



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

ADAPTIVNÍ ULOŽENÍ KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ U FRÉZOVACÍCH CNC OBRÁBĚCÍCH CENTER

ADAPTIVE SETTING OF BALL SCREWS IN MILLING CNC MACHINING CENTERS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Václav Sedlák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Dr. Ing. Jiří Marek, Ph.D., DBA

BRNO 2024

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Václav Sedlák**
Studijní program: Základy strojního inženýrství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **prof. Dr. Ing. Jiří Marek, Ph.D., DBA**
Akademický rok: 2023/24

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

Adaptivní uložení kuličkových šroubů u frézovacích CNC obráběcích center

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Současná obráběcí centra, která používají k realizaci svého pohybu posuvové osy na bázi kuličkových šroubů, mají konce tohoto šroubu uloženy s konstantním axiálním předpětím kuličkových, nebo válečkových ložisek. Vzhledem k proměnlivému zátěžovému spektru je namístě zvážit, zda nebude výhodnější axiální předpětí ložisek, které se mění v závislosti na vnějším zatížení.

Cíle bakalářské práce:

Současný stav řešené problematiky.
Systémový rozbor řešené problematiky.
Návrh konstrukčních variant adaptivního uložení kuličkových a výběr vhodné varianty řešení.
Technické výpočty vybrané varianty a další potřebné výpočty.
Doporučení pro další rozvoj.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

JANÍČEK, Přemysl a Jiří MAREK. Expertní inženýrství v systémovém pojetí. Praha: Grada, 2013. Expert (Grada). ISBN 978-80-247-4127-7.

MAREK, J. et al. Stavba a provoz CNC obráběcích strojů [online]. 1. vyd. Brno: Ústav výrobních strojů systému a robotiky, FSI, VUT v Brně, 23. 3. 2023, updated, průběžně aktualizováno [cit. 07.09.2023]. Učebnice Ústavu výrobních strojů, systému a robotiky, FSI, VUT v Brně, 1 svazek. Dostupné z: <http://147.229.45.89:8090/>. ISBN 978-80-07452- 4.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem mechanismu, který zajistí adaptivní uložení kuličkového šroubu pro frézovací CNC obráběcí centra. Nejprve je provedena rešerše současného stavu řešené problematiky, následně jsou na základě systémového rozboru navrženy tři konstrukční varianty. Dále je zvolena optimální varianta a navrženy dva způsoby řešení pro pokrytí co největšího spektra potřeb CNC obráběcích center. Po provedení technických výpočtů byly vytvořeny 3D modely a průvodní technická dokumentace.

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the structural design of a mechanism that provides adaptive ball screw mounting for CNC milling machining centres. First, a research of the current state of the art is carried out, then three design variants are proposed based on a system analysis. Next, an optimal variant is selected and two solutions are proposed to cover the widest possible range of needs of CNC machining centers. After the technical calculations, 3D models and accompanying technical documentation were created.

KLÍČOVÁ SLOVA

Frézovací CNC obráběcí centrum, kuličkový šroub, valivá ložiska, předpětí, hydraulický píst

KEYWORDS

CNC milling machining centres, ball screw, rolling bearings, preload, hydraulic piston

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SEDLÁK, Václav. *Adaptivní uložení kuličkových šroubů u frézovacích CNC obráběcích center* [online]. Brno, 2024 [cit. 2024-05-19]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/158093>.
Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Marek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Dr. Ing. Jiřího Marka Ph.D., DBA a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24.5.2024

.....

Sedlák Václav

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce panu prof. Dr. Ing. Jiřímu Markovi Ph.D., DBA za jeho čas, trpělivost a cenné rady při řešení této práce. Děkuji spolužákům za pomoc při výběru konstrukční varianty. Velmi děkuji své rodině za podporu nejen při tvorbě této práce ale během celého studia.

