



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 MALÉ CNC FRÉZKY

DESIGNE OF SMALL CNC MILLING MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ROMAN JAGOŠ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2011/12

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jagoš Roman

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

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

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

Konstrukce malé CNC frézky

v anglickém jazyce:

Design of small CNC milling machine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti malých frézek na světovém trhu. Na základě této rešerše vybere parametry konstruovaného stroje. Provede potřebné konstrukční výpočty a vyhotoví 3D model stroje. Dále připraví výkresy sestav jednotlivých strojních uzlů.

Cíle diplomové práce:

Rešerše v oblasti malých frézek.

Volba technických parametrů stroje.

Konstrukční výpočty.

Konstrukční návrh stroje v 3D modelu.

Výkresy sestav strojních uzlů.

Seznam odborné literatury:

Marek, J. a kol.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, 2. rozšířené vydání; ISBN 978-80-254-7980-3

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

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

www stránky výrobců obráběcích strojů

www.infozdroje.cz

www.mmspektrum.com

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 27.10.2011

L.S.

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

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá stavbou malých CNC frézovacích strojů, a porovnáním CNC stolních frézek na světovém trhu. Dále je provedeno konstrukční řešení malé CNC frézky na základě využití současných a moderních trendů, používaných ve stavbě výrobních strojů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Malá CNC frézka, stolní CNC frézka, osobní CNC frézka, konstrukce CNC frézky

ABSTRACT

This master's thesis deals with design of small CNC milling machines and comparing CNC tabletop milling machines in the world market. It is also done design of small CNC milling machine through the use of contemporary and modern trends, used in design of machine tools.

KEY WORDS

Small CNC milling machine, tabletop CNC milling machine, personal CNC milling machine, design of CNC milling machine

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JAGOŠ, R. *Konstrukce malé CNC frézky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 104 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Tímto prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Konstrukce malé CNC frézky* vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury, pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne:

Bc. Roman Jagoš

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D. a panu Ing. Františkovi Bradáčovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při tvorbě této diplomové práce.

Obsah

1. Úvod	11
2. Malé obráběcí stroje	12
2.1. Stolní frézovací stroje	13
2.2. CNC Routery.....	14
3. Stolní frézovací stroje současné produkce	16
3.1. Stroje firmy OPTIMUM a BOW	16
3.1.1. Konvenční vrtačko-frézka Optimum – BF20 Vario	16
3.1.2. CNC frézka Optimum – M2CNC.....	17
3.2. Frézovací stroje firmy Proma a Inaxes.....	18
3.2.1. CNC frézka Inaxes – IEKC-250S.....	18
3.3. Stroje firmy Numco a Sieg	19
3.3.1. CNC frézka Numco – KX3A	20
3.4. Stroje firmy Tormach.....	21
3.4.1. CNC frézka Tormach – PCNC 770	21
3.5. Stroje firmy Manix	22
3.5.1. CNC frézka Manix – CNC MM250S3.....	23
3.6. Stroje firmy Titan Machinery	24
3.6.1. CNC frézka Titan Machinery – M520/160.....	24
3.7. Stroje firmy Syil.....	25
3.7.1. CNC frézka Syil - S4.....	26
4. Souhrnné porovnání CNC stolních frézovacích strojů	27
5. Konstrukce stolního frézovacího CNC stroje	30
5.1. Volba technických parametrů pro návrh stroje.....	30
5.2. Návrh uzlu vřeteník.....	31
5.2.1. Výpočet technologických parametrů a sil od obrábění	31
5.2.2. Volba pohonu vřetene	34
5.2.3. Volba upínacího kužele	37
5.2.4. Volba ložisek a jejich uspořádání	38
5.2.5. Optimální vzdálenost ložisek a tuhost vřetene	39
5.2.6. Volba řemenového převodu a výpočet předpětí řemenice	43
5.2.7. Návrh spojení řemenice s hřídelí vřetene a zajištění řemenice a zadního ložiska v axiálním směru	44

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 10
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5.2.8.	Výpočet reakcí v podporách	45
5.2.9.	Výpočet trvanlivosti ložisek	48
5.2.10.	Kontrola bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti	49
5.2.11.	Kontrola předeprnutí ložisek při působení vnějších sil	53
5.2.12.	Volba uložení motoru vřetene a konstrukce vřeteníku	53
5.3.	Návrh lineárních posuvových soustav.....	55
5.3.1.	Návrh posuvové lineární soustavy osy Z.....	55
5.3.1.1.	Volba mechanismu posuvové soustavy osy Z.....	55
5.3.1.2.	Volba pohonu a jeho komponent posuvové soustavy osy Z	58
5.3.1.3.	Volba vedení posuvové soustavy osy Z.....	64
5.3.2.	Návrh posuvové lineární soustavy osy X	68
5.3.2.1.	Volba mechanismu posuvové soustavy osy X	68
5.3.2.2.	Volba pohonu a jeho komponent posuvové soustavy osy X	70
5.3.2.3.	Volba vedení posuvové soustavy osy X	73
5.3.3.	Návrh posuvové lineární soustavy osy Y.....	76
5.3.3.1.	Volba mechanismu posuvové soustavy osy Y.....	76
5.3.3.2.	Volba pohonu a jeho komponent posuvové soustavy osy Y	77
5.3.3.3.	Volba vedení posuvové soustavy osy Y	80
5.4.	Návrh nosných částí frézky.....	84
5.5.	Ochranné kryty a třískové hospodářství	86
5.5.1.	Volba vnitřních posuvných krytů	86
5.5.2.	Návrh vnitřních pevných krytů a problematika třískového hospodářství	87
5.5.3.	Návrh vnějších pevných krytů.....	88
5.6.	Řídicí systém stroje	90
6.	Vizualizace navrženého CNC stroje a jeho parametry	91
7.	Závěr	93
8.	Seznam použitých zdrojů	94
9.	Seznam použitých zkratk a symbolů	98
10.	Seznam příloh	104

1. Úvod

Každý konstruktér výrobního stroje musí mít krom mnoha technických znalostí i všeobecný přehled v dané problematice. Aby ale mohl vůbec začít řešit konstrukční úkoly a konstruovat stroj, měl by vědět, co konstruuje. Co je to tedy vlastně stroj?

Stroj - je soustava tvořená mechanismy a dalšími strojními součástmi, které přeměňují, přenášejí, nebo využívají energii, zatížení, či pohyb ke stanoveným účelům. [9]

Mechanismus - je zařízení sloužící k transformaci pohybu, nebo přenosu sil podle daného předpisu. Mechanismus je tvořen soustavou vzájemně pohyblivě spojených těles, z nichž jedno je nepohyblivé. [9]

Strojní součást - je základní stavební prvek stroje. Může být zhotoven buď bez montážních operací (pružina, ložiskové pouzdro), nebo může sestávat z několika dílů (valivé ložisko, spojka). [9]

Ve strojírenství existuje mnoho druhů strojů z různých odvětví. Velice specifickou třídou jsou stroje výrobní, mezi které řadíme stroje obráběcí, tvářecí a stroje pro zpracování práškové metalurgie. Frézovací stroj neboli frézka, jejíž konstrukcí se zabývá tato diplomová práce, spadá mezi stroje obráběcí. A co je to obráběcí stroj?

Výrobní stroj - je stroj, ve kterém dochází ke zpracování materiálu, nebo polotovaru do žádaného tvaru, rozměrů, jakosti povrchu a to fyzikálními, chemickými, nebo jinými pochody. [11]

Obráběcí stroj – je výrobní stroj využívající technologii třískového obrábění a to pomocí nástrojů s geometricky definovaným, nebo nedefinovaným břitem. Dále mezi obráběcí stroje řadíme i např. lasery a jim obdobné stroje. [10]

Obráběcí stroje se dělí na dvě základní podskupiny. Prvním jsou stroje využívající konvenčních technologií, které dále dělíme podle samotného technologického procesu obrábění, jenž je na stroji využíván. Jejich názvy jsou odvozeny od daných technologií, respektive názvy technologií jsou odvozeny od názvů strojů (tab. 1.1). Do této skupiny patří i frézovací stroje, které využívají k odebrání materiálu ve formě třísek vícebřitého nástroje s definovanou geometrií břitu. Druhou podskupinou jsou nekonvenční stroje, mezi které patří např. již zmíněné lasery.

Tab. 1.1 Názvy konvenčních technologií obrábění a jim odpovídající názvy strojů

Technologie obrábění	Název stroje
Soustružení	Soustružnický stroj / Soustruh
Frézování	Frézovací stroj / Frézka
Vrtání	Vrtací stroj / Vrtáčka
Vyvrtávání	Vyvrtávací stroj / Vyvrtávačka
Broušení	Brousící stroj / Bruska

2. Malé obráběcí stroje

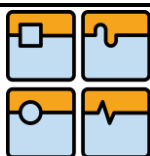
Obráběcí stroje se dělí v prvotní řadě dle způsobu řízení. Způsoby řízení strojů mohou být ruční pomocí pák a klik, tj. takzvané konvenční. Dále řízení NC – Numeric Control, tedy číslicově řízené pomocí děrných štítků, a řízení CNC – Computer Numeric Control, tj. počítačem řízené. Samotné frézovací stroje, se stejně jako ostatní obráběcí stroje rozdělují nejčastěji dle konstrukčního uspořádání. Tyto rozdělení jsou všeobecně známé užívané samotnými výrobci strojů, avšak nezahrnují většinou velikost strojů a některé specifické názvy strojů používané právě ve své rozměrové kategorii. Pro problematiku malých strojů proto zavádím rozdělení dle velikosti strojů. [1, 8]

Určitou část rozdělení dle velikosti již rozebral např. Ing. Lubomír Novotný, Ph.D. v publikaci profesora Jiřího Marka - Konstrukce CNC obráběcích strojů, ve které se zabýval těžkými CNC obráběcími stroji. Tyto stroje jsou definovány jako velké stroje pro obrábění rozměrných a hmotných dílů, přičemž rozměry a hmotnosti samotných strojů jsou velké, ale nejsou striktně vymezené [8].

Obdobným způsobem charakterizují stroje malé. Malé stroje jsou tedy stroje pro obrábění součástí s malými rozměry a hmotnostmi, kdy rozměry těchto obráběcích strojů jsou malé, avšak nikterak přesně vymezené. Tyto stroje dosahují malého výkonu, omezených rychlostí a velikosti posuvů. Stroje se vyrábí v různých konstrukčních uspořádání podle technologického procesu, stejně jako běžné obráběcí stroje a využívají se zejména pro obrábění dřeva, dřevotřísky, plastů a lehkých kovů. Různé typy malých obráběcích strojů ukazují *obr. 2.1 až obr. 2.3*. Mezi hlavní výhody těchto strojů bezesporu patří cena a malé zástavbové rozměry. Další důležitou výhodou je snadné ustavení těchto strojů bez nutnosti budování základů. Z důvodů těchto výhod, malé stroje nachází uplatnění především na středních, vyšších a vysokých odborných školách jako výukové a školící obráběcí stroje. A dále v menších dílnách pro komerční využití.



Obr. 2.1 Malý konvenční stolní soustruh firmy Quantum [38]

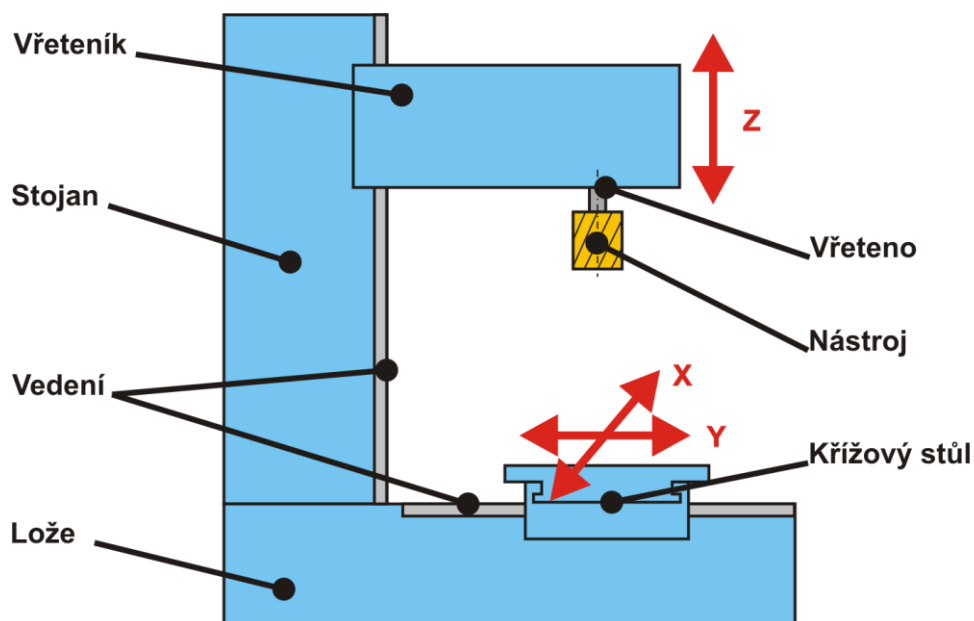


Obr. 2.2 Stolní vrtačka Quantum [38] Obr. 2.3 Stolní konvenční vrtačko-frézka Sieg [41]

V oblasti malých frézovacích strojů se nejvíce ujaly dvě skupiny, kterými jsou stolní frézovací stroje se svislou osou vřetena a CNC routery.

2.1. Stolní frézovací stroje

Tyto stroje vychází konstrukčně ze stolových frézovacích strojů se svislou osou vřetena, které využívají technologii čelního frézování. V konstrukci klasických stolových frézek se využívá mnoho různých konstrukčních uspořádání, avšak základem je vždy výškově nepřestavitelný stůl. V oblasti malých frézek se využívá zejména konstrukce s křížovým stolem. Základní části stolní frézky ukazuje obr. 2.4.



Obr. 2.4 Konstrukční schéma stolové frézky s křížovým stolem

Stolní frézky s konvenčním ručním řízením se často vyrábí bez stojanu a pouze s průhledným plexisklovým krytem v oblasti, kde se odebírá tříska. Tyto kryty nařizují bezpečnostní normy. Stolní stroje svými rozměry umožňují, aby byly ustaveny na pevných stolech, stejně jako tomu je v případě stolních vrtaček. Z tohoto důvodu jsou většinou nazývány jako stolní frézovací stroje. Někdy se můžeme také setkat s názvem mini-frézka. Pro svoji univerzálnost se velmi často do vřetena umísťuje výsuvná pinola a stroj tak kombinuje vrtačku a frézku. V takovém případě jsou tyto stroje často výrobci pojmenovány jako vrtačko-frézky (obr. 2.3). Ojediněle je dokonce konstrukce bližší stolní vrtačce, než frézce a to z důvodu sloupů namísto stojanu (obr. 2.5).



Obr. 2.5 Vrtačko-frézka firmy Optimum [34]



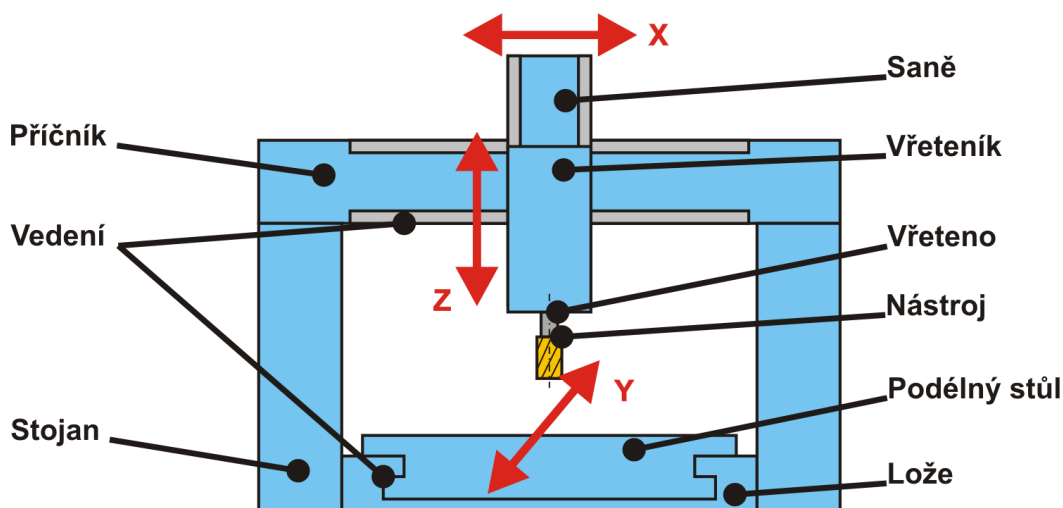
Obr. 2.6 CNC stolní frézka firmy Sieg [41]

Frézky mohou být také řízeny počítačem jakožto CNC stroje. Pro svoji jednoduchost je zde nejčastěji využíváno krokových motorů, avšak u modernějších výkonnějších strojů i klasicky AC servomotorů. Stroje již také často disponují vnějším krytím pro ochranu obsluhy a pevným kovovým stojanem (obr. 2.6), případně lze krytování dokoupit jako příslušenství. Ačkoliv takovéto stroje mnohdy vypadají na první pohled jako relativně velké, stále se jedná o stejné parametry o stejný malý stroj se stolovou konstrukcí. Tuto konstrukci volím jako výchozí, pro mnou navrhovaný stroj. [34, 38, 41]

2.2. CNC Routery

Mechanické CNC routery, nebo také gravírovací stroje (gravírky) jsou stroje určené pro drážkové frézování obrazců (gravírování) do materiálu. Tyto stroje jsou stejně jako stolní frézky vybaveny svislou osou vřetena a využívají technologii

čelního frézování. Gravírky svoji stavbou vycházejí z portálových frézek a mohou být stejně jako stolní frézky stolové konstrukce upevněny přímo na stůl, nebo při větších rozměrech mohou být vybaveny vlastním stojanem. Platí proto stejné výhody jako u výše zmiňovaných stolních frézek. V rámci konstrukčního uspořádání se pro tyto malé stroje využívá konstrukce s posuvným stolem a pevným portálem (obr. 2.7), respektive konstrukce s pevným stolem a posuvným portálem, které se říká Gantry konstrukce (obr. 2.8). Obrázek 2.7 ukazuje dále veškeré základní části těchto strojů.



Obr. 2.7 Konstrukční schéma portálového routeru s podélně posuvným stolem

Gravírovací stroje se nejčastěji využívají v truhlářství pro obrábění dřevěných materiálů, v oblasti elektroniky pro vrtání laminátových destiček plošných spojů a dále např. v domácích dílnách převážně modelářů. Pro jejich použití je nutné, aby tyto stroje umožňovaly řízení pomocí počítače a tak se již routery vyrábí výhradně jen jako CNC stroje. Vzhledem ke svému použití se často také nazývají CNC gravírovací plottery. [26, 32]



Obr. 2.8 CNC Router firmy Numco [32]



Obr. 2.9 CNC Router firmy Gravotech [26]

3. Stolní frézovací stroje současné produkce

3.1. Stroje firmy OPTIMUM a BOW

Firma Optimum Maschinen Germany GmbH je Německá společnost vyrábějící a prodávající kovo-obráběcí stroje všech druhů po celém světě. Obráběcí stroje se značkou Optimum vyrábí a vyvíjí firma již 20let, pod heslem optimální cena-výkon. Oficiálním a předním prodejcem a dodavatelem



Obr. 3.1 Logo firmy Optimum [34]



Obr. 3.2 Logo firmy BOW [38]

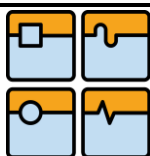
těchto strojů v České republice je společnost První hanácká BOW s.r.o. sídlící v Olomouci založená roku 1992. V oblasti konvenčních frézovacích strojů firma vyrábí zejména stolní vrtačko-frézky různých rozměrů a výkonů. V oblasti CNC frézek potom nabízí také stroje stolové konstrukce a to od malých strojů, využívající základ konvenčních vrtačko-frézek, až po CNC frézky běžných velikostí. [34, 38]

3.1.1. Konvenční vrtačko-frézka Optimum – BF20 Vario

Tento stroj je typickým představitelem malých stolních frézek. Mimo české firmy První hanácká BOW, je tato frézka nabízena hojně i různými velkoobchody a maloobchody se strojním nářadím. Následující stroj Optimum – M2CNC (obr. 3.4) konstrukčně vychází právě ze stroje BF20 Vario (obr. 3.3), kde je konvenční řízení nahrazeno krokovými motory, stroj postrádá výsuvnou pinolu a je doplněn o stojan s krytováním. [34, 38]



Obr. 3.3 Vrtačko-frézka Optimum - BF20 Vario [34]



3.1.2. CNC frézka Optimum – M2CNC



Obr. 3.4 CNC frézka Optimum - M2CNC [34]

Tab. 3.1 Parametry stroje Optimum - M2CNC [34, 38]

Specifikace	Parametry
Rozměry pracovního stolu	500 × 180 mm
T-drážky velikost	12 mm
Rozsah posuvu - osa X	280 mm
Rozsah posuvu - osa Y	155 mm
Rozsah posuvu - osa Z	280 mm
Rychlost pracovního posuvu	500 mm/min
Rychloposuv	2000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	?
Krouticí moment motoru - osa Y	?
Krouticí moment motoru - osa Z	?
Opakovatelná přesnost	+/- 0,001 mm
Vyložení vřetene	185 mm
Otáčky vřetene	90-1480 a 150-3000 ot./min
Plynulá změna otáček	Ano
Počet rychlostních stupňů	2
Kužel vřetene	MK2 / M10
Výkon motoru	850 W
Rozměry stroje (š × v × h)	1300 × 1760 × 745 mm
Centrální mazání	Ano
Řídicí systém	Siemens

3.2. Frézovací stroje firmy Proma a Inaxes



Obr. 3.6 Logo firmy Proma [36]

Společnost Proma CZ s.r.o. je česká firma se sídlem v Sezimicích nedaleko Pardubic, fungující od roku 1992. V počátečních letech byla pouze prodejcem nástrojů a elektronářadí, avšak později od roku 1996 se stala i dodavatelem obráběcích strojů zejména v České a Slovenské republice a v zemích východní Evropy. Obráběcí stroje značky Proma jsou vyráběny v kooperaci a pro prodej vlastní certifikáty CE. V oblasti konvenčních frézek firma vyrábí malé stolní frézky a konzolové univerzální frézky běžných velikostí. Pro oblast prodeje a vývoje CNC strojů firma Proma CZ s.r.o. založila sesterskou firmu s názvem Inaxes. Tyto stroje využívají komponenty vyráběné v Německu, Itálii, Japonsku, či Tajvanu a jsou ovládány známými řídicími systémy jako je např. Siemens, Heidenhain, Mitsubishi, nebo Fanuc. Společnost vyrábí stolové frézovací stroje a obráběcí centra běžných a velkých rozměrů, avšak v nabídce má dva stroje (soustruh a frézku) spadající do kategorie malých výukových strojů. Značka Inaxes pro tyto stroje vytvořila samostatnou modelovou řadu, kterou nazvala E-zone a vytvořila také pro tyto stroje i vlastní řídicí systém. [36, 37]



Obr. 3.5 Logo firmy Inaxes [37]

3.2.1. CNC frézka Inaxes – IEKC-250S



Obr. 3.7 CNC frézka Inaxes - IEKC-250S [37]

Tab. 3.2 Parametry stroje Inaxes - IEKC-250S [37]

Specifikace	Parametry
Rozměry pracovního stolu	450 × 160 mm
T-drážky velikost	12 mm
Rozsah posuvu - osa X	250 mm
Rozsah posuvu - osa Y	80 mm
Rozsah posuvu - osa Z	200 mm
Rychlost pracovního posuvu	500 mm/min
Rychloposuv	2000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	4 Nm
Krouticí moment motoru - osa Y	4 Nm
Krouticí moment motoru - osa Z	6 Nm
Opakovatelná přesnost	+/- 0,01 mm
Vyložení vřetene	232 mm
Otáčky vřetene	150-2000 ot./min
Plynulá změna otáček	Ano
Počet rychlostních stupňů	1
Kužel vřetene	MK3
Výkon motoru	1000 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry stroje (š × v × h)	830 × 1700 × 800 mm
Centrální mazání	Ano
Řídicí systém	Inaxes Control System

3.3. Stroje firmy Numco a Sieg

Společnost Numco je mladou divizí firmy První hanácká BOW s.r.o., která se zabývá výhradně prodejem CNC strojů. Firma tyto stroje nevyrábí, ale upravuje a distribuuje stroje zahraniční. V oblasti běžných soustruhů a frézek distribuuje stroje firmy CY, v oblasti CNC Routerů stroje firmy Excitech, a v oblasti malých CNC stolních frézek stroje firmy SIEG.



Obr. 3.8 Logo firmy Numco [32]



Obr. 3.9 Logo firmy Sieg [41]

Společnost Shanghai Sieg Machinery Co. je Čínská firma zabývající se speciálně výrobou konvenčních vrtačko-frézek a již zmíněných malých CNC stolních frézek. Pro řízení CNC strojů čínská firma používá svůj systém Sieg, dále systém Siemens a nakonec i volně dostupný řídicí systém MACH3. Česká společnost Numco používá pouze systémy MACH3 a Siemens, které jsou v Evropě známé a běžně používané. Obdobně jako Numco provádí přestavby, respektive distribuci stejných strojů i společnost Gravos. [27, 32, 41]

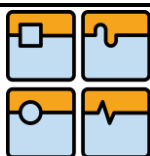
3.3.1. CNC frézka Numco – KX3A



Obr. 3.10 CNC frézka Numco - KX3A [32]

Tab. 3.3 Parametry stroje Numco - KX3A [32]

Specifikace	Parametry
Rozměry pracovního stolu	550 × 160 mm
T-drážky velikost	12 mm
Rozsah posuvu - osa X	230 mm
Rozsah posuvu - osa Y	150 mm
Rozsah posuvu - osa Z	290 mm
Rychlost pracovního posuvu	500 mm/min
Rychloposuv	2000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	4 Nm
Krouticí moment motoru - osa Y	4 Nm
Krouticí moment motoru - osa Z	6 Nm
Opakovatelná přesnost	+/- 0,01 mm
Vyložení vřetene	?
Otáčky vřetene	100-5000 ot./min
Plynulá změna otáček	Ano
Počet rychlostních stupňů	1
Kužel vřetene	MK3
Výkon motoru	1000 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry stroje (š × v × h)	1280 × 2000 × 1000 mm
Centrální mazání	Ano
Řídicí systém	Siemens



3.4. Stroje firmy Tormach

Společnost Tormach LLC je americkou společností zabývající se výhradně malými CNC stroji. Firmu založili dva lidé v roce 2001, kteří se setkávali při své práci často s názory, že na trhu není dostatek malých kvalitních CNC strojů pro výzkumné pracovníky. A tak přišli s myšlenkou vyrábět právě malé CNC stroje určené pro výzkumné laboratoře, školy a malé výrobce. Společnost velmi podporuje myšlenku



Obr. 3.11 Logo firmy Tormach
[46]

osobního CNC stroje (Personal CNC - "PCNC"). Jedná se o koncept, který má za cíl rozšířit tyto stroje pro vědce, výzkumné pracovníky, pedagogy, konstruktéry, nebo i kutily takovým způsobem, aby měl každý pracovník vždy stroj po ruce a mohl ihned realizovat své nápady. Obdobnou myšlenkou proběhl vývoj počítačů. Ty nejdříve byly velké, složité, drahé a pouze firemní pro komerční použití, avšak později se vyvinuly do osobních počítačů "PC", určené pro širší veřejnost. Společnost sídlí a vyvíjí své produkty v USA ve státě Wisconsin, avšak výroba probíhá z ekonomických důvodů v Číně. Firma nabízí zatím pouze dva frézovací CNC stroje, ale k těmto strojům vyvíjí mnoho různého příslušenství jako například ochranné krytování, zásobník nástrojů umožňující automatickou výměnu nástrojů, chlazení atd. Pro porovnání jsem vybral model PCNC 770. [46]

3.4.1. CNC frézka Tormach – PCNC 770



Obr. 3.12 CNC frézka Tormach - PCNC 770 [46]

Tab. 3.4 Parametry stroje Tormach - PCNC 770 [46]

Specifikace	Parametry
Rozměry pracovního stolu	660 × 200 mm
T-drážky velikost	16 mm
Rozsah posuvu - osa X	356 mm
Rozsah posuvu - osa Y	191 mm
Rozsah posuvu - osa Z	337 mm
Rychlost pracovního posuvu	?
Rychloposuv	?
Krouticí moment motoru - osa X	?
Krouticí moment motoru - osa Y	?
Krouticí moment motoru - osa Z	?
Opakovatelná přesnost	+/- 0,01 mm
Vyložení vřetene	?
Otáčky vřetene	175-10200 ot./min
Plynulá změna otáček	Ano
Počet rychlostních stupňů	1
Kužel vřetene	R8
Výkon motoru	1300 W
Elektrické připojení	115 V / 230 V
Rozměry stroje (š × v × h)	1562 x 1855 x 1143 mm
Centrální mazání	Ano
Řídicí systém	Tormach system

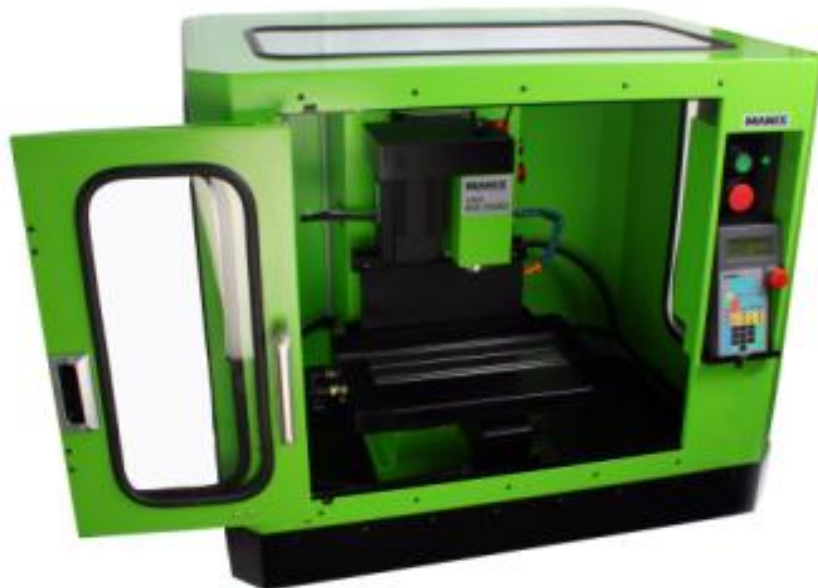
3.5. Stroje firmy Manix

Tato společnost z jižní Koreje byla založena již v roce 1986, avšak tehdy pod jménem Woo Sung Trading Enterprise. V roce 1996 se společnost přejmenovala na Woo Sung E&I Co. Ltd. a začala vyrábět stolní vrtačky a drátové řezačky. Postupem času začala vyrábět také malé konvenční obráběcí stroje. V té době se vzhledem k rozmachu firmy začalo mluvit o jméně Manix, ovšem k samotnému oficiálnímu přejmenování došlo až v roce 2008 na současné Manix Co. Ltd. Od roku 2005 začala také vyrábět některé své stroje s CNC řízením a vyrábět nové malé CNC stroje. Společnost se zabývá také systémem kvality 9000 a na své produkty získala certifikáty CE. V současné době se malé výrobní stroje od této firmy prodávají ve více než 30 zemích po celém světě. V nabídce má tato firma jeden CNC stolní frézovací stroj, který vyrábí i v konvenčním provedení. K tomuto CNC stroji nabízí mnoho příslušenství jako například přídavné chlazení, ochranné krytování, případně pouze vanu pro sběr třísek atd. [31]



Obr. 3.13 Logo firmy Manix [31]

3.5.1. CNC frézka Manix – CNC MM250S3



Obr. 3.14 CNC frézka Manix - CNC MM250S3 [31]

Tab. 3.5 Parametry stroje Manix - CNC MM250S3 [31]

Specifikace	Parametry
Rozměry pracovního stolu	350 × 145 mm
T-drážky velikost	?
Rozsah posuvu - osa X	225 mm
Rozsah posuvu - osa Y	95 mm
Rozsah posuvu - osa Z	125 mm
Rychlost pracovního posuvu	?
Rychloposuv	?
Krouticí moment motoru - osa X	?
Krouticí moment motoru - osa Y	?
Krouticí moment motoru - osa Z	?
Opakovatelná přesnost	+/- 0,01 mm
Vyložení vřetene	115
Otáčky vřetene	0-5000 ot./min
Plynulá změna otáček	Ano
Počet rychlostních stupňů	1
Kužel vřetene	BT20
Výkon motoru	750 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry stroje (š × v × h)	470 × 530 × 675 mm
Centrální mazání	Ano
Řídicí systém	MACH3

3.6. Stroje firmy Titan Machinery

Čínská firma Titan Machinery se zabývá výrobou, prodejem a distribucí malých obráběcích strojů. Ve své nabídce má zejména různé druhy konvenčních stolních vrtačko-frézek, konvenčních malých soustruhů, pásových pil a zajímavostí je potom víceúčelový stroj, který spojuje vrtačko-frézku společně se soustruhem. Vedle těchto konvenčních strojů nabízí, ale také CNC frézky. Dále potom firma prodává CNC frézky stolové konstrukce od čínské společnosti Syil, jejichž stroje budou dále také uvedeny. Malá CNC frézka M520/160 (obr. 3.16) od firmy Titan Machinery se může



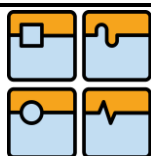
Obr. 3.15 Logo firmy Titan Machinery [45]

chlubit zejména svoji vnitřní bezpečností, jelikož obsahuje mnoho bezpečnostních koncových spínačů na pojezdech a také kovové teleskopické bezpečnostní kryty pro ochranu vedení a kuličkových šroubů. Stroj však postrádá vnější krytování. Pro sběr třísek je u stroje vytvořena pouze vana. Jako řídicí systém používá společnost pro své stroje nejčastěji systém MACH3. [16, 45]

3.6.1. CNC frézka Titan Machinery – M520/160



Obr. 3.16 CNC frézka Titan Machinery – M520/160 [16]



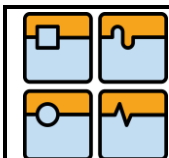
Tab. 3.6 Parametry stroje Titan Machinery – M520/160 [16]

Specifikace	Parametry
Rozměry pracovního stolu	550 × 160 mm
T-drážky velikost	12 mm
Rozsah posuvu - osa X	320 mm
Rozsah posuvu - osa Y	170 mm
Rozsah posuvu - osa Z	280 mm
Rychlost pracovního posuvu	2000 mm/min
Rychloposuv	4000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	3,5 Nm
Krouticí moment motoru - osa Y	3,5 Nm
Krouticí moment motoru - osa Z	3,5 Nm
Opakovatelná přesnost	?
Vyložení vřetene	185 mm
Otáčky vřetene	100-6000 ot./min
Plynulá změna otáček	Ano
Počet rychlostních stupňů	1
Kužel vřetene	BT30 / NT30 / R8
Výkon motoru	1500 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry stroje (š × v × h)	?
Centrální mazání	Ano
Řídicí systém	MACH3 / Turbo CNC

3.7. Stroje firmy Syil

Společnost Syil Electronic & Hardware Co.,Ltd je čínským výrobcem high-endových malých CNC strojů. Tato firma je vysoce inovativní v oblasti použitých technologií a vytváří vysoce přesné malé obráběcí stroje. Své stroje vyvíjí s ohledem na poslední trendy v konstrukci výrobních strojů. Zatímco například většina výrobců malých osobních CNC frézek stále používá pro lineární vedení dnes již zastaralé kluzné rybinové vedení, firma Syil již používá na většinu svých strojů moderní valivé vedení od předních výrobců z daného oboru. Samotnou kapitolou je poté design strojů, který také podléhá novodobým trendům a je velmi přívětivý. Na své stroje vlastní společnost certifikát CE a tyto stroje distribuuje již do 48 zemí celého světa včetně České republiky. Českým dodavatelem těchto malých moderních CNC frézek je firma Jirka a spol., s.r.o. sídlící v Zábrodí nedaleko Hradce Králové. Pro porovnání s ostatními stroji jiných výrobců jsem zvolil stroj S4 (obr. 3.18), který svoji konstrukcí vychází ze stroje X4 (obr. 3.19). Oproti X4 stroj S4 nabízí krytování stroje s ovládacím panelem a chlazením, avšak krouticí momenty krokových motorů pro pohony jednotlivých os nabývají menších hodnot a menších rychlostí, než u stroje X4. [14, 43]

Obr. 3.17 Logo firmy Syil
[17]



3.7.1. CNC frézka Syil - S4



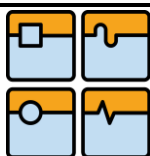
Obr. 3.18 CNC frézka Syil - S4 [43]



Obr. 3.19 CNC frézka Syil - X4 [14]

Tab. 3.7 Parametry stroje Syil – S4 [43]

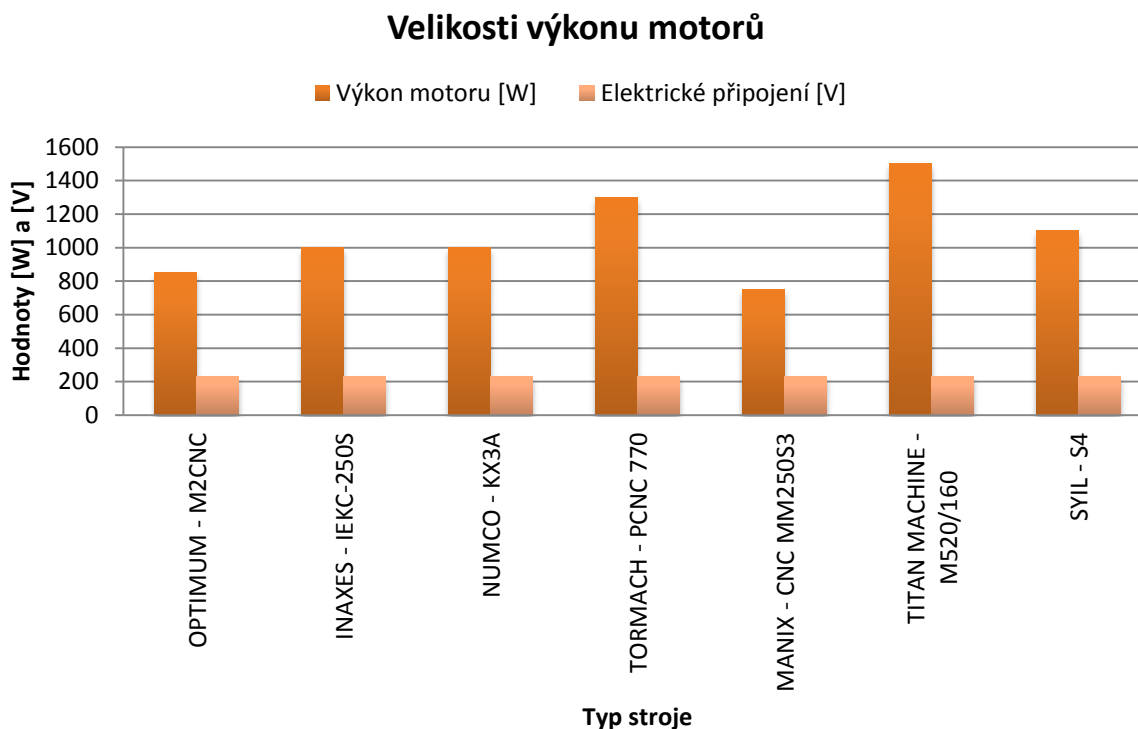
Specifikace	Parametry
Rozměry pracovního stolu	550 × 160 mm
T-drážky velikost	12 mm
Rozsah posuvu - osa X	280 mm
Rozsah posuvu - osa Y	160 mm
Rozsah posuvu - osa Z	270 mm
Rychlost pracovního posuvu	?
Rychloposuv	10000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	3,2 Nm
Krouticí moment motoru - osa Y	3,2 Nm
Krouticí moment motoru - osa Z	3,2 Nm
Opakovatelná přesnost	+/- 0,015 mm
Vyložení vřetene	?
Otáčky vřetene	200-5000 ot./min
Plynulá změna otáček	Ano
Počet rychlostních stupňů	1
Kužel vřetene	NT30 / R8
Výkon motoru	1100 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry stroje (š × v × h)	1450 x 1950 x 1250 mm
Centrální mazání	Ano
Rídicí systém	MACH3 / Turbo CNC



4. Souhrnné porovnání CNC stolních frézovacích strojů

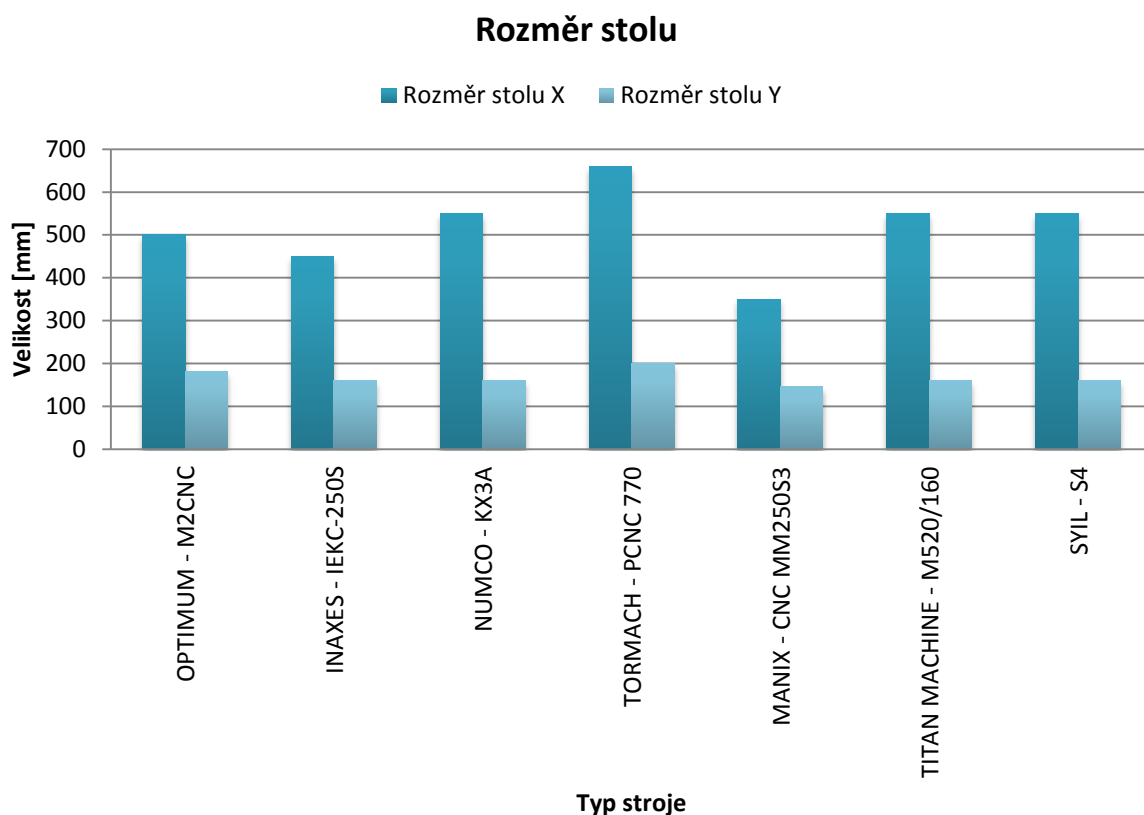
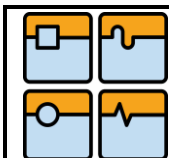
Při výběru stroje je možné porovnat některé základní parametry, avšak vždy je nutné stroj vybírat podle daného použití a ekonomické stránky stroje. Některé stroje budou parametry jistě lákavější, ovšem za danou cenu se nemusí vždy vyplatit. Následné porovnání pomíjí nasazení stroje a je hodnoceno pouze z konstrukčního a výkonového hlediska.

Prvními důležitými parametry je výkon motoru pro pohon vřetena a elektrické napětí, ke kterému je stroj připojen. Pro jednoduché porovnání daných hodnot z *tab. 3.1 až tab. 3.7*, jsem vytvořil graf, který ukazuje *obr. 4.1*. Všechny stroje vyžadují připojení na elektrické napětí 230V. Zde je ovšem otázkou, jakými odběry stroje disponují a jaké potřebují jištění, neboť běžné zásuvky jsou z konstrukčních důvodů jištěny pouze na 16A. Některé výkonnější stroje by proto mohly vyžadovat speciální přípojku. Maximálního výkonu 1500W dosahuje stroj Titan Machinery – M520/160. Naopak nejnižším výkonem disponuje stroj Manix – CNC MM250S3 a to 750W.



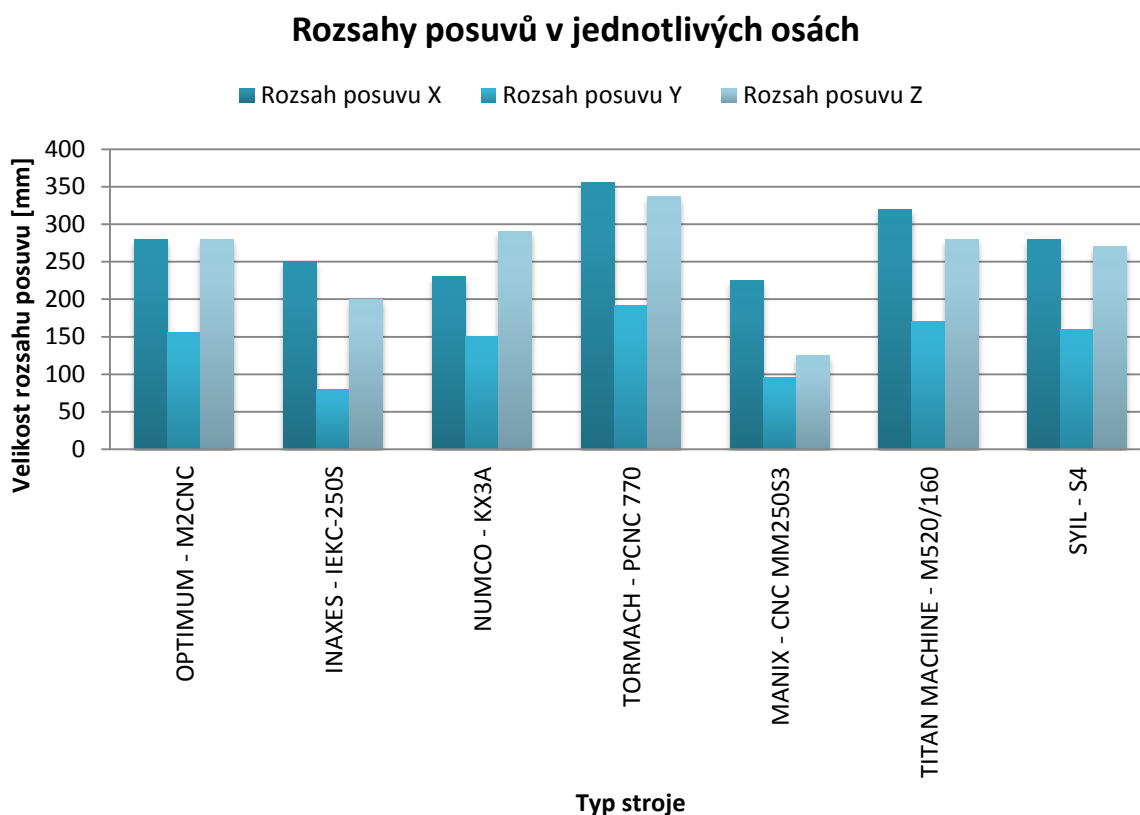
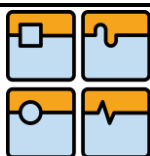
Obr. 4.1 Graf velikostí výkonu motoru vřetena a elektrického připojení

Mezi další základní parametry patří poté rozměry stolu a velikosti posuvů. U rozměru stolu je zvláště důležitá šířka, která určuje velikost obrobků a svěráků, které lze na daný stůl upnout. Graf těchto rozměrů ukazuje *obr. 4.2*, kde je možno vidět největší šířku stolu u stroje Tormach – PCNC 770, která nabývá hodnoty 200mm. Nejmenší rozměry stolu má frézka Manix – CNC MM250S3.



Obr. 4.2 Graf rozměrů stolů u jednotlivých CNC frézek

Vedle velikosti stolu jsou velmi důležitými parametry již zmíněné velikosti posuvů, které jdou ruku v ruce s velikostí stolu. Velikosti posuvů určují zejména velikost obráběné součásti. Z vytvořeného grafu na obr. 4.3 jsou vidět rozsahy jednotlivých os frézek. Při porovnání velikostí posuvů jsou důležité také parametry velikosti pracovního posuvu a rychloposuvu. Nejvyšších hodnot dosahuje stroj Syil – S4, který disponuje rychloposuvem až 10000mm/min a to díky výkonným servomotorům pro jednotlivé osy a také díky modernímu valivému vedení. Největší rozsahy posuvů má frézka Tormach – PCNC 770, což souhlasí i s většími rozměry stolu. Vedle těchto dvou strojů se neztratí ani Titan Machinery – M520/160, který ovšem má velikost stolu na průměrných hodnotách jako ostatní CNC frézky. Zajímavostí je frézka Inaxes – IEKC-250S, u které nabývá hodnota posuvu v ose Y pouze 80mm, ačkoliv velikost stolu není nejmenší a ani výkon motoru včetně není malý. Tento fakt dává stroji nevýhodu oproti ostatním a velmi snižuje jeho nasazení, neboť posuv je opravdu velmi omezený a nekoresponduje s ostatními parametry tohoto stroje. Stroj Inaxes by jinak svými parametry jistě konkuroval například i zahraničnímu stroji Optimum, avšak rozsah tohoto posuvu jej sráží k nejmenším strojům. Pokud bychom si tento stroj chtěli koupit, je potřeba si uvědomit tento nedostatek a zhodnotit jaké obrobky bychom chtěli na stroji obrábět. V konkurenci ostatních strojů si lze povšimnout také malého posuvu v ose Z u korejského stroje Manix – CNC MM250S3. Nebo naopak u stroje Numco – KX3A lze vidět posuv v ose Z větší, než v ose X, takže se hodí i na obrobky vyšších rozměrů.



Obr. 4.3 Graf rozsahů posuvů ve všech osách pro jednotlivé CNC frézky

Poslední velmi důležitou konstrukční specifikací je typ upínače, respektive upínacího kužele vřetene, který definuje typy nástrojů, jež lze do daného vřetene upnout. Zatímco stroj Optimum – M2CNC pracuje s Morse kuželem vřetene MK2, do kterých lze upnout stopkové frézy do průměru 20mm, stroje Inaxes – IEKC-250S a Numco – KX3A pracují s větším Morse kuželem MK3, který již umožňuje upnout stopkové frézy až do průměru 32mm. U stroje značky Tormach se využívá upínání nástrojů pomocí kleštin R8, které jsou známé a využívané především v amerických zemích. Stroj Manix – CNC MM250S3 využívá kužel vřetene BT20, jenž je užíván naopak v asijských zemích. U strojů značek Syil a Titan Machinery dává výrobce možnost si kužel vřetene zvolit, což dává těmto frézám nespornou výhodu. V této kategorii samozřejmě kupující vybírá stroj podle nástrojů, respektive upínacích trnů, které má dostupné v nástrojárně, nebo které jsou pro kupujícího snadno dostupné.

Z výše uvedených porovnání strojů je nejslabším článkem stroj MANIX – CNC MM250S3, ovšem na jeho obranu je nutno říci, že cena tohoto stroje se pohybuje kolem 100 000,- Kč a pro některé opravdu minimalistické, hodinářské, speciální aplikace mohou být dané parametry dostatečné. Ceny zbylých CNC strojů se potom pohybují od cca 350 000,- Kč výše, kdy nejdražším je stroj Syil, avšak tento stroj je nejmodernější s možností nasazení i do běžného provozu. Vždy je tedy nutné vybírat stroj podle nároků uživatele a uvědomit si k jakým účelům se stroj kupuje. [32, 37, 38]

5. Konstrukce stolního frézovacího CNC stroje

Při návrhu a konstrukci nového stolního frézovacího stroje bude brán ohled na současné trendy a části strojů, které lze vidět na výrobních strojích běžné velikosti. Stroj by měl umožňovat nasazení jak do školicích středisek, škol a výzkumných laboratoří, tak i nasazení do běžného provozu pro jednodušší a dokončovací operace. V průmyslu by stroj mohl zajišťovat obrábění menších dílců, tak aby na větších strojích nezabíraly malé obrobky zbytečně místo, a velké stroje mohly využívat naplno svého potenciálu. Stroj by neměl být výkonově nejlepší, ale měl by zajišťovat vyvážené parametry. Samotný konstrukční proces návrhu stroje bude využívat počítačové podpory CAD softwaru Autodesk Inventor Profesional 2010.

5.1. Volba technických parametrů pro návrh stroje

Stroj by měl umožňovat vedle frézování také vrtání do ocele, a to do průměru díry 6mm. Frézování bude zejména určeno pro méně pevné materiály, jako jsou dřevo, nebo plasty, avšak umožní i lehké frézování ocele, neboť jak již bylo zmíněno, stroj by měl najít své uplatnění i jako stroj ve výrobním podniku. Frézka by tak měla zvládnout drážkové obrábění oceli o šířce až 16mm s hloubkou řezu 1,5mm. Pro těžké obrábění a hrubování oceli nebude stroj použitelný. Požadavkem na motor vřetene je plynulá změna otáček a jeho výkon by měl dosahovat hodnoty 0,7 až 1,5kW. Vzhledem k běžnému nasazení je také požadavkem velikost rychloposuvu o hodnotě 7000mm/min a to kvůli minimalizaci vedlejších časů. Protože se dále počítá i s využitím pro školící účely, měly by být komponenty stroje zvoleny univerzálně, tak aby se na stroj mohl dodávat řídicí systém různých výrobců dle požadavku zákazníka. V základu však je požadavkem, aby některý ze systémů již byl součástí stroje a zmíněná volba by byla pouze na přání zákazníka. Shrnutí základních parametrů pro návrh ukazují *tab. 5.1* a *tab. 5.2*. Všechny ostatní parametry stroje budou voleny a optimalizovány v průběhu návrhu, kdy budou rozebrány jednotlivé části a konstrukční možnosti.

Tab. 5.1 Základní konstrukční parametry pro návrh stroje

Specifikace	Parametry
Plynulá změna otáček	Ano
Výkon motoru vřetene	0,7 – 1,5 kW
Rychloposuv	7000 mm/min
Rozměry pracovního stolu	700 x 180 mm
Rozsah posuvu - osa X	260 mm
Rozsah posuvu - osa Y	180 mm
Rozsah posuvu - osa Z	250 mm

Tab. 5.2 Technologické parametry pro návrh stroje

Typ obrábění	Obráběný mat.	Parametry
Drážkové frézování	Ocel	Šířka = 16mm; Hloubka = 1,5mm
Vrtání	Ocel	Průměr = 6mm

5.2. Návrh uzlu vřeteník

5.2.1. Výpočet technologických parametrů a sil od obrábění

Z volby technologických parametrů (*tab. 5.2 na str. 30*) je známý způsob práce, který počítá s jemnějším opracováním oceli. Je zřejmé, že pokud stroj zvládne takovéto frézování ocele, je uzpůsoben i pro práci s mnoha dalšími měkčími materiály a to třeba i větší frézou. Dané technologické parametry záleží zejména na nástroji a jeho materiálu. Každý výrobce nástrojů uvádí doporučené hodnoty pro svoje nástroje, které se tak mohou lišit od jiného výrobce, avšak vždy víceméně jen mírně. Vzhledem k tomu, že výrobci pohonů vyrábí motory v určitých řadách, je zřejmé, že pohon bude vykazovat vyšší parametry, než mnou určené a bude umožňovat tedy i obrábění pomocí nástrojů od jiných firem. Pro volbu nástroje jsem si vybral známou česko-švédskou firmu Pramet Tools s.r.o.

Čelní drážkové frézování

Pro frézování volím nástroj PRAMET 16E3S90-32A16 SUMA [35] s parametry dle následující tabulky 5.3.

Tab. 5.3 Parametry pro drážkové frézování frézou Pramet 16E3S90-32A16 SUMA [35]

Název veličiny	Hodnota
Průměr frézy	$D_n = 16 \text{ [mm]}$
Počet zubů frézy	$Z_n = 3 \text{ [-]}$
Nástrojový úhel nastavení ostří	$\kappa_r = 90 \text{ [}^\circ\text{]}$
Nástrojový ortogonální úhel čela	$\gamma_0 = 10 \text{ [}^\circ\text{]}$
Řezná rychlost	$v_c = 100 \text{ [m} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$
Posuv na zub	$f_z = 0,060 \text{ [mm} \cdot \text{zub}^{-1}\text{]}$
Hloubka záběru	$a_p = 1,5 \text{ [mm]}$
Šířka záběru	$a_e = 16 \text{ [mm]}$

Tab. 5.4 Hodnoty materiálových konstant pro ocel [2, 39]

Název veličiny	Hodnota
Tvrdost obráběného materiálu	$T_{vr} = 180 \text{ [HB]}$
Měrná řezná síla vztahovaná na $a_p=1$	$k_{cl} = 1800 \text{ [MPa]}$
Nárůst měrné řezné síly v závislosti na tloušťce třísky	$m_c = 0,25 \text{ [-]}$

Následující výpočty jsou provedeny s podporou literatury [2 a 39]

Otáčky nástroje:

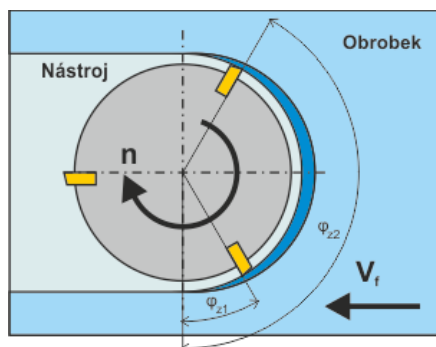
$$n_n = \frac{v_c \cdot 1000}{D_n \cdot \pi} = \frac{100 \cdot 1000}{16 \cdot \pi} = 1990 [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (1)$$

Rychlost posuvu:

$$v_f = n \cdot Z_z \cdot f_z = 1990 \cdot 3 \cdot 0,060 = 358 [\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (2)$$

Úhly zubů v záběru φ_{zi} pro i-tý zub v záběru:

$$\begin{aligned} \varphi_{z1} &= 30[^\circ] \\ \varphi_{z2} &= 150[^\circ] \end{aligned}$$



Obr. 5.1 Schématické znázornění rozložení zubů a úhlů zubů v záběru

Úhly zubů v záběru φ_{zi} pro i-tý zub v záběru:

$$\begin{aligned} \varphi_{z1} &= 30[^\circ] \\ \varphi_{z2} &= 150[^\circ] \end{aligned}$$

Jmenovitý průřez třísky A_{Di} pro i-tý zub v záběru:

$$\begin{aligned} A_{D1} &= f_z \cdot a_p \cdot \sin \varphi_{z1} = 0,060 \cdot 1,5 \cdot \sin 30^\circ = 0,045 [\text{mm}^2] \\ A_{D2} &= f_z \cdot a_p \cdot \sin \varphi_{z2} = 0,060 \cdot 1,5 \cdot \sin 150^\circ = 0,045 [\text{mm}^2] \end{aligned} \quad (3)$$

Jmenovitá tloušťka třísky h_{Di} pro i-tý zub v záběru:

$$\begin{aligned} h_{D1} &= f_z \cdot \sin \kappa_r \cdot \sin \varphi_{z1} = 0,060 \cdot \sin 90^\circ \cdot \sin 30^\circ = 0,03 [\text{mm}] \\ h_{D2} &= f_z \cdot \sin \kappa_r \cdot \sin \varphi_{z2} = 0,060 \cdot \sin 90^\circ \cdot \sin 150^\circ = 0,03 [\text{mm}] \end{aligned} \quad (4)$$

Měrná řezná síla při daném způsobu obrábění k_{ci} pro i-tý zub v záběru:

$$\begin{aligned} k_{c1} &= \frac{k_{cl}}{h_{D1}^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = \frac{1800}{0,03^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{10}{100}\right) = 3893 [\text{MPa}] \\ k_{c2} &= \frac{k_{cl}}{h_{D2}^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = \frac{1800}{0,03^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{10}{100}\right) = 3893 [\text{MPa}] \end{aligned} \quad (5)$$

Řezná síla F_{Ci} pro i-tý zub v záběru:

$$\begin{aligned} F_{C1} &= A_{D1} \cdot k_{c1} = 175 [\text{N}] \\ F_{C2} &= A_{D2} \cdot k_{c2} = 175 [\text{N}] \end{aligned} \quad (6)$$

Celková řezná síla:

$$F_C = F_{C1} + F_{C2} = 350 \text{ [N]} \quad (7)$$

Krouticí moment na nástroji při frézování:

$$M_{kn} = F_C \cdot \frac{D_n}{2 \cdot 1000} = 2,8 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (8)$$

Řezný výkon při frézování:

$$P_C = \frac{F_C \cdot v_c}{6 \cdot 10^4} = 0,584 \text{ [kW]} \quad (9)$$

Vrtání

U této technologie vzniká axiální síla, kterou je potřeba znát pro správné navržení, respektive ověření uložení vřetene. Tato síla je však odvislá od posuvové rychlosti, která může být v praxi lehce ovlivněna. Pro vrtání volím klasický spirálovitý monolitní vrták PRAMET 303DS-6,0-20-A06 [35]. Pro tento vrták se doporučuje axiální posuv na otáčku až $0,16 \text{ mm} \cdot \text{ot}^{-1}$. Tato hodnota je však pro malý stroj a obrábění oceli až příliš velká a proto ji optimalizuji na poloviční hodnotu. Toto omezení by bylo uvedeno v návodu stroje. Parametry nástroje pro vrtání jsou uvedeny v tab. 5.5. Výpočty jsou provedeny na základě literatury [2 a 39] a hodnot z tab. 5.4. a 5.5.

Tab. 5.5 Parametry pro vrtání pomocí vrtáku PRAMET 303DS-6,0-20-A06 [35]

Název veličiny	Hodnota
Průměr vrtáku	$D_n = 6 \text{ [mm]}$
Počet zubů vrtáku	$Z_n = 2 \text{ [-]}$
Nástrojový úhel nastavení ostří	$\kappa_r = 70 \text{ [}^\circ\text{]}$
Nástrojový ortogonální úhel čela	$\gamma_0 = 30 \text{ [}^\circ\text{]}$
Řezná rychlost	$v_c = 85 \text{ [m} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$
Posuv na otáčku	$f_n = 0,08 \text{ [mm} \cdot \text{ot}^{-1}\text{]}$

Posuv na zub při vrtání:

$$f_z = \frac{f_n}{Z_n} = \frac{0,08}{2} = 0,04 \text{ [mm} \cdot \text{zub}^{-1}\text{]} \quad (10)$$

Jmenovitá tloušťka třísky při vrtání:

$$h_D = f_z \cdot \sin \kappa_r = 0,04 \cdot \sin 70^\circ = 0,038 \text{ [mm]} \quad (11)$$

Jmenovitá šířka třísky při vrtání:

$$b_D = \frac{D_n}{2 \cdot \sin \kappa_r} = \frac{6}{2 \cdot \sin 70^\circ} = 3,19 \text{ [mm]} \quad (12)$$

Jmenovitý průřez třísky při vrtání:

$$A_D = h_D \cdot b_D = 0,038 \cdot 3,19 = 0,12 \text{ [mm]} \quad (13)$$

Měrná řezná síla při vrtání (5):

$$k_c = \frac{k_{cl}}{h_D^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = \frac{1800}{0,038^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{30}{100}\right) = 2862 \text{ [MPa]}$$

Celková řezná síla při vrtání:

$$F_c = k_c \cdot A_D = 2862 \cdot 0,12 = 343 \text{ [N]} \quad (14)$$

Síla posuvu při vrtání:

$$\begin{aligned} F_f &= 0,5 \cdot k_c \cdot \frac{D_c}{2} \cdot f_n \cdot \sin \kappa_r = 0,5 \cdot 2862 \cdot \frac{6}{2} \cdot 0,08 \cdot \sin 70^\circ = \\ &= 323 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (15)$$

Krouticí moment na nástroji při vrtání:

$$M_{kn} = 2 \cdot \frac{F_c}{2} \cdot \frac{D_n}{4 \cdot 1000} = 2 \cdot \frac{343}{2} \cdot \frac{6}{4 \cdot 1000} = 0,515 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (16)$$

Otáčky nástroje pro vrtání (1):

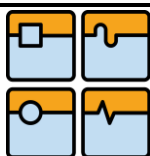
$$n_n = \frac{v_c \cdot 1000}{D_n \cdot \pi} = \frac{85 \cdot 1000}{6 \cdot \pi} = 4509 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

Řezný výkon při vrtání:

$$P_c = \frac{M_{kn} \cdot n_n}{9,55 \cdot 1000} = \frac{0,515 \cdot 4509}{9,55 \cdot 1000} = 0,515 \text{ [kW]} \quad (17)$$

5.2.2. Volba pohonu vřetene

Než bude zvolen vhodný pohon, je důležité do získaných výsledků započítat účinnosti některých komponent. Mezi ty patří například účinnost převodu, uložení vřetene a pohonu. Je tedy nutné si předběžně určit uložení a náhon. Pro konstruované vřeteno volím náhon ozubeným řemenem, a jako uložení volím předběžně dvě vřetenová kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Avšak jedná se pouze o předběžné určení. Poslední účinností je účinnost samotného pohonu. Jako pohon budu volit, dnes nejčastěji používaný, třífázový asynchronní elektromotor, a to s účinností dle nového standardu IE2. Požadavkem je plynulá změna otáček, a proto bude motor vybaven frekvenčním měničem. Motor bude zvolen pro připojení na 400V, neboť celkový odběr stroje (pohon vřetene, tři pohony posuvů, řídicí systém a případné doplňky a elektrické příslušenství) zřejmě přesáhne 16A. Pokud by celkový odběr nabýval hodnoty menší než 16A, šlo by zajistit připojení na jednofázové napětí o hodnotě 230V a to klasickou standardní elektrickou zásuvkou. Hodnota 16A je daná jističem. Pro standardní rozvody elektrické energie je tato hodnota maximální, a to z konstrukčních důvodů, které jsou dány průřezem vodičů. V běžných podmínkách v rámci bezpečnosti nelze, respektive nemělo by se odebírat více proudu, ačkoliv silnější jističe samozřejmě existují. Možnost jak zajistit připojení na 230V a odebírat bezpečně více elektrického proudu však existuje. Bylo zapotřebí ovšem vybudovat



speciální zásuvku, která má větší rozměry, než klasická. Tato zásuvka by musela být disponovat vodiči o patřičném průřezu, které by byly vedeny z rozvaděče s jističem o hodnotě 20A. Tento způsob je však opravdu výjimečný. Proto budu počítat s připojením na třífázovou zásuvku o napětí 400V, která je v průmyslu a dílnách standardem, a lze pomocí ní zajistit vyšší odběry proudu. Veškeré účinnosti jsou vidět v následující tabulce 5.6. Kromě účinností je třeba započítat také převodový poměr. Vzhledem k výše vypočteným výsledkům krouticího momentu a otáček při frézování, které jsou vyvážené, volím převod 1:1, kde bude převodový poměr nabývat hodnoty $i=1$. Vysoké otáčky pro technologii vrtání zajistí měnič frekvence.

Tab. 5.6 Účinnosti pro návrh pohonu vřetene [8]

Název veličiny	Hodnota
Účinnost valivého kuličkového ložiska	$\eta_L = 0,99 [-]$
Účinnost řemenového převodu	$\eta_P = 0,99 [-]$
Účinnost elektromotoru	$\eta_M = 0,82 [-]$

Minimální krouticí moment pro návrh pohonu:

$$M_{kmin} = \frac{M_{kn}}{\eta_L^2 \cdot \eta_P \cdot \eta_M \cdot i} = \frac{2,803}{0,99^2 \cdot 0,99 \cdot 0,82 \cdot 1} = 3,523 [N \cdot m] \quad (18)$$

Následující tabulka 5.7 shrnuje potřebné parametry pro volbu pohonu vřetene

Tab. 5.7 Parametry pro volbu pohonu

Název veličiny	Hodnota
Minimální krouticí moment pro návrh pohonu	$M_{kmin} = 3,523 [N \cdot m]$
Otáčky nástroje při frézování	$n_n = 1990 [ot \cdot min^{-1}]$
Řezný výkon při frézování	$P_C = 0,558 [W]$
Typ pohonu	3 fázový AC motor

Motor volím od firmy Siemens, která je v naší zemi dobře známá, a jejich výrobky jsou dostupné. Pomocí výše uvedených hodnot určuji nejbližší vyšší motor zajišťující tyto parametry. Volím nízkonapěťový, 2pólový, asynchronní motor nakrátko se zvýšenou účinností IE2 standardní řady 1LA s výkonem 1,1kW o standardizované velikosti 80M. Pro zabudování, respektive připojení motoru k vřeteníku, volím verzi se střední "zvláštní" přírubou. Aby bylo zajištěno přesné snímání otáček hřídele vřetene, respektive hřídele motoru, volím motor se zabudovaným inkrementálním rotačním enkodérem, pomocí něhož se zajistí zpětná vazba pro řízení. Objednací kód zvoleného motoru je SIEMENS 1LA9083-2KA 13-Z H58. Zvolený motor dosahuje $2860 [ot \cdot min^{-1}]$ při $3,7 [N \cdot m]$ a výkonu $1,1 [kW]$ při napájecím kmitočtu 50Hz. Dle katalogu Siemens lze dosáhnout na zvoleném motoru až maximální hodnoty $6000 [ot \cdot min^{-1}]$ při kmitočtu 100Hz. Se zvyšováním kmitočtu ovšem klesá krouticí moment a jmenovitý výkon motoru. Z rovnice (19) je patrné, že při napájecím kmitočtu 100Hz dosahuje krouticí moment motoru jen 50% momentu při 50Hz. [42]

Krouticí moment motoru při napájecím kmitočtu 100Hz:

$$M_{km(100Hz)} = \frac{f_{m(50Hz)}}{f_{m(100Hz)}} \cdot M_{km(50Hz)} = \frac{50}{100} \cdot 3,7 = 1,85 [N \cdot m] \quad (19)$$

Z technologického výpočtu a rovnice (1) je zřejmé, že velikost otáček je odvislá od průměru nástroje a se zmenšujícím se průměrem otáčky rostou. Z rovnice (8), je ale patrné zmenšování potřebného krouticího momentu na nástroji. Z těchto poznatků lze předpokládat dostatečný krouticí moment i při frézování menšími nástroji s vyššími otáčkami. Z výsledků lze jednoduše také ověřit dostatečný výkon a krouticí moment při technologii vrtání. Z rovnice (16) je znám potřebný moment při vrtání, který nabývá hodnoty $M_{kn} = 0,515 \text{ Nm}$, a z rovnice (19) možný dosažitelný moment motoru $M_{kmin} = 1,85 \text{ Nm}$. Z tohoto výsledku je zřejmé, že zvolený motor je dostačující. *Tabulka 5.8* shrnuje důležité parametry zvoleného elektromotoru pro pohon vřetene.

Tab. 5.8 Hodnoty zvoleného elektromotoru pro pohon vřetene [42]

Název veličiny	Hodnota
Jmenovitý výkon motoru při 50Hz	$P_m = 1,1 \text{ [kW]}$
Jmenovitý krouticí moment motoru při 50Hz	$M_{km} = 3,7 \text{ [N} \cdot \text{m]}$
Jmenovitý krouticí moment motoru při 100Hz	$M_{km} = 1,85 \text{ [N} \cdot \text{m]}$
Jmenovité otáčky motoru při 50Hz	$n_m = 2860 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}]$
Jmenovité otáčky motoru při 100Hz	$n_m = 6000 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}]$
Hmotnost motoru	$m_m = 12,4 \text{ [kg]}$

Pro zvolený motor je potřeba také vhodně zvolit frekvenční měnič. Většina řídicích systémů požaduje pro řízení otáček vřetene, rozsah vstupního napětí na frekvenčním měniči $\pm 10V$. Druhým požadavkem při výběru je vhodné napětí samotného měniče, který je dán vybraným elektromotorem, respektive elektrickým připojením. To nabývá hodnoty 400V. Třetím požadavkem je, aby měnič umožňoval práci se zpětnovazebním zařízením, tedy enkodérem, který je součástí motoru. Posledním požadavkem je typ průmyslové sběrnice. Ze všech výše zmíněných požadavků a také ze jmenovitého výkonu motoru volím frekvenční měnič CONTROL TECHNIQUES SP0404 (*obr. 5.2*). Tento měnič řady Unidrive SP je univerzálním průmyslovým měničem kmitočtu. Frekvenční měnič krom zmíněných požadavků splňuje i požadavek na bezpečnost strojů, neboť má integrován bezpečnostní obvod, který nahrazuje zabudování dodatečných stykačů pro bezpečné odpojení motoru. Průmyslové sběrnice, přes které měnič komunikuje se systémem, jsou u tohoto modelu také vyřešeny, neboť vstupy a výstupy měniče jsou zajištěny přes výměnné moduly. Lze tak zvolit modul s danou sběrnicí umožňující požadovaný komunikační



Obr. 5.2 Frekvenční měnič Control Techniques - Emerson SP0404 [24]

protokol. Konkrétní elektrické připojení a rozvody elektrické energie by již dále řešil kvalifikovaný pracovník v oboru elektrotechniky, a proto se již dále problematikou nebude zabývat. Tato problematika navíc již přesahuje rámec této diplomové práce. Maximální trvalý výstupní proud zvoleného měniče jsou 3A. [24]

5.2.3. Volba upínacího kužele

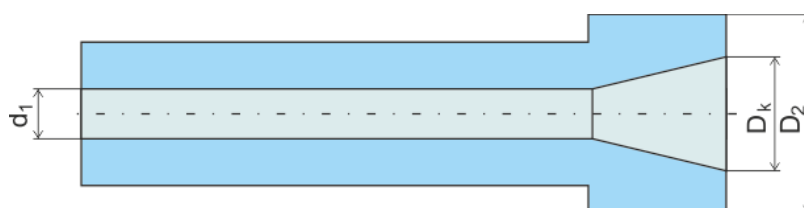
Způsobů upínání nástrojových trnů a držáků je samozřejmě více. První variantou je využití kužele Morse, který je samosvorný a umožňuje jednoduché snadné upínání, avšak jeho nevýhodou je výměna, neboť u této varianty je potřeba držák nástroje doslova vyrazit z vřetene. Protože je vřeteno přesně ustaveno ve vysoce přesných ložiskách a je na vřeteno kladen maximální požadavek na přesnost,



Obr. 5.3 Kleštinový držák nástrojů s kuželem NT [18]

jedná se o velice nešetrný způsob výměny, a proto tuto variantu hodnotím jako nevhodnou. Další variantou je použití upínacích kleští s označením R8. Tyto kleštiny jsou opatřeny nesamosvorným kuželem a jejich ustavení a výměna probíhá pomocí ustavovacího šroubu. Držáky R8 jsou ovšem amerického původu, jejich rozměry jsou uváděny v palcích a využívají unifikovaného palcového závitu. V Evropě se tento systém příliš neuchytil vzhledem k metrické soustavě, a proto jeho použití pro konstruovaný stroj by nebylo žádoucí. Třetí variantou jsou kužele nesamosvorné s kuželovitostí 7:24, které jsou vyráběny v různých typech dle různých norem, a které jsou v současné době

nejpoužívanější. Mezi tyto systémy upínání patří kužele MAS 403BT, National Standard Taper, CAT a ISO. Poslední variantou jsou speciální kužele jako např. HSK, nebo CAPTO. Tyto kužele jsou nejmodernější, ale pro konstruovanou malou CNC frézku jsou až příliš výkonné a jejich upínače drahé. Z výše uvedených kuželů proto volím National Standard Taper velikosti NT30 s kuželovitostí 7:24 dle normy ČSN ISO 297 [48]. Kleštinový držák s kuželem NT je zobrazen na obr. 5.3. Protože bude upínání realizováno ručně, a protože v našem regionu je standardem metrická soustava, volím upínání držáku pomocí ustavovacího šroubu s metrickým závitem. Vzhledem k předpokladům upínání nástrojů menších rozměrů je velikost kužele 30 dostačující. Zvolením kužele jsem obdržel některé důležité rozměry nutné pro další volbu, které lze vidět na obr. 5.4 a jejich hodnoty v tab. 5.9. [4, 19, 47]



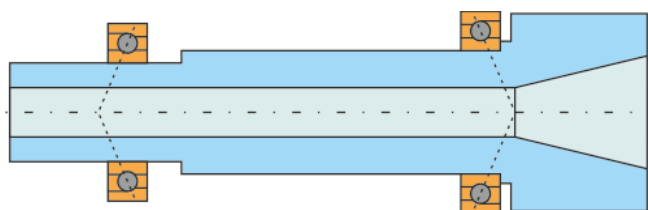
Obr. 5.4 Schéma rozměrů vřetene získaných volbou kužele

Tab. 5.9 Rozměry vřetene získané volbou kužele [48]

Název veličiny	Hodnota
Vnější průměr předního konce vřetene	$D_2 = 69,832 \text{ [mm]}$
Vnitřní průměr vřetene	$d_1 = 17 \text{ [mm]}$
Základní průměr kužele	$D_k = 31,75 \text{ [mm]}$

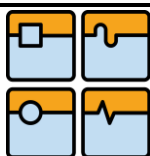
5.2.4. Volba ložisek a jejich uspořádání

Pro uložení vřetene, volím vysoce přesná vřetenová kuličková ložiska s kosoúhlým stykem od firmy FAG, jenž společně s firmou INA patří do skupiny Schaeffler Group. Značka FAG se přímo specializuje na tento druh ložisek a pro uložení vřeten nabízí různá doporučení. Pro frézování a vrtání doporučuje uložení ve dvou kuličkových ložiskách s kosoúhlým stykem ve schématickém uspořádání $< >$, případně dvojnásobné uspořádání, kdy na předním i zadním konci vřetene jsou ložiska v tandemovém uspořádání – schématická značka $<< >>$. Vzhledem k tomu, že se jedná o malý stroj, který je určen pro lehké obrábění, volím uložení pouze ve dvou ložiskách. Firma se úspěšně také zabývá předmazanými utěsněnými ložisky, které jsou vhodné pro aplikace se svislou osou vřetena. Dále společnost nabízí tyto ložiska s různými velikostmi kuliček vyrobené buď z oceli, nebo z keramiky. V této kategorii volím malé ocelové kuličky, které jsou určeny pro střední zatížení, a u kterých životnost nabývá lepších hodnot, než u ocelových kuliček velkých. Keramické kuličky jsou pro aplikaci na malém stroji zbytečně kvalitní. Poslední volbou je stykový úhel, jenž může nabývat hodnot 15° , nebo 25° . Pro technologii frézování a vrtání se doporučuje úhel 25° . Přední ložisko má hlavní vliv na únosnost a přesnost chodu vřetene, a proto jej volím vyššího řádu s většími rozměry. Zadní ložisko již není tolik namáhané, a proto jej volím v menším rozměru. Uložení vřetene je schématicky znázorněno na obr. 5.5.



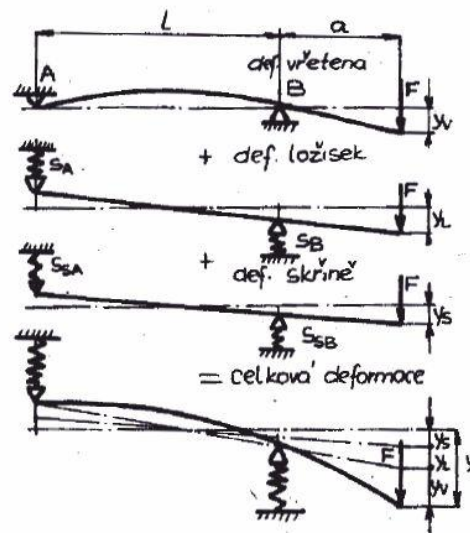
Obr. 5.5 Schéma uložení vřetene ve vřetenových ložiskách

Přední hlavní ložisko volím FAG HS7008-E-2RSD-T-P4S-UL [40] s vnitřním průměrem 40mm, a jako zadní ložisko volím FAG HS71907-E-2RSD-T-P4S-UL [40] s vnitřním průměrem 35mm. Pro obě ložiska volím uložení se stejným předpětím a to při síle 163N. Síla předpětí se zajistí pomocí pojistné matice, která bude zvolena později, až dle přesných rozměrů vřetene. [3, 7, 40]



5.2.5. Optimální vzdálenost ložisek a tuhost vřetene

Tuhost vřetene má značný vliv na přesnost práce i dynamickou stabilitu stroje. Nejčastěji se udává tuhost vřetene na jeho předním konci, neboť právě zde má přímý vliv na přesnost obrábění. Deformace na předním konci vřetene se skládá ze tří dílčích deformací, jak ukazuje obr. 5.6. Jedná se o deformaci vřetene y_v , deformaci ložisek y_L a deformaci skříně y_s . Všechny tři složky lze matematicky odvodit, avšak dílčí deformace skříně je velmi náročná a vhodná pro řešení pomocí softwarů metodou konečných prvků. Proto s touto složkou nebudu počítat a zaměřím se pouze na složky deformace vřetene a ložisek. Dílčí složku deformace vřetene za předpokladu, že ložiska jsou tuhá lze vypočítat pomocí rovnice (20), a dílčí deformaci ložisek za předpokladu dokonale tuhého vřetene lze vypočítat pomocí rovnice (21). Celková deformace, jestliže zanedbáme deformaci skříně, je tak dána rovnicí (22). [1]



Obr. 5.6 Deformace vřetene [1]

Dílčí deformace vřetene:

$$y_v = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{l}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) \text{ [mm]} \quad (20)$$

kde:	a	[mm]	Délka převislého konce vřetene
	l	[mm]	Délka mezi ložisky vřetene
	E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
	F	[N]	Síla působící na konec vřetene
	J_1	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu mezi ložisky
	J_2	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu převislého konce

Dílčí deformace ložisek:

$$y_L = \frac{F}{l^2} \cdot [a^2 \cdot p_A + (a + l)^2 \cdot p_B] \text{ [mm]} \quad (21)$$

kde:	p_A	[mm·N ⁻¹]	Poddajnost zadního ložiska
	p_B	[mm·N ⁻¹]	Poddajnost předního ložiska

Deformace na předním konci vřetene při zanedbání deformace skříně:

$$y = y_v + y_L = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{l}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F}{l^2} \cdot [a^2 \cdot p_A + (a + l)^2 \cdot p_B] \text{ [mm]} \quad (22)$$

Z rovnic plyne, že deformace vřetene se zmenšuje se zmenšující se délkou l , ale deformace ložisek se zmenšuje naopak se zvětšující se délkou l . Proto existuje určitá hodnota vzdálenosti, u které je celková deformace minimální. Této délce se říká optimální vzdálenost ložisek a určí se jako minimum funkce $y=y_f(l)$. Toto minimum se získá derivací funkce podle l a položením rovno nule. Následující postup vychází z literatury [1].

Rovnice (22) po úpravě:

$$y = F \cdot \left[\frac{a^2}{l^2} \cdot (p_A + p_B) + \frac{2 \cdot a}{l} \cdot p_B + \frac{a^2 \cdot l}{3 \cdot E \cdot J_1} + \frac{a^3}{3 \cdot E \cdot J_2} + p_B \right] \quad (23)$$

Určení minima z rovnice (23):

$$\frac{dy}{dl} = -\frac{2 \cdot a^2}{l^3} \cdot (p_A + p_B) - \frac{2 \cdot a}{l^2} \cdot p_B + \frac{a^2}{3 \cdot E \cdot J_1} = 0 \quad (24)$$

Po úpravě rovnice (24) vznikne kubická rovnice:

$$l^3 - \frac{6 \cdot E \cdot J_1 \cdot l}{a} \cdot p_B - 6 \cdot E \cdot J_1 \cdot (p_A + p_B) = 0 \quad (25)$$

Rovnice (25) tak odpovídá tvaru:

$$x^3 + q \cdot x + r = 0 \quad (26)$$

kde:

$$r = -6 \cdot E \cdot J_1 \cdot (p_A + p_B) \quad (27)$$

$$q = -\frac{6 \cdot E \cdot J_1}{a} \cdot p_B \quad (28)$$

Rovnice (26) má tři kořeny, z nichž je pouze jeden x_1 reálný:

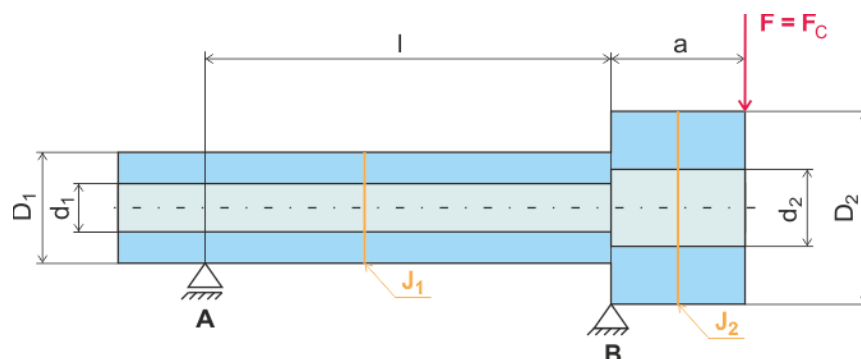
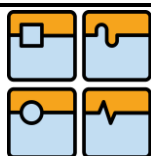
$$x_1 = u + v = 0 \quad (29)$$

kde:

$$u = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot r - \sqrt{\frac{1}{4} \cdot r^2 + \frac{1}{27} \cdot q^3}} \quad (30)$$

$$v = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot r + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot r^2 + \frac{1}{27} \cdot q^3}} \quad (31)$$

Protože je nutné znát výše zmíněné kvadratické průřezy, které se uvažují při výpočtu konstantní, ovšem mnou navržená hřídel (*obr. 5.5*) má průřezy různé, idealizují si pro tento výpočet hřídel vřetene dle *obr. 5.7*. Hodnoty zjednodušených průměrů jsem získal pomocí aritmetického průměru.



Obr. 5.7 Zjednodušený model vřetene pro výpočet optimální vzdálenosti ložisek

Tab. 5.10 Souhrn známých hodnot pro výpočet optimální vzdálenosti ložisek

Název veličiny	Hodnota
Délka převislého konce vřetene	$a = 41$ [mm]
Vnitřní průměr vřetene	$d_1 = 17$ [mm]
Idealizovaný vnější průměr mezi ložisky	$D_1 = 37,5$ [mm]
Idealizovaný vnitřní průměr konce vřetene	$d_2 = 24,575$ [mm]
Vnější průměr předního konce vřetene	$D_2 = 69,832$ [mm]
Síla působící na konec vřetene	$F = F_C = 350$ [N]
Axiální tuhost zadního ložiska [40]	$c_{aA} = 105000$ [N·mm ⁻¹]
Axiální tuhost předního ložiska [40]	$c_{aB} = 112000$ [N·mm ⁻¹]
Modul pružnosti v tahu pro ocel [6]	$E = 210000$ [MPa]

Dle katalogu přesných ložisek [40], pro mnou zvolená ložiska, je radiální tuhost rovna dvojnásobku axiální tuhosti:

$$\begin{aligned} c_{rA} &= 2 \cdot c_{aA} = 2 \cdot 105000 = 210000 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}] \\ c_{rB} &= 2 \cdot c_{aB} = 2 \cdot 112000 = 224000 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}] \end{aligned} \quad (32)$$

Poddajnosti ložisek:

$$p_A = \frac{1}{c_{rA}} = \frac{1}{210000} = 4,762 \cdot 10^{-6} \text{ [mm} \cdot \text{N}^{-1}] \quad (33)$$

$$p_B = \frac{1}{c_{rB}} = \frac{1}{224000} = 4,464 \cdot 10^{-6} \text{ [mm} \cdot \text{N}^{-1}] \quad (34)$$

Kvadratické průřezy:

$$\begin{aligned} J_1 &= \frac{\pi}{64} \cdot (D_1^4 - d_1^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (37,5^4 - 17^4) = 92970 \text{ [mm}^4] \\ J_2 &= \frac{\pi}{64} \cdot (D_2^4 - d_2^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (69,832^4 - 24,575^4) = 1149000 \text{ [mm}^4] \end{aligned} \quad (35)$$

Optimální vzdálenost je dána postupným dosazením získaných hodnot do rovnic (27 a 28), jejichž výsledky se následně dosadí do rovnic (30 a 31). Vyčíslení těchto průběžných výsledků jsou uvedeny na následující straně.

Určení parametru r dle rovnice (27):

$$\begin{aligned}
 r &= -6 \cdot E \cdot J_1 \cdot (p_A + p_B) = \\
 &= -6 \cdot 210000 \cdot 92970 \cdot (4,762 \cdot 10^{-6} + 4,464 \cdot 10^{-6}) = \\
 &= -1080753,9 \text{ [mm]}
 \end{aligned}$$

Určení parametru q dle rovnice (28):

$$\begin{aligned}
 q &= -\frac{6 \cdot E \cdot J_1}{a} \cdot p_B = -\frac{6 \cdot 210000 \cdot 92970}{41} \cdot 4,464 \cdot 10^{-6} = \\
 &= -12754,2 \text{ [mm]}
 \end{aligned}$$

Určení parametru u dle rovnice (30):

$$\begin{aligned}
 u &= \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot r - \sqrt{\frac{1}{4} \cdot r^2 + \frac{1}{27} \cdot q^3}} = \\
 &= \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot (-1080753,9) - \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (-1080753,9)^2 + \frac{1}{27} \cdot (-12754,2)^3}} = \\
 &= 100,1 \text{ [mm]}
 \end{aligned}$$

Určení parametru v dle rovnice (31):

$$\begin{aligned}
 v &= \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot r + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot r^2 + \frac{1}{27} \cdot q^3}} = \\
 &= \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot (-1080753,9) + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (-1080753,9)^2 + \frac{1}{27} \cdot (-12754,2)^3}} = \\
 &= 42,4 \text{ [mm]}
 \end{aligned}$$

Výsledná optimální vzdálenost po dosazení hodnot do rovnice (29):

$$l = u + v = 100,1 + 42,4 = 142,5 \text{ [mm]}$$

Dílčí deformace vřetene po dosazení hodnot do rovnice (20):

$$\begin{aligned}
 y_v &= \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{l}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) = \frac{350 \cdot 41^2}{3 \cdot 210000} \cdot \left(\frac{142,5}{92970} + \frac{41}{1149000} \right) = \\
 &= 0,001466 \text{ [mm]}
 \end{aligned}$$

Dílčí deformace ložisek po dosazení hodnot do rovnice (21):

$$\begin{aligned}
 y_L &= \frac{F}{l^2} \cdot [a^2 \cdot p_A + (a + l)^2 \cdot p_B] = \\
 &= \frac{350}{142,5^2} \cdot [41^2 \cdot 4,762 \cdot 10^{-6} + (41 + 142,5)^2 \cdot 4,464 \cdot 10^{-6}] = \\
 &= 0,002732 \text{ [mm]}
 \end{aligned}$$

Deformace na předním konci vřetene po dosazení do rovnice (23):

$$y = y_v + y_L = 0,001466 + 0,002732 = 0,004198 \text{ [mm]}$$

Tuhost vřetene:

$$k_{vřet} = \frac{F}{y} = \frac{350}{0,004198} = 83373 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad (36)$$

Tuhost vřetene je počítána s jistými zjednodušeními, a proto se reálná hodnota může mírně lišit.

5.2.6. Volba řemenového převodu a výpočet předpětí řemenice

Jak již bylo řečeno, pro přenos krouticího momentu z elektromotoru na hřídel vřetene volím převod ozubeným řemenem s převodovým poměrem $i=1$. Převod bude realizován pomocí řemenic a řemene typu HTD se zaoblenými zuby na řemenu od firmy Continental Contitech jejíž výrobky v České republice distribuuje společnost Tyma. Řemenice volím o velikosti 5M, jenž jsou určeny pro řemeny s roztečí zubů $t=5\text{mm}$, a s počtem zubů $z_g=60$ určené pro šířku řemene $b_f=25\text{mm}$: CONTI SYNCHROBELT HTD 60-05M-25 [23]. Volím předběžnou osovou vzdálenost $a_{osa}=150\text{mm}$. Následující výpočty jsou provedeny s podporou literatury [23].

Tab. 5.11 Hodnoty pro výpočet převodu a síly předpětí [23]

Název veličiny	Hodnota
Převodový poměr	$i = 1$ [-]
Počet zubů "velké" řemenice	$z_g = 60$ [zubů]
Počet zubů "malé" řemenice	$z_k = 60$ [zubů]
Úhel opásání řemenice	$\beta = 180^\circ$
Rozteč zubů řemene	$t = 5$ [mm]
Předběžná osová vzdálenost řemenic	$a_{osa} = 150$ [mm]
Faktor zubů v záběru	$c_1 = 1$
Zátěžný faktor	$c_2 = 1,5$
Akcelerační faktor	$c_3 = 0$
Únavový faktor	$c_4 = 0,2$

Minimální délka řemene:

$$L_{wmin} = 2 \cdot a_{osa} + \frac{t}{2} \cdot (z_g + z_k) + \frac{\left[\frac{t}{\pi} \cdot (z_g - z_k)\right]^2}{4 \cdot a_{osa}} \quad [mm] \quad (37)$$

$$L_{wmin} = 2 \cdot 200 + \frac{5}{2} \cdot (60 + 60) + \frac{\left[\frac{5}{\pi} \cdot (60 - 60)\right]^2}{4 \cdot 150} = 600 [mm]$$

Z určené minimální hodnoty volím z katalogu běžně vyráběný řemen o délce $L_w=600mm$ s počtem zubů $z_f=120$. CONTI SYNCHROBELT HTD 05M-0600-25 [23].

Délkový faktor dle zvoleného řemene:

$$c_5 = 1$$

Kontrola šířky zvoleného řemene:

Jestliže je šířka řemene navržena správně musí platit:

$$P_m \cdot (c_2 + c_3 + c_4) \leq P_R \cdot c_1 \cdot c_5 \quad (38)$$

kde: $P_R = 6 [kW]$ Výkon pro řemenový převod - z katalogu [23]

Po dosazení:

$$1,1 \cdot (1,5 + 0 + 0,3) \leq 6 \cdot 1 \cdot 1$$

$$1,65 \leq 6$$

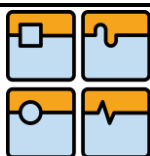
Podmínka je splněna a šířka řemene je dostatečná.

Síla předpětí řemenice:

$$F_v = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot P_m \cdot \sin \frac{\beta}{2}}{t \cdot z_k \cdot n_m} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 1,1 \cdot \sin \frac{180}{2}}{5 \cdot 60 \cdot 2860} = 68,8 [N] \quad (39)$$

5.2.7. Návrh spojení řemenice s hřídelí vřetene a zajištění řemenice a zadního ložiska v axiálním směru

Zadní ložisko je potřeba zajistit v axiálním směru ve spojení vnitřního kroužku a hřídele. Přední ložisko bude zajištěno opřením o osazení hřídele vřetene. Vnější kroužek bude zajištěn osazením v tubusu a to jak pro přední, tak zadní ložisko. Pro zajištění zadního ložiska volím pojistnou matici KM7: MATICE M35 x 1,5 ISO 2982 [54] s pojistnou podložkou: PODLOŽKA MB7 ČSN 02 3640 [54]. Protože ložisko umožňuje opření jen do průměru 40mm a podložka tento rozměr přesahuje, volím navíc mezi podložkou a ložiskem distanční kroužek. Touto maticí se zároveň zajistí vytvoření síly předpětí v ložiskách, čímž se zajistí také jejich správná tuhost. Mezi



vnitřními kroužky bude vyrobeno distanční pouzdro, které doporučuje výrobce ložisek INA FAG, a ke kterému firma doporučuje rozměrové tolerance dle katalogu vřetenových ložisek [40]. Řemenice bude uložena na průměru 30mm, to znamená, že na hřídeli bude vytvořeno osazení hřídele, o níž se zároveň bude řemenice opírat. Axiálnímu posunutí se zamezí opět pomocí pojistné matice a pojistné podložky. Volím: MATICE M30 x 1,5 ISO 2982 [54] s pojistnou podložkou: PODLOŽKA MB6 ČSN 02 3640 [54]. Pro přenos krouticího momentu z řemenice na hřídel volím spojení pomocí těsného pera pro průměr hřídele 30mm dle normy ČSN 02 2562 [54]. Toto pero se vyrábí v různých normovaných délkách. Následující výpočet je proveden na základě literatury [1]. Pro výpočet je nutné určení dovoleného tlaku, který volím dle výše zmíněné literatury $p_{\text{pdov}}=120 \text{ MPa}$.

Tab. 5.12 Rozměry pera pro spojení řemenice s hřídelem vřetene [54]

Název veličiny	Hodnota
Průměr hřídele pro spojení s nábojem	$D_p = 30 \text{ [mm]}$
Šířka pera	$b_p = 10 \text{ [mm]}$
Výška pera	$h_p = 8 \text{ [mm]}$
Hloubka drážky v hřídeli pro pero	$t_p = 4,7 \text{ [mm]}$
Hloubka drážky v náboji pro pero	$t_{p1} = 3,3 \text{ [mm]}$

Maximální krouticí moment na vřetenu:

$$\begin{aligned} M_{kvř} &= M_{km} \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_P \cdot \eta_M \cdot i = 3,7 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99 \cdot 0,9 \cdot 1 \\ &= 3,23 \text{ [N} \cdot \text{m]} \end{aligned} \quad (40)$$

Síla působící na pero v polovině drážky náboje:

$$F_{p2} = \frac{M_{kvř} \cdot 1000}{\frac{D_p}{2} + \frac{t_{p1}}{2}} = \frac{3,23 \cdot 1000}{\frac{30}{2} + \frac{3,3}{2}} = 194 \text{ [N]} \quad (41)$$

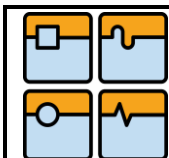
Minimální délka pera:

$$l_{pmin} = \frac{F_{p2}}{p_{pdov} \cdot t_{p1}} + b_p = \frac{194}{120 \cdot 3,3} + 10 = 10,5 \text{ [mm]} \quad (42)$$

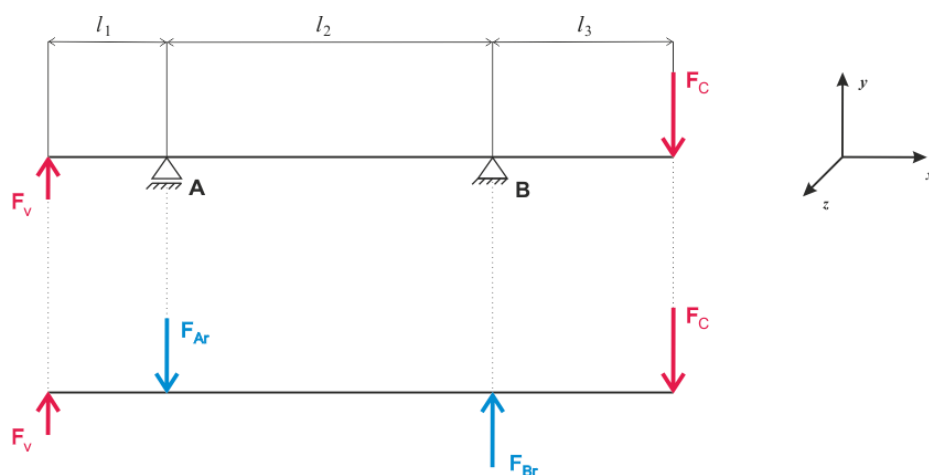
Volím nejbližší vyšší normovanou délku pera 25mm. Pro spojení řemenice s hřídelí vřetene tedy volím PERO 10e7 x 8 x 25 ČSN 02 2562 [54].

5.2.8. Výpočet reakcí v podporách

Na základě zvolených komponent a všech dříve uvedených návrhů jsem zvolil veškeré rozměry pro výrobu hřídele vřetene. Tuto sestavu jsem vymodeloval v softwaru Autodesk Inventor a zjistil tak potřebné rozměry (tab. 5.13) a hmotnosti (tab. 5.14). Protože řezné síly jsou skoro stejné v obou technologiích (liší se o 7N), budu počítat s vyšší silou, ačkoliv výpočet bude prováděn pro technologii vrtání, kde



se navíc vyskytuje axiální síla posuvu. Tuto sílu uvažuji na konci nástroje a to působící na osu. Dále uvažuji sílu předpětí řemenice na druhém konci hřídele. Řezná síla může působit ve směru síly předpětí řemenice, ale také v opačném směru, nebo i v jiné rovině, dle daného způsobu obrábění. Ze základních znalostí mechaniky těles se dá předpokládat, že největší hodnoty reakcí nastanou u varianty, kdy řezná síla a síla předpětí řemenice působí v navzájem opačném směru. Proto budu ověřovat pouze tuto variantu. V axiálním směru uvažuji již zmíněnou sílu posuvu od vrtání, kterou zachycuje přední ložisko. Protože bude vřeteno usazeno ve vertikálním směru, bude v axiálním směru působit i síla způsobená hmotností vřetene a jeho komponent. Dále v tomto směru budou působit síly vyvolané předpětím ložisek. Předpětí u ložiska A bude vyšší z důvodů gravitace hmoty. Tím se tuhost ložiska A zvýší, ovšem zvýšení síly způsobí navýšení tuhosti jen nepatrně a tuhost vřetene se v podstatě nezmění.



Obr. 5.8 Schéma uložení vřetene pro výpočet reakcí v radiálním směru

Tab. 5.13 Hodnoty pro výpočet reakcí vřetene v radiálním směru

Název veličiny	Hodnota
Vzdálenost síly předpětí řemenice k ložisku A	$l_1 = 46$ [mm]
Délka mezi ložisky vřetene	$l_2 = l = 142,5$ [mm]
Vzdálenost řezné síly k ložisku B	$l_3 = 130$ [mm]
Celková řezná síla	$F_C = 350$ [N]
Síla předpětí řemenice	$F_v = 68,8$ [N]

Rovnice statické rovnováhy získané na základě obr. 5.8:

$$\sum F_y = 0:$$

$$F_v - F_{Ar} + F_{Br} - F_C = 0 \quad (43)$$

$$\sum M_{Az} = 0:$$

$$-F_v \cdot l_1 + F_{Br} \cdot l_2 - F_C \cdot (l_2 + l_3) = 0 \quad (44)$$

Radiální síla F_{Br} působící na ložisko B - získáno úpravou rovnice (44):

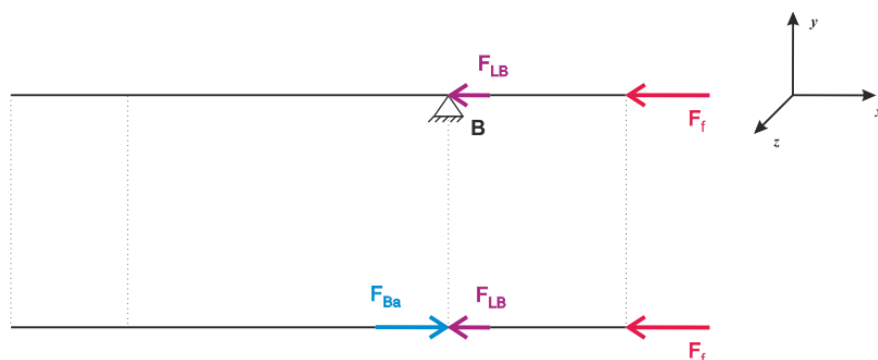
$$F_{Br} = \frac{F_v \cdot l_1 + F_C \cdot (l_2 + l_3)}{l_2} = \frac{68,8 \cdot 46 + 350 \cdot (142,5 + 130)}{142,5} = 691,5 \text{ [N]} \quad (45)$$

Radiální síla F_{Ar} působící na ložisko A - získáno úpravou rovnice (43):

$$F_{Ar} = F_v + F_{Br} - F_C = 68,8 + 647,1 - 350 = 410,3 \text{ [N]} \quad (46)$$

Tab. 5.14 Hodnoty pro výpočet reakcí vřetene v axiálním směru

Název veličiny	Hodnota
Síla předpětí ložiska A	$F_{LA} = 163 \text{ [N]}$
Síla předpětí ložiska B	$F_{LB} = 163 \text{ [N]}$
Síla posuvu při vrtání	$F_f = 323 \text{ [N]}$
Hmotnost soustavy vřetene (hřídel vřetene + řemenice + zajišťovací komponenty + nástroj + nástrojový držák + upínací šroub)	$m_{sv} = 3,8 \text{ [kg]}$
Tíhové zrychlení	$g = 9,81 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$



Obr. 5.9 Schéma pro výpočet reakcí v axiálním směru pro ložisko B

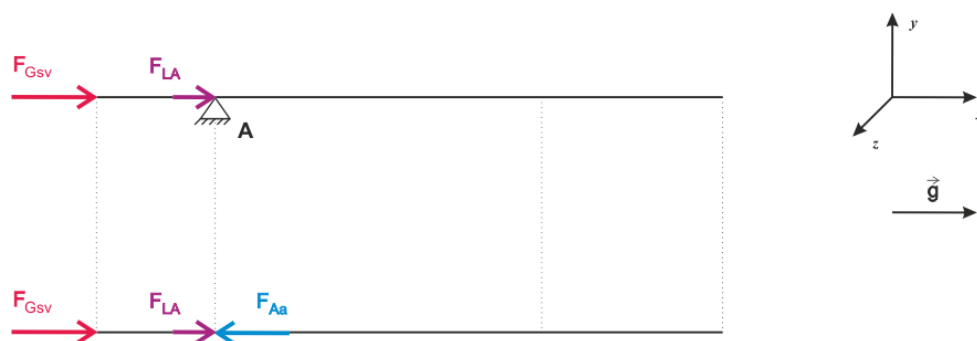
Rovnice statické rovnováhy získané na základě obr. 5.9:

$$\Sigma F_x = 0:$$

$$F_{Ba} - F_{LB} - F_f = 0 \quad (47)$$

Axiální síla F_{Ba} působící na ložisko B - získáno úpravou rovnice (47):

$$F_{Ba} = F_{LB} + F_f = 163 + 323 = 486 \text{ [N]} \quad (48)$$



Obr. 5.10 Schéma pro výpočet reakcí v axiálním směru pro ložisko A

Síla F_{Gsv} způsobená gravitací soustavy vřetene:

$$F_{Gsv} = m_{sv} \cdot g = 3,8 \cdot 9,81 = 37,3 \text{ [N]} \quad (49)$$

Rovnice statické rovnováhy získané na základě obr. 5.10:

$$\Sigma F_x = 0:$$

$$F_{Gsv} + F_{LA} - F_{Aa} = 0 \quad (50)$$

Axiální síla F_{Aa} působící na ložisko A - získáno úpravou rovnice (50):

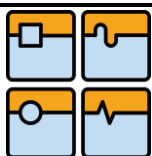
$$F_{Aa} = F_{Gsv} + F_{LA} = 37,3 + 163 = 200,3 \text{ [N]} \quad (51)$$

5.2.9. Výpočet trvanlivosti ložisek

Trvanlivost ložisek určuji při technologii vrtání, protože se jedná o nejnáročnější operaci, kdy je ložisko B namáháno vedle radiálního zatížení i relativně velkou silou v axiálním směru. Následující výpočty jsou provedeny na základě literatury [9 a 40].

Tab. 5.15 Hodnoty pro výpočet životnosti ložisek

Název veličiny	Hodnota
Radiální síla působící na ložisko B	$F_{Br} = 691,5 \text{ [N]}$
Axiální síla působící na ložisko B	$F_{Ba} = 486 \text{ [N]}$
Radiální síla působící na ložisko A	$F_{Ar} = 410,3 \text{ [N]}$
Axiální síla působící na ložisko A	$F_{Aa} = 200,3 \text{ [N]}$
Dynamická únosnost ložiska A [40]	$C_{Adyn} = 6550 \text{ [N]}$
Dynamická únosnost ložiska B [40]	$C_{Bdyn} = 9300 \text{ [N]}$
Otáčky nástroje, respektive vřetene	$n_n = 1990 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}]$



Poměr axiální a radiální síly pro ložisko A a B:

$$e_{LA} = \frac{F_{Aa}}{F_{Ar}} = \frac{200,3}{410,3} = 0,488 [-]$$
$$e_{LB} = \frac{F_{Ba}}{F_{Br}} = \frac{486}{691,5} = 0,703 [-]$$
(52)

Dynamické ekvivalentní zatížení při poměru sil menším, než 1,31 [40]:

$$P_{LA} = F_{Ar} = 410,3 [N]$$
$$P_{LB} = F_{Br} = 691,5 [N]$$
(53)

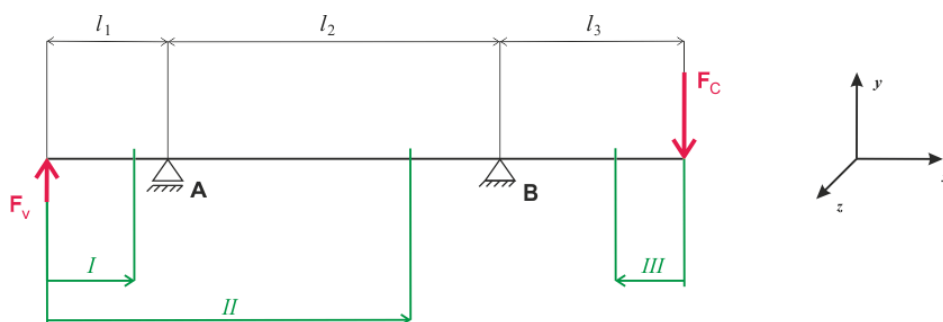
Životnost ložiska udaná v hodinách:

$$L_{hA} = \frac{10^6}{60 \cdot n_n} \cdot \left(\frac{C_{Adyn}}{P_{LA}} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 1990} \cdot \left(\frac{6550}{410,3} \right)^3 = 34073 [hod]$$
$$L_{hB} = \frac{10^6}{60 \cdot n_n} \cdot \left(\frac{C_{Bdyn}}{P_{LB}} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 1990} \cdot \left(\frac{9300}{691,5} \right)^3 = 20373 [hod]$$
(54)

Z hodnot životnosti je patrné, že zadní ložisko A je předimenzované a mohlo by být ještě menších rozměrů. To však nelze z konstrukčních důvodů zajistit, protože by již byla hřídel velmi oslabena a následným osazením, pro zajištění řemenice, by nemohl být použit perový spoj pro přenos krouticího momentu.

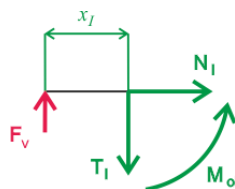
5.2.10. Kontrola bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti

Hřídel vřetene je namáhána na ohyb a krut. Proto se zaměřím pouze na výpočet ohybového momentu a krouticího momentu při výpočtech výsledných vnitřních účinků hřídele. Výpočty provádím na základě hodnot a určení z kapitoly 5.2.8 Výpočet reakcí v podporách.



Obr. 5.11 Schéma pro výpočet výsledných vnitřních účinků hřídele vřetena

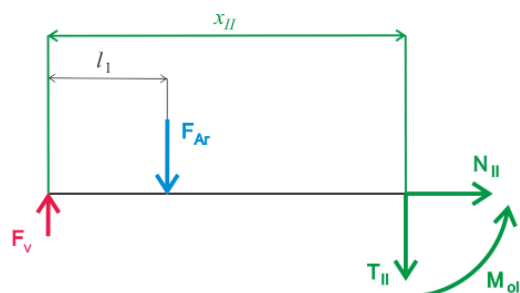
Ohybový moment v úseku I:



Obr. 5.12 Schéma pro výpočet ohybového momentu v úseku I

$$M_{ozI}(x_I) = F_v \cdot x_I \quad \text{kde } x_I \in (0; l_1) \quad (55)$$

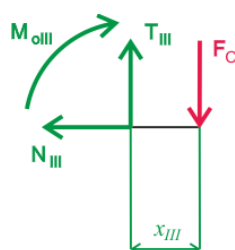
Ohybový moment v úseku II:



Obr. 5.13 Schéma pro výpočet ohybového momentu v úseku II

$$M_{ozII}(x_{II}) = F_v \cdot x_{II} - F_{Ar} \cdot (x_{II} - l_1) \quad \text{kde } x_{II} \in (l_1; l_1 + l_2) \quad (56)$$

Ohybový moment v úseku III:

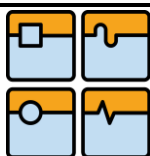


Obr. 5.14 Schéma pro výpočet ohybového momentu v úseku III

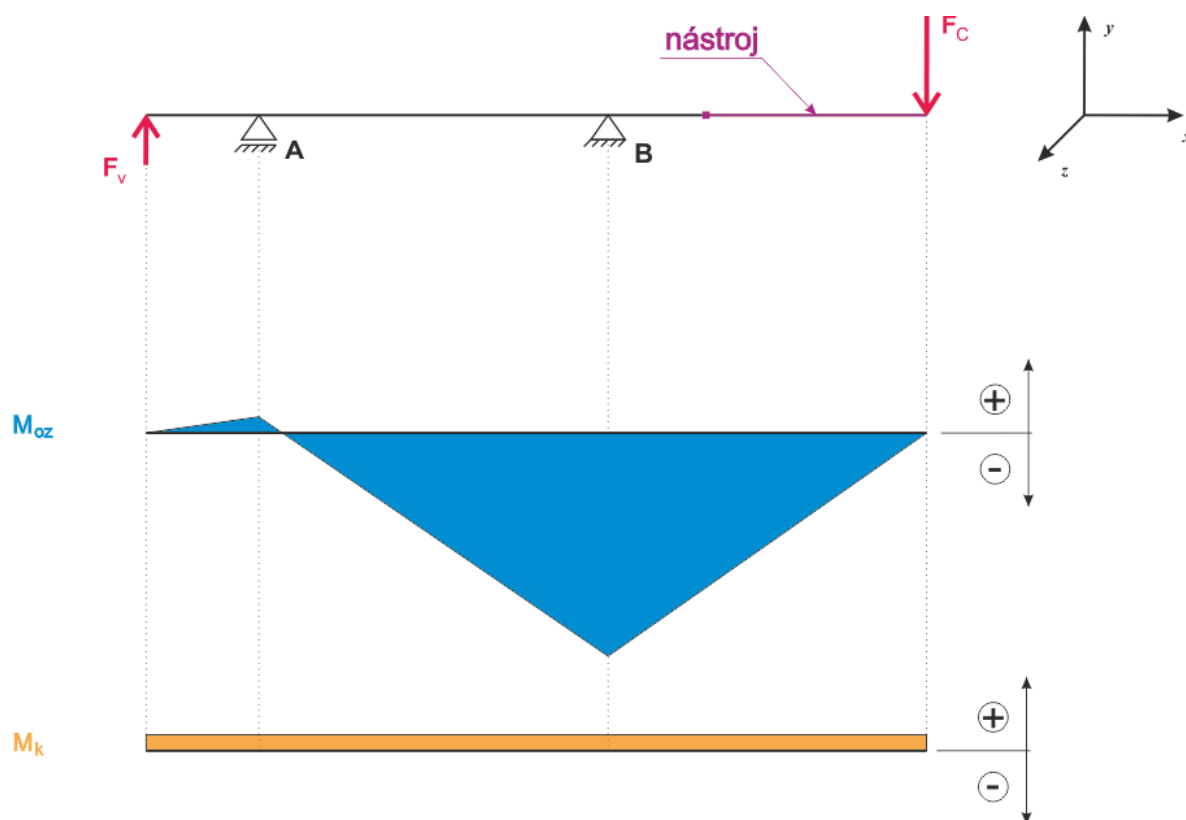
$$M_{ozIII}(x_{III}) = -F_C \cdot x_{III} \quad \text{kde } x_{III} \in (0; l_3) \quad (57)$$

Krouticí moment nabývá konstantní hodnoty mezi náhonem řemenice a nástrojem, to znamená, že po celé délce ve všech třech úsecích platí následující rovnice:

$$M_k = M_{kvř} \quad (58)$$



Na základě funkcí, jimž odpovídají rovnice (55 až 58) a hodnoty sil z kapitoly 5.2.8 Výpočet reakcí v podporách, jsem vytvořil grafické znázornění, které je vidět na obr. 5.15. Momenty na obrázku jsou vytvořeny v poměru.



Obr. 5.15 Grafické znázornění výsledných vnitřních účinků

Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti v nebezpečném průřezu

Z obrázku 5.15 jsou patrné průběhy ohybového a krouticího momentu. Z obrázku 5.5 Schéma uložení vřetene ve vřetenových ložiskách na straně 38 je zřejmé, že maximální ohybový moment působí pod ložiskem. Protože je však velmi blízko osazení pro axiální zajištění tohoto ložiska, které funguje jako koncentrátor napětí, lze předpokládat, že nejzávažnější místo bude právě v tomto osazení. Osazení se nachází v úseku mezi podporou B a silou F_c . Abych mohl vypočítat bezpečnost, musím znát materiálové charakteristiky oceli, ze které bude hřídel vyrobena. Pro hřídel volím materiál konstrukční ocel 12 020.1, která je vhodná pro hřídele, čepy, nástroje a trny, a která by měla mít dostačující hodnoty materiálových charakteristik pro vřeteno malého stroje. Výpočet provádím pouze pro nebezpečný průřez v osazení pro opření ložiska B, a to na základě znalostí z literatury [6].

Tab. 5.16 Hodnoty pro výpočet bezpečnosti

Název veličiny	Hodnota
Délka x_{III} odpovídající nebezpečnému průřezu	$x_{III} = 122,5 \text{ [mm]}$
Radiální síla působící na ložisko A	$F_C = 350 \text{ [N]}$
Vnější průměr hřídele	$D_Q = 40 \text{ [mm]}$
Vnější průměr hřídele po osazení	$D_{Q2} = 46 \text{ [mm]}$
Vnitřní průměr hřídele	$d_Q = 17,4 \text{ [mm]}$
Poloměr zaoblení v osazení	$r_Q = 0,8 \text{ [mm]}$
Mez kluzu pro materiál hřídele vřetene [54]	$R_e = 235 \text{ [MPa]}$

Ohybový moment v nebezpečném průřezu vycházející z rovnice (57):

$$M_{ozQ} = -F_C \cdot x_{III} = -350 \cdot 122,5 = -42875 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Krouticí moment v nebezpečném průřezu vycházející z rovnice (58):

$$M_{kQ} = 3,23 \text{ [N} \cdot \text{m}] = 3230 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_{oQ} = \frac{\pi \cdot (D_Q^4 - d_Q^4)}{32 \cdot D_Q} = \frac{\pi \cdot (40^4 - 17,4^4)}{32 \cdot 40} = 6058 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (59)$$

Průřezový modul v krutu:

$$W_{kQ} = \frac{\pi \cdot (D_Q^4 - d_Q^4)}{16 \cdot D_Q} = \frac{\pi \cdot (40^4 - 17,4^4)}{16 \cdot 40} = 12116 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (60)$$

Součinitel koncentrace v přechodu osazení dříku namáhaného ohybem (určeno z grafu v literatuře [6] na straně 280):

$$\alpha_{oQ} = 2,2 \text{ [-]}$$

Součinitel koncentrace v přechodu osazení dříku namáhaného krutem (určeno z grafu v literatuře [6] na straně 281):

$$\alpha_{kQ} = 1,8 \text{ [-]}$$

Hodnota normálového napětí pro nebezpečný průřez:

$$\sigma_{maxQ} = \frac{M_{ozQ}}{W_{oQ}} \cdot \alpha_{oQ} = \frac{-42875}{6058} \cdot 2,2 = -15,57 \text{ [MPa]} \quad (61)$$

Hodnota smykového napětí pro nebezpečný průřez:

$$\tau_{maxQ} = \frac{M_{kQ}}{W_{kQ}} \cdot \alpha_{kQ} = \frac{3230}{12116} \cdot 1,8 = 0,48 \text{ [MPa]} \quad (62)$$

Redukované napětí při podmínce plasticity $\max \tau$:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_{maxQ}^2 + 4 \cdot \tau_{maxQ}^2} = \sqrt{(-15,57)^2 + 4 \cdot (0,48)^2} = 15,6 [MPa] \quad (63)$$

Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti v nebezpečném průřezu:

$$k_Q = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{235}{15,6} = 15,06 [-] \quad (64)$$

Bezpečnost v nebezpečném průřezu vyhovuje vzhledem k meznímu stavu pružnosti.

5.2.11. Kontrola předepnutí ložisek při působení vnějších sil

Protože se na stroji počítá i s technologií vrtání, kdy působí v axiálním směru vnější síla, je potřeba provést kontrolu předepnutí ložisek. Pokud by bylo předepnutí ložisek navrženo chybně, mohlo by se stát při vrtání, že zadní ložisko ztratí předepnutí a tím samozřejmě jeho tuhost, což by mělo neblahý vliv na přesnost obrábění, ale i na samotnou konstrukci uložení a životnost ložisek. Je tedy důležité, aby ložiska byly vždy předepnutá.

Síla odlehčení ložiska A pro dané uspořádání ložisek [8]:

$$F_{OD} = 2,83 \cdot F_{LA} = 2,83 \cdot 163 = 461,3 [N] \quad (65)$$

Pro odlehčení ložiska je potřeba síly o minimální hodnotě $F_{OD} = 461,3$ N. Tato hodnota by byla navíc zvýšena, neboť ložisko A je z důvodu gravitace a hmoty soustavy vřetene předepnuto na vyšší hodnotu. Síla posuvu při vrtání dosahuje hodnoty $F_f = 323$ N. Protože je posuvová síla menší, než síla odlehčení, nedojde při vrtání ke ztrátě předepnutí a návrh uložení s daným předepnutím vyhovuje.

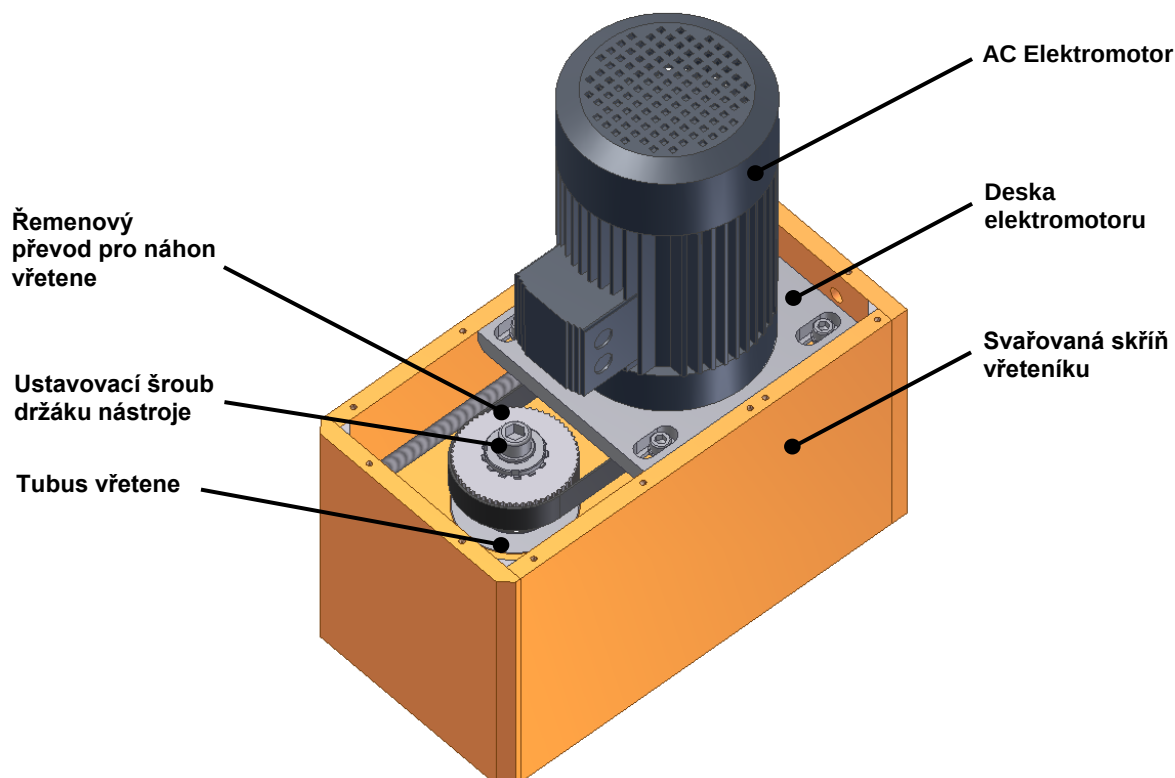
5.2.12. Volba uložení motoru vřetene a konstrukce vřeteníku

Pro vřeteno jako takové volím uložení do tubusu, který bude dále zasazen do skříňe vřeteníku. Mezi tubusem a hřídelí vřetene nebudu již konstruovat, vzhledem ke zvoleným utěsněným ložiskům, žádné drahé těsnění, ale pouze upravím hřídel tak, aby se omezilo vnikání nečistot do prostoru k ložiskům. Motor lze teoreticky uložit dvěma způsoby. Prvním způsobem je uložení do skříňe vřeteníku a druhým je uložení na skříň. Uložení do skříňe má nevýhodu v zajištění chlazení motoru, což má neblahý vliv na jeho chod a oteplování. Protože se navíc počítá s regulací otáček motoru frekvenčním měničem, není oteplování motoru zanedbatelné. Vzniklé teplo by se navíc mohlo ve skříni šířit a oteplovat tak i samotnou skříň a dále tubus vřetene

a další části, čímž by zřejmě byla ovlivněna i jejich tuhost a výsledná přesnost. Proto volím uložení motoru na skříň. Vzhledem k rozměrům motoru by navíc první variantu bylo obtížné splnit.

Protože je náhon vřetene vytvořen pomocí řemenového převodu, u kterého je nutné zajistit předpětí řemenice a tím správné napnutí řemene, volím uložení motoru na desce, která umožní jeho posun. Deska má vyfrézované drážkové otvory (*obr. 5.16*), díky nimž se zajistí posun a zároveň ustavení pomocí šroubů k navařeným konzolám ve skříni vřeteníku.

Skříň pro upevnění tubusu může být zkonstruována jako svařenec z plechů, nebo jako odlitek. Vzhledem k přepážce ve skříni a dvěma konzolám pro uchycení desky motoru bude jednodušší skříň svařovaná. Svařovaná skříň je navíc vhodnější z ekonomického hlediska pro malosériovou výrobu, ve které by tento stroj byl s největší pravděpodobností vyráběn. Skříň bude obsahovat i zadní stěnu, která poslouží k upevnění celého vřeteníku k desce posuvové soustavy osy Z. Pro přesné ustavení vřeteníku na desku vedení, volím vymezení pomocí dvou válcových indexů, které budou konkrétně tvořeny kalenými válcovými ČSN kolíky o průměru 8mm [54]. Pro upevnění vřeteníku k desce volím spojení pomocí deseti šroubů. Samotná montáž bude probíhat tak, že nejprve se ustaví pomocí kolíků a přišroubuje z vnitřní strany samotná skříň s vřetenem k desce vedení. Až poté se do skříně na konzoly vloží sestava motoru s deskou a řemenicí. Následně se napne řemen a zajistí deska s motorem pomocí šroubů. Nakonec se horní část skříně zakrytí pomocí dvou krycích plechů. Ve předním krytu bude vytvořen otvor pro ustavovací šroub držáku nástroje, tak aby mohl být držák nástrojů vyměněn bez demontáže krytů vřeteníku.



Obr. 5.16 Konstrukce navrženého vřeteníku

5.3. Návrh lineárních posuvových soustav

5.3.1. Návrh posuvové lineární soustavy osy Z

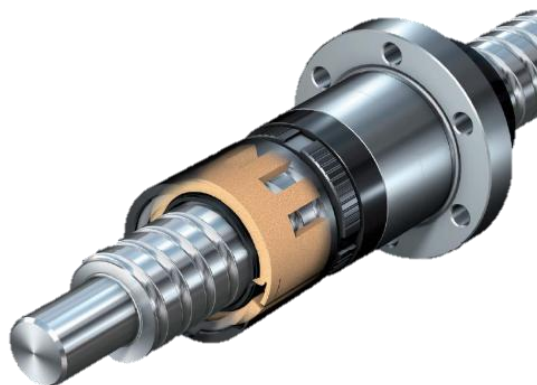
Posuvová osa Z, tedy osa ve směru osy vřeteně, je zajištěna u stolové konstrukce tak, že se přesouvá celý vřeteník vertikálně k výškově nepřestavitelnému křížovému stolu, jak bylo vidět v úvodu na *obr. 2.4* na straně 13. Pro návrh této posuvové osy je nutné znát hmotnost soustavy vřeteníku a jeho rozměry. Všechny tyto neznámé jsem získal pomocí vytvořených modelů v softwaru Autodesk Inventor. Veškeré parametry důležité pro návrh lineární soustavy shrnuje následující *tab. 5.17*.

Tab. 5.17 Parametry pro návrh posuvové soustavy osy Z

Název veličiny	Hodnota
Hmotnost vřeteníku a jeho komponent	$m_{vř} = 70 \text{ [kg]}$
Tíhové zrychlení	$g = 9,81 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$
Šířka vřeteníku	$l_{šv} = 210 \text{ [mm]}$
Hloubka vřeteníku	$l_{hv} = 395 \text{ [mm]}$
Požadovaná maximální rychlost posuvové soustavy (převáděno z hodnoty v <i>tab. 5.1</i>)	$v_{rp} = 0,1167 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$
Čas rozběhu soustavy na v_{rp} (zvoleno)	$t_r = 0,1 \text{ [s]}$

5.3.1.1. Volba mechanismu posuvové soustavy osy Z

Jako náhonový mechanismus převádějící rotační pohyb na přímočarý lze zvolit z více variant. První nejjednodušší variantou je použití kluzného šroubu s lichoběžníkovým, či plochým závitem a kluzné matice. Tento mechanismus se u CNC strojů vyskytuje jen zřídka, neboť umožňuje relativně malé posuvové rychlosti a mezi plochami závitu vzniká velké tření, které má neblahý vliv na životnost a opotřebením mechanismu. Druhou variantou je použití kuličkového šroubu a matice (KŠM), u kterého vzniká valivé tření. Tento mechanismus má vysokou účinnost a lze navíc několika způsoby zajistit vymezení vůle, čímž se stává mechanismus použitelný i pro ty nepřesnější aplikace. Třetí variantou je použití ozubeného hřebene a pastorku. Tato varianta je ovšem konstrukčně a zejména rozměrově náročnější, a proto se využívá spíše u velkých strojů. Z výše uvedených možností volím běžný jednoduchý kuličkový šroub s jednoduchou maticí, jenž je z hlediska kvality, účinnosti, opotřebením a zástavbových rozměrů, nejvhodnější pro malý stroj. Použití třetí varianty by bylo pro



Obr. 5.17 Kuličkový šroub s maticí a domazávací jednotkou firmy Bosch Rexroth [22]

danou aplikaci zbytečně konstrukčně složitě a navíc by nebyly využity výhody těchto mechanismů. Kluzný šroub je naopak již relativně zastaralý a má mnoho nevýhod. Předepnutí KŠM bude zajištěno výběrem kuliček u dodavatele, protože se jedná o rozměrově nejméně náročný způsob. Kuličkový šroub volím od firmy Bosch Rexroth s vnějším průměrem šroubu 15mm a s pravotočivým stoupáním o hodnotě 5mm. Délka šroubovitě části činí 400mm. Šroub bude na jedné straně uložen pevně, to znamená axiálně i radiálně nehybně, a na straně druhé axiálně volně, umožňující osový posun vlivem tepelných deformací. Na základě tohoto rozhodnutí volím standardizované zakončení šroubu dle katalogu výrobce. Šroub bude vyroben v třídě přesnosti IT5. Dle uvedených velikostí volím také jednoduchou matici s přírubou a se zásobníkem oleje pro mazání (obr. 5.17), s těsněním a s již zmíněnými předepnutými kuličkami. Volím BOSCH REXROTH FEM-E-C 16x5Rx3-4 1 2 T5 R 41Z100 81Z100 400 1 2 [22]. Parametry zvoleného šroubu a matice shrnuje tab. 5.18. Zvolený kuličkový šroub s maticí je potřeba zkontrolovat danými výpočty na maximální kritické otáčky šroubu, vzpěr, životnost a provést kontrolu takzvaného Dn faktoru. Tyto výpočty provádím na základě katalogu kuličkových šroubů společnosti Bosch Rexroth [22] a to pomocí hodnot z tab. 5.17 a tab. 5.18. [1, 8, 22]

Tab. 5.18 Parametry zvoleného šroubu a matice pro osu Z [22]

Název veličiny	Hodnota
Jmenovitý průměr kuličkového šroubu	$d_{0\text{š}} = 0,016 \text{ [m]}$
Malý průměr závitu kuličkového šroubu	$d_{2\text{š}} = 0,0129 \text{ [m]}$
Stoupání závitu kuličkového šroubu	$P_{\text{š}} = 0,005 \text{ [m]}$
Nepodepřená délka hřídele šroubu	$l_{\text{cš}} = 0,35 \text{ [m]}$
Koeficient v závislosti na uložení pro vzpěr	$f_{\text{Fš}} = 20,4 \text{ [-]}$
Koeficient v závislosti na uložení pro otáčky	$f_{\text{ncrš}} = 18,9 \text{ [-]}$
Dynamická tuhost KŠM	$C_{\text{dš}} = 12300 \text{ [N]}$
Statická tuhost KŠM	$C_{0\text{š}} = 16100 \text{ [N]}$
Moment setrvačnosti kuličkového šroubu (získáno pomocí softwaru Autodesk Inventor)	$J_{\text{kš}} = 1,283 \cdot 10^{-5} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$
Maximální Dn faktor	$Dn_{\text{max}} = 150\,000 \text{ [-]}$

Otáčky kuličkového šroubu při rychloposuvu:

$$n_{\text{š}} = \frac{v_{\text{rp}} \cdot 60}{P_{\text{š}}} = \frac{0,1167 \cdot 60}{0,005} = 1400 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (66)$$

Dn faktor:

$$Dn = d_{0\text{š}} \cdot 1000 \cdot n_{\text{š}} = 22400 \text{ [-]} \quad (67)$$

Kontrola Dn faktoru:

$$\begin{aligned} Dn &< Dn_{\text{max}} \\ 22400 \text{ [-]} &< 150000 \text{ [-]} \rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (68)$$

Axiální síla působící na šroub:

$$F_{\text{cpš}} = m_{\text{vr}} \cdot g = 70 \cdot 9,81 = 687 \text{ [N]} \quad (69)$$

Teoretická dovolená axiální síla působící na šroub:

$$F_{cš} = f_{Fš} \cdot \frac{d_{2š}^4}{l_{cš}^2} \cdot 10^{10} = 20,4 \cdot \frac{0,0129^4}{0,35^2} \cdot 10^{10} = 46116 [N] \quad (70)$$

Maximální dovolená provozní axiální síla:

$$F_{cpš \max} = \frac{F_{cš}}{2} = \frac{46116}{2} = 23058 [N] \quad (71)$$

Kontrola vzpěrné tuhosti šroubu:

$$\begin{aligned} F_{cpš} &< F_{cpš \max} \\ 687 [N] &< 23058 [N] \rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (72)$$

Kritické otáčky šroubu:

$$n_{crš} = f_{ncrš} \cdot \frac{d_{2š}}{l_{cš}} \cdot 10^7 = 18,9 \cdot \frac{0,0129}{0,35^2} \cdot 10^4 = 19903 [min^{-1}] \quad (73)$$

Maximální dovolené provozní otáčky šroubu:

$$n_{crpš \max} = 0,8 \cdot n_{crš} = 0,8 \cdot 19903 = 15922,4 [min^{-1}] \quad (74)$$

Kontrola kritických otáček šroubu:

$$\begin{aligned} n_{š} &< n_{crpš \max} \\ 1400 [min^{-1}] &< 15922,4 [min^{-1}] \rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (75)$$

Životnost KŠM v otáčkách:

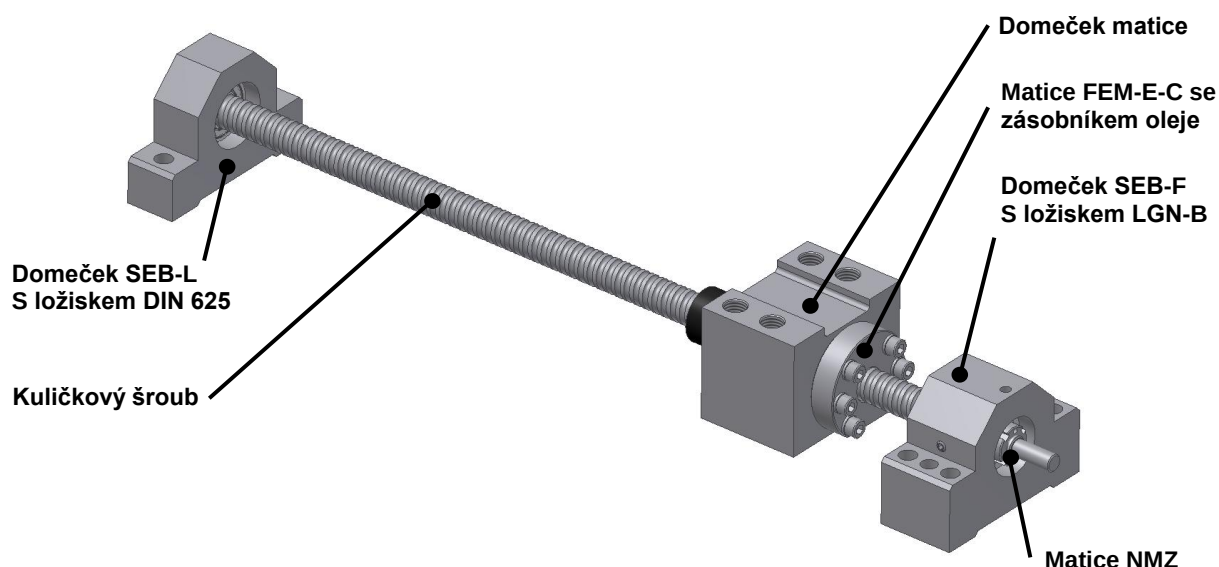
$$L_{nš} = 10^6 \cdot \left(\frac{C_{dš}}{F_{cpš}} \right)^3 = 10^6 \cdot \left(\frac{12300}{687} \right)^3 = 5,74 \cdot 10^9 [ot] \quad (76)$$

Životnost KŠM v hodinách:

$$L_{nš} = \frac{10^6}{n_{š} \cdot 60} \cdot \left(\frac{C_{dš}}{F_{cpš}} \right)^3 = \frac{10^6}{1400 \cdot 60} \cdot \left(\frac{12300}{687} \right)^3 = 68323 [hod] \quad (77)$$

Z jednotlivých výše určených hodnot je patrné, že šroub je předimenzován a teoreticky by mohl být menších rozměrů. Z konstrukčních důvodů však již šroub zmenšovat nebudu, protože zakončení šroubu by již bylo již příliš malé a disponovalo velmi malým průměrem. Samotné spojení konce šroubu a motoru, respektive převodu by tak bylo již velmi problematické. Proto navržený KŠM hodnotím jako přijatelný. Vedle samotného KŠM, výrobce dodává i veškeré příslušenství pro zkompletování celého posuvového mechanismu. Pro uložení pevné strany blíže motoru volím doporučené radioaxiální ložisko LGN-B-1034 - BOSCH REXROTH R3414 003 06. Toto ložisko je zaměnitelné s ložiskem INA ZKLN-1034-2RS. Pro axiální zajištění volím matici NMZ 10x1 - BOSCH REXROTH R3446 002 04. Ložisko

bude uloženo v domečku typu SEB-F - BOSCH REXROTH R1591 110 20, ve kterém bude zajištěno maticí GWE 36x1,5 BOSCH REXROTH R1507 040 23. Na druhém konci šroubu, volím radiální kuličkové ložisko DIN 625 6200.2RS - BOSCH REXROTH 3414 049 00 (toto ložisko je zaměnitelné za INA S6200-2RS). Na hřídeli šroubu bude použit POJISTNÝ KROUŽEK 10 ČSN 02 2930 pro axiální zajištění ložiska. Radiální ložisko bude uloženo v domečku SEB-L - BOSCH REXROTH R1591 610 20. Poslední součástí je domeček matice. Standardizovaný domeček od výrobce mi z rozměrových důvodů nevyhovuje, a proto tento domeček bude nechán vyroben vlastní. Konstrukčně však bude vycházet z domečku MGD BOSCH REXROTH R1506 000 50, pouze s rozdílem výšky domečku, tak aby mohl být připevněn k vřeteníku, respektive k desce, která ponese vřeteník. Tímto je definován kompletní mechanismus posuvové osy Z, včetně jeho komponent. Navržená sestava je vidět na *obr. 5.18*. [22]

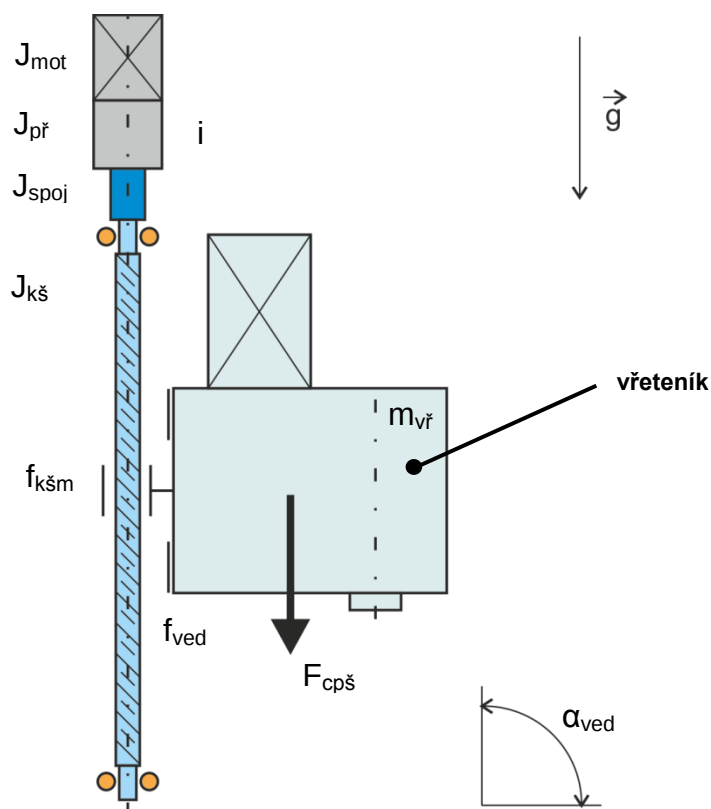


Obr. 5.18 Model sestavy mechanismu s kuličkovým šroubem a maticí a příslušenstvím

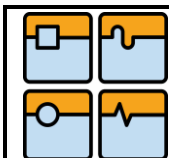
5.3.1.2. Volba pohonu a jeho komponent posuvové soustavy osy Z

Vzhledem k požadavkům na zrychlení, celkový dynamický chod posuvové soustavy a možnost řízení s různými řídicími systémy, volím pohon pomocí střídavého synchronního servomotoru. Druhou možností bylo využití levných krokových motorů. Tyto motory se však po ověření ukázaly jako nevhodné. Zejména se jednalo o velmi omezený rozběh s připojenou zátěží. V případě zlepšení dynamiky chodu a rozběhu soustavy by bylo potřeba zvolit typ s mnohem větším jmenovitým krouticím momentem vzhledem k řízení, čímž by narůstaly i rozměry motoru. I tak by tento pohon nedosahoval požadované dynamiky a mohlo by docházet ke ztrátě kroku. Protože zvolené pohony typu servomotor dosahují vysokých otáček vzhledem ke krouticímu momentu, volím navíc mezi motorem a šroubem převod. Realizaci převodu volím, vzhledem k minimalizaci rozměrů, pomocí planetové jednostupňové převodovky. Tyto převodovky jsou běžně dodávány s přírubami odpovídající

přírubám servomotorů. Konstrukčně jsou tyto převodovky také vyráběny tak, aby byla co nejvíce minimalizována vůle v ozubení. Použitím planetové převodovky získávám možnost zvolit servomotor velmi malých rozměrů a malých výkonů, což je důležité nejenom z konstrukčního hlediska pro daný malý stroj, ale také z pohledu snižování energetické náročnosti stroje. Spojení hřídele převodovky a konce kuličkového šroubu provedu napřímo pomocí svěrné pružné bezvůlové spojky, která umožní vyrovnat nepřesnosti v uložení motoru s převodovkou. Pro konstruovanou posuvovou soustavu s malými rozměry je tato spojka dostatečná, či dokonce vhodná, z důvodu zakončení kuličkového šroubu o malém průměru. Výpočet je potřeba provést z pohledu statiky a z pohledu dynamiky. Vzhledem k požadavku na dynamiku stroje je zřejmé, že krouticí moment určený ze statického hlediska by v mém případě měl nabývat hodnoty menší, než v případě dynamického hlediska. Dynamika již uvažuje kinematické veličiny rychlosti, respektive zrychlení a její hodnota by měla být stěžejním výsledkem pro volbu pohonu. Planetovou převodovku volím s převodovým poměrem $i=4$. V návrhu pohonu je potřeba také počítat s ochranným krytváním, které může ovlivňovat chod posuvové soustavy a zvyšovat zátěž pro výpočet pohonu. Jako ochranné kryty pro tuto osu volím předběžně měchy, které nijak neovlivňují dynamiku soustavy, respektive jejich vliv je zanedbatelný, neboť i hmotnost těchto krytů je vzhledem k hmotnosti vřeteníku a jeho komponent zanedbatelná. Následující výpočet je odvozen na základě literatury [7] a uvažuje pouze sílu tíhovou od vřeteníku, protože síla od vrtání působí v opačném směru a vřeteník tak ve své podstatě nadlehčuje. Veškeré známé a zvolené veličiny důležité pro návrh pohonu shrnuje *tab. 5.19*. Vzorce odpovídají schématu na *obr. 5.19*.



Obr. 5.19 Schéma posuvového systému v ose z (popis neznámých v tab. 5.19)



Tab. 5.19 Parametry pro návrh pohonu posuvové soustavy osy z [8, 22]

Název veličiny	Hodnota
Hmotnost vřeteníku a jeho komponent	$m_{vř} = 70 \text{ [kg]}$
Tíhové zrychlení	$g = 9,81 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$
Axiální síla působící na šroub = gravitační síla od vřeteníku a jeho komponent	$F_{cpš} = 687 \text{ [N]}$
Stoupání závitu kuličkového šroubu	$P_{\xi} = 0,005 \text{ [m]}$
Střední průměr kuličkového šroubu	$d_{skš} = 0,014 \text{ [m]}$
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukovaný na poloměr šroubu	$f_{kšm} = 0,003 \text{ [-]}$
Součinitel tření ve vodících plochách valivého vedení	$f_{ved} = 0,005 \text{ [-]}$
Převodový poměr	$i = 4 \text{ [-]}$
Úhel sklonu vedení	$\alpha_{ved} = 90[^\circ]$
Moment setrvačnosti motoru	$J_{mot} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
Moment setrvačnosti převodovky	$J_{př} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
Moment setrvačnosti spojky	$J_{spoj} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
Moment setrvačnosti kuličkového šroubu	$J_{kš} = 1,283 \cdot 10^{-5} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
Redukovaný moment setrvačnosti posuvových hmot	$J_{hmot} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
Účinnost KŠM	$\eta_{kšm} = 0,92 \text{ [-]}$
Účinnost valivého vedení	$\eta_{ved} = 0,98 \text{ [-]}$
Účinnost ložisek kuličkového šroubu	$\eta_{lož} = 0,92 \text{ [-]}$
Účinnost převodovky	$\eta_{př} = 0,97 \text{ [-]}$
Požadovaná maximální rychlost posuvové soustavy (převedeno z hodnoty v tab 5.1)	$v_{rp} = 0,1167 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$
Čas rozběhu soustavy na v_{rp}	$t_r = 0,1 \text{ [s]}$

Celková účinnost posuvové soustavy:

$$\eta_{cps} = \eta_{kšm} \cdot \eta_{ved} \cdot \eta_{lož} \cdot \eta_{př} = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,97 = 0,8046 \text{ [-]} \quad (78)$$

Potřebný minimální moment motoru z pohledu statiky:

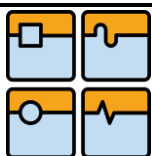
$$M_{kmins} = \frac{F_{cpš} \cdot P_{\xi}}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{cps}} = \frac{687 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,8046} = 0,17 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (79)$$

Lineární zrychlení přesouvaných hmot:

$$a_{hmot} = \frac{v_{rp}}{t_r} = \frac{0,1167}{0,1} = 1,167 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (80)$$

Požadované úhlové zrychlení šroubu:

$$\varepsilon_{kš} = \frac{a_{hmot} \cdot 2 \cdot \pi}{P_{\xi}} = \frac{1,167 \cdot 2 \cdot \pi}{0,005} = 1466,5 \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (81)$$



Požadované úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_{mot} = \varepsilon_{kš} \cdot i = 1466,5 \cdot 4 = 5866 \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (82)$$

Na základě výsledků z rovnic (79) a (82) předběžně volím AC servomotor od firmy Schneider Electric Motion (dříve Berger Lahr) typu BRH 0571P, který má široké praktické použití a hodí se i pro pohony posuvových soustav obráběcích strojů. Motor je již v základní výbavě vybaven brzdou a absolutním snímačem polohy. Brzda je na této ose důležitá z bezpečnostního hlediska, kdy lze pomocí brzdy samozřejmě rychle zastavit rozjetou soustavu. Druhým důvodem je dále konstrukční hledisko, protože kuličkový šroub není samosvorný a je tedy důležité, aby při výpadku proudu, nebo při běžném provozu nedošlo ke sjetí vřeteníku samovolně dolů z důvodu gravitace. Brzda je tedy standardně mechanicky sepnuta a až při požadavku na řízení motoru se odbrzdí, čímž může motor začít běžně pracovat. Momentálně pro návrh motoru z hlediska dynamiky je však důležitým parametrem moment setrvačnosti motoru, který jsem zjistil z katalogu Lexium 05 motion control [21]. Dále je potřeba znát moment setrvačnosti planetové převodovky. Převodovku volím také od firmy Schneider Electric Motion, která si planetové převodovky nechává vyrábět firmou Neugart, a tak je zajištěna konstrukční návaznost těchto komponent. Předběžně volím převodovku GBX 60 [21]. Poslední neznámou je moment setrvačnosti pružné svěrné spojky. Tuto spojku volím taktéž od stejné firmy. Předběžně volím spojku EVK 040 [21]. Hodnoty momentů setrvačnosti komponent pro návrh motoru jsou vidět v tab. 5.20.

Tab. 5.20 Momenty setrvačnosti komponent pro osu z [21]

Název veličiny	Hodnota
Moment setrvačnosti motoru	$J_{mot} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
Moment setrvačnosti převodovky	$J_{př} = 9,3 \cdot 10^{-6} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
Moment setrvačnosti spojky	$J_{spoj} = 3,5 \cdot 10^{-5} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
Moment setrvačnosti kuličkového šroubu (získáno z modelu pomocí Autodesk Inventor)	$J_{kš} = 1,283 \cdot 10^{-5} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$

Redukovaný moment setrvačnosti posuvových hmot:

$$J_{hmot} = m_{vr} \cdot \left(\frac{P_s}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 70 \cdot \left(\frac{0,005}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 4,43 \cdot 10^{-5} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (83)$$

Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru:

$$\begin{aligned} J_{rhm} &= J_{mot} \cdot J_{př} \cdot \frac{J_{spoj}}{i^2} \cdot \frac{J_{kš}}{i^2} \cdot \frac{J_{hmot}}{i^2} = \\ &= 1,8 \cdot 10^{-5} \cdot 9,3 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{3,5 \cdot 10^{-5}}{4^2} \cdot \frac{1,283 \cdot 10^{-5}}{4^2} \cdot \frac{4,43 \cdot 10^{-5}}{4^2} = \\ &= 3,306 \cdot 10^{-5} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \end{aligned} \quad (84)$$

Moment zátěže způsobený gravitací přesouvaných hmot:

$$M_{GT} = \frac{m_{vř} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{ved}) \cdot P_{\xi}}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{cps}} = \frac{70 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,8046} = 0,17 [N \cdot m] \quad (85)$$

Předepnutí kuličkového šroubu:

$$F_{Pkšm} = F_{cpš} \cdot 0,35 = 687 \cdot 0,35 = 240,45 [N] \quad (86)$$

Ztrátový moment způsobený odporem ve vedení gravitací přesouvaných hmot:

$$M_G = \frac{m_{vř} \cdot g \cdot f_{ved} \cdot \cos(\alpha_{ved}) \cdot P_{\xi}}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{kšm} \cdot \eta_{lož} \cdot \eta_{př}} = \frac{75 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 0 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,92 \cdot 0,92 \cdot 0,97} = 0 [N \cdot m] \quad (87)$$

Ztrátový moment způsobený odporem v KŠM a ve vedení posuvové soustavy:

$$M_{KŠM} = \frac{F_{Pkšm} \cdot P_{\xi}}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{lož} \cdot \eta_{př}} \cdot (1 - \eta_{kšm}^2) + \frac{0,5 \cdot m_{vř} \cdot g \cdot f_{ved} \cdot \cos(\alpha_{ved}) \cdot d_{skš} \cdot f_{kšm}}{i \cdot \eta_{lož} \cdot \eta_{př}} =$$

$$= \frac{240,45 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,92 \cdot 0,97} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 70 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 0 \cdot 0,014 \cdot 0,003}{4 \cdot 0,92 \cdot 0,97} =$$

$$= 7,73 \cdot 10^{-3} [N \cdot m] \quad (88)$$

Moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zd} = M_{GT} + M_G + M_{KŠM} = 0,17 + 0 + 0,00773 = 0,178 [N \cdot m] \quad (89)$$

Potřebný minimální moment motoru z pohledu dynamiky:

$$M_{kmin} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_{mot} + M_{zd} = 3,306 \cdot 10^{-5} \cdot 5866 + 0,178 = 0,372 [N \cdot m] \quad (90)$$

Z výsledku v rovnici (90) se mi potvrdil předpoklad, že potřebný minimální moment motoru je z pohledu dynamiky větší, než z pohledu statiky (rovnice 79). Předběžně určený motor dosahuje jmenovitého momentu motoru $M_{km} = 0,41 \text{ N} \cdot \text{m}$, a proto z pohledu požadovaného krouticího momentu motor vyhovuje. Motor bude ovládán řídicím systémem přes frekvenční měnič. Zvolený motor lze připojit jak na jednofázové napětí o hodnotě 230V, tak na třífázové napětí 400V dle zvoleného měniče. Vzhledem k již popsaným důvodům u volby pohonu vřetene, tj. že stroj bude obsahovat tři motory se třemi měniči pro pohon os, AC motor vřetene s frekvenčním měničem a řídicí systém, je již opravdu velmi nepravděpodobné, že se odběr bude menší, než standardních 16A. Zvolený servomotor dosahuje maximálního trvalého výstupního proudu 5,4A. Potvrzuje se tak předpoklad, a proto uvažování třífázového napětí o hodnotě 400V bylo správné. Nyní je potřeba ještě provést kontrolu

maximálních požadovaných otáček šroubu s navrženým motorem a převodovkou a také provést kontrolu zvoleného motoru z pohledu elektronického řízení. Jmenovité otáčky motoru při napájení 400V dosahují $n_n = 6000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. [21]

Otáčky kuličkového šroubu při jmenovitých otáčkách motoru:

$$n_{nš} = \frac{n_n}{i} = \frac{6000}{4} = 1500 [\text{min}^{-1}] \quad (91)$$

Při porovnání výsledku z rovnice (91) a rovnice (66) je zřejmé, že otáčky motoru jsou dostatečné.

Dynamický poměr momentu setrvačnosti redukovaných hmot a motoru:

$$\Delta_{dyn} = \frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{3,306 \cdot 10^{-5}}{1,8 \cdot 10^{-5}} = 1,84 [-] \quad (92)$$

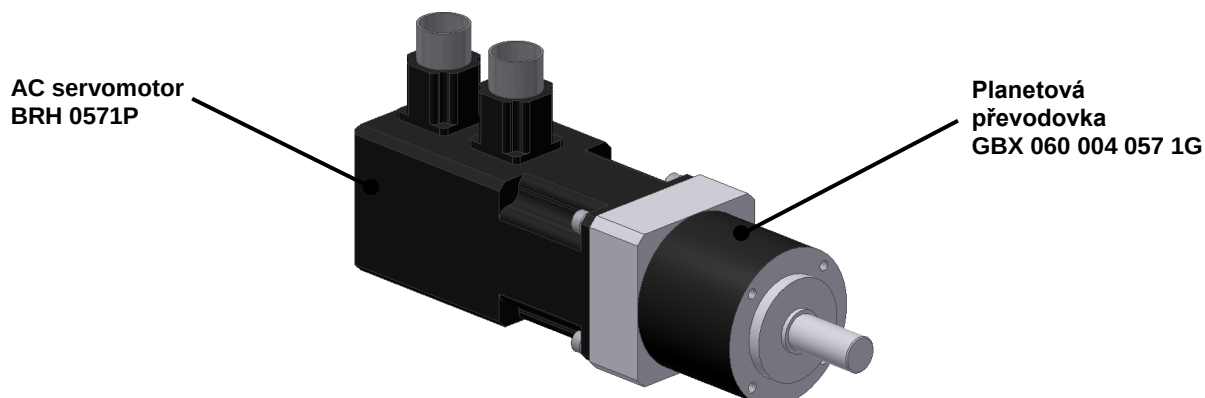
Pro kvalitně navržené pohony dynamických aplikací by se měla hodnota Δ_{dyn} pohybovat v rozmezí hodnot 1,5 až 3. V jiném případě by při rozbíhání hrozilo vypadávání elektrické ochrany měniče vlivem nárůstu proudu [8]. Z výsledku rovnice (92) je tedy patrné, že zvolený pohon je navržen správně i z pohledu elektronického řízení a rozbíhání na provozní rychlost posuvu.

Zvolený servomotor: SCHNEIDER ELECTRIC BRH 0571P [21] (tab. 5.21).

Tab. 5.21 Hodnoty zvoleného servomotoru pro pohon osy z [21]

Název veličiny	Hodnota
Napájení motoru	400 [V]
Jmenovitý výkon motoru	$P_m = 0,26 \text{ [kW]}$
Jmenovitý krouticí moment motoru	$M_{km} = 0,41 \text{ [N} \cdot \text{m]}$
Jmenovité otáčky motoru	$n_n = 6000 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}]$
Moment setrvačnosti motoru	$J_{mot} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$

Zvolená převodovka: SCHNEIDER ELECTRIC (NEUGART) GBX 060 004 057 1 G [21] (obr. 5.20).



Obr. 5.20 Model servomotoru BRH 0571P s planetovou převodovkou GBX 060 004 057 1G

Předběžně zvolená pružná spojka SCHNEIDER ELECTRIC EVK 040 také vyhovuje. S touto spojkou lze vytvořit svěrný spoj, který je schopen přenášet až krouticí moment 19Nm s otáčkami do 5000ot/min. Spojka má z výroby předvrtané otvory na 5,5mm. Tyto rozměry mohou být dle katalogu výrobce převrtány na hodnoty v rozmezí 6 až 18mm. Zakončení kuličkového šroubu disponuje průměrem 8mm a výstupní hřídelka planetové převodovky průměrem 14mm. Zvolená spojka tedy umožňuje tuto úpravu a spojka je zvolena správně. Model zvolené pružné spojky je vidět na obrázku 5.21. [21]



Obr. 5.21 Model svěrné pružné spojky EVK 040

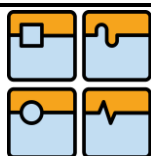
Ke zvolenému pohonu je nyní důležité zvolit vhodný frekvenční měnič. Firma Schneider Electric vyrábějící servomotory se zabývá i touto problematikou a vyvíjí pro své pohony měniče pod značkou Telemecanique. Pro střídavé synchronní servomotory vyvinula univerzální měniče řady Lexium 05. Požadavkem pro správnou volbu je samozřejmě v první řadě spolehlivá komunikace se zvoleným motorem Schneider Electric BRH 0571P o výkonu 0,26W. Druhým požadavkem je připojení k třífázovému napětí o hodnotě 400V. Posledním požadavkem je druh řízení a sběrnice, přes kterou měnič komunikuje s řídicím systémem. Tyto požadavky samozřejmě záleží na zvoleném řídicím systému stroje. Ten bude s největší pravděpodobností od společnosti Siemens značky Sinumerik. Většina systémů Sinumerik vyžaduje pro posuvy komunikaci přes sběrnici Profibus s řízením pomocí signálů A/B danými inkrementálním odměřováním, případně pomocí signálu P/D tedy pulzní/směrových. Volím měnič TELEMECANIQUE LXM 05BD14N4, který splňuje veškeré požadavky. Detailnějším rozбором a připojením se již zabývat nebudu, stejně jako tomu bylo u měniče kmitočtu pohonu vřetene, jelikož tato problematika přesahuje již rámec této diplomové práce. [21]



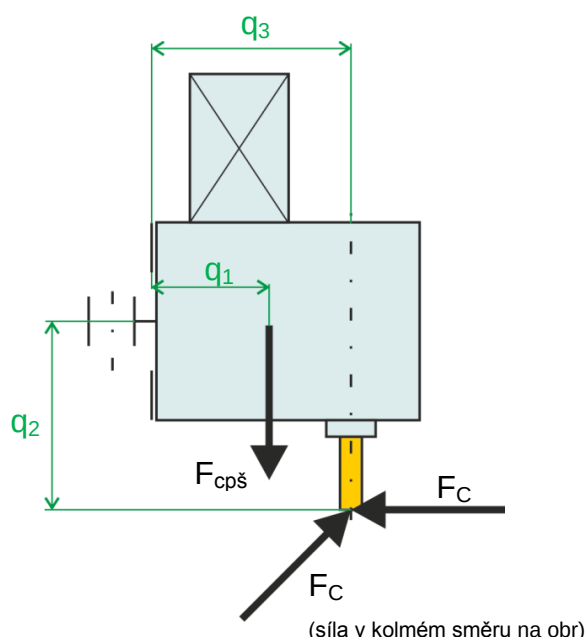
Obr. 5.22 Frekvenční měnič Telemecanique Lexium 05 [20]

5.3.1.3. Volba vedení posuvové soustavy osy Z

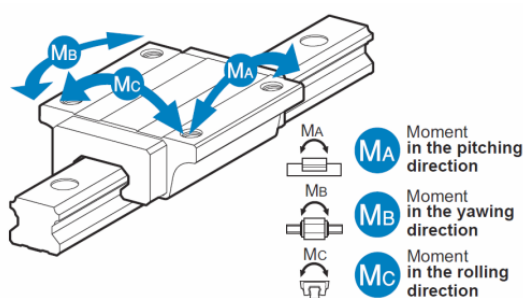
Vedení posuvové soustavy lze realizovat v zásadě dvěma způsoby. První varianta využívá kluzného vedení, které má ovšem již mnoho nevýhod a pracuje s hydrodynamickým třením. Hlavní nevýhodou je větší opotřebení a také trhavý pohyb při rozjezdu lineární soustavy. Výhodou je však levná výroba a tedy výsledná cena. Tuto variantu lze realizovat pomocí kolejničky s vozíkem, nebo přímou výrobou vodících ploch na částech stroje. Druhou variantou je využití valivého vedení, v tomto případě pomocí kolejniček a vozíků pro neomezené zdvihy. Tato varianta je sice dražší, avšak odstraňuje nevýhody kluzného vedení. Valivé vedení pro neomezené zdvihy je v dnešní době vyráběno více výrobci a to v mnoha konstrukčních variantách



s bohatým příslušenstvím. Volím tedy moderní valivé vedení s kolejnicemi a vozíky, a to konkrétně od firmy THK, která nabízí jako jedna z mála firem vhodné miniaturní modely. Společnost se zabývá i příslušenstvím pro tyto miniaturní modely, což u ostatních firem, jak jsem zjistil, nebývá standardem. Pro vedení vřeteníku volím dvě paralelní kolejnice, které budou uchyceny ke stojanu stroje. Na každé kolejnici budou dva vozíky. Vzhledem k jednodušší a přesné montáži volím mezi samotným vřeteníkem a vozíky desku vyrobenou z oceli. Nejprve se tedy uchyťí vedení a komponenty s kuličkovým šroubem k rámu stroje. Poté se spojí jednotlivé vozíky a domeček s maticí kuličkového šroubu pomocí šroubů k desce. Samotný vřeteník se poté šrouby a válcovými indexy přesně ustaví na tuto desku. Jediné vozíky budou vybaveny zásobníky maziva a standardními stěrači. Volbu konkrétní velikosti vedení provedu na základě vypočtených klopných momentů pro variantu největšího možného namáhání, a to i z různých stran tak, že tento výpočet bere v úvahu různé směry obrábění. Protože v mém konstrukčním návrhu počítám se čtyřmi vozíky spojenými pomocí desky do jednoho komplexního celku, a v katalogu se uvádí hodnota pouze pro jeden samostatný vozík, budu vycházet ze zjednodušení, kdy klopné momenty budu počítat na střed desky a výsledek poté vydělím počtem vozíků. Tím určím konkrétní model, který dále ověřím výpočtem na zatížení a životnost dle katalogu vedení THK [44]. Následující výpočty jsou provedeny na základě vyobrazených schémat *obr. 5.23*, *obr. 5.24* a hodnot z *tab. 5.22*. [1, 8]



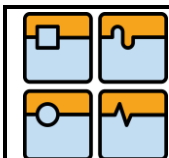
Obr. 5.24 Schéma pro výpočet klopných momentů pro vedení v ose Z



Obr. 5.23 Schéma označení klopných momentů [44]

Tab. 5.22 Hodnoty pro výpočet klopných momentů pro vedení v ose Z

Název veličiny	Hodnota
Síla způsobená gravitací vřeteníku	$F_{cpš} = 687 \text{ [N]}$
Řezná síla od frézování	$F_C = 350 \text{ [N]}$
Vzdálenost od těžiště přesouvané hmoty vřeteníku k vedení	$q_1 = 0,21 \text{ [m]}$
Vzdálenost od působíště řezné síly k vedení v ose z	$q_2 = 0,264 \text{ [m]}$
Vzdálenost od působíště řezné síly k vedení v ose y	$q_3 = 0,35 \text{ [m]}$



Klopný moment k příčné ose vozíku:

$$M_A = \frac{F_{cpš} \cdot q_1 + F_C \cdot q_2}{4} = \frac{687 \cdot 0,21 + 350 \cdot 0,264}{4} = 58,7 [N \cdot m] \quad (93)$$

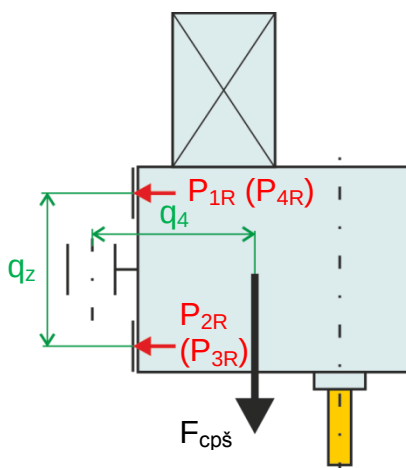
Klopný moment k ose kolmé na plochu vozíku:

$$M_B = 0 [N \cdot m] \quad (94)$$

Klopný moment k podélné ose vozíku:

$$M_C = \frac{F_C \cdot q_3}{4} = \frac{350 \cdot 0,35}{4} = 30,63 [N \cdot m] \quad (95)$$

Na základě hodnot klopných momentů z rovnic (93 až 95) volím předběžně miniaturní vedení s kuličkami THK RSR 15N [44].



Obr. 5.25 Schéma pro výpočet zatížení jednotlivých vozíků pro vedení v ose Z

Tab. 5.23 Hodnoty pro výpočet zatížení jednotlivých vozíků pro vedení v ose Z [44]

Název veličiny	Hodnota
Síla způsobená gravitací vřeteníku	$F_{cpš} = 687 [N]$
Vzdálenost od těžiště přesouvané hmoty k ose KŠM	$q_4 = 0,245 [m]$
Vzdálenost mezi vozíky v ose z	$q_z = 0,16 [m]$
Základní dynamické zatížení vozíku	$C_v = 7160 [N]$
Radiální koeficient pro ekvivalentní zatížení vozíku	$X = 1 [-]$
Tečný koeficient pro ekvivalentní zatížení vozíku	$Y = 0,83 [-]$
Koeficient tvrdosti	$f_H = 1 [-]$
Teplotní koeficient	$f_T = 1 [-]$
Kontaktní koeficient	$f_C = 1 [-]$
Zátěžový koeficient	$f_W = 1 [-]$
Délka zdvihu vozíku pro vedení v ose Z	$l_{zdvih} = 250 [mm]$
Počet cyklů pojezdu pro vedení v ose Z	$n_{zdvih} = 10 [min^{-1}]$

Následující vzorce jsou odvozeny na základě katalogu firmy THK, ze kterého jsem zvolil vedení [59]. Pro výpočet vycházím ze schématu na *obr. 5.25* a hodnot z *tab. 5.23*, kdy působí při pohybu na vedení pouze gravitační síla vřeteníku. Řezné síly neuvažuji, neboť při frézování se vřeteník nepohybuje a tak by se jednalo o statické zatížení, které není nutné počítat. Posuvová síla od vrtání působí při pohybu, avšak opačným směrem, než gravitační síla, čímž by v tomto případě bylo zatížení menší, než při uvažování samotné gravitační síly.

Radiální zatížení vozíku 1 a 4:

$$P_{1R} = P_{4R} = -\frac{F_{cpš} \cdot q_4}{2 \cdot q_z} = -\frac{687 \cdot 0,245}{2 \cdot 0,16} = -526 [N] \quad (96)$$

Radiální zatížení vozíku 2 a 3:

$$P_{2R} = P_{3R} = \frac{F_{cpš} \cdot q_4}{2 \cdot q_z} = \frac{687 \cdot 0,245}{2 \cdot 0,16} = 526 [N] \quad (97)$$

Tečné zatížení vozíku 1 až 4:

$$P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = 0 [N] \quad (98)$$

Ekvivalentní zatížení nejvíce namáhaného vozíku:

$$P_E = X \cdot P_{2R} + Y \cdot P_{2T} = 1 \cdot 526 + 0,83 \cdot 0 = 526 [N] \quad (99)$$

Životnost nejvíce namáhaného vozíku v kilometrech:

$$L_{vkm} = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C_v}{P_E} \right)^3 \cdot 50 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1} \cdot \frac{7160}{526} \right)^3 \cdot 50 =$$

$$= 126111 [km] \quad (100)$$

Životnost nejvíce namáhaného vozíku v hodinách:

$$L_{vh} = \frac{L_{vkm} \cdot 10^6}{2 \cdot l_{zdvih} \cdot n_{zdvih} \cdot 60} = \frac{126111 \cdot 10^6}{2 \cdot 250 \cdot 10 \cdot 60} = 420370 [hod] \quad (101)$$

Z výsledků životnosti je patrné, že vedení je z tohoto pohledu navrženo zbytečně kvalitně. Z pohledu klopných momentů, již ale nemohu zvolit menší model. Proto je vedení vyhovující. Délku kolejnic volím 590mm. Z příslušenství volím pro vozíky “QZ lubrikátory” s koncovým těsněním, které obstarají valivým elementům ve vedení efektivní dávkování maziva a zároveň ochranu proti vnikání nečistot do vedení. Jako další příslušenství volím zakrytování montážních otvorů kolejnic pomocí kruhových krytek typu C. Kompletně navržené vedení pro jednu kolejnici včetně vozíků má objednáč číslo THK 2 RSR15N QZUU C1 +590L P M – II C3 [44]. Toto vedení je tedy potřeba pro danou osu Z objednat dvakrát.

5.3.2. Návrh posuvové lineární soustavy osy X

Posuvová osa X, to znamená osa zajišťující podélný posuv stolu, bude navržena pomocí stejných prvků, avšak inverzně. Inverzně znamená, že šroub a kolejnice budou připevněny k pohyblivému stolu oproti matici kuličkového šroubu a vozíků vedení, které budou připevněny k desce, jenž se v této ose nepohybuje. Rozměry stolu byly již definovány v zadání v tab. 5.1 na straně 30. Stůl bude využívat pro uchycení upínacích prvků obrobene T-drážky velikosti 12, dle normy ČSN 02 1030. Základní parametry důležité pro návrh této lineární soustavy shrnuje následující tab. 5.24.

Tab. 5.24 Parametry pro návrh posuvové soustavy osy X

Název veličiny	Hodnota
Hmotnost stolu včetně obrobku a upínek (obrobek = ocelový kvádr 0,15m x 0,15m x 0,2m)	$m_{st} = 75 \text{ [kg]}$
Tíhové zrychlení	$g = 9,81 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$
Šířka stolu	$l_{ss} = 180 \text{ [mm]}$
Délka stolu	$l_{ds} = 700 \text{ [mm]}$
T-drážky stolu	12mm
Požadovaná rychlost posuvové soustavy	$v_{rp} = 0,1167 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$
Čas rozběhu soustavy na v_{rp}	$t_r = 0,1 \text{ [s]}$

5.3.2.1. Volba mechanismu posuvové soustavy osy X

Volím stejný kuličkový šroub jako u osy Z, včetně zásobníku oleje a stejného uložení, ovšem s délkou závitové části 450mm. Objednací kód má tvar BOSCH REXROTH FEM-E-C 16x5Rx3-4 1 2 T5 R 41Z100 81Z100 450 1 2. Parametry zvoleného šroubu a matice shrnuje tabulka tab. 5.25. Zvolený kuličkový šroub s maticí je potřeba zkontrolovat stejnými výpočty jako v předešlém případě. Tyto výpočty provádím pomocí hodnot z tab. 5.24 a tab. 5.25 na základě literatury [22].

Tab. 5.25 Parametry zvoleného šroubu a matice pro osu X [22]

Název veličiny	Hodnota
Jmenovitý průměr kuličkového šroubu	$d_{0s} = 0,016 \text{ [m]}$
Malý průměr závitu kuličkového šroubu	$d_{2s} = 0,0129 \text{ [m]}$
Stoupání závitu kuličkového šroubu	$P_s = 0,005 \text{ [m]}$
Nepodepřená délka hřídele šroubu	$l_{cs} = 0,4 \text{ [m]}$
Koeficient v závislosti na uložení pro vzpěr	$f_{Fs} = 20,4$
Koeficient v závislosti na uložení pro otáčky	$f_{ncrs} = 18,9$
Dynamická tuhost KŠM	$C_{ds} = 12300 \text{ [N]}$
Statická tuhost KŠM	$C_{os} = 16100 \text{ [N]}$
Moment setrvačnosti kuličkového šroubu (získáno pomocí softwaru Autodesk Inventor)	$J_{ks} = 1,283 \cdot 10^{-5} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
Maximální Dn faktor	$Dn_{max} = 150\,000 \text{ [-]}$

Jelikož se hodnoty na výpočet Dn faktoru neliší od výpočtu pro kuličkový šroub v ose Z, jsou výpočty i jejich výsledky totožné. Tyto výsledky lze vidět na straně 56 v podobě rovnic (66) až (68). Z pohledu kontroly Dn faktoru tedy šroub vyhovuje.

Protože je stůl ve vodorovné poloze, nepůsobí na šroub již gravitační síla, ale síla od obrábění. V tomto případě se jedná o řeznou sílu při frézování $F_C = 350 \text{ N}$.

Axiální síla působící na šroub:

$$F_{cpš} = F_C = 350 \text{ [N]} \quad (102)$$

Teoretická dovolená axiální síla působící na šroub:

$$F_{cš} = f_{Fš} \cdot \frac{d_{2š}^4}{l_{cš}^2} \cdot 10^{10} = 20,4 \cdot \frac{0,0129^4}{0,4^2} \cdot 10^{10} = 35308 \text{ [N]} \quad (103)$$

Maximální dovolená provozní axiální síla:

$$F_{cpš \max} = \frac{F_{cš}}{2} = \frac{35308}{2} = 17654 \text{ [N]} \quad (104)$$

Kontrola vzpěrné tuhosti šroubu:

$$\begin{aligned} F_{cpš} &< F_{cpš \max} \\ 350 \text{ [N]} &< 17654 \text{ [N]} \rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (105)$$

Kritické otáčky šroubu:

$$n_{crš} = f_{ncrš} \cdot \frac{d_{2š}^2}{l_{cš}^2} \cdot 10^7 = 18,9 \cdot \frac{0,0129^2}{0,4^2} \cdot 10^4 = 15238 \text{ [min}^{-1}] \quad (106)$$

Maximální dovolené provozní otáčky šroubu:

$$n_{crpš \max} = 0,8 \cdot n_{crš} = 0,8 \cdot 15238 = 12190,4 \text{ [min}^{-1}] \quad (107)$$

Kontrola kritických otáček šroubu:

$$\begin{aligned} n_{š} &< n_{crpš \max} \\ 1400 \text{ [min}^{-1}] &< 12190,4 \text{ [min}^{-1}] \rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (108)$$

Životnost KŠM v otáčkách:

$$L_{nš} = 10^6 \cdot \left(\frac{C_{dš}}{F_{cpš}} \right)^3 = 10^6 \cdot \left(\frac{12300}{350} \right)^3 = 4,34 \cdot 10^{10} \text{ [ot]} \quad (109)$$

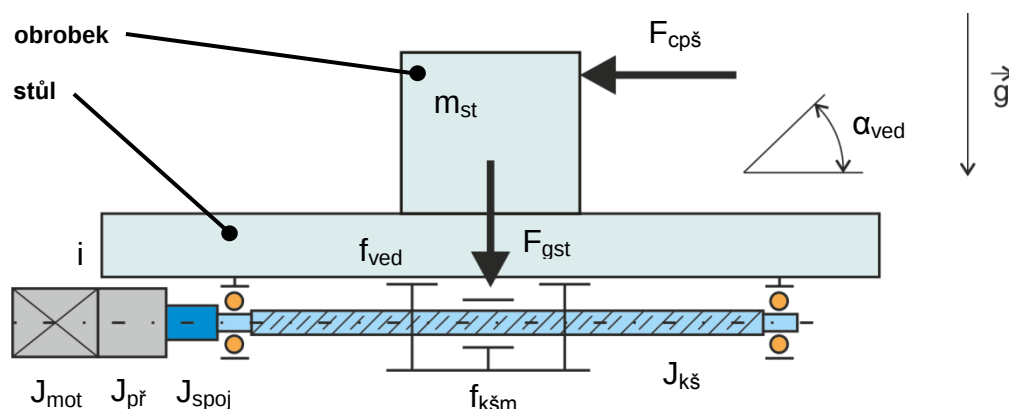
Životnost KŠM v hodinách:

$$L_{hš} = \frac{10^6}{n_{š} \cdot 60} \cdot \left(\frac{C_{dš}}{F_{cpš}} \right)^3 = \frac{10^6}{1400 \cdot 60} \cdot \left(\frac{12300}{350} \right)^3 = 516692 \text{ [hod]} \quad (110)$$

Navržený kuličkový šroub s maticí je předimenzován, avšak pro danou aplikaci je z konstrukčních důvodů (spojení kuličkového šroubu a pohonu, respektive převodu) tento šroub vyhovující. Veškeré příslušenství volím stejné jako u osy Z. Konkrétně se jedná o radioaxiální ložisko LGN-B-1034 - BOSCH REXROTH R3414 003 06, radiální ložisko: DIN 625 6200.2RS - BOSCH REXROTH 3414 049 00, pojistné matice: NMZ 10x1 - BOSCH REXROTH R3446 002 04 a GWE 36x1,5 BOSCH REXROTH R1507 040 23, domečky: SEB-F - BOSCH REXROTH R1591 110 20 a SEB-L - BOSCH REXROTH R1591 610 20, pojistný kroužek pro zajištění radiálního ložiska: POJISTNÝ KROUŽEK 10 ČSN 02 2930. Domeček matice, v tomto případě volím originální nabízený MGD BOSCH REXROTH R1506 000 50. [22]

5.3.2.2. Volba pohonu a jeho komponent posuvové soustavy osy X

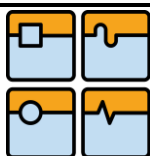
Obdobně pohon bude volen stejným způsobem a bude využívat AC servomotoru, planetové převodovky s převodovým poměrem $i=4$ a svěrné pružné spojky. Výpočet je proveden a odvozen opět na základě literatury [8] pro schéma na obr. 5.26 a využívá hodnot z tab. 5.26.



Obr. 5.26 Schéma posuvového systému v ose X (popis neznámých v Tab. 5.26)

Tab. 5.26 Parametry pro návrh pohonu posuvové soustavy osy X [8, 22]

Název veličiny	Hodnota
Hmotnost stolu včetně obrobku a upínek	$m_{st} = 75 \text{ [kg]}$
Tíhové zrychlení	$g = 9,81 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$
Axiální síla působící na šroub	$F_{cpš} = 350 \text{ [N]}$
Tíhová síla od stolu a obrobku	$F_{gst} \text{ [N]}$
Stoupání závitu kuličkového šroubu	$P_{\text{š}} = 0,005 \text{ [m]}$
Střední průměr kuličkového šroubu	$d_{skš} = 0,014 \text{ [m]}$
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu	$f_{kšm} = 0,003 \text{ [-]}$
Součinitel tření ve vodících plochách valivého vedení	$f_{ved} = 0,005 \text{ [-]}$
Převodový poměr	$i = 4 \text{ [-]}$
Úhel sklonu vedení	$\alpha_{ved} = 0 \text{ [}^\circ\text{]}$



Pokračování tabulky 5.26

Moment setrvačnosti motoru	$J_{\text{mot}} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
Moment setrvačnosti převodovky	$J_{\text{př}} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
Moment setrvačnosti spojky	$J_{\text{spoj}} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
Moment setrvačnosti kuličkového šroubu	$J_{\text{kš}} = 1,439 \cdot 10^{-5} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
Redukovaný moment setrvačnosti posuvových hmot	$J_{\text{hmot}} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
Účinnost KŠM	$\eta_{\text{kšm}} = 0,92 [-]$
Účinnost valivého vedení	$\eta_{\text{ved}} = 0,98 [-]$
Účinnost ložisek kuličkového šroubu	$\eta_{\text{lož}} = 0,92 [-]$
Účinnost převodovky	$\eta_{\text{př}} = 0,97 [-]$
Požadovaná rychlost posuvové soustavy	$v_{\text{rp}} = 0,1167 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
Čas rozběhu soustavy na v_{rp} (zvoleno)	$t_{\text{r}} = 0,1 [\text{s}]$

Celková účinnost posuvové soustavy:

$$\eta_{\text{cps}} = \eta_{\text{kšm}} \cdot \eta_{\text{ved}} \cdot \eta_{\text{lož}} \cdot \eta_{\text{př}} = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,97 = 0,8046 [-] \quad (111)$$

Potřebný minimální moment motoru z pohledu statiky:

$$M_{\text{kmins}} = \frac{F_{\text{cpš}} \cdot P_{\text{s}}}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{\text{cps}}} = \frac{350 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,8046} = 0,0865 [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (112)$$

Hodnoty lineárního zrychlení, požadovaného úhlového zrychlení šroubu a motoru jsou stejné jako u osy Z. Tyto výpočty a výsledky lze vidět na straně 60 a 61 v rovnicích (80) až (82). Předběžně volím stejný motor, převodovku i spojku. Momenty setrvačnosti těchto komponent se tedy nemění a jsou vidět v tab. 5.20 na straně 61.

Redukovaný moment setrvačnosti posuvových hmot:

$$J_{\text{hmot}} = m_{\text{st}} \cdot \left(\frac{P_{\text{s}}}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 75 \cdot \left(\frac{0,005}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 4,75 \cdot 10^{-5} [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (113)$$

Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru:

$$\begin{aligned} J_{\text{rhm}} &= J_{\text{mot}} \cdot J_{\text{př}} \cdot \frac{J_{\text{spoj}}}{i^2} \cdot \frac{J_{\text{kš}}}{i^2} \cdot \frac{J_{\text{hmot}}}{i^2} = \\ &= 1,8 \cdot 10^{-5} \cdot 9,3 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{3,5 \cdot 10^{-5}}{4^2} \cdot \frac{1,439 \cdot 10^{-5}}{4^2} \cdot \frac{4,75 \cdot 10^{-5}}{4^2} = \\ &= 3,336 \cdot 10^{-5} [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \end{aligned} \quad (114)$$

Moment zátěže způsobený gravitací přesouvaných hmot:

$$M_{\text{GT}} = \frac{m_{\text{st}} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{\text{ved}}) \cdot P_{\text{s}}}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{\text{cps}}} = \frac{75 \cdot 9,82 \cdot 0 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,8046} = 0 [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (115)$$

Předepnutí kuličkového šroubu:

$$F_{Pkšm} = F_{cpš} \cdot 0,35 = 350 \cdot 0,35 = 122,5 \text{ [N]} \quad (116)$$

Ztrátový moment způsobený odporem ve vedení gravitací přesouvaných hmot:

$$M_G = \frac{m_{st} \cdot g \cdot f_{ved} \cdot \cos(\alpha_{ved}) \cdot P_{\xi}}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{kšm} \cdot \eta_{lož} \cdot \eta_{př}} = \frac{75 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 1 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,92 \cdot 0,92 \cdot 0,97} =$$

$$= 8,92 \cdot 10^{-4} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (117)$$

Ztrátový moment způsobený odporem v KŠM a ve vedení posuvové soustavy:

$$M_{KšM} = \frac{F_{Pkšm} \cdot P_{\xi}}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{lož} \cdot \eta_{př}} \cdot (1 - \eta_{kšm}^2) + \frac{0,5 \cdot m_{st} \cdot g \cdot f_{ved} \cdot \cos(\alpha_{ved}) \cdot d_{skš} \cdot f_{kšm}}{i \cdot \eta_{lož} \cdot \eta_{př}} =$$

$$= \frac{122,5 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,92 \cdot 0,97} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 75 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 0 \cdot 0,014 \cdot 0,003}{4 \cdot 0,92 \cdot 0,97} =$$

$$= 4,20 \cdot 10^{-3} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (118)$$

Moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zd} = M_{GT} + M_G + M_{KšM} = 0 + 8,92 \cdot 10^{-4} + 4,20 \cdot 10^{-3} =$$

$$= 5,09 \cdot 10^{-3} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (119)$$

Potřebný minimální moment motoru z pohledu dynamiky:

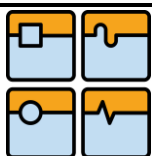
$$M_{kmind} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_{mot} + M_{zd} = 3,336 \cdot 10^{-5} \cdot 5866 + 5,09 \cdot 10^{-3} =$$

$$= 0,201 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (120)$$

Dynamický poměr momentu setrvačnosti redukováných hmot a motoru:

$$\Delta_{dyn} = \frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{3,324 \cdot 10^{-5}}{1,8 \cdot 10^{-5}} = 1,85 [-] \quad (121)$$

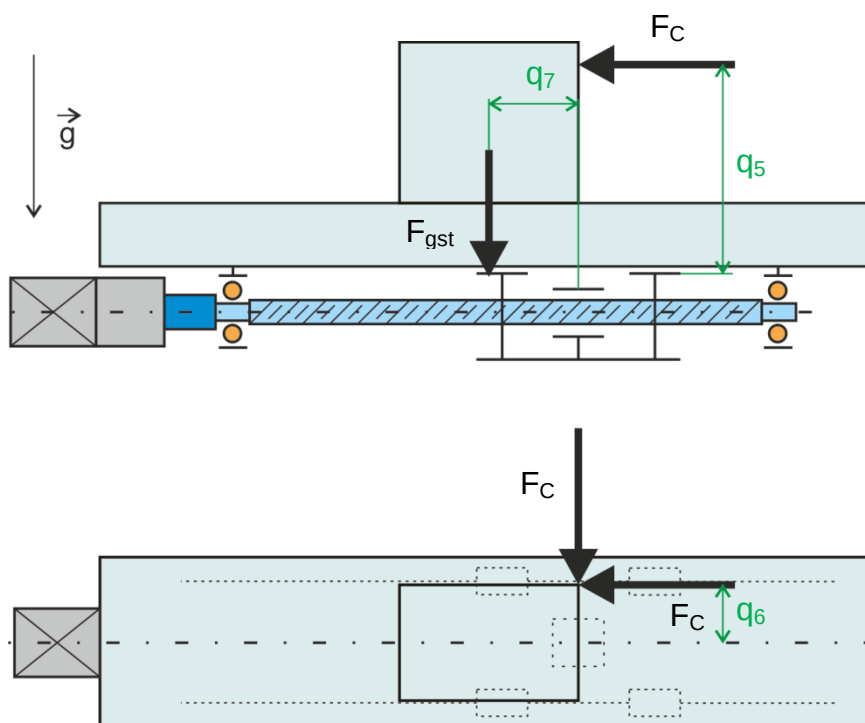
Z výsledků potřebného minimálního krouticího momentu je vidět, že zvolený motor je mírně předimenzován. Tento motor je ovšem nejmenším servomotorem, který nabízí firma Schneider Electric v modelové řadě BRH. Dynamický poměr nabývá správné hodnoty 1,85, tedy hodnoty v rozmezí 1,5 až 3. Z těchto důvodů je zvolený motor přijatelný. Číslo motoru je SCHNEIDER ELECTRIC BRH 0571P [21] a hodnoty jsou stejné jako u motoru pro osu Z (viz tab. 5.21 na str. 63). K pohonu volím opět měnič frekvence TELEMECANIQUE LXM 05BD14N4 [21]. Zvolená převodovka je taktéž stejná a její číslo je SCHNEIDER ELECTRIC (NEUGART) GBX 060 004 057 1 G



[21]. Spojení hřídele motoru a konce kuličkového šroubu bude provedeno taktéž pomocí stejné spojky SCHNEIDER ELECTRIC EVK 040 jako u posuvové osy Z [21].

5.3.2.3. Volba vedení posuvové soustavy osy X

Vedení volím opět jako miniaturní valivé od firmy THK. Jak již bylo řečeno, vedení bude upevněno inverzně, tedy tak, že kolejnice budou připevněny ke stolu a budou se pohybovat oproti stojícím vozíkům. Následující výpočty jsou provedeny na základě vyobrazených schémat na *obr. 5.23*, *obr. 5.27* (schéma posuzuje vedení z maximálních možných variant zatížení obrábění a to při vysunutém stolu, čím navíc na vedení působí gravitační síla stolu a obrobku) a z hodnot z *tab. 5.27*.



Obr. 5.27 Schéma pro výpočet klopných momentů pro vedení v ose X

Tab. 5.27 Hodnoty pro výpočet klopných momentů pro vedení v ose X

Název veličiny	Hodnota
Síla způsobená gravitací stolu s obrobkem ($F_{gst}=m_{st} \cdot g$)	$F_{gst} = 707 \text{ [N]}$
Řezná síla od frézování	$F_C = 350 \text{ [N]}$
Vzdálenost od působíště řezné síly k vedení (v ose Z)	$q_5 = 0,28 \text{ [m]}$
Vzdálenost od působíště řezné síly k vedení (v ose Y)	$q_6 = 0,075 \text{ [m]}$
Vzdálenost od těžiště přesouvané hmoty k vedení (v ose X)	$q_7 = 0,075 \text{ [m]}$

Klopný moment k příčné ose vozíku:

$$M_A = \frac{F_C \cdot q_5 + F_{gst} \cdot q_7}{4} = \frac{350 \cdot 0,28 + 707 \cdot 0,075}{4} = 37,8 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (122)$$

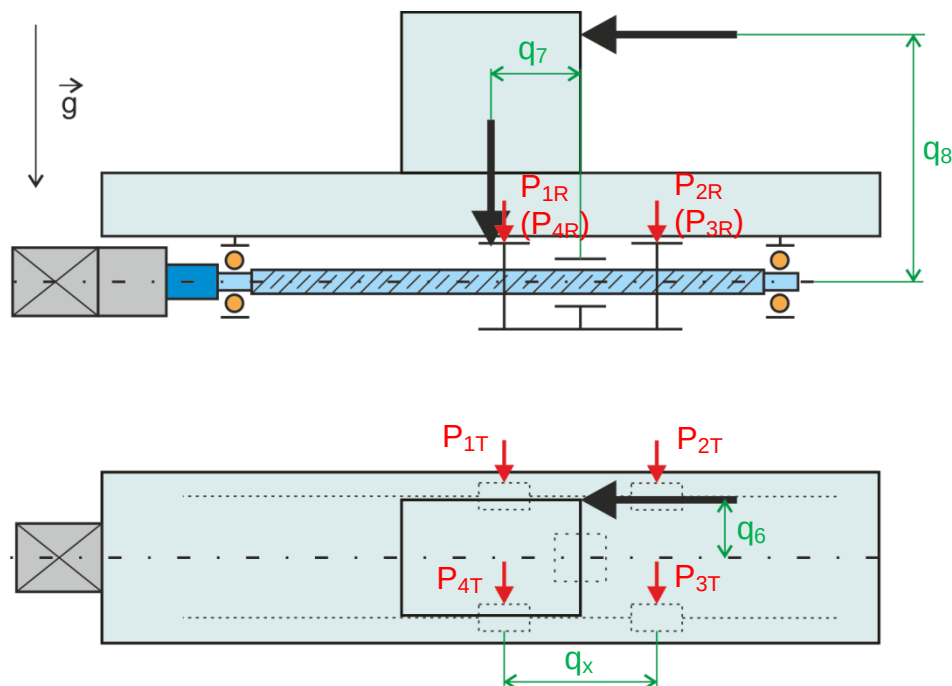
Klopný moment k ose kolmé na plochu vozíku:

$$M_B = \frac{F_C \cdot q_6}{4} = \frac{350 \cdot 0,075}{4} = 6,6 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (123)$$

Klopný moment k podélné ose vozíku:

$$M_C = \frac{F_C \cdot q_5}{4} = \frac{350 \cdot 0,28}{4} = 24,5 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (124)$$

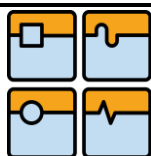
Volím stejný miniaturní model vedení jako v případě vedení pro osu Z, tedy model THK RSR 15N [44]. Následující výpočty zatížení jsou odvozeny dle katalogu vedení THK [44] a to pro schéma na *obr. 5.28*, uvažující pouze síly působící při pohybu tak, aby bylo vypočítáno korektně dynamické zatížení. Hodnoty pro výpočet jsou shrnuty v následující *tabulce 5.28*.



Obr. 5.28 Schéma pro výpočet zatížení jednotlivých vozíků pro vedení v ose X

Tab. 5.28 Hodnoty pro výpočet zatížení jednotlivých vozíků pro vedení v ose X [44]

Název veličiny	Hodnota
Síla způsobená gravitací stolu s obrobkem ($F_{gst}=m_{st} \cdot g$)	$F_{gst} = 707 \text{ [N]}$
Řezná síla od frézování	$F_C = 350 \text{ [N]}$
Vzdálenost od působíště řezné síly k vedení (v ose Y)	$q_6 = 0,075 \text{ [m]}$
Vzdálenost od těžiště přesouvané hmoty ke středu mezi vozíky vedení (v ose x)	$q_7 = 0,075 \text{ [m]}$
Vzdálenost od řezné síly k ose KŠM (v ose Z)	$q_8 = 0,256 \text{ [m]}$
Vzdálenost mezi vozíky v ose x	$q_x = 0,09 \text{ [m]}$
Základní dynamické zatížení vozíku	$C_v = 7160 \text{ [N]}$
Radiální koeficient pro ekvivalentní zatížení	$X = 1 \text{ [-]}$



Pokračování tabulky 5.28

Tečný koeficient pro ekvivalentní zatížení	$Y = 0,83 [-]$
Koeficient tvrdosti	$f_H = 1 [-]$
Teplotní koeficient	$f_T = 1 [-]$
Kontaktní koeficient	$f_C = 1 [-]$
Zátěžový koeficient	$f_W = 1 [-]$
Délka zdvihu vozíku pro vedení (v ose X)	$l_{zdvih} = 260 [mm]$
Počet cyklů pojezdu pro vedení (v ose X)	$n_{zdvih} = 10 [min^{-1}]$

Radiální zatížení vozíku 1 a 4:

$$\begin{aligned} P_{1R} = P_{4R} &= \frac{F_{gst}}{4} + \frac{F_{gst} \cdot q_7}{2 \cdot q_x} + \frac{F_C \cdot q_8}{2 \cdot q_x} = \\ &= \frac{707}{4} + \frac{707 \cdot 0,075}{2 \cdot 0,09} + \frac{350 \cdot 0,256}{2 \cdot 0,09} = 969 [N] \end{aligned} \quad (125)$$

Radiální zatížení vozíku 2 a 3:

$$\begin{aligned} P_{2R} = P_{3R} &= \frac{F_{gst}}{4} - \frac{F_{gst} \cdot q_7}{2 \cdot q_x} - \frac{F_C \cdot q_8}{2 \cdot q_x} = \\ &= \frac{707}{4} - \frac{707 \cdot 0,075}{2 \cdot 0,09} - \frac{350 \cdot 0,256}{2 \cdot 0,09} = -616 [N] \end{aligned} \quad (126)$$

Tečné zatížení vozíku 1 a 4:

$$P_{1T} = P_{4T} = \frac{F_C \cdot q_6}{2 \cdot q_x} = \frac{350 \cdot 0,075}{2 \cdot 0,09} = 146 [N] \quad (127)$$

Tečné zatížení vozíku 2 a 3:

$$P_{2T} = P_{3T} = -\frac{F_C \cdot q_6}{2 \cdot q_x} = -\frac{350 \cdot 0,075}{2 \cdot 0,09} = -146 [N] \quad (128)$$

Ekvivalentní zatížení nejvíce namáhaného vozíku:

$$P_E = X \cdot P_{1R} + Y \cdot P_{1T} = 1 \cdot 969 + 0,83 \cdot 146 = 1090 [N] \quad (129)$$

Životnost nejvíce namáhaného vozíku v kilometrech:

$$\begin{aligned} L_{vkm} &= \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C \cdot C_v}{f_W \cdot P_E} \right)^3 \cdot 50 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 7160}{1 \cdot 1090} \right)^3 \cdot 50 = \\ &= 14172 [km] \end{aligned} \quad (130)$$

Životnost nejvíce namáhaného vozíku v hodinách:

$$L_{vh} = \frac{L_{vkm} \cdot 10^6}{2 \cdot l_{zdvih} \cdot n_{zdvih} \cdot 60} = \frac{14172 \cdot 10^6}{2 \cdot 260 \cdot 10 \cdot 60} = 45423 [hod] \quad (131)$$

Zvolené vedení je z pohledu životnosti předimenzované, avšak z pohledu klopných momentů, je vyhovující. V tomto případě by mohlo být teoreticky použito vedení se širokou kolejnicí. Protože jsou ale široké modely rozměrově daleko náročnější, nehodí se pro mnou navrženou soustavu a zvolené vedení hodnotím jako vyhovující. Délku kolejnic pro posuvovou soustavu v ose X volím 550mm. Z příslušenství volím, stejně jako v předchozím případě, zásobníky maziva v podobě “QZ lubrikátorů” s koncovým těsněním. Kompletně navržené vedení pro jednu kolejnici včetně vozíků má objednáací číslo THK 2 RSR15N QZUU C1 +550L P M – II [44]. Na posuvovou soustavu stolu v ose X je potřeba dvou takovýchto kolejnic, proto je potřeba opět vedení objednat dvakrát.

5.3.3. Návrh posuvové lineární soustavy osy Y

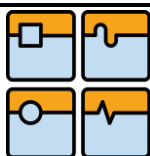
Posuvová osa Y zajišťuje příčný pohyb stolu, tedy posuv stolu směrem ke sloupu rámu. Lineární soustava bude navržena opět pomocí stejných prvků. Komponenty budou uloženy klasickým způsobem, kdy kuličkový šroub s domečkou budou upevněny k nepohyblivému rámu, a matice s domečkem k pohyblivé části osy. Z konstrukčních důvodů bude mezi posuvovou osou X a osou Y vytvořena oddělovací deska. Vedení budou mít uloženy kolejnice k pevnému rámu a vozíky naopak k pohyblivé části, tedy k již zmíněné desce. Základní parametry důležité pro návrh této lineární soustavy shrnuje následující tab. 5.29.

Tab. 5.29 Parametry pro návrh posuvové soustavy osy Y

Název veličiny	Hodnota
Hmotnost stolu včetně obrobku, upínek a celé posuvové soustavy osy X včetně oddělovací desky	$m_{st2} = 85 \text{ [kg]}$
Tíhové zrychlení	$g = 9,81 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$
Šířka stolu	$l_{ss} = 180 \text{ [mm]}$
Délka stolu	$l_{ds} = 700 \text{ [mm]}$
T-drážky stolu	12mm
Požadovaná rychlost posuvové soustavy	$v_{rp} = 0,1167 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$
Čas rozběhu soustavy na v_{rp} (zvoleno)	$t_r = 0,1 \text{ [s]}$

5.3.3.1. Volba mechanismu posuvové soustavy osy Y

Volím opět stejný kuličkový šroub jako u ostatních os, včetně zásobníku oleje a stejného uložení. Závitová část bude z konstrukčních důvodů disponovat délkou 450mm, ačkoliv posuv nebude využívat celou délku šroubu. Jedná se o úplně stejný kuličkový šroub s maticí jako na posuvové ose X a jeho objednáací kód má tvar BOSCH REXROTH FEM-E-C 16x5Rx3-4 1 2 T5 R 41Z100 81Z100 450 1 2 [22]. Parametry zvoleného šroubu jsou taktéž úplně stejné jako v ose X a tyto hodnoty odpovídají tabulce 5.25 na straně 68. Zvolený kuličkový šroub s maticí je potřeba zkontrolovat stejnými výpočty jako v předešlém případě. Vzhledem k tomu, že veškeré hodnoty parametrů jsou stejné, odpovídají výpočty a výsledky vzorcům (102) až (110) na straně 69.



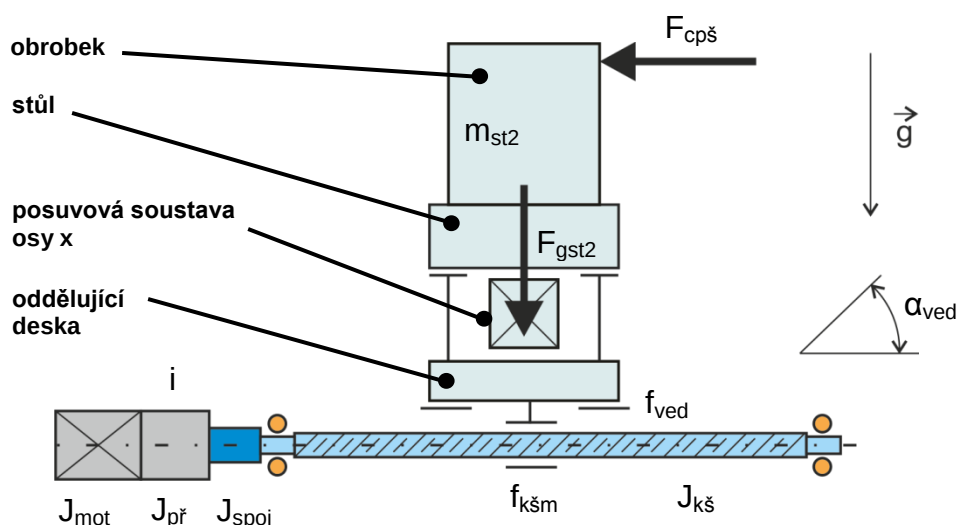
Kuličkový šroub je tedy opět předimenzován, avšak ze stejných důvodů jako v předešlých případech nelze zvolit menší model. KŠM tedy vyhovuje. K tomuto mechanismu volím opět stejné příslušenství jako u posuvového mechanismu osy X (strana 70) kromě domečku matice kuličkového šroubu, a domečků ložisek, které budou z konstrukčních důvodů vyrobeny vlastní. [22]

5.3.3.2. Volba pohonu a jeho komponent posuvové soustavy osy Y

Pohonná soustava se bude skládat stejně jako v předchozích případech z AC servomotoru s brzdou a absolutním snímačem polohy, planetové převodovky s převodovým poměrem $i=4$ a svěrné pružné spojky. Výpočet je proveden a odvozen opět na základě literatury [8], a to pro schéma na následující obr. 5.29, využívající hodnot z tabulky 5.30. Oproti předchozí posuvové ose X, je zde potřeba počítat s hmotou nejen obrobku a stolu, ale také celé posuvové soustavy osy X, tj. s kuličkovým šroubem a jeho komponentami, s pohonnou soustavou, s vedením a také již zmíněnou oddělovací deskou.

Tab. 5.30 Parametry pro návrh pohonu posuvové soustavy osy Y [8, 22]

Název veličiny	Hodnota
Hmotnost stolu včetně obrobku, upínek a celé posuvové soustavy osy x včetně oddělovací desky	$m_{st2} = 85 \text{ [kg]}$
Tíhové zrychlení	$g = 9,81 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$
Axiální síla působící na šroub	$F_{cpš} = 350 \text{ [N]}$
Tíhová síla od stolu, obrobku, upínek, posuvové soustavy osy x a oddělovací desky	$F_{gst2} \text{ [N]}$
Stoupání závitu kuličkového šroubu	$P_s = 0,005 \text{ [m]}$
Střední průměr kuličkového šroubu	$d_{skš} = 0,014 \text{ [m]}$
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukovaný na poloměr šroubu	$f_{kšm} = 0,003 \text{ [-]}$
Součinitel tření ve vodících plochách valivého vedení	$f_{ved} = 0,005 \text{ [-]}$
Převodový poměr	$i = 4 \text{ [-]}$
Úhel sklonu vedení	$\alpha_{ved} = 0^\circ$
Moment setrvačnosti motoru	$J_{mot} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
Moment setrvačnosti převodovky	$J_{př} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
Moment setrvačnosti spojky	$J_{spoj} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
Moment setrvačnosti kuličkového šroubu	$J_{kš} = 1,439 \cdot 10^{-5} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
Redukovaný moment setrvačnosti posuvových hmot	$J_{hmot} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
Účinnost KŠM	$\eta_{kšm} = 0,92 \text{ [-]}$
Účinnost valivého vedení	$\eta_{ved} = 0,98 \text{ [-]}$
Účinnost ložisek kuličkového šroubu	$\eta_{lož} = 0,92 \text{ [-]}$
Účinnost převodovky	$\eta_{př} = 0,97 \text{ [-]}$
Požadovaná rychlost posuvové soustavy	$v_{rp} = 0,1167 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$
Čas rozběhu soustavy na v_{rp} (zvoleno)	$t_r = 0,1 \text{ [s]}$



Obr. 5.29 Schéma posuvového systému v ose Y (popis neznámých v tab. 5.30)

Potřebný minimální moment motoru z pohledu statiky, je totožný jako u pohonu pro osu X, neboť se ve vzorci nic nemění. Účinnost odpovídá rovnici (111) a hodnota momentu odpovídá rovnici (112). Hodnoty lineárního zrychlení, požadovaného úhlového zrychlení šroubu a motoru jsou také stejné jako u osy X, respektive u osy Z. Tyto výpočty a výsledky lze vidět na straně 60 a 61 v rovnicích (80) až (82). Stejně jako v předchozím případě volím předběžně stejný servomotor, planetovou převodovku i spojku. Momenty setrvačnosti těchto komponent se tedy nemění a jsou vidět v tab. 5.20 na straně 61. Výpočet potřebného momentu z pohledu dynamiky se již mění, protože přesouvaná hmota má větší hmotnost.

Redukovaný moment setrvačnosti posuvových hmot:

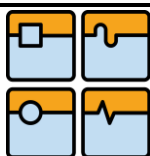
$$J_{hmot} = m_{st2} \cdot \left(\frac{P_s}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 85 \cdot \left(\frac{0,005}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 5,38 \cdot 10^{-5} [kg \cdot m^2] \quad (132)$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$\begin{aligned} J_{rhm} &= J_{mot} \cdot J_{př} \cdot \frac{J_{spoj}}{i^2} \cdot \frac{J_{kš}}{i^2} \cdot \frac{J_{hmot}}{i^2} = \\ &= 1,8 \cdot 10^{-5} \cdot 9,3 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{3,5 \cdot 10^{-5}}{4^2} \cdot \frac{1,439 \cdot 10^{-5}}{4^2} \cdot \frac{5,38 \cdot 10^{-5}}{4^2} = \\ &= 3,375 \cdot 10^{-5} [kg \cdot m^2] \end{aligned} \quad (133)$$

Moment zátěže způsobený gravitací přesouvaných hmot:

$$M_{GT} = \frac{m_{st2} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{ved}) \cdot P_s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{cps}} = \frac{85 \cdot 9,81 \cdot 0 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,8046} = 0 [N \cdot m] \quad (134)$$



Předepnutí kuličkového šroubu:

$$F_{Pkšm} = F_{cpš} \cdot 0,35 = 350 \cdot 0,35 = 122,5 \text{ [N]} \quad (135)$$

Ztrátový moment způsobený odporem ve vedení gravitací přesouvaných hmot:

$$M_G = \frac{m_{st2} \cdot g \cdot f_{ved} \cdot \cos(\alpha_{ved}) \cdot P_{\dot{s}}}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{kšm} \cdot \eta_{lož} \cdot \eta_{př}} = \frac{85 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 1 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,92 \cdot 0,92 \cdot 0,97} =$$
$$= 9,12 \cdot 10^{-4} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (136)$$

Ztrátový moment způsobený odporem v KŠM a ve vedení posuvové soustavy:

$$M_{KŠM} = \frac{F_{Pkšm} \cdot P_{\dot{s}}}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{lož} \cdot \eta_{př}} \cdot (1 - \eta_{kšm}^2) + \frac{0,5 \cdot m_{st} \cdot g \cdot f_{ved} \cdot \cos(\alpha_{ved}) \cdot d_{skš} \cdot f_{kšm}}{i \cdot \eta_{lož} \cdot \eta_{př}} =$$
$$= \frac{122,5 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 0,92 \cdot 0,97} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 85 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 0 \cdot 0,014 \cdot 0,003}{4 \cdot 0,92 \cdot 0,97} =$$
$$= 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (137)$$

Moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zd} = M_{GT} + M_G + M_{KŠM} = 0 + 9,12 \cdot 10^{-4} + 3,8 \cdot 10^{-3} =$$
$$= 4,72 \cdot 10^{-3} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (138)$$

Potřebný minimální moment motoru z pohledu dynamiky:

$$M_{kmind} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_{mot} + M_{zd} = 3,375 \cdot 10^{-5} \cdot 5866 + 4,72 \cdot 10^{-3} =$$
$$= 0,203 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (139)$$

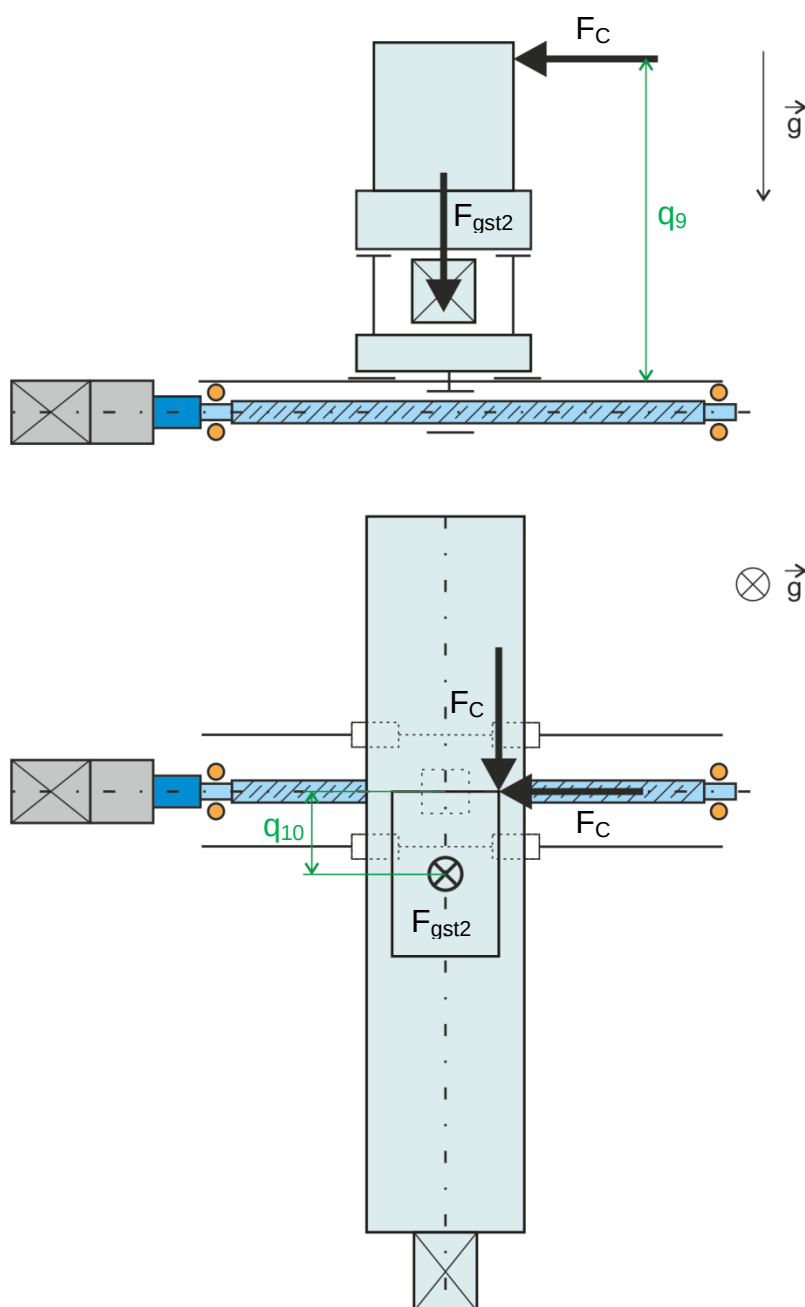
Dynamický poměr momentu setrvačnosti redukováných hmot a motoru:

$$\Delta_{dyn} = \frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{3,375 \cdot 10^{-5}}{1,8 \cdot 10^{-5}} = 1,88 \text{ [-]} \quad (140)$$

Z výsledků potřebného minimálního krouticího momentu je vidět, že zvolený motor je mírně předimenzován podobně jako u pohonu osy X. Vyšší krouticí moment na této ose, ale není na škodu, neboť tato osa bude muset být zakrytována, a to zřejmě pomocí teleskopického krytu. Ten způsobuje určitý odpor, a proto bude potřeba vyššího krouticího momentu. Menší servomotor navíc již není firmou nabízen. Číslo motoru je SCHNEIDER ELECTRIC BRH 0571P [62] a jeho hodnoty jsou vidět v tab. 5.21 na straně 63. Motor bude připojen opět k měniči TELEMECANIQUE LXM 05BD14N4. Převodovka má objednací číslo SCHNEIDER ELECTRIC (NEUGART) GBX 060 004 057 1 G a pružná spojka SCHNEIDER ELECTRIC EVK 040 [21].

5.3.3.3. Volba vedení posuvové soustavy osy Y

I pro poslední osu budu volit vedení od firmy THK v miniaturní modelové řadě RSR. Výpočet klopných momentů provádím obdobně jako v předchozím případě pro největší možné klopné momenty, které mohou u této soustavy nastat. Je nutné si uvědomit, že gravitační síla stolu a jeho komponent způsobuje také klopný moment, a to v případě, když je soustava s obrobkem vysunuta v lineární posuvové soustavě osy X. Následující výpočty jsou provedeny na základě vyobrazených schémat na *obrázcích 5.30, 5.23* na straně 65 a hodnot z *tabulky 5.31* na straně 81.



Obr. 5.30 Schéma pro výpočet klopných momentů pro vedení v ose Y

Tab. 5.31 Hodnoty pro výpočet klopných momentů pro vedení v ose Y

Název veličiny	Hodnota
Síla způsobená gravitací stolu a jeho komponent ($F_{gst2}=m_{st2} \cdot g$)	$F_{gst2} = 835 \text{ [N]}$
Řezná síla od frézování	$F_C = 350 \text{ [N]}$
Vzdálenost od působíště řezné síly k vedení (v ose Z)	$q_9 = 0,298 \text{ [m]}$
Vzdálenost od působíště tíhové síly ke středu desky (v ose X)	$q_{10} = 0,075 \text{ [m]}$

Klopný moment k příčné ose vozíku:

$$M_A = \frac{F_C \cdot q_9}{4} = \frac{350 \cdot 0,298}{4} = 26,1 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (130)$$

Klopný moment k ose kolmé na plochu vozíku:

$$M_B = \frac{F_C \cdot 0}{4} = 0 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (131)$$

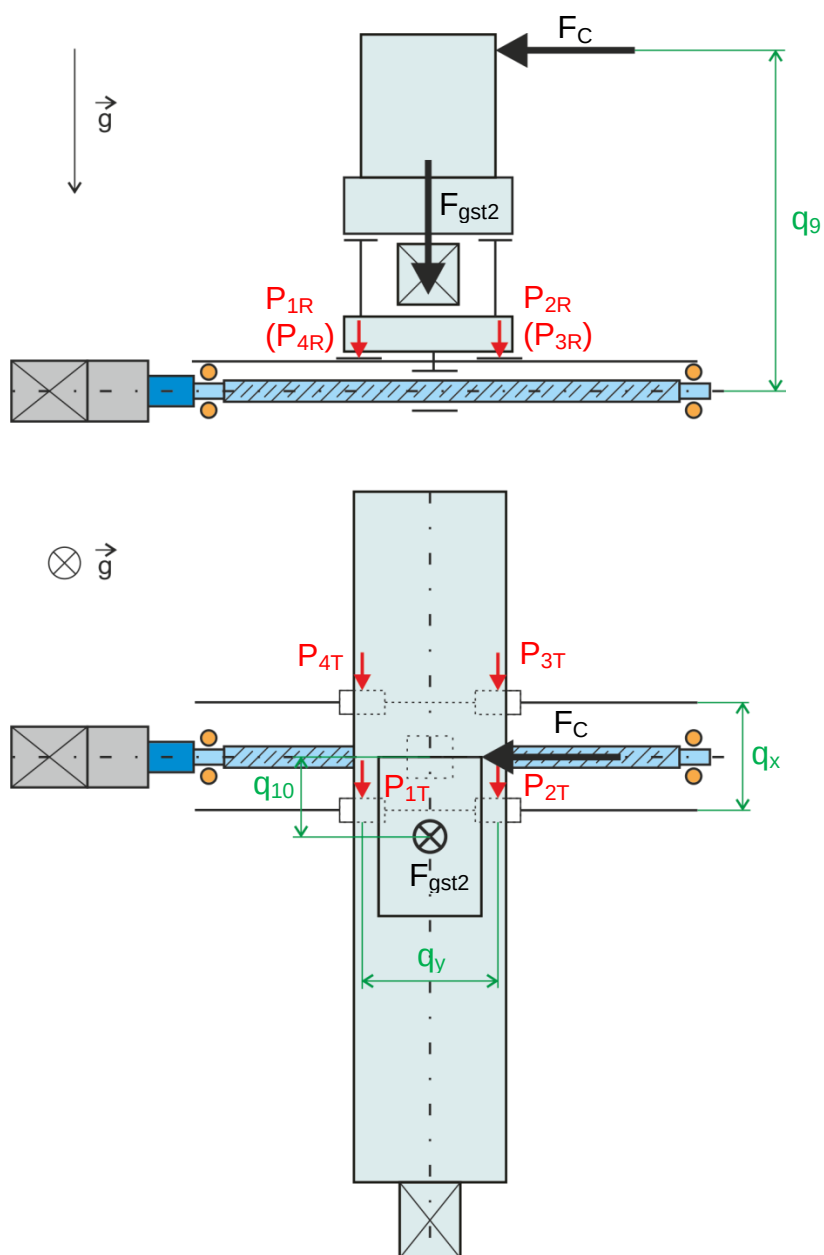
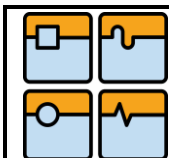
Klopný moment k podélné ose vozíku:

$$M_C = \frac{F_C \cdot q_9 + F_{gst2} \cdot q_{10}}{4} = \frac{350 \cdot 0,298 + 835 \cdot 0,075}{4} = 40,7 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (132)$$

Z výsledných hodnot rovnic (130) až (132) volím velikost vedení THK RSR 15N [44], tedy opět stejné vedení jako v předešlých případech. Následující výpočty zatížení jsou odvozeny opět dle katalogu THK [44] a to pro schéma na obr. 5.31 (strana 82) uvažující pouze síly působící při pohybu tak, aby bylo vypočítáno maximální dynamické zatížení. Hodnoty pro výpočet jsou shrnuty v *tabulkách 5.31 a 5.32*.

Tab. 5.32 Hodnoty pro výpočet zatížení jednotlivých vozíků pro vedení v ose Y [44]

Název veličiny	Hodnota
Vzdálenost mezi vozíky v ose x	$q_x = 0,12 \text{ [m]}$
Vzdálenost mezi vozíky v ose y	$q_y = 0,205 \text{ [m]}$
Základní dynamické zatížení vozíku	$C_v = 7160 \text{ [N]}$
Radiální koeficient pro ekvivalentní zatížení	$X = 1 \text{ [-]}$
Tečný koeficient pro ekvivalentní zatížení	$Y = 0,83 \text{ [-]}$
Koeficient tvrdosti	$f_H = 1 \text{ [-]}$
Teplotní koeficient	$f_T = 1 \text{ [-]}$
Kontaktní koeficient	$f_C = 1 \text{ [-]}$
Zátěžový koeficient	$f_W = 1 \text{ [-]}$
Délka zdvihu vozíku pro vedení v ose Y	$l_{zdvih} = 180 \text{ [mm]}$
Počet cyklů pojezdu pro vedení v ose Y	$n_{zdvih} = 10 \text{ [min}^{-1}\text{]}$



Obr. 5.31 Schéma pro výpočet zatížení jednotlivých vozíků pro vedení v ose Y

Radiální zatížení vozíku 1:

$$\begin{aligned}
 P_{1R} &= \frac{F_{gst2}}{4} + \frac{F_{gst2} \cdot q_{10}}{2 \cdot q_x} + \frac{F_C \cdot q_9}{2 \cdot q_y} = \\
 &= \frac{835}{4} + \frac{835 \cdot 0,075}{2 \cdot 0,12} + \frac{350 \cdot 0,298}{2 \cdot 0,205} = 724 [N]
 \end{aligned}
 \tag{133}$$

Radiální zatížení vozíku 2:

$$\begin{aligned}
 P_{2R} &= \frac{F_{gst2}}{4} + \frac{F_{gst2} \cdot q_{10}}{2 \cdot q_x} - \frac{F_C \cdot q_9}{2 \cdot q_y} = \\
 &= \frac{835}{4} + \frac{835 \cdot 0,075}{2 \cdot 0,12} - \frac{350 \cdot 0,298}{2 \cdot 0,205} = 215 [N]
 \end{aligned}
 \tag{134}$$

Radiální zatížení vozíku 3:

$$\begin{aligned}
 P_{1R} &= \frac{F_{gst2}}{4} - \frac{F_{gst2} \cdot q_{10}}{2 \cdot q_x} - \frac{F_C \cdot q_9}{2 \cdot q_y} = \\
 &= \frac{835}{4} - \frac{835 \cdot 0,075}{2 \cdot 0,12} - \frac{350 \cdot 0,298}{2 \cdot 0,205} = -307 [N]
 \end{aligned}
 \tag{135}$$

Radiální zatížení vozíku 4:

$$\begin{aligned}
 P_{1R} &= \frac{F_{gst2}}{4} - \frac{F_{gst2} \cdot q_{10}}{2 \cdot q_x} + \frac{F_C \cdot q_9}{2 \cdot q_y} = \\
 &= \frac{835}{4} - \frac{835 \cdot 0,075}{2 \cdot 0,12} + \frac{350 \cdot 0,298}{2 \cdot 0,205} = 202 [N]
 \end{aligned}
 \tag{136}$$

Tečné zatížení vozíku 1 až 4:

$$P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = 0 [N] \tag{137}$$

Ekvivalentní zatížení nejvíce namáhaného vozíku:

$$P_E = X \cdot P_{1R} + Y \cdot P_{1T} = 1 \cdot 724 + 0,83 \cdot 0 = 724 [N] \tag{138}$$

Životnost nejvíce namáhaného vozíku v kilometrech:

$$\begin{aligned}
 L_{vkm} &= \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C_v}{P_E} \right)^3 \cdot 50 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1} \cdot \frac{7160}{724} \right)^3 \cdot 50 = \\
 &= 48360 [km]
 \end{aligned}
 \tag{139}$$

Životnost nejvíce namáhaného vozíku v hodinách:

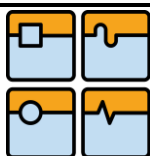
$$L_{vh} = \frac{L_{vkm} \cdot 10^6}{2 \cdot l_{zdvih} \cdot n_{zdvih} \cdot 60} = \frac{48360 \cdot 10^6}{2 \cdot 180 \cdot 10 \cdot 60} = 223889 [hod] \tag{140}$$

Zvolené vedení je opět z pohledu životnosti předimenzované, avšak z důvodu určených klopných momentů a rozměrové náročnosti, nelze zvolit menší, nebo jiný model. Délku kolejnice volím z konstrukčních důvodů 590mm. Pro objednání je potřeba dvakrát THK 2 RSR15N QZUU C1 +590L P M – II C3 [44]. Jedná se tedy o totožné vedení jako v posuvové soustavě osy Z.

5.4. Návrh nosných částí frézky

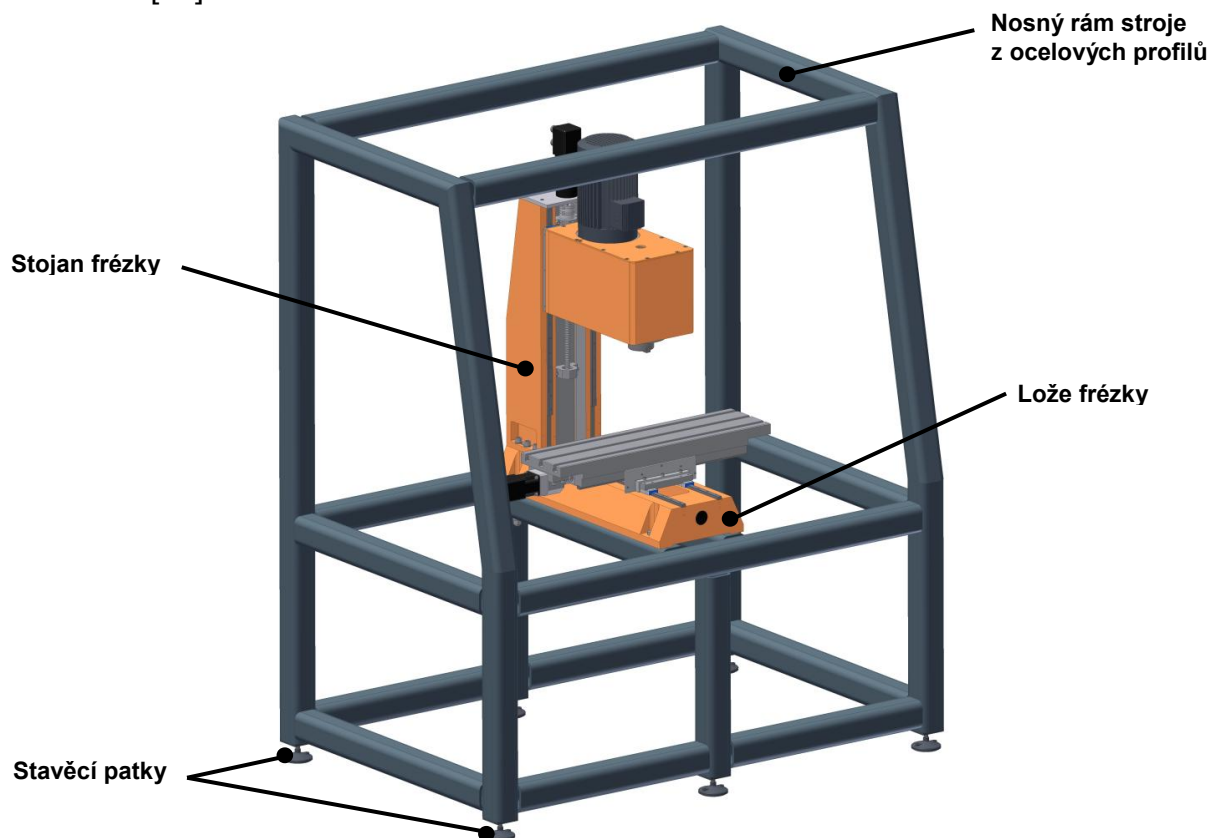
Konstruovaná frézka využívá dvou základních, hlavních, nosných, konstrukčních dílců. Jedná se o lože, na kterém bude umístěn křížový stůl a stojan pro upevnění vřeteníku. Takto navržená frézka již bude moci umožňovat práci, avšak z ergonomických důvodů a také z důvodů bezpečnostních norem, kdy je potřeba stroj zakrytovat, je žádoucí vytvořit nosný rám, nebo stůl, na který se frézka ustaví. Tento rám a následné krytování budu tvořit již jen jako možnou případovou studii. Konstrukce rámu je složitý proces, kdy je nutná spolupráce technologa, konstruktéra a výpočtáře, který je vybaven kvalitním hardwarem a patřičným softwarem pro výpočet a ověření rámu metodou konečných prvků (MKP). V oblasti MKP softwarů se pro strojní dílce využívá nejvíce programu ANSYS, který umožňuje nepřeberné množství nastavení a parametrů, tak aby virtuální prototyp byl co nejbližší realitě. S tím ovšem narůstají vysoké požadavky na obsluhu tohoto softwaru, a proto v praxi existují samotné pozice kvalifikovaných výpočtářů. Vzhledem k tomu, že samotný detailní návrh zmíněných nosných částí by již přesahoval rámec této diplomové práce, nebudu se jím dopodrobna zabývat a pouze zvolím předběžně materiál, technologii a tvar avšak výpočty, ověření a optimalizaci provádět nebudu.

V rámci konstrukce nosných částí lze rám realizovat z různých druhů materiálu. Prvním a velmi častým materiálem nosných konstrukcí je šedá, případně tvárná litina a to ve formě odlitků. Jejich výhody jsou zejména ve vyšším materiálovém tlumení rámu. Litina má také dobrou obrobitelnost a ve výrobě nosných konstrukcí se jedná o zavedenou technologii. Odlitky se ekonomicky vyplatí zejména při výrobě větších sérií. Nevýhodou jsou omezení způsobená technologií-konstrukce a také delší čas výroby. Druhým velmi používaným způsobem konstrukce rámu, jsou svařence z oceli třídy 11. Výhodou je zejména možnost konstrukce velmi složitých tvarů a určitá volnost při konstrukci žebrování a přechodů tloušťek stěn, případně realizace profilových rámu. Nevýhodou je ale menší tlumení, horší obrobitelnost a vnitřní pnutí v materiálu, které vzniká při svařování. Vnitřní pnutí je po zhotovení dílce nutno odstranit, což jsou náklady navíc. Z ekonomického hlediska se ocelové svařence vyplatí spíše u malosériové výroby. U menších dílců lze využít obrobku z ocelového bloku. Tato varianta má výhodu v jednoduchosti výroby, vysoké tuhosti a krátké dodací lhůty. Nevýhodou je použití jen u opravdu malých dílců a kusové výroby. U velkých dílců nelze tuto variantu realizovat kvůli polotovarům, ale i protože by nosná část byla zbytečně předimenzována a využívala mnoho materiálu. V poslední době se můžeme setkat ale i s používáním nových materiálů, jako jsou vláknové kompozity na bázi uhlíkových vláken, keramické materiály na bázi hliníku a křemíku, polymerní betony, či přírodní žula. Tyto materiály mají mnoho různých výhod oproti tradičním materiálům, avšak všechny jsou cenově dosti nákladné a tak se těchto materiálů využívá spíše výjimečně u strojů, kde mají své opodstatnění. Rozmáhá se také používání hybridních struktur. V tomto případě se jedná o rámy vytvořené tradičním způsobem jako odlitky z litiny, respektive svařence z oceli, které jsou kombinovány s novými materiály způsobem kdy je rám vyplněn polymerním betonem, pískem, nebo speciální hliníkovou pěnou. Tyto dílce potom využívají kombinace vlastností jednotlivých druhů. Nevýhodou jsou ovšem vysoké náklady na prototypování, výrobu i vysoké požadavky na konstruktéry a technology. [1, 8]



Pro CNC frézku volím lože a stojan, vyrobené jako obrobky z ocelových bloků, protože pro malý stroj je tato technologie nejjednodušší, rychlá a relativně levná. Také u stroje počítám spíše s kusovou výrobou strojů. Pokud by však byl požadavek na sériovou výrobu, bylo by vhodné tyto části vytvořit jako odlitky ze šedé litiny. Pro připojení kolejnic vedení budou plochy vybroušeny, aby se zajistilo dostatečné přesnosti vedení, rovnoběžnosti a pevného ustavení kolejnic. Stojan bude k loži přesně ustaven pomocí dvou válcových indexů vyrobených z kalené oceli, a následně sešroubován.

Jak již bylo řečeno, dále se budu zabývat i možnou studií nosného rámu pro ustavení CNC frézky. Tento rám volím jako svařenec z ocelových čtvercových, uzavřených, dutých profilů o hraně 80mm a tloušťce 8mm z oceli 11 523, která je vhodná po svařované konstrukce strojů namáhané staticky i dynamicky [54]. Nosný profilový rám umožní také následné zakrytování celého stroje a vytvoření volného prostoru v dolní části pod strojem pro elektroniku a třískové hospodářství. Naspod profilů budou upevněny stavěcí patky s kotvícími otvory, které zajistí stroji větší stabilitu a umožní pevné ustavení stroje. Pokud by byla potřeba, lze využít kotvících otvorů v patkách a celý stroj tak přichytit k podlaze. Tyto patky se běžně prodávají a jsou určeny právě pro ustavení menších strojů. Každá z patek je dimenzována na váhu 600kg. Váha celého stroje bude nabývat odhadem 750kg. Pro lepší stabilitu stroje volím šest stavěcích patek, ačkoliv by zřejmě pro ustavení stačily patky čtyři. Tyto patky jsou odolné vůči oleji a jsou vybaveny protiskluzovou gumou. Dřík je vyroben z nerezové oceli. Objednací číslo jedné stavěcí patky je ALUTEC K&K 418012 N [47].



Obr. 5.32 Nosné části CNC frézky

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 86
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5.5. Ochranné kryty a třískové hospodářství

5.5.1. Volba vnitřních posuvných krytů

Kryty vnitřní pohyblivé, chrání zejména samotný stroj a jeho mechanismy. Je zřejmé, že kuličkové šrouby a pohybové mechanismy společně s vedením, dávající stroji danou přesnost, je potřeba chránit před nepříznivými vlivy a žhavými třískami tak, aby jejich správný chod byl zaručen po celou dobu jejich životnosti. [5]

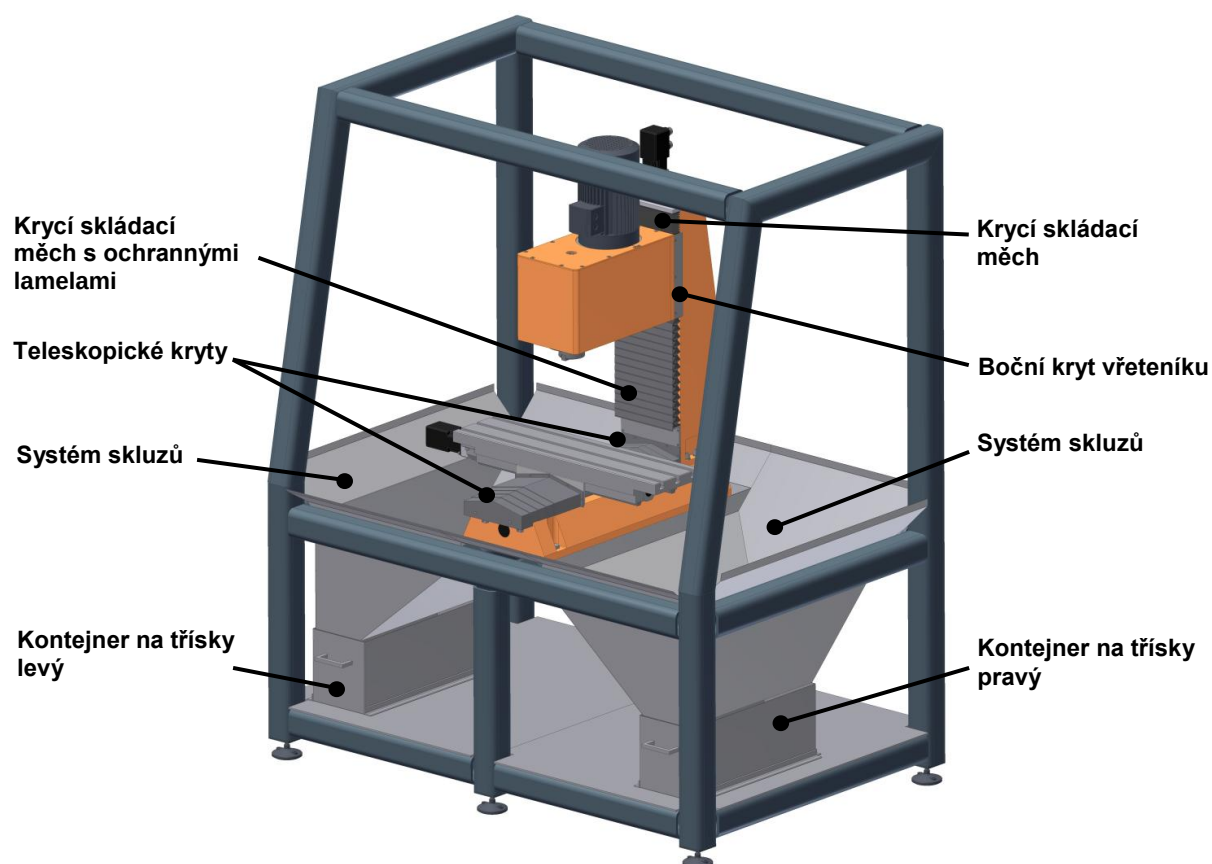
V rámci posuvných krytů lineárních soustav, lze volit z více variant. První variantou je využití teleskopických krytů, které zajišťují maximální možnou ochranu vůči žhavým třískám a vnikání kapalin do prostoru mechanismů lineárních soustav. Mezi další výhody patří zejména možnost různých tvarů krytu a mnoho příslušenství, které odstraňují některé nevýhody krytu jako například tlumiče rázů, nebo nůžkový mechanismus pro plynulé rozevírání, kluzáky, respektive kladky pro lepší vedení a chod krytu s minimalizací tření, a různé druhy stíračů pro minimalizaci vnikání kapalin pod kryt. Druhou variantou jsou skládané měchy harmonikového tvaru, vyrobené nejčastěji z vícevrstvých umělých, nebo gumových tkanin, neoprenu, polyuretanu, či teflonu. Materiálů je celá řada a firmy zabývající se ochranným krytováním vyvíjí stále nové materiály, nebo jejich kombinace tak, aby měch plnil nejlepší ochranu. Mezi výhody patří malá hmotnost, vodotěsnost, chemická odolnost, velká stlačitelnost na minimální rozměr, případně krátkodobá odolnost vůči žhavým třískám. Vždy však tyto vlastnosti závisí na použitém materiálu krytu. V případě umístění krytu do prostoru kde mohou na kryt častěji dopadat žhavé třísky, je možno využít konstrukce s ochrannými ocelovými lamelami. Třetí variantou je využití spirálových krytů pro ochranu kuličkových šroubů, v kombinaci se stíracími rámečky pro ochranu vedení. Tato varianta je nejlevnější, avšak neposkytuje takovou ochranu jako předchozí varianty. Stírací rámečky, které by obepínaly kolejnici vedení, případně další stírané plochy by byly narušovány žhavými třískami a byla by nutná častější výměna. Tento systém navíc nenapomáhá odvodu třísek. [5, 29, 30]

Protože posuvová osa X je konstruována inverzně a její mechanismy zakrývá stůl stroje, není třeba volit pro tuto osu žádné krytování. Těsnost mechanismů proti prachu je zajištěna pomocí zvolené matice s těsněním a vedení se stěrači, stejně jako u všech dalších os. Pro posuvovou osu Y (příčná osa posuvu) volím před, i za stolem krytování teleskopické, které poskytuje maximální ochranu pro prostor, kam dopadají žhavé třísky. Pohon této osy byl dimenzován tak, aby neměl problém se zvýšenou zátěží od krytů. Aby byl zaručen lepší odvod třísek, bude tento kryt střechovité geometrie. Pro zmenšení tření ve vodících plochách a správné vedení krytu, volím plastové kluzáky, které jsou pro danou aplikaci dostatečné. Rychlosti posuvu lineární osy nejsou z pohledu teleskopických krytů nikterak náročné, a proto postačí umístit na dosedací plochy segmentů tlumiče rázů. Teleskopický kryt umístěný před stolem, je vůči loži prostorově náročnější, a proto bude přesazen a upevněn na podpurné konzoly, které běžně dodávají výrobci těchto krytů. Pro poslední posuvovou osu ve směru Z, tedy pro posuvovou soustavu vřeteníku, volím ochranu pomocí skládacích měchů tvaru - U. Protože pod vřeteníkem můžou, a

zřejmě také často budou, dopadat třísky na kryt, volím měch vybavený ochrannými lamelami. Tento kryt není nikterak hmotnostně náročný, a proto postačí omezovač roztahu vytvořený z tkaniny. Na ochranu mechanismů nad vřetením postačí již klasický jednoduchý skládací měch bez ochranných lamel. Aby bylo zaručeno dokonalejšího krytování volím navíc jednoduché plechové kryty z boku vřeteníku, které zamezí přístupu mezi vřeteníkem a stojanem. Všechny tyto kryty jsou vidět na *obrázku 5.33*. Samotné konstrukční řešení a výrobu posuvných krytů by zajistila některá z firem, která se ochrannými kryty strojů zabývá. Z firem zajišťující výrobu a technické řešení volím známou firmu Hestego. [5, 29, 30]

5.5.2. Návrh vnitřních pevných krytů a problematika třískového hospodářství

Jelikož se jedná o malý stroj, který nebude pracovat v automatické lince, u kterého se počítá s méně náročným jemnějším obráběním oceli, případně obráběním lehkých kovů, nebo dřeva a plastu, kde nevzniká tolik tepla, je řešení pomocí dopravníku pro danou aplikaci zbytečné a také finančně náročné. Proto volím sběr třísek pouze do kontejnerů umístěných ve spodní části stroje. Pro sběr volím dva kontejnery umístěné v levé a v pravé části stroje. Aby byl zajištěn jednoduchý sběr a nádoby nemusely být moc velké, budou uvnitř stroje vytvořeny plechové skluzy, které třísky usměrní. Kontejnery jsou umístěny v prostoru pod strojem, do kterého bude přístup zamezen, z důvodu bezpečnosti, pomocí dveří a dveřních bezpečnostních zámků. Skluzy a nádoby na třísky je možno vidět na *obr. 5.33*.



Obr. 5.33 Vnitřní kryty konstruované frézky

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 88
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5.5.3. Návrh vnějších pevných krytů

Problematika ochranného krytování se dostává stále více do popředí díky novým bezpečnostním nařízením a normám. V oblasti CNC strojů, vnější krytování v první řadě zabraňuje přístupu obsluhy do nebezpečného pracovního prostoru, kde by mohla být obsluha zraněna, a zároveň chrání operátory strojů v případě havárií, před předmětem letícím ven z pracovního prostoru. Je však nutné si uvědomit, že nebezpečné rizika, které mají neblahý vliv na zdraví člověka, mohou být i jiného charakteru, jako například vdechování zplodin vznikajících při procesu obrábění, nebo hluk vznikající od pohonů i od procesu obrábění. Vnější kryty také zabraňují vylétávání třísek ven z pracovního prostoru a napomáhají tak čistotě prostředí. Všeobecné zásady pro konstrukci strojních zařízení z hlediska posuzování a snižování rizika předepisuje evropská norma ČSN EN ISO 12100. Jednotlivými dalšími bezpečnostními normami důležitými pro návrh obráběcího stroje jsou uvedeny v normách třídy 20 skupiny 07, které jsou dále rozděleny dle daného typu konstruovaného stroje. Protože je nutné, aby byl do pracovního prostoru umožněn přístup z důvodu zakládání a vyjímání obrobků, čištění, nebo případného servisu stroje, konstruují se společně s kapotáží také dveřní, případně i střešní, posuvné kryty pracovního prostoru. Tyto posuvné kryty mohou být ovládané ručně, nebo automatizovaně elektricky. Z bezpečnostních hledisek je nutné, aby tyto kryty byly blokovány v ochranné poloze. V konstrukci těchto krytů lze využít dvojího způsobu blokování. Prvním případem je využití bezpečnostních zámků bez jištění. Princip ochrany spočívá v tom, že pokud se na stroji vykonávají rizikové funkce a tento kryt se otevře, musí se automaticky stroj zastavit a to v takovém čase, aby nemohlo dojít ke zranění obsluhy. Druhým případem je využití bezpečnostních zámků s jištěním, kdy je kryt v ochranné poloze držen určitou silou tak, aby nemohl být kryt otevřen, dokud nepomine riziko. Zásady pro konstrukci a volbu blokovacích zařízení popisuje norma ČSN EN 1088+A2. V rámci vnějšího krytování je žádoucí, aby obsluha stroje měla také vizuální informaci o procesu obrábění uvnitř stroje. Proto se do vnějších krytů a zejména do posuvných dveří umísťují průzory z bezpečnostního skla, polykarbonátu, nebo speciálního plastu. Protože samotná analýza celého stroje z pohledu možných rizik, již přesahuje rámec této diplomové práce, nebudu se analýzou zabývat, avšak provedu základní návrh vnějšího krytování z pohledu základní konstrukce stroje. Zvolím tedy pouze patřičné rozměry a materiály krytů včetně předběžného návrhu designu stroje, který bude jednoduchý a zaměřen zejména na účelnost. Konkrétní detailní řešení a případné změny v designu by již prováděla externí firma, stejně jako v případě vnitřních krytů. [5, 51, 52]

Pro konstrukci vnějších krytů volím ocelové plechy, které budou připevněny k nosnému svařovanému rámu z ocelových profilů (*obr. 5.32*), jenž jsem navrhl v předchozí kapitole 5.4. Ve přední části budou posuvné dveře vyplněné průhledným polykarbonátem. Následující výpočet tloušťky plechů a polykarbonátu je proveden na základě přílohy A bezpečnostní normy ČSN EN 13128+A2, kde je popsána metoda zkoušky nárazem pro frézovací stroje. Tato zkouška napodobuje krizovou situaci, kdy je fréza poškozena a vymrštěna do vnějšího opláštění. Pomocí výpočtu určím tloušťku nejen ocelových plechů, ale i průhledů z polykarbonátu. [53].

Tab. 5.33 Parametry pro návrh vnějšího krytování

Název veličiny	Hodnota
Maximální průměr frézy, která může být teoreticky umístěna do stroje	$D_{nmax} = 0,04 \text{ [m]}$
Maximální otáčky vřetene (převedeno z tab. 5.8)	$n_{vřmax} = 100 \text{ [s}^{-1}\text{]}$
Hmotnost zkušebního projektilu [73]	$m_{proj} = 0,1 \text{ [kg]}$

Maximální možná rychlost největší frézy, která může být umístěna do stroje:

$$v_{Cnmax} = D_{nmax} \cdot \pi \cdot n_{vřmax} = 0,04 \cdot \pi \cdot 100 = 12,6 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (141)$$

Teoretická rázová energie při nárazu projektilu do krytu:

$$J_{cn} = \frac{m_{proj} \cdot v_{Cnmax}^2}{2} = \frac{0,1 \cdot 12,6^2}{2} = 7,94 \text{ [J]} \quad (142)$$

Při porovnání určených hodnot s hodnotami výsledků zkoušek uvedených v tabulce A5 v již zmíněné normě ČSN EN 13128+A2, jsem zjistil, že pro navrhovaný malý stroj postačí běžné ocelové plechy o tloušťce 1,5mm. V případě průhledů vytvořeného z polykarbonátu je potřeba tloušťky materiálu 4mm. Průhledy volím ze třech stran stroje. První hlavní umístěny ve dveřích stroje a dva další umístěné z boku stroje, které umožní lepší světelné podmínky uvnitř pracovního prostoru. Tyto dva boční průhledy se navíc mohou hodit z důvodů použití jako školícího stroje, čímž by mělo přístup ke stroji více lidí, případně by hlavní operátor měl možnost pohledu z více stran pro získávání zkušeností. Posuvné dveře je potřeba konstruovat také z pohledu ergonomických norem a to konkrétně ČSN EN 547-2+A1 [49] společně s ČSN EN 547-3+A1 [50], které definují tělesné rozměry a zásady pro stanovení rozměrů přístupových otvorů. Na základě těchto norem jsem zjistil minimální šířku přístupového otvoru pro obě paže (včetně přídatku pro pohyb a pracovní oděv), a minimální šířku přístupového otvoru pro celou horní polovinu těla a paže (včetně přídatku na volný prostor a pracovní oděv). Protože se na stroji budou navíc měnit nástroje ručně, volím šířku přístupového otvoru zvětšenou navíc o určitý přírůstek. Šířku přístupového otvoru dveří volím 650 mm. Z důvodů menší šířky celkového stroje volím dveře dvojité výsuvné na principu teleskopu. Dveře s průhledy se budou zasouvat dovnitř pracovního prostoru. Aby byla zajištěna patřičná šířka otvoru a zároveň byla zaručena teleskopická konstrukce, navíc s madlem pro otevření krytu, volím šířku otvoru vytvořenou v plechovém krytu 710mm. Ve spodní části stroje budou dvojce plechové dvířka, umožňující přístup do spodní části stroje. Veškeré detailní řešení krytů by již řešila externí firma, a to například firma Hestego. Pro všechny dveře volím bezpečnostní zámky s jištěním v ochranné poloze OMRON - D4NL [33] (obr. 5.34), které znemožní vstup do stroje při vykonávání pracovního cyklu stroje.



Obr. 5.34 Bezpečnostní zámek OMRON D4NL [33]

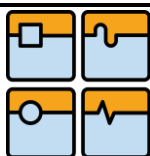
5.6. Řídicí systém stroje

Řídicí systém stroje je centrálním mozkiem celého CNC stroje. Jedná se o počítačový software, pomocí kterého programujeme kódy dráhy nástroje a pomocných funkcí, čímž ovládáme stroj, a dále o hardware, který je nutný pro samotný běh systému, zobrazování kódu, vizualizaci procesu obrábění a samozřejmě z důvodu propojení jednotlivých elektrických komponent a pohonů. Řídicí systém je mimo to důležitý také z důvodu kompenzace nepřesnosti strojních součástí a možnosti použití diagnostických programů. Výrobců zabývajících se řídicími systémy CNC strojů je hned několik, avšak dominantní jsou zejména tři. Jedná se o firmy Siemens, která vyrábí CNC systémy pod značkou Sinumerik, a dále firmy Heidenhain a Fanuc. Mezi další výrobce patří například firma Mazak se systémy Mazatrol Matrix, Mitsubishi, Philips a Fagor. Krom těchto firem existují i systémy pouze v podobě softwaru, u kterých je ovšem nutné zajistit správný hardware ve formě PC, respektive průmyslového PC, PLC programovatelného automatu, nebo oddělovací desky pro připojení pohonů, spínačů a další elektroniky. Mezi těmito softwarovými a zároveň nezávislými open-source systémy jsou nejznámější MACH3 od společnosti Artsoft pro počítače s operačním systémem Windows a systém EMC2, respektive LinuxCNC pro počítače se systémem Linux. [13, 25, 28, 42]

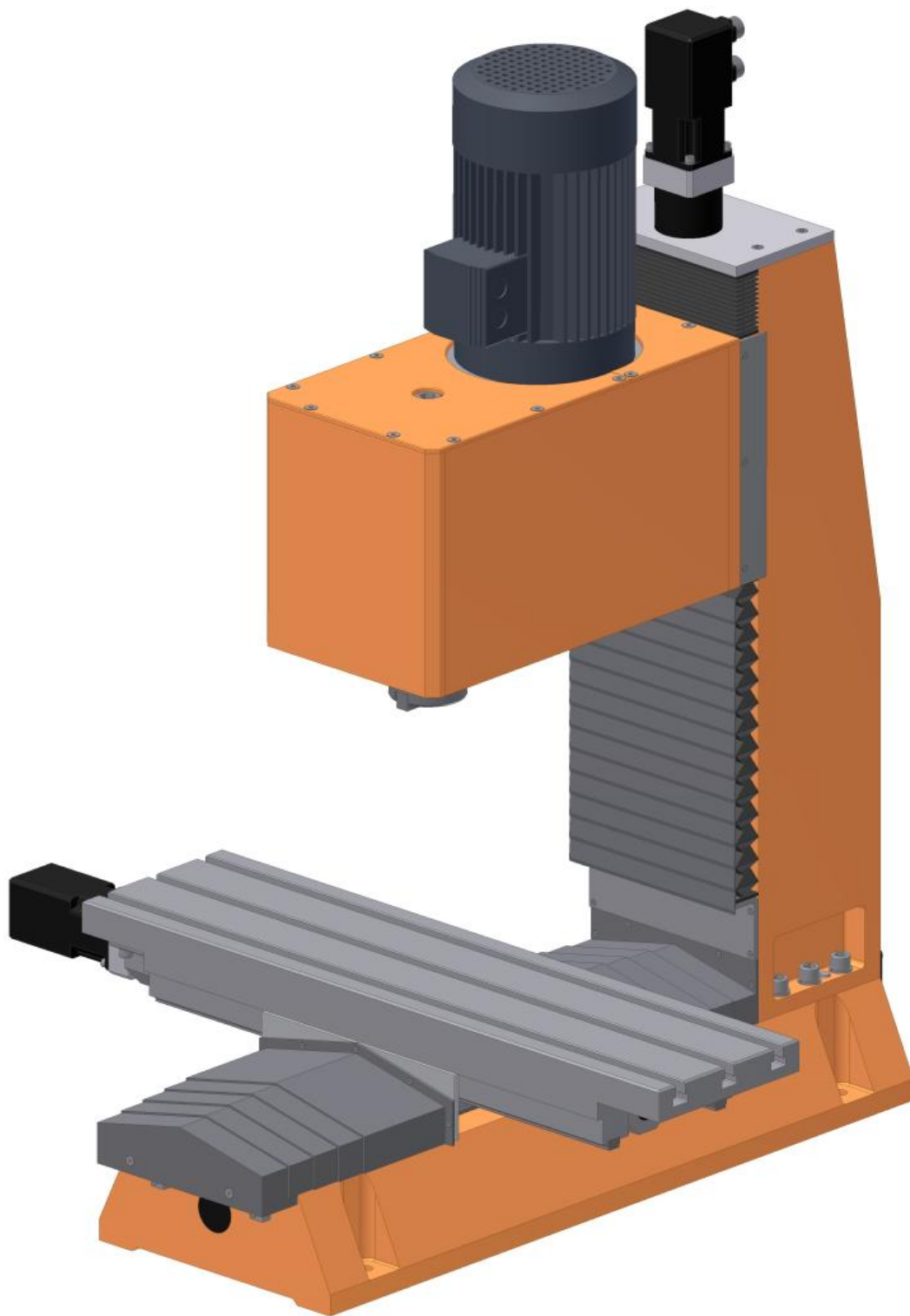
Pro mnou navrženou malou CNC frézku se třemi posuvovými osami a jedním vřetenem je možno teoreticky zvolit více řídicích systémů. Prvním vhodným systémem je Sinumerik 802S od společnosti Siemens. Jedná se o nejjednodušší systém, který firma nabízí a je určen právě pro malé frézky a soustruhy s maximálně třemi řízenými osami a jedním vřetenem. Obsahuje veškerý potřebný hardware a disponuje přehledným ovládacím panelem (obr. 5.35). Druhým je systém Heidenhain T320 jež je přímou konkurencí Sinumeriku 802S. Je navržen tak, aby mohl řídit taktéž maximálně tři osy. I společnost Fanuc nabízí vhodný systém pro malé stroje a to konkrétně Oi Mate-Model D. Systémy od ostatních výrobců již disponují buď více funkcemi, které jsou pro daný stroj zbytečné, nebo jsou systémy starší a nejsou tak uživatelsky přívětivé ani rozšířené. Open-source systémy pro mnou navržený stroj neuvažuji, neboť ty se hodí spíše pro řízení hobby strojů. Z výše vyjmenovaných volím systém Sinumerik 802S, o kterém jsem se zmínil již při návrhu pohonu os a u kterého je zaručena správná komunikace. Systém je pro danou aplikaci dostačující a v naší krajině hojně využíváný. Pokud by zákazník požadoval jiný systém, musela by se daná změna konzultovat s elektro-konstruktéry a případně udělat potřebné úpravy. [25, 28, 42]



Obr. 5.35 Ovládací panel systému Siemens Sinumerik 802S [12]



6. Vizualizace navrženého CNC stroje a jeho parametry



Obr. 6.1 Vizualizace CNC frézky



Obr. 6.2 Designová studie kompletního stroje VUT - F1100 CNC

Tab. 6.1 Parametry stroje VUT - F1100 CNC

Specifikace	Parametry
Rozměry pracovního stolu	700 × 180 mm
T-drážky velikost	12
Rozsah posuvu - osa X	260 mm
Rozsah posuvu - osa Y	180 mm
Rozsah posuvu - osa Z	250 mm
Rychloposuv	7000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	0,41 Nm
Krouticí moment motoru - osa Y	0,41 Nm
Krouticí moment motoru - osa Z	0,41 Nm
Vyložení vřetene	256 mm
Otáčky vřetene	200-6000 ot./min
Plynulá změna otáček	Ano
Počet rychlostních stupňů	1
Kužel vřetene	NT30
Výkon motoru vřetene	1100 W
Elektrické připojení	400 V
Rozměry stroje (š × v × h)	1500 × 1900 × 1100 mm
Mazání	systémy zásobníků maziva
Řídicí systém	Siemens Sinumerik 802S

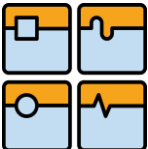
7. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo v první části provést rešerši v oblasti malých frézek na světovém trhu a v druhé části provést konstrukci vlastní malé CNC frézky.

Nejprve jsem rozebral v úvodu základní stavbu malých frézek a určil jejich definici. Malé CNC frézovací stroje se v zásadě dělí pouze na dva typy, ačkoliv na internetových stránkách výrobců a dodavatelů se lze setkat s více názvy. Prvním typem jsou frézky stolní, jež konstrukčně vychází ze stolových frézek s křížovým stolem a výškově přesouvajícím se vřeteníkem. Druhým typem jsou takzvané CNC gravírovací stroje, které konstrukčně vychází z portálové konstrukce. V zásadě se tyto stroje liší nejen svoji stavbou, ale také použitím. Zatímco CNC gravírovací stroje slouží pouze k jemnému opracování povrchu a zejména poté drážkovému frézování obrazců, stolní frézky jsou již uzpůsobeny pro jemnější obrábění malých obrobků a to jak v průmyslu, tak zejména ve školících střediscích, odborných školách a vývojových laboratořích. V mé práci jsem se dále zabýval již pouze CNC frézkami stolními. Zjistil jsem, že na světovém trhu existuje více výrobců těchto frézek, avšak jejich počet není nikterak výrazný. Firmy, které se malými stroji zabývají, jsou relativně velmi mladé a až na výjimky specializované výhradně na malé typy obráběcích strojů. Z této skutečnosti lze usuzovat, že malé CNC stroje teprve nacházejí v praxi své stálé místo. Ačkoliv jsou firmy rozsety po celém světě, výroba probíhá zejména v Číně. Až na jednu výjimku také stroje využívají dnes již zastaralých konstrukčních prvků jako je např. kluzné vedení. Na základě parametrů těchto strojů jsem provedl souhrnné porovnání a vytvořil grafy.

V druhé části diplomové práce jsem se zabýval vlastní konstrukcí nového stroje. Nejprve jsem na základě souhrnného porovnání strojů určil parametry a požadavky nového stroje, a následně provedl konstrukci jednotlivých strojních uzlů. V první části návrhu jsem se zabýval konstrukcí vřetene, pro které jsem použil uložení v moderních přesných vřetenových ložiskách. Náhon vřetene jsem realizoval pomocí ozubeného řemene a dnes standardně užívaného třífázového AC motoru s frekvenčním měničem. Pro vřeteno jsem zvolil modernější způsob upínání s kuželem NT30. V další části jsem pokračoval návrhem posuvových soustav. Pro posuvy jsem využil moderních kuličkových šroubů s náhonem od synchronního servomotoru přes planetovou převodovku. Díky použité převodovce se mi podařilo použít servomotory velmi malých rozměrů, kterými se díky minimalizaci dnes zabývá stále více výrobců. Lineární vedení jsem realizoval jako valivé s vozíky a kolejnicemi. Některé firmy zabývající se výrobou vedení, dnes již standardně nabízí miniaturní modely, avšak ne vždy k těmto modelům zajišťují volitelné příslušenství. Dále jsem se zabýval nosnými částmi stroje a vnitřními kryty stroje. Nakonec jsem provedl také studii, jak by mohlo být u stroje řešeno třískové hospodářství a vnější krytování.

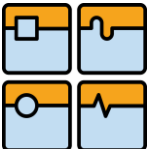
Při konstrukci stroje jsem zjistil, že firmy zabývající se komponentami výrobních strojů se stále více zaměřují na minimalizaci a nabízí i u moderních komponent vhodné miniaturní modely. Není již tedy problémem zkonstruovat i malý stroj využívající moderní komponenty a mechanismy známé z běžných CNC strojů.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 94
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

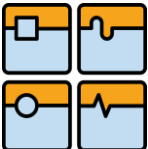
8. Seznam použitých zdrojů

- [1] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. BRNO: VUT Brno, 1991. Druhé přepracované vydání. 214s. ISBN 80-214-0361-6
- [2] FOREJT, Milan; PÍŠKA, Miroslav. *Teorie obrábění, tváření a nástroje*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2006. První vydání. 225 s. ISBN 80-214-2374-9.
- [3] HOUŠTĚK, Martin. *Utěsněná ložiska pro obráběcí stroje*. MM Průmyslové spektrum. 2007, 9, s. 68. ISSN :1212-2572.
- [4] HUŇKA, Radek. *Rešerše nástrojových upínacích rozhraní frézovacích strojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 46s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Pavlík
- [5] JAGOŠ, R. *Ochranné kryty používané ve stavbě obráběcích strojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 36 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
- [6] JANÍČEK, Přemysl; ONDRÁČEK, Emanuel; VRBKA, Jan. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*. Brno: VUT Brno, 1992. Druhé vydání. 287 s. ISBN 9788021404687.
- [7] KOLÁŘ, Petr. *EMO Hannover počtvrté: Vřetena a vřetenová ložiska*. MM Průmyslové spektrum. 2008, 1, s.84. ISSN :1212-2572.
- [8] MAREK, Jiří; a kolektiv. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM publishing s.r.o., 2010. Druhé přepracované a rozšířené vydání. 422 s. ISBN 978-80-25-7980-3.
- [9] HARTL, Martin; VRBKA, Martin. *Konstruování strojů – strojní součásti* (přednáška). E-learning. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009.
- [10] MAREK, Jiří. *Stavba výrobních strojů I - Stavba CNC obráběcích strojů*. (Přednáška). Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010.
- [11] OMES, Jiří. *Stavba výrobních strojů I - Stavba tvářecích strojů I* (přednáška). Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010.
- [12] Internetový portál DEAO ELECTRIC. [online]. [cit. 2011-04-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.deao-electric.com/STYLE.asp?proid=54075>>
- [13] Internetový portál CNC ZONE. [online]. [cit. 2011-04-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.cnczone.com/>>

- [14] Internetový portál DEREMATE – *Produkty Syil Electronic and Hardware Co., LTD.* [online]. [cit. 2011-24-13]. Dostupné z WWW: <<http://listado.deremate.com.ar/syil>>
- [15] Internetový portál LOGEN. [online]. [cit. 2012-04-19]. Dostupné z WWW: <<http://www.logen.com.cn/upload/sfb7777.jpg>>
- [16] Internetový portál MADE IN CHINA – *CNC frézka M520/160.* [online]. [cit. 2011-11-24]. Dostupné z WWW: <<http://www.made-in-china.com/showroom/czmachine/product-detailNlmxOFQTvnLu/China-Small-Industrial-and-Training-CNC-Mill-M520-160-.html>>
- [17] Internetový portál PROBOTIX – *Produkty Syil Electronic and Hardware Co, LTD.* [online]. [cit. 2011-11-24]. Dostupné z WWW: <http://www.probotix.com/syil_cnc_machines/syil_x4_standard_milling_machine/>
- [18] Internetový portál TAIWAN TRADE. [online]. [cit. 2011-12-05]. Dostupné z WWW: <http://www.taiwantrade.com.tw/chumpower/products-category-gallery/en_US>
- [19] Internetový portál TUMLIKOVO. [online]. [cit. 2011-12-05]. Dostupné z WWW: <<http://www.tumlikovo.cz/nastrojove-kuzely/>>
- [20] Internetový portál UKRAINE MADE. [online]. [cit. 2011-04-19]. Dostupné z WWW: <http://ukrainemade.com/category/industrial_equipment/4741>
- [21] BERGER POSITEC s.r.o. *Internetové stránky a katalogy.* [online] [cit. 2012-03-11] Dostupné z WWW: <<http://www.regulacni-pohony.cz>>
- [22] BOSCH REXROTH AG. *Internetové stránky a katalogy.* [online] [cit. 2012-03-10] Dostupné z WWW: <<http://www.boschrexroth.com>>
- [23] CONTINENTAL CONTITECH.. *Internetové stránky a katalogy.* [online]. [cit. 2012-01-24]. Dostupné z WWW: <http://www.contitech.de/index_en.html>
- [24] CONTROL TECHNIQUES GROUP. *Internetové stránky a katalogy.* [online]. [cit. 2012-04-19]. Dostupné z WWW: <www.controltechniques.cz>
- [25] FANUC FA CZ s.r.o. *Firemní literatura a katalogy.* [online]. [cit. 2012-04-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.fanucfa.com/cz-cz/Home>>
- [26] GRAVO Tech s.r.o. *Internetové stránky a katalogy.* [online]. [cit. 2011-04-18]. Dostupné z WWW: <http://www.gravotech.cz/gravograph/mechanicke_gravirky/is900.htm>
- [27] GRAVOS - Ing. Miroslav Vostárek. *Internetové stránky a katalogy.* [online]. [cit. 2011-04-18]. Dostupné z WWW: <<http://www.gravos.cz>>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 96
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [28] HEIDENHAIN s.r.o. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2012-04-22]. Dostupné z WWW: < <http://www.heidenhain.cz> >
- [29] HENNLICH Industrietechnik, spol. s.r.o. *Internetové stránky a katalogy*. [online] [cit. 2012-03-11] Dostupné z WWW: <<http://www.hennlich.cz>>
- [30] HESTEGO s.r.o. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2012-04-06]. Dostupné z WWW: <<http://www.hestego.cz/>>
- [31] MANIX Co. Ltd. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2011-11-20]. Dostupné z WWW: <<http://www.manix.co.kr>>
- [32] NUMCO CNC. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2011-04-18]. Dostupné z WWW: <<http://www.numco.cz/produkty/cnc-stolni-frezky/>>
- [33] OMRON EUROPE B.V. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2012-04-07]. Dostupné z WWW: <<http://industrial.omron.cz>>
- [34] OPTIMUM Maschinen Germany GmbH. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2011-04-18]. Dostupné z WWW: <<http://www.optimum-maschinen.de/produkte/index.html>>
- [35] PRAMET TOOLS s.r.o.. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2012-01-18]. Dostupné z WWW: <<http://www.pramet.com/index2fa9.html?lang=cz>>
- [36] PROMA CZ s.r.o. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2011-04-18]. Dostupné z WWW: <<http://www.promacz.cz/proma.php>>
- [37] PROMA CZ s.r.o. - INAXES CNC machinery. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2011-04-18]. Dostupné z WWW: <<http://www.inaxes.cz/e-zone/cnc-frezka/index.php>>
- [38] První hanácká BOW spol. s r.o. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2011-04-18]. Dostupné z WWW: <<http://www.bow.cz/>>
- [39] SANDVIK COROMANT. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2012-01-18]. Dostupné z WWW: <<http://www.sandvik.coromant.com/CS-CZ/Pages/default.aspx>>
- [40] SCHAEFFLER CZ s.r.o.. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2012-01-20]. Dostupné z WWW: <<http://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/index.jsp>>
- [41] Shanghai SIEG Machinery Co. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2011-04-18]. Dostupné z WWW: <<http://www.siegind.com/>>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 97
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [42] SIEMENS AG - Industry Automation & Drive Technologies. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2012-01-20]. Dostupné z WWW: <<http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=4d43cc42ac&ctxp=home>>
- [43] SYIL ELECTRONIC & HARDWARE Co. Ltd. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2011-11-24]. Dostupné z WWW: <http://www.syil.com.cn/index_en.asp>
- [44] THK CO.,LTD. *Internetové stránky a katalogy*. [online] [cit. 2012-03-10] Dostupné z WWW: <<http://www.thk.com/cz>>
- [45] TITAN MACHINERY. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2011-11-13]. Dostupné z WWW: <http://titanmachinery.com.au/index.php?option=com_frontpage&Itemid=1>
- [46] TORMACH LLC. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2011-11-13]. Dostupné z WWW: <<http://www.tormach.com>>
- [47] TST Servis, a.s. *Internetové stránky a katalogy*. [online]. [cit. 2012-04-18]. Dostupné z WWW: <<http://www.tstservis.cz/>>
- [48] Norma ČSN ISO 297 *Nástroje – Upínací prvky –Nástrojové stopky s kuzelem 7/24 pro ruční výměnu*. ÚNMZ Praha, 1988
- [49] Norma ČSN EN 547-2+A1 *Bezpečnost strojních zařízení – Tělesné rozměry – Část 2: Zásady stanovení rozměrů požadovaných pro přístupové otvory*. ÚNMZ Praha, 2009
- [50] Norma ČSN EN 547-3+A1 *Bezpečnost strojních zařízení – Tělesné rozměry – Část 3: Antropometrické údaje*. ÚNMZ Praha, 2009
- [51] Norma ČSN EN 1088+A2 *Bezpečnost strojních zařízení – Blokovací zařízení spojená s ochrannými kryty – Zásady pro konstrukci a volbu*. ÚNMZ Praha, 2008
- [52] Norma ČSN EN ISO 12100 *Bezpečnost strojních zařízení – Všeobecné zásady pro konstrukci – Posuzování rizika a snižování rizika*. ÚNMZ Praha, 2011
- [53] Norma ČSN EN 13128+A2 *Bezpečnost obráběcích a tvářecích strojů – Frézky (včetně vyvrtávaček)*. ÚNMZ Praha, 2009
- [54] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Pedagogické nakladatelství ALBRA, 2011. Páté upravené vydání. 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.

9. Seznam použitých zkratk a symbolů

atd.	a tak dále	
CNC	počítačem číslicově řízené	Computer Numeric Control
KŠM	kuličkový šroub a matice	
MKP	metoda konečných prvků	
NC	číslcově řízení	Numeric Control
PLC	programovatelný automat	Programmable Logic Controllers
tz.	to znamená	

Značka	Jednotka	Popis
a	[mm]	Délka převislého konce vřetene
A_{Di}	[mm ²]	Jmenovitý průřez třísky pro i-tý zub v záběru
a_e	[mm]	Šířka záběru
a_{hmot}	[m·s ⁻²]	Lineární zrychlení přesouvaných hmot
a_{osa}	[mm]	Předběžná osová vzdálenost řemenic
a_p	[mm]	Hloubka záběru
b_D	[mm]	Jmenovitá šířka třísky
b_p	[mm]	Šířka pera
$b_{\check{r}}$	[mm]	Šířka řemene
$C_{0\check{s}}$	[N]	Statická tuhost KŠM
C_1	[-]	Faktor zubů v záběru
C_2	[-]	Zátěžný faktor
C_3	[-]	Akcelerační faktor
C_4	[-]	Únavový faktor
C_5	[-]	Délkový faktor
C_{aA}	[N·mm ⁻¹]	Axiální tuhost zadního ložiska
C_{rA}	[N·mm ⁻¹]	Radiální tuhost zadního ložiska
C_{aB}	[N·mm ⁻¹]	Axiální tuhost předního ložiska
C_{rB}	[N·mm ⁻¹]	Radiální tuhost předního ložiska
$C_{d\check{s}}$	[N]	Dynamická tuhost KŠM
C_v	[N]	Základní dynamické zatížení vozíku
$d_{0\check{s}}$	[m]	Jmenovitý průměr kuličkového šroubu
d_1	[mm]	Vnitřní průměr vřetene
D_1	[mm]	Idealizovaný vnější průměr mezi ložisky
d_2	[mm]	Idealizovaný vnitřní průměr konce vřetene
D_2	[mm]	Vnější průměr předního konce vřetene
$d_{2\check{s}}$	[m]	Malý průměr závitu kuličkového šroubu
D_n	[mm]	Průměr frézy

D_n	[-]	Dn faktor
$D_{n_{max}}$	[-]	Maximální Dn faktor
D_{nmax}	[m]	Maximální průměr frézy, která může být teoreticky umístěna do stroje
D_p	[mm]	Průměr hřídele pro spojení s nábojem
$d_{skš}$	[m]	Střední průměr kuličkového šroubu
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
e_L	[-]	Poměr axiální a radiální síly
F	[N]	Síla působící na konec vřetene
F_{Aa}	[N]	Axiální síla působící na ložisko A
F_{Ar}	[N]	Radiální síla působící na ložisko A
F_{Ba}	[N]	Axiální síla působící na ložisko B
F_{Br}	[N]	Radiální síla působící na ložisko B
f_C	[-]	Kontaktní koeficient
F_C	[N]	Celková řezná síla
F_{Ci}	[N]	Řezná síla F_{Ci} pro i-tý zub v záběru
$F_{cpš}$	[N]	Axiální síla působící na šroub
$F_{cpš \max}$	[N]	Maximální dovolená provozní axiální síla
$F_{cš}$	[N]	Teoretická dovolená axiální síla působící na šroub
F_f	[N]	Síla posuvu při vrtání
$f_{Fš}$	[-]	Koeficient v závislosti na uložení pro vzpěr
F_{gst}	[N]	Síla způsobená gravitací stolu s obrobkem
F_{gst2}	[N]	Síla způsobená gravitací stolu a jeho komponent
F_{Gsv}	[N]	Síla způsobená gravitací soustavy vřetene
f_H	[-]	Koeficient tvrdosti
$f_{kšm}$	[-]	Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukovaný na poloměr šroubu
F_{LA}	[N]	Síla předpětí ložiska A
F_{LB}	[N]	Síla předpětí ložiska B
f_m	[Hz]	Napájecí frekvence motoru
f_n	[mm·ot ⁻¹]	Posuv na otáčku
$f_{ncrš}$	[-]	Koeficient v závislosti na uložení pro otáčky
F_{OD}	[N]	Síla odlehčení ložiska A.
F_{p2}	[N]	Síla působící na pero v polovině drážky náboje
$F_{Pkšm}$	[N]	Předepnutí kuličkového šroubu
f_T	[-]	Teplotní koeficient
F_v	[N]	Síla předpětí řemenice
f_{ved}	[-]	Součinitel tření ve vodících plochách valivého vedení
f_W	[-]	Zátěžový koeficient
f_z	[mm·zub ⁻¹]	Posuv na zub
g	[m·s ⁻¹]	Tíhové zrychlení

h_{Di}	[mm]	Jmenovitá tloušťka třísky pro i-tý zub v záběru
h_p	[mm]	Výška pera
i	[-]	Převodový poměr
J	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu
J_{Cn}	[J]	Teoretická rázová energie při nárazu projektilu do krytu
J_{hmot}	[kg·m ²]	Redukovaný moment setrvačnosti posuvových hmot
$J_{kš}$	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti kuličkového šroubu
J_{mot}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti motoru
$J_{př}$	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti převodovky
J_{rhm}	[kg·m ²]	Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru
J_{spoj}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti spojky
k_{Ci}	[MPa]	Měrná řezná síla pro i-tý zub v záběru
k_{Cl}	[MPa]	Měrná řezná síla vztažená na $a_p=1$
k_Q	[-]	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti v nebezpečném průřezu
$k_{vřet}$	[N·mm ⁻¹]	Tuhost vřetene
l	[mm]	Délka mezi ložisky vřetene
l_1	[mm]	Vzdálenost síly předpětí řemenice k ložisku A
l_2	[mm]	Délka mezi ložisky vřetene
l_3	[mm]	Vzdálenost řezné síly k ložisku B
$l_{cš}$	[m]	Nepodepřená délka hřídele šroubu
l_{ds}	[mm]	Délka stolu
L_h	[hod]	Životnost ložiska
$L_{hš}$	[hod]	Životnost KŠM v hodinách
l_{hv}	[mm]	Hloubka vřeteníku
$L_{nš}$	[ot]	Životnost KŠM v otáčkách
l_{pmin}	[mm]	Minimální délka pera
$l_{šs}$	[mm]	Šířka stolu
$l_{šv}$	[mm]	Šířka vřeteníku
L_{vh}	[hod]	Životnost nejvíce namáhaného vozíku v hodinách
L_{vkm}	[km]	Životnost nejvíce namáhaného vozíku v kilometrech
L_w	[mm]	Délka řemene
L_{wmin}	[mm]	Minimální délka řemene
l_{zdvih}	[mm]	Délka zdvihu vozíku pro vedení
M_A	[N·m]	Klopný moment k příčné ose vozíku
M_B	[N·m]	Klopný moment k ose kolmé na plochu vozíku
m_c	[-]	Nárůst měrné řezné síly v závislosti na tloušťce třísky
M_C	[N·m]	Klopný moment k podélné ose vozíku
M_G	[N·m]	Ztrátový moment způsobený odporem ve vedení gravitací přesouvaných hmot

M_{GT}	[N·m]	Moment zátěže způsobený gravitací přesouvaných hmot
M_{km}	[N·m]	Jmenovitý krouticí moment motoru
M_{kmin}	[N·m]	Minimální krouticí moment pro návrh pohonu
M_{kmind}	[N·m]	Potřebný minimální moment motoru z pohledu dynamiky
M_{kmins}	[N·m]	Potřebný minimální moment motoru z pohledu statiky
M_{kn}	[N·m]	Krouticí moment na nástroji
$M_{KŠM}$	[N·m]	Ztrátový moment způsobený odporem v KŠM a ve vedení posuvové soustavy
$M_{kvř}$	[N·m]	Maximální krouticí moment na vřetenu
m_m	[kg]	Hmotnost motoru
m_{proj}	[kg]	Hmotnost zkušebního projektilu
m_{st}	[kg]	Hmotnost stolu včetně obrobku a upínek (obrobek = ocelový kvádr 0,15m x 0,15m x 0,2m)
m_{st2}	[kg]	Hmotnost stolu včetně obrobku, upínek a celé posuvové soustavy osy x včetně mezidesky
m_{sv}	[kg]	Hmotnost soustavy vřetene (hřídel vřetene + řemenice + zajišťovací komponenty + nástroj + nástrojový držák + upínací šroub)
$m_{vř}$	[kg]	Hmotnost vřeteníku a jeho komponent
M_{zd}	[N·m]	Moment zátěže redukováný na hřídel motoru
$n_{crpš\ max}$	[min ⁻¹]	Maximální dovolené provozní otáčky šroubu
$n_{crš}$	[min ⁻¹]	Kritické otáčky šroubu
n_n	[ot·min ⁻¹]	Otáčky nástroje
n_n	[ot·min ⁻¹]	Jmenovité otáčky motoru
$n_{nš}$	[min ⁻¹]	Otáčky kuličkového šroubu při jmenovitých otáčkách motoru
$n_{š}$	[min ⁻¹]	Otáčky kuličkového šroubu při rychloposuvu
$n_{vřmax}$	[s ⁻¹]	Maximální otáčky vřetene
n_{zdvih}	[min ⁻¹]	Počet cyklů pojezdu pro vedení
P_{1R}	[N]	Radiální zatížení vozíku 1
P_{1T}	[N]	Tečné zatížení vozíku 1
P_{2R}	[N]	Radiální zatížení vozíku 2
P_{2T}	[N]	Tečné zatížení vozíku 2
P_{3R}	[N]	Radiální zatížení vozíku 3
P_{3T}	[N]	Tečné zatížení vozíku 3
P_{4R}	[N]	Radiální zatížení vozíku 4
P_{4T}	[N]	Tečné zatížení vozíku 4
p_A	[mm·N ⁻¹]	Poddajnost zadního ložiska
p_B	[mm·N ⁻¹]	Poddajnost předního ložiska
P_C	[kW]	Řezný výkon při obrábění
P_E	[N]	Ekvivalentní zatížení nejvíce namáhaného vozíku

P_L	[N]	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
P_m	[kW]	Jmenovitý výkon motoru
p_{pdov}	[MPa]	Dovolený tlak pro perový spoj
P_R	[kW]	Výkon pro řemenový převod
P_{ξ}	[m]	Stoupání závitů kuličkového šroubu
q_1	[m]	Vzdálenost od těžiště přesouvané hmoty vřeteníku k vedení
q_{10}	[m]	Vzdálenost od působíště tíhové síly ke středu desky (v ose x)
q_2	[m]	Vzdálenost od působíště řezné síly k vedení v ose z
q_3	[m]	Vzdálenost od působíště řezné síly k vedení v ose y
q_4	[m]	Vzdálenost od těžiště přesouvané hmoty k ose KŠM
q_5	[m]	Vzdálenost od působíště řezné síly k vedení (v ose z)
q_6	[m]	Vzdálenost od působíště řezné síly k vedení (v ose y)
q_7	[m]	Vzdálenost od těžiště přesouvané hmoty k vedení (v ose x)
q_9	[m]	Vzdálenost od působíště řezné síly k vedení (v ose z)
q_z	[m]	Vzdálenost mezi vozíky v ose z
R_e	[MPa]	Mez kluzu pro materiál hřídele vřetene
t	[mm]	Rozteč zubů řemene
t_p	[mm]	Hloubka drážky v hřídeli pro pero
t_{p1}	[mm]	Hloubka drážky v náboji pro pero
t_r	[s]	Čas rozběhu soustavy na v_{rp}
T_{vr}	[HB]	Tvrdost obráběného materiálu
v_c	[m·min ⁻¹]	Řezná rychlost
v_{Cnmax}	[m·s ⁻¹]	Maximální možná rychlost největší frézy, která může být umístěna do stroje
v_f	[mm·min ⁻¹]	Rychlost posuvu
v_{rp}	[m·s ⁻¹]	Požadovaná maximální rychlost posuvové soustavy
W_k	[mm ³]	Průřezový modul v krutu
W_o	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu
X	[-]	Radiální koeficient pro ekvivalentní zatížení vozíku
y	[mm]	Deformace na předním konci vřetene při zanedbání deformace skříně
Y	[-]	Tečný koeficient pro ekvivalentní zatížení vozíku
y_L	[mm]	Dílčí deformace ložisek
y_s	[mm]	Dílčí deformace skříně
y_v	[mm]	Dílčí deformace vřetene
z_g	[zubů]	Počet zubů “velké” řemenice
z_k	[zubů]	Počet zubů “malé” řemenice
z_n	[-]	Počet zubů frézy
$z_{\check{r}}$	[zubů]	Počet zubů řemene

α_k	[-]	Součinitel koncentrace v přechodu osazení dřívku namáhaného krutem
α_o	[-]	Součinitel koncentrace v přechodu osazení dřívku namáhaného ohybem
α_{ved}	[°]	Úhel sklonu vedení
β	[°]	Úhel opásání řemenice
γ_o	[°]	Nástrojový ortogonální úhel čela
Δ_{dyn}	[-]	Dynamický poměr momentu setrvačnosti redukovaných hmot a motoru
$\epsilon_{kš}$	[rad·s ⁻²]	Požadované úhlové zrychlení kuličkového šroubu
ϵ_{mot}	[rad·s ⁻²]	Požadované úhlové zrychlení motoru
η_{cps}	[-]	Celková účinnost posuvové soustavy
$\eta_{kšm}$	[-]	Účinnost KŠM
η_L	[-]	Účinnost valivého kuličkového ložiska
$\eta_{lož}$	[-]	Účinnost ložisek kuličkového šroubu
η_M	[-]	Účinnost elektromotoru
η_P	[-]	Účinnost řemenového převodu
$\eta_{př}$	[-]	Účinnost převodovky
η_{ved}	[-]	Účinnost valivého vedení
K_r	[°]	Nástrojový úhel nastavení ostří
σ_{maxQ}	[MPa]	Hodnota normálového napětí pro nebezpečný průřez
σ_{RED}	[MPa]	Redukované napětí
τ_{maxQ}	[MPa]	Hodnota smykového napětí pro nebezpečný průřez
ϕ_{zi}	[°]	Úhel zubu v záběru pro i-tý zub v záběru

10. Seznam příloh

Výkres sestavy:	CNC Frézka	UVSSR-DP-001-00
Výkres sestavy:	Posuvová soustava osy X	UVSSR-DP-002-00
Výkres sestavy:	Posuvová soustava osy Y	UVSSR-DP-003-00
Výkres sestavy:	Posuvová soustava osy Z	UVSSR-DP-004-00
Výkres sestavy:	Vřeteník	UVSSR-DP-005-00

CD:

- Elektronická verze diplomové práce
- Výkresy sestav v elektronické podobě
- 3D model stroje