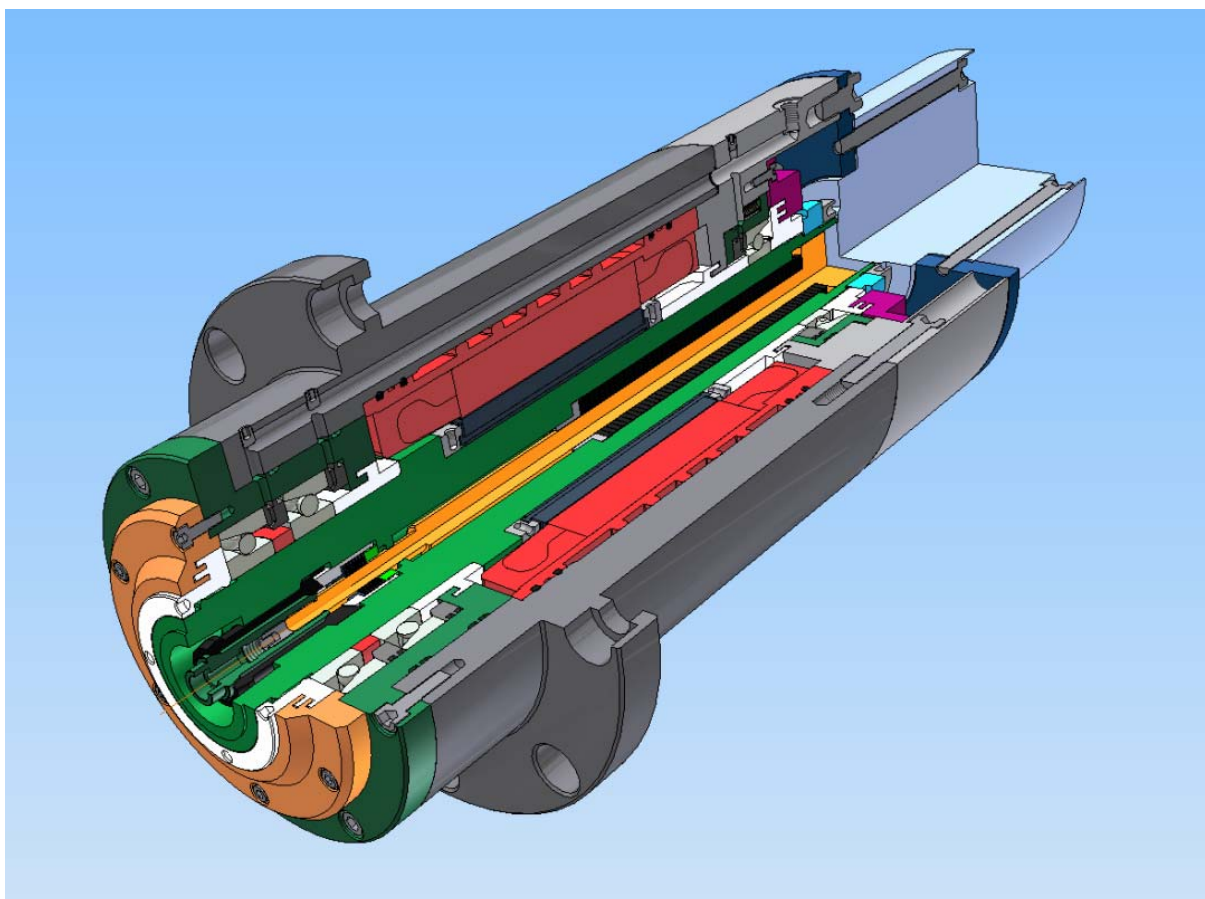
$$\sigma_{oP} = \frac{M_{oP}}{W_{oI}} = \frac{M_{oP}}{0,1 \cdot \frac{D_P^4 - d_P^4}{D_P}} = \frac{57,5[Nm]}{0,1 \cdot \frac{0,048[m]^4 - 0,012[m]^4}{0,048[m]}} = 5,2 MPa \quad (4.52)$$

Z velikosti ohybového napětí σ_{oP} v kritickém místě P je zřejmé, že vřetenou na bezpečnost vůči meznímu stavu únavové pevnosti vyhovuje, protože velikost meze únavy v ohybu σ_{Co} je téměř 54násobná vůči ohybovému napětí σ_{oP} v kritickém místě P. Z tohoto důvodu dále nepokračuji ve výpočtu a uvažuji, že hřídel má neomezenou životnost.



5. Konstrukční prvky vřetena

Vřeteno jsem modeloval v programu Autodesk Inventor Professional 10. Na obrázku 5.1 je řez vymodelovaného vřetene ve 3D.

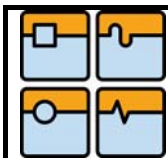


Obr. 5.1 Model vřetene ve 3D

Pro zajištění správné funkčnosti vřetena je nutno zajistit tyto prvky:

- Mazání ložisek
- Chlazení vřetena
- Upínání nástrojů
- Snímání otáček
- Utěsnění vřetena

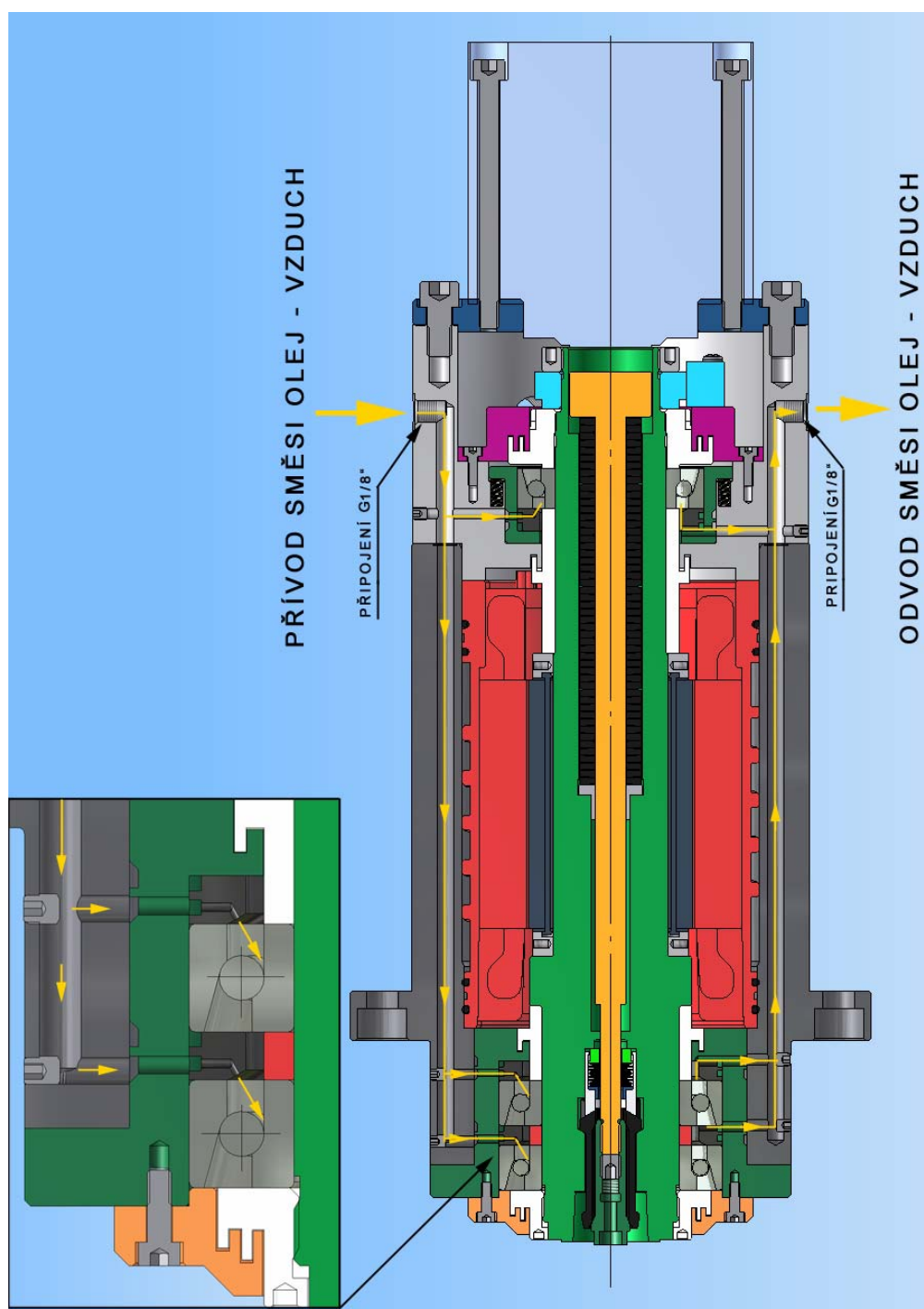
Řešení těchto prvků je vysvětleno a znázorněno v následujících podkapitolách.



5.1 Mazání ložisek

Pro mazání vřetenových ložisek pro vysoké rychlosti je doporučeno použít mazání olej – vzduch. Z toho důvodu jsem ve vřetenu zkonstruoval přívodní kanálky pro přívod a odvod této směsi. V zadní části vřetena jsou přípojná šroubení se závitem G1/8" .

Systém mazání ložisek vřetena je znázorněno na obrázku 5.2.



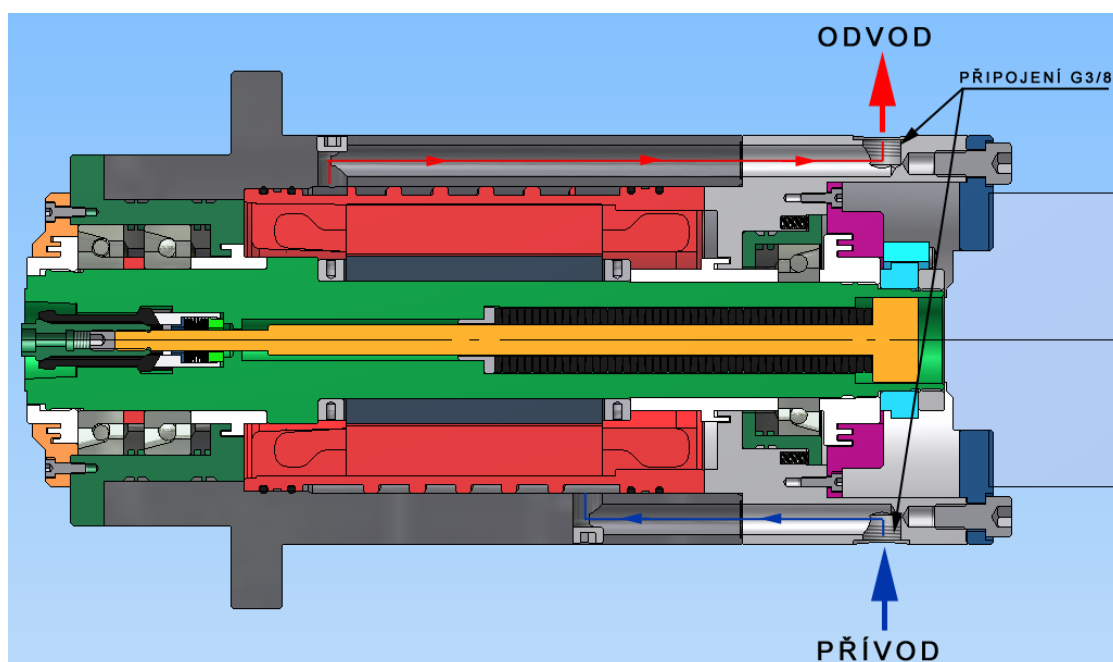
Obr. 5.2 Systém mazání ložisek



5.2 Chlazení vřetena

Pro správnou funkčnost je potřeba vřeteno a jeho integrovaný motor chladit pro zamezení tepelných dilatací a především pro ochranu motoru před přehřátím.

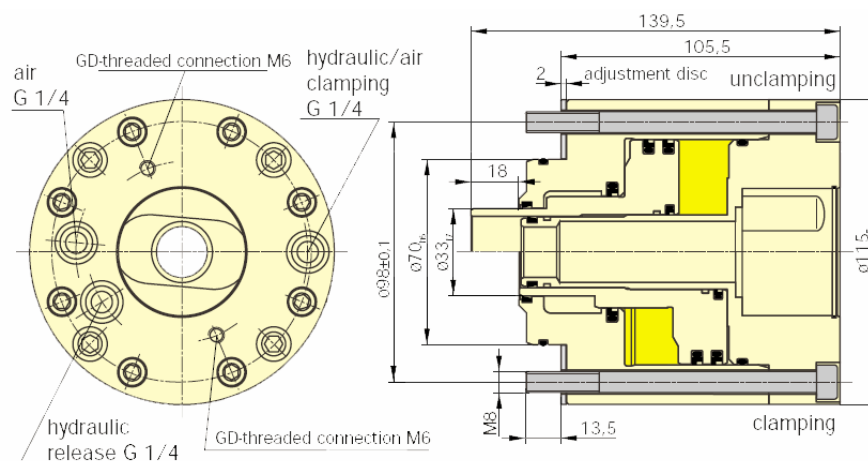
Z tohoto důvodu jsem tubus vřetena opatřil kanálky pro přívod a odvod vody. V zadní části vřetena je přípojné šroubení se závitem G3/8". Systém chlazení je na obr. 5.3.



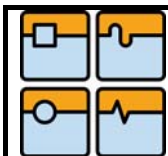
Obr. 5.3 Chlazení vřetena

5.3 Uvolnění nástroje

Pro uvolnění nástroje bude použito hydraulického válce LE-115 výrobce Ott Jakob. Rozměry jsou na obr. 5.3.



Obr. 5.4 Hydraulický válec LE-155 [35]

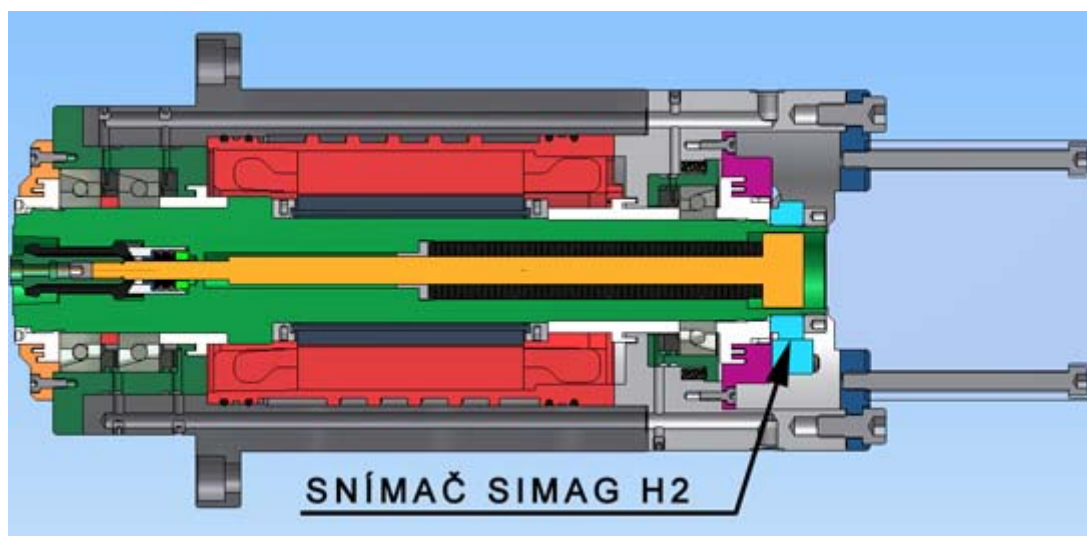


5.4 Snímání otáček

Pro snímání otáček integrovaných motorů Siemens je doporučeno (v katalogu motorů 1FE1 výrobce Siemens) použít snímač Simag H2. Snímač je umístěn v zadní části vřetena.



Obr. 5.5 Snímač otáček SIMAG H2 [43]



Obr. 5.6 Umístění snímače otáček

5.5 Utěsnění vřetena

Pro utěsnění vřetena jsem použil bezdotykové labyrintové těsnění vlastní konstrukce. Těsnění jsou znázorněna bílou barvou na obrázcích 5.1, 5.2, 5.3.



6. Závěr

Cílem této práce bylo zkonstruovat vřeteno, jehož technické parametry jsem si zvolil. Zvolil jsem si konstrukci vřetena pro vysokorychlostní frézování hliníkových slitin. Vřeteno jsem na základě rešerše frézovacích strojů a vřeten konstruoval jako vertikální pro víceosou stolovou frézku.

Vřeteno je navrženo tak, aby bylo možno frézovat hliník řeznou rychlostí $1500 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ nástrojem maximálního průměru $D_c = 20 \text{ mm}$. Výsledné parametry vřetena jsou uvedeny v tabulce 6.1. Z důvodu vysokých potřebných otáček vřetena jsem jako pohon vřetena použil integrovaný motor a jedná se tedy o elektrovřeteno.

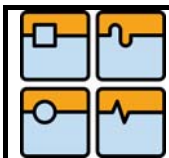
Vřeteno je konstruováno v tubusu, který bude nasunut do vřeteníku stroje. Tubus vřetena obsahuje kanálky pro přívod vody pro chlazení vřetena a kanálky pro přívod olejové mlhy pro mazání ložisek. Součástí vřetena je i snímač otáček výrobce Siemens v zadní části vřetena. Upínání nástrojů je automatické, přičemž upínací síla je vyvozena sadou talířových pružin. Pro odepínání nástroje je použit hydraulický válec výrobce Ott Jakob.

Pro náročnější výpočty jsem použil program MathCAD 13. 3D model vřetena a výkres sestavy jsem vypracoval v programu Autodesk Inventor 10 Professional.

Při konstrukci jsem se inspiroval konstrukcí elektrovřeten různých výrobců a katalogovou literaturou výrobců hybridních ložisek, kteří v katalozích uvádějí příklady uložení jejich ložisek ve vřetenech.

Název veličiny	Hodnota
Jmenovité otáčky	$n_n = 12\,500 \text{ min}^{-1}$
Maximální otáčky	$n_{\max} = 30\,000 \text{ min}^{-1}$
Krouticí moment (při $23\,873 \text{ min}^{-1}$)	$M_{\text{mot}} = 7,1 \text{ Nm}$
Krouticí moment (při $12\,500 \text{ min}^{-1}$)	$M_{\text{mot}} = 13 \text{ Nm}$
Výkon (S1) při $12\,500 \text{ min}^{-1}$	$P = 17,5 \text{ kW}$
Maximální délka nástroje	$X_1 = 95 \text{ mm}$
Maximální průměr nástroje	$D_c = 20 \text{ mm}$
Upínací kužel	HSK – E40
Typ převodu	elektrovřeteno
Systém upínání	automatický
Objem odebraného materiálu za čas	$Q = 441,7 \text{ cm}^3 \text{ min}^{-1}$
Poloha vřetena	vertikální
Radiální tuhost vřetena	$k = 156 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$

Tab. 6.1 Parametry zkonstruovaného vřetena



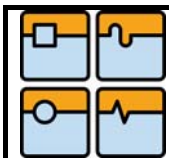
7. Seznam použitých symbolů

v_c	řezná rychlost	$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$
D_c	průměr nástroje	mm
n	otáčky vřetene/nástroje	min^{-1}
X_1	vyložení nástroje	mm
f_z	posuv na zub	$\text{mm} \cdot \text{zub}^{-1}$
z	počet zubů nástroje	-
a_e	šířka řezu	mm
a_p	hloubka řezu	mm
m_c	směrnice křivky k_c	-
κ	úhel nastavení ostří	$^\circ$
φ_s	úhel záběru	$^\circ$
γ_0	orthogonální úhel čela	$^\circ$
$K_{c1.1}$	specifická řezná síla	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$
h_m	střední tloušťka třísky	mm
k_c	specifická řezná síla	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$
F_c	řezná síla	N
M_c	řezný moment	Nm
F_f	síla při posuvu	N
η	účinnost motoru	-
P_{mot}	potřebný výkon motoru	kW
Q	objem materiálu odebraného za čas	$\text{cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
n_n	jmenovité otáčky	min^{-1}
n_{max}	maximální otáčky	min^{-1}
D	vnější průměr pružiny	m
d	vnitřní průměr pružiny	m
t	tloušťka pružiny	m
H	volná výška	m
h	vnitřní výška nestlačeného talíře	m
F	síla pružiny stlačené na $s = 0,75h$	N
F_{max}	síla pružiny stlačené na $s = h$	N
$F_{1\text{max}}$	maximální upínací síla	N
E	modul pružnosti v tahu	Pa
H_1	zdvih pro uvolnění nástroje	m
s	stlačení pružiny	m
n_p	počet pružin uložených soulehle	-
α	součinitel	-
m	koeficient	-
s_n	skutečný zdvih 1 sady pružin	m
i	počet sad pružin	-
L_1	délka 1 sady pružin při pracovním zatížení	m
L_i	délka i sad pružin za sebou	m
s_u	potřebný zdvih pro uvolnění nástroje	m
F_{uv}	síla potřebná k uvolnění nástroje	N
C	základní dynamická únosnost	N
C_0	základní statická únosnost	N



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

n_{lim}	maximální otáčky ložisek	min^{-1}
$F_v N$	velikost předpětí	N
R_a	axiální tuhost ložiska	N.m^{-1}
R_{rB}	radiální tuhost ložiska B	N.m^{-1}
R_{rA}	radiální tuhost ložiska A	N.m^{-1}
B	šířka ložiska	mm
α	kontaktní úhel ložiska	°
d_B	vnitřní průměr ložiska B	mm
D_B	vnější průměr ložiska B	mm
d_A	vnitřní průměr ložiska A	mm
D_A	vnější průměr ložiska A	mm
y	celková deformace na předním konci vřetene	m
y_s	deformace skříně vřetena	m
y_l	deformace ložisek	m
y_v	deformace vřetene	m
l	vzdálenost mezi ložisky A B	m
d_1	vnitřní průměr vřetena úsek 1	m
d_2	vnitřní průměr vřetena úsek 2	m
D_1	vnější průměr vřetena úsek 1	m
D_2	vnější průměr vřetena úsek 2	m
p_A	poddajnost ložiska A	m.N^{-1}
p_B	poddajnost ložiska B	m.N^{-1}
I_1	kvadratický moment průřezu část 1	m^4
I_2	kvadratický moment průřezu část 2	m^4
k	tuhost vřetena	N.m^{-1}
m_v	hmotnost vřetenové hřídele	kg
m_r	hmotnost rotoru	kg
m_u	hmotnost upínacího mechanismu	kg
a_n	délka převislého konce vřetene nástroje	mm
a	délka předního konce vřetene	mm
F_y	síla v ose y	N
F_A	radiální síla na ložisko A	N
F_B	radiální síla na ložisko B	N
M_A	moment k bodu A	Nm
F_{axB}	axiální síla na ložisko B	N
F_{axA}	axiální síla na ložisko A	N
$F_v N_{skut}$	skutečná síla předepínací pružiny	N
F_m	síla vyvozená hmotnostmi vřetena	N
i	počet ložisek v sadě	-
C_{group}	základní dynamická únosnost skupiny ložisek	N
f_i	součinitel pro sadu ložisek	-
f_o	faktor pro určení konstanty e pro sadu ložisek	-
e	konstanta	-
X	součinitel ekvivalentního dynamického zatížení	-
Y	součinitel ekvivalentního dynamického zatížení	-
P	ekvivalentní dynamické zatížení	N
Lh_B	trvanlivost skupiny ložisek B	hod.
Lh_A	trvanlivost skupiny ložisek A	hod.



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

X_0	součinitel ekvivalentního statického zatížení	-
Y_0	součinitel ekvivalentního statického zatížení	-
P_0	ekvivalentní dynamické zatížení	N
f_0	faktor (bezpečnost proti vzniku trvalých deformací ložiska)	-
φ_m	úhel záběru zubu	°
d_P	vnitřní průměr vřetena v bodě P	m
D_P	vnější průměr vřetena v bodě P	m
d_B	vnitřní průměr vřetena v bodě B	m
D_B	vnější průměr vřetena v bodě B	m
x_P	vzdálenost kritického bodu P	m
R_e	mez kluzu materiálu vřetena	MPa
R_m	mez pevnosti materiálu vřetena	MPa
σ_{Co}	mez únavy v ohybu materiálu vřetena	MPa
M_{oI}	ohybový moment v části I	Nm
M_{oII}	ohybový moment v části II	Nm
M_{oMax}	maximální ohybový moment	Nm
M_{oP}	ohybový moment v kritickém bodě P	Nm
σ_{oMax}	maximální napětí	MPa
k_k	bezpečnost k meznímu stavu pružnosti	-
σ_{oP}	napětí v kritickém místě P	MPa

8. Seznam obrázků a grafů

Obr. 2.1	Rozdělení frézovacích strojů	14
Obr. 2.2	Typy konzolových frézek	15
Obr. 2.3	Horizontální konzolová frézka s příčně výsuvným vřeteníkem	16
Obr. 2.4	Konzolová frézka FN16 s příčně výsuvným vřeteníkem výrobce INTOS	16
Obr. 2.5	5tiosá konzolová frézka DMU 80monoBlock Gildemeister	16
Obr. 2.6	Stolové frézky	17
Obr. 2.7	Přehled konstrukcí stolových frézek bez křížového stolu	18
Obr. 2.8	DMC 635 V výrobce Gildemeister	18
Obr. 2.9	MCV 754 QUICK výrobce Kovosvit MAS	18
Obr. 2.10	Stolové frézovací centrum TA-D výrobce Soralue s výměnnými vřetenovými hlavami	19
Obr. 2.11	Pohyby na H 63 FA	19
Obr. 2.12	H 63 FA výrobce Tajmac-ZPS	19
Obr. 2.13	Portálové centrum typu spodní gántry FPMW výrobce CorreaAnayak	20
Obr. 2.14	Portálová frézka FZ 25 výrobce Zimmerman je příkladem typu horní gántry	21
Obr. 2.15	Rovinná jednostranná horizontální frézka s pohyblivým stolem FU EFEKTIV TOS Kuřim	21
Obr. 2.16	Portálová konstrukce s posuvným stolem FMCU-AR výrobce Zayer	22
Obr. 3.1	Elektrovřeteno výrobce Weiss	23
Obr. 3.2	Haas EC 630 s dvourychlostní převodovkou s ozubenými koly	24
Obr. 3.3	Schéma spojení vřetena s řemenovým převodem	25
Obr. 3.4	Elektrovřeteno výrobce Franz Kessler	26
Obr. 3.5	Vnitřní chlazení elektrovřetena CyTec Systems	27
Obr. 3.6	Frézování turbínového kola na portálové frézce DMU 60 monoBlock Gildemeister	28
Obr. 3.7	Vřetenové hlavy Zimmerman	29
Obr. 3.8	Vřetenová hlava M21 od CyTek Systems	29
Obr. 3.9	Typy valivých ložisek používaných ve vřetenech	30
Obr. 3.10	Možnosti uspořádání ložisek s kosoúhlým stykem	31



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Obr. 3.11	Upínací kužely zleva doprava: BT50, CAT50, ISO30, HSK 50A	32
Obr. 3.12	Automatické upínání kuželu HSK typ E (výrobce OTT JAKOB)	33
Obr. 4.1	Žebro křídla	35
Obr. 4.2	Menší díly letadel	35
Obr. 4.3	Struktura křídla dopravního letadla	36
Obr. 4.4	Frézka CHIRON Mill 1250	37
Obr. 4.5	Fréza F1700E na obrábění hliníku	37
Obr. 4.6	Bezrámové motory SIEMENS 1FE1	42
Obr. 4.7	Základní rozměry hřídele	45
Obr. 4.8	Upínač pro nástroje HSK E40	45
Obr. 4.9	Rozměry talířové pružiny	46
Obr. 4.10	Uspořádání ložisek	49
Obr. 4.11	Deformace vřetena – vliv tuhosti ložisek, vřetena a skříně	50
Obr. 4.12	Schéma vřetena	51
Obr. 4.13	Schéma uložení vřetena	53
Obr. 4.14	Schéma uložení vřetena - reakce ložisek v radiálním směru	55
Obr. 4.15	Schéma uložení vřetena - reakce ložiska B v axiálním směru	56
Obr. 4.16	Schéma předepínání ložisek	57
Obr. 4.17	Průběh řezné síly v čase	64
Obr. 4.18	Průběh momentů	65
Obr. 5.1	Model vřetene ve 3D	67
Obr. 5.2	Systém mazání ložisek	68
Obr. 5.3	Chlazení vřetena	69
Obr. 5.4	Hydraulický válec LE-155	69
Obr. 5.5	Snímač otáček SIMAG H2	70
Obr. 5.6	Umístění snímače otáček	70
Graf 4.1	Charakteristiky motoru 1FE1052-4WK11 (výkony a kroutící momenty v závislosti na otáčkách)	43

9. Seznam tabulek

Tab. 4.1	Otáčky vřetena pro různé průměry nástroje	38
Tab. 4.2	Znamé hodnoty pro čelní frézování	39
Tab. 4.3	Znamé hodnoty pro ponorné frézování	40
Tab. 4.4	Hodnoty potřebné pro výpočet výkonu motoru	41
Tab. 4.5	Požadované parametry motoru	42
Tab. 4.6	Parametry motoru 1FE1052-4WK11	42
Tab. 4.7	Parametry navrhovaného vřetena	44
Tab. 4.8	Parametry ložiska XH70 UHC 55 A15	49
Tab. 4.9	Parametry ložiska 719 UHS 45 A15	50
Tab. 4.10	Znamé hodnoty	55
Tab. 4.11	Znamé hodnoty	71

10. Seznam použité literatury

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Speciální vydání MM Průmyslové spektrum. MM publishing, 2006, ISSN 1212-2572.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1992. 216 s. ISBN 80-214-0470-1.
- [3] HUMÁR, Anton. *Technologie I : Technologie obrábění - 1. část* [online]. Studijní opory pro magisterskou formu studia. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2003, 138 s. Dostupný z WWW: <http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-1cast.pdf>
- [4] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2. přepracované vyd. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1991. 214 s. ISBN 80-214-0361-6.
- [5] BRENÍK, Přemysl; PÍČ, Josef ; a kolektiv. *Obráběcí stroje: konstrukce a výpočty. Technický průvodce 59*, 2. opravené vydání. Praha: STNL, 1982. 576 s.
- [6] KUBÍČEK, Josef. *Základy stavby výrobních strojů: obráběcí stroje*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2001. 159 s. ISBN 80-7082-710-6.
- [7] KRATOCHVÍL, Jaroslav; ŠEFRNA, Vladimír. *Valivá uložení ve výrobních strojích*. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1993. 51 s. ISBN 80-01-01013-9
- [8] KRATOCHVÍL, Jaroslav. *Obráběcí stroje*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1993. 205 s. ISBN 80-01-00958-0.
- [9] KOLÁŘ, Petr. *EMO Hannover počtvrté: vřetena a vřetenová ložiska*. MM průmyslové spektrum [online]. 2008. únor 2008 [cit. 6. dubna 2009]. Dostupný na WWW : <<http://www.mmspektrum.com/clanek/emo-hannover-poctvrte-vretena-a-vretenova-loziska>>. ISSN 1212-2572.
- [10] KOLÁŘ, Petr. *Trendy ve vřetenové technice*. Technik [online]. 1. 6. 2004 [cit. 16. dubna 2009]. Dostupný na WWW : <<http://technik.ihned.cz/c1-14436460-trendy-ve-vretenove-technice>>. ISSN 1213-7693.
- [11] KOLÁŘ, Petr. *Vřetena pro vysokorychlostní obrábění: různé konstrukce a jejich specifické vlastnosti*. Technik [online]. 15. 4. 2002 [cit. 16. dubna 2009]. Dostupný na WWW : <<http://technik.ihned.cz/c1-10935420-vretena-pro-vysokorychlostni-obrabeniruzne-konstrukce-vreten-a-jejich-specificke-vlastnosti>>. ISSN 1213-7693.



- [12] LÓPEZ de LACALLE, Luis Norberto. LAMIKIZ, Aitzol. *Machine Tools for High Performance Machining*: London: Springer London [online], 2009. Dostupný na WWW : <http://www.springerlink.com/content/gg6531/?p=59dcaee9f64f4483b07c865b39786e7e&pi=0> >. 442 s. ISBN 978-1-84800-380-4 (Online).
- [13] ZEMAN, Pavel, ŠAFEK, Jiří, VANĚČEK, David. *Technologie HSC: velké ekonomické i ekologické přínosy*. Technik [online]. 12. 8. 2002 [cit. 19. dubna 2009]. Dostupný na WWW : http://technik.ihned.cz/c4-10004030-11353150-800000_d-technologie-hsc >. ISSN 1213-7693.
- [14] *The AeroSpace and Defence Industries Association of Europe* [online]. 2009 [cit. 19. 4. 2009]. Dostupné z: < <http://www.asd-europe.org/content/default.asp?PageID=5> >.
- [15] *Intos, spol. s.r.o. Žebrák* [online]. 2008 [cit. 4. 5. 2009]. Dostupné z: http://www.intos.cz/cz/vyrobek.php?id_vyr=40&id_kat=2 >.
- [16] *DMU80monoBLOCK* [online]. [cit. 31. 3. 2009]. Dostupné z: [http://www.dmgscandinavia.com/internet/v3/pdl.nsf/91CD7E4C6C0A1DA7C125754E002D0B4C/\\$file/pm0uk09_DMUDMCmonoBLOCKseries.pdf](http://www.dmgscandinavia.com/internet/v3/pdl.nsf/91CD7E4C6C0A1DA7C125754E002D0B4C/$file/pm0uk09_DMUDMCmonoBLOCKseries.pdf) >.
- [17] *DMC 635 V* [online]. [cit. 29. 3. 2009]. Dostupný z: [http://www.gildemeister.com/internet/v3/pdl.nsf/1E8268F71D123C2EC1257368003B4EA7/\\$file/pm0uk09_DMC6358351035V.pdf](http://www.gildemeister.com/internet/v3/pdl.nsf/1E8268F71D123C2EC1257368003B4EA7/$file/pm0uk09_DMC6358351035V.pdf) >.
- [18] *MCV 754 QUICK* [online]. 2008 [cit. 29. 3. 2009]. Dostupný z: <http://www.kovosvit.cz/2008/cs/technologie-frezovani/vertikalni/mcv-754-quick/> >.
- [19] *TA-D Model* [online]. [cit. 31. 3. 2009]. Dostupný z: <http://www.lealde.com/DANOBATPORTAL/DesktopDefault.aspx?tabId=219&leftMenuId=687&portalId=1&categoryId=183&productId=1207> >.
- [20] *H 63 FIVE AXIS* [online]. [cit. 29. 3. 2009]. Dostupný z <http://www.tajmaczps.cz/pdf/H_63_FIVE-AXIS_A4_CJ.pdf>.
- [21] *GMN USA* [online]. © Copyright 1998 - 2007 [cit. 4. 4. 2009]. Dostupný z: <http://www.gmnusa.com/frameset.html> >.
- [22] *Correa FPMW* [online]. [cit. 3. 4. 2009] Dostupný z : www.correaanayak.es/files/galeria/dimensiones_FPM.pdf >.
- [23] *FZ 25 Zimmerman* [online]. 2007 [cit. 3. 4. 2009]. Dostupný z: http://www.f-zimmermann.com/fileadmin/Mediendatenbank/Subnavi/Produkte/CNC/PDFs_FZ_Maschinen/Englisch/FZ_25__e.pdf >.

- [24] *FU EFEKTIV* [online]. [cit 5.4. 2009]. Dostupný z: < <http://www.tos-kurim.cz/vyrobni-program/univerzalni-stroje/frezky-s-posuvnym-stojanem-po-samostatnem-lozi/fu-efektiv/>>.
- [25] *FRCU-AR* [online]. [cit 3.4. 2009]. Dostupný z: <<http://www.zayer.com/up/FMC-AR%20ENG.pdf>>.
- [26] *WEISS spindle grease replenishing systém* [online]. [cit. 15.4. 2009]. Dostupný z: <http://www.weissgmbh.com/pdf/fachaufs_fettnachschmierung_en.pdf>.
- [27] ProMetrix Belt Driven Spindles [online]. [cit. 17.4. 2009]. Dostupný z: <http://www.setcousa.com/files/Literature/S_0001_2_ProMetrix_HS.pdf>.
- [28] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra – Pedagogické nakladatelství, 1993. 865 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [29] ONDRÁČEK Emanuel; VRBKA, Jan; JANÍČEK, Přemysl; BURŠA, Jiří. *Mechanika těles pružnost pevnost II*. 4. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM,s.r.o, 2006. 262 s.ISBN 80-214-3260-8.
- [30] *Franz Kessler – VÝROBKY* [online].[cit. 17.4. 2009]. Dostupný z: <http://motorspindeln.com/pdf/tschechisch/produkt_tschechisch_screen.pdf>.
- [31] *CyTec systems – cooling circuits* [online].[cit. 19.4. 2009]. Dostupný z WWW: <<http://www.cyttec.de/cytecsistemas/english/index.htm>>.
- [32] *Zimmerman – milling heads* [online]. [cit. 4.4. 2009]. Dostupný z WWW: <<http://www.f-zimmermann.com/products/milling-heads.html>>.
- [33] *CyMill CySpeed milling heads and spindles catalog*[online].[cit.17.4. 2009]. Dostupný z WWW: <http://www.cymill.de/english/download/cymill_cyspeed_komplett_englisch.pdf>.
- [34] *Timken - Super Precision Bearings for Machine Tool Applications Catalog*[online].[cit.21.4. 2009]. Dostupný z WWW:< <http://www.timken.com/en-us/products/Documents/5918.pdf>>.
- [35] *Ott Jakob – Product Catalog* [online]. [cit. 18.4. 2009]. Dostupný z <<http://www.ame.com/images/productcatalog.pdf>>. (dostupný také v příloze na CD)
- [36] *Ott Jakob – Spindle interface HSK tech. Manual* [online]. [cit. 19.4. 2009]. Dostupný z WWW: <<http://www.ame.com/images/hskmanual.pdf>>. (dostupný také v příloze na CD)



- [37] *Chiron- Precision Machines & Technologies for the Aerospace Industry* [online]. [cit. 22.4. 2009]. Dostupný z WWW: <http://www.chiron.de/uploads/media/Aerospace_GB_0608_01.pdf >.
- [38] *Sae – Wing structure* [online]. [cit. 22.4. 2009]. Dostupný z WWW: <<http://www.sae.org/aeromag/techupdate/06-1999/images/09.gif> >.
- [39] *MILL Series - Universal precision milling centres for small and medium batch production* [online]. [cit. 22.4. 2009]. Dostupný z WWW: <http://www.chiron.de/uploads/media/MILL-Series_0108_GB.pdf >.
- [40] *Souhrnný katalog WALTER*. 2004. ISBN není uvedeno. (internetové stránky výrobce Walter : www.walter-ag.com).
- [41] *Siemens SIMODRIVE 611 Three-Phase Motors for Main Spindle Drives Synchronous Built-in Motors 1FE1* [online]. 2008. [cit. 7.4. 2009]. Dostupný z WWW: <https://support.automation.siemens.com/WW/llisapi.dll/csfetch/28687754/PFE1_0908_en.pdf?func=cslib.csFetch&nodeid=28688433&forcedownload=true>. (dostupný také v příloze na CD)
- [42] *UKF – Bearings catalog* [online]. 2006 [cit. 7.4. 2009]. Dostupný na WWW: <http://www.ukf.de/english/katalog06/bearings_catalog_2006.pdf>. (dostupná také v příloze na CD)
- [43] *Configuration Manual SIMAG H2 Hollow-Shaft Measuring System* [online]. 2008 [cit. 21.5.2009]. Dostupný na WWW: <http://www.automation.siemens.com/doconweb/pdf/SINUMERIK_SINAMI_CS_10_2008_E/PMH2.pdf?p=1>.

11. Seznam příloh

CD – elektronická verze bakalářské práce	(PDF dokument)
3D model sestavy ve formátu programu Autodesk Inventor 10 Professional	
výkres sestavy	(PDF dokument)
kusovník vřetene	(PDF dokument)
katalog přesných ložisek UKF	(PDF dokument)
katalog motorů Siemens 1FE1	(PDF dokument)
katalog upínačů Ott Jakob	(PDF dokument)
technický manuál upínačů HSK Ott Jakob	(PDF dokument)
Obrázky vřetene	(JPG)
Výkres sestavy vřetene	(A0)
Kusovník sestavy	(A4)