OBSAH

1	Úvod	15
2	Současný stav řešené problematiky	16
2.1	Vymezení pojmu frézovací CNC obráběcí centrum	16
2.2	Hlavní části frézovacích CNC obráběcích center	16
2.3	Rozdělení CNC os	17
2.4	Konstrukční provedení CNC os	17
2.4.1	Stroje s pevným stojanem	17
2.4.2	Stroje s pohyblivým stojanem	19
2.4.3	Portálové stroje	20
2.5	Způsoby pohonu CNC lineárních os	22
2.5.1	Pohybové šrouby	22
2.5.2	Pastorek-hřeben	25
2.5.3	Lineární motor	26
2.6	Současný způsob ukládání kuličkových šroubů	27
3	Systémový rozbor řešené problematiky	28
3.1	Problémová situace	28
3.2	Formulace problému	28
3.3	Cíle řešení	28
3.4	Charakteristika řešené soustavy	28
3.5	Systém podstatných veličin a parametrů	28
3.6	Podmnožiny systému podstatných veličin	28
3.7	Rozdělení charakteristik entity do podmnožin	29
3.8	Grafické znázornění podmnožin systému podstatných veličin	30
4	Návrh a výběr konstrukční varianty	31
4.1	Varianta 1	31
4.2	Varianta 2	31
4.3	Varianta 3	32
4.4	Výběr vhodné konstrukční varianty	32
4.4.1	Hodnocení varianty 1	33
4.4.2	Hodnocení varianty 2	33
4.4.3	Hodnocení varianty 3	33
5	Konstrukce zvolené varianty	34
5.1	Výpočet vstupních parametrů	34
5.2	Volba ložisek	35
5.2.1	Zajištění polohy ložisek	36
5.2.2	Těsnění ložiskového prostoru	36
5.3	Předepínání ložisek	37
5.3.1	Předepínací síla	37
5.3.2	Provozní režimy	38

5.3.3	Tlak pro předpětí	38
5.3.4	Těsnění předepínacího pístu	39
5.3.5	Řízení tlaku	39
5.3.6	Zajištění ložiskové jednotky proti posunutí v axiálním směru	41
5.3.7	Řízení svěrných pouzder	42
5.3.8	Schéma hydraulického obvodu	43
5.4	Předepínání ložisek bez svěrných pouzder.....	44
5.5	Mazání předepínacího pístu	44
6	Závěr	45
7	Seznam použitých zdrojů	47
8	Seznam (zkratek), obrázků a tabulek	51
8.1	Seznam tabulek	51
8.2	Seznam obrázků	51
9	Index	Chyba! Záložka není definována.

1 ÚVOD

Frézovací CNC obráběcí centra jsou pro svoji spolehlivost, univerzálnost a vysokou míru automatizace oblíbeným prostředkem pro uspokojení potřeb mnoha firem zabývajících se třískovým obráběním.

Během procesu obrábění je třeba zajistit polohování a plynulý pohyb lineárních os. K tomu se v dnešní době hojně používá kuličkový šroub s maticí, který převádí rotační pohyb na translační, nebo naopak. Hřídel kuličkového šroubu je zatěžován kroučícím momentem a axiální silou. Proto je třeba jej uložit. Použití vhodných ložisek je velmi důležité pro správnou funkci celé soustavy. Aby byla vymezena axiální a radiální vůle uložení, je potřeba pamatovat na správné předeprnutí ložisek. V současné době vytváříme v ložiskách při montáži konstantní předpětí. Kuličkový šroub je však během provozu vystaven proměnlivému zatížení. Pro dosažení optimálního provozu je výhodné přizpůsobit předpětí ložisek aktuálnímu zatížení.

Tato práce zabývá konstrukčním návrhem mechanismu, který zajistí adaptivní předpětí ložisek. Navrhované konstrukční varianty vychází z rešerše současného stavu a ze systémového rozboru řešené problematiky. Následně je zvolena optimální varianta. Nakonec je představeno nové konstrukční řešení adaptivního uložení kuličkového šroubu o průměru 63mm a je nastíněn obecný postup pro řešení obdobného problému pro šrouby o průměrech 32mm a 80mm.

2 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

2.1 Vymezení pojmu frézovací CNC obráběcí centrum

Obráběcí centrum je číslicově řízený stroj, který umožňuje práci v automatickém cyklu, může provádět různé druhy třískových operací, je vybaven automatickou výměnou nástrojů a automatickou výměnou obrobků. Také může být zařazen v bezobslužném provozu a může být vybaven prvky diagnostiky a měření a také prvky inteligence. [1]

CNC frézovací centra jsou obráběcí stroje s geometricky definovaným břitem, určené pro výrobu především nerotačních součástí. Lze na nich ale obrábět i rotační tvary. Dominantní operací třískového obrábění je frézování. Hlavní rezný pohyb je dosažen rotací nástroje a vedlejším pohybem je lineární posuv obrobku. Nástroj je upnutý ve vřeteně. Charakteristickou vlastností frézovacích CNC obráběcích center jsou alespoň tři číslicově řízené osy, přičemž pohyb je možný ve více osách současně. [1]

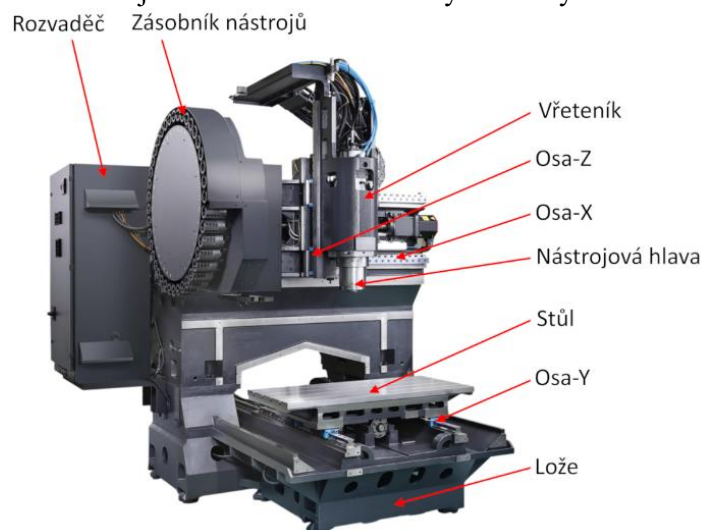
Tab. 2.1 Dělení obráběcích center podle velikosti a hmotnosti obrobku [2]

	Pojezd nejdelší osy [mm]	Hmotnost obrobku [kg]	Tolerance dosažená na obrobku [mm]	Stupeň výrobní přesnosti
Malý obráběcí stroj	< 999	< 999	> 0,05	nízká přesnost
			0,01	střední přesnost
			0,001	vysoká přesnost
Středně velký obráběcí stroj	1 000–3 999	1 000–9 999	> 0,09	nízká přesnost
			0,04	střední přesnost
			0,006	vysoká přesnost
Velký obráběcí stroj	> 4 000	> 10 000	> 0,3	nízká přesnost
			0,1	střední přesnost
			0,04	vysoká přesnost

Dále se budeme zabývat stroji střední velikosti, protože mají rozměrově relativně blízko k oběma zbylým skupinám. Systém adaptivního uložení kuličkových šroubů pak bude snáze upravitelný pro použití u malých i velkých strojů (tab. 2.1).

2.2 Hlavní části frézovacích CNC obráběcích center

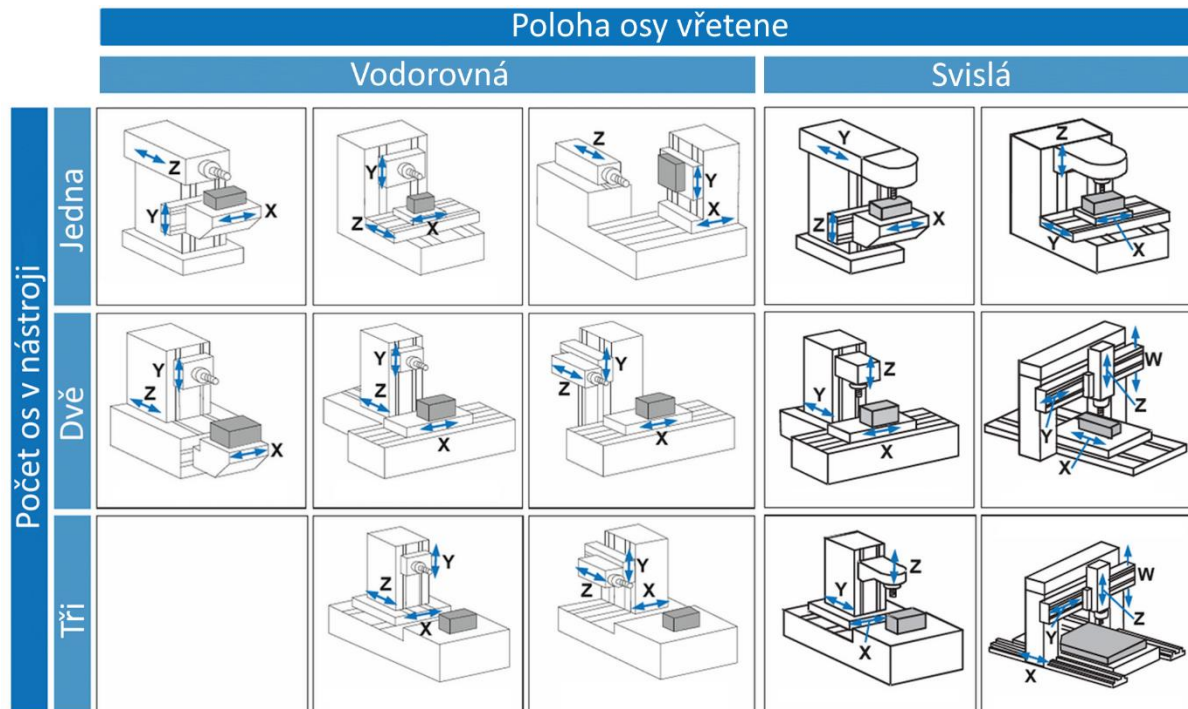
Lože je základní nosný prvek obráběcích strojů. Zajišťuje potřebnou stabilitu a tuhost stroje. Podle konkrétní konfigurace stroje může být spojen se stojenem, nebo portálem. Ve vřeteníku je uloženo vřeteno, ve kterém je upnut nástroj. Stůl slouží k zajištění polohy obrobku. Pro upnutí obrobku je většina stolů osazena T-drážkami. Častá je také varianta se závitovými otvory namísto T-drážek. (Obr. 2.1) [3]



Obr. 2.1 Hlavní části frézovacího centra Doosan serie BVM [4]

2.3 Rozdělení CNC os

V praxi se používá celá řada uspořádání hlavních konstrukčních prvků CNC frézovacích center. Obráběcí centra mají alespoň tři řízené osy, přičemž alespoň tři z nich jsou lineární. Translační pohyb může vykonávat obrobek, nebo nástroj. Možná kinematická uspořádání stroje rozdělujeme podle počtu lineárních os v nástroji (Obr. 2.2). Každé uspořádání má specifické vlastnosti vhodné pro danou oblast použití, které přebírají od dvou extrémních variant. Tedy od uspořádání, kde jsou všechny posuvové pohyby soustředěny do nástroje, nebo do obrobku. Dalším kritériem pro posuzování kinematických soustav frézovacích center je poloha osy vřetene. Frézovací centra s vodorovnou osou vřetene obecně vykazují vyšší tuhost vřetene, díky jeho spojení s rámem stroje a výhodou je lepší odvod třísek. Naproti tomu centra se svislou osou vřetene jsou vhodnější pro dlouhé deskovité obrobky. [5]



Obr. 2.2 Rozdělení lineárních CNC os [6]

2.4 Konstrukční provedení CNC os

Z hlediska uspořádání konstrukčního provedení os můžeme frézovací stroje rozdělit podle polohy osy vřetene na stroje s vodorovnou osou vřetene a stroje se svislou osou vřetene. Dále můžeme dle provedení rozdělit frézovací centra na stroje s pevným stojanem, stroje s pohyblivým stojanem a portálové stroje. [1] Velký vliv na výsledné vlastnosti stroje má způsob uspořádání kinematické soustavy.

2.4.1 Stroje s pevným stojanem

Jedná se o konstrukci s nepohyblivým stojanem. Stojan je pevně spojen s ložem. To má za následek dobré rozložení zatížení nosných prvků a větší odolnost vůči vibracím než u strojů s pohyblivým stojanem. Tuhost ale závisí na konkrétním provedení. V praxi se pak ustálily následující uspořádání lineárních os:

- Deltoidní stojan
- Box in Box
- Pevný stojan s příčnickem vedeným zepředu
- Pevný stojan s příčnickem vedeným z boku

[6]

a. Deltoidní stojan

Popisované uspořádání se používá u strojů se svislou osou vřetene. To se zpravidla pohybuje v ose „Z“, ostatní pohyby vykonává obrobek. Výhodou je celková stabilita stroje a optimální rozložení hmoty stojanu. Delta-struktura je vhodná pro velká zatížení při obrábění. [7] (Obr.2.3)

b. Box in Box

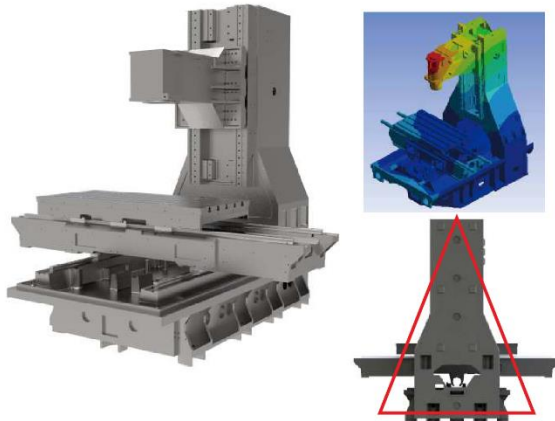
Vřeteno se pohybuje ve dvou osách a bývá uloženo s vodorovnou osou. Na rozdíl od předchozí varianty zde nedochází k velkému vyložení vřetene v ose „Y“. Všechny pohybové skupiny jsou tak poháněny v těžišti, což výrazně snižuje vibrace nosné soustavy. (Obr.2.4) [1]

c. Stojan s příčnickem

Konstrukční provedení stojanu s příčnickem je podobné předchozímu řešení, ale v ose „X“ se pohybuje menší celek. Vřeteno může být uloženo s vodorovnou, nebo svislou osou, případně otočnou osou. (Obr.2.5)

d. Pevný stojan s příčnickem vedeným z boku

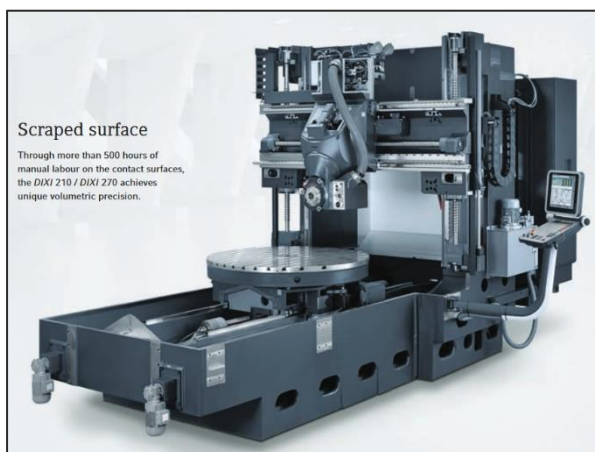
Vřeteno se pohybuje v osách „Z“ a „Y“ po boku pevného stojanu. Toto řešení se vyznačuje tuhou nosnou soustavou a dobře přístupným pracovním prostorem. Nevýhodou je zatížení pohonu posuvu stolu setrvačnými silami obrobku. (Obr.2.6)



Obr. 2.3 Deltoidní stojan (TMC – DNR) [8]



Obr. 2.4 Provedení Box in Box NHX - DMG Mori [9]



Obr. 2.5 Pevný stojan s příčnickem vedeným zepředu (DMG Mori- DIXI) [10]



Obr. 2.6 Pevný stojan s příčnickem vedeným z boku (Tos Varnsdorf-Maxima I/II) [11]

2.4.2 Stroje s pohyblivým stojanem

Na rozdíl od předešlé skupiny, stroje s pohyblivým stojanem umožňují obrábění dlouhých, těžkých obrobků, aniž by byl stroj zatížen setrvačnými silami obrobku. Zároveň tato koncepce umožňuje obrábění na více oddělených pozicích. Toto řešení je na úkor tuhosti stroje. V praxi se ustálily následující varianty:

- a. Stroje s výsuvným vřeteníkem v saních tvaru „L“
- b. S výsuvným vřeteníkem „Box in Box“
- c. Stroje s pevným vřeteníkem vedeným v saních
- d. Stroje se stojanem tvaru písmene „C“ [6]

- a. S výsuvným vřeteníkem v saních tvaru „L“

Vřeteník je uložen po boku pohyblivého stojanu pomocí dvojice lineárních vedení. Vzhledem k tomu, že se jedná o otevřenou konstrukci je pracovní prostor stroje dobře přístupný. Nevýhodou je pohon translačního pohybu vřeteníku mimo těžiště. [1] (Obr.2.7)

- b. S výsuvným vřeteníkem „Box in Box“ (Obr.2.8)

Jedná se o řešení se stejnou kinematikou jako v předchozím případě. Pro tento typ obráběcích strojů časté použití náhonů v tandemu. Aby bylo možné pohánět pohybové skupiny v těžišti, je vřeteník uložen pomocí čtyř vedení. [1]

- c. S výsuvným vřeteníkem „O“ stojan

Saně jsou oboustranně vedeny a tím je dosaženo vyšší tuhosti. Půdorys stroje je vždy tvaru písmene „T“. Nástroj se pohybuje ve dvou lineárních osách. Ve směru osy vřetene se pohybuje buď stojan a nebo pohyblivý stůl. Hmoty přesouvané ve svislé ose mohou být vyvažovány. Pro delší zdvihy je vhodné použít pro pohon ozubený hřeben s pastorkem v režimu Master-Slave, pro kratší zdvihy se využívá kučlíkový šroub a matice. [1] (Obr.2.9)

- d. Pohyblivý stojan tvaru písmene „C“ (Obr.2.10, Obr.2.11)

Konstrukční řešení se stojanem tvaru písmene „C“ se vyznačuje vysokou tuhostí díky velké vzdálenosti mezi vodícími plochami. Pracovní prostor je navíc dobře přístupný a je tedy relativně snadné frézku osadit výměníkem nástrojů popřípadě jinými opcemí. Pro zvýšení efektivity je možné rozdělit pracovní prostor dělicí stěnou na dvě nezávislá pracoviště. [1]



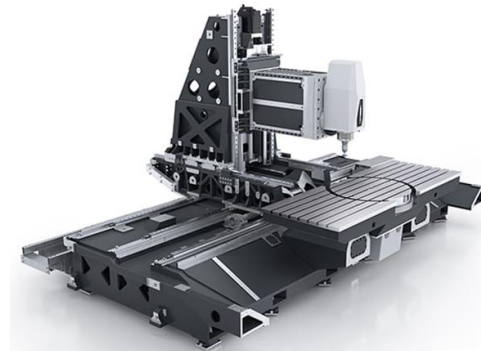
Obr. 2.7 Výsuvný vřeteník v saních tvaru „L“ (MTE serie FBR-MT) [1]



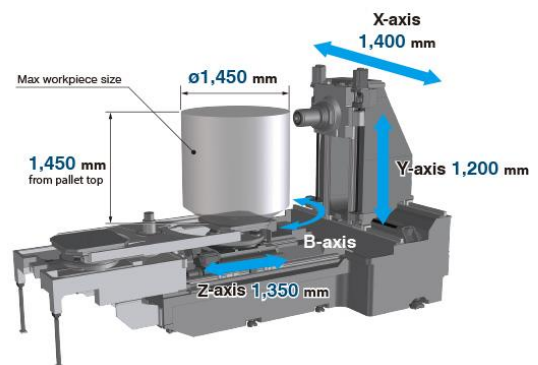
Obr. 2.8 Výsuvný vřeteník „Box in Box“ (Georg) [12]



Obr. 2.9 Výsuvný vřeteník „O“ stojan (Pama SpeedMill) [13]



Obr. 2.10 Pohyblivý stojan tvaru písmene „C“ (DMG Mori – DMF 200/8) [14]



Obr. 2.11 Pohyblivý stojan tvaru písmene „C“ (Okuma MA-8000H) [15]

2.4.3 Portálové stroje

Jedná se o konstrukce s pohyblivým, nebo pevným portálem. Vzhledem k symetrickému uspořádání nosné soustavy jde o stroje s vysokou tuhostí a dobrou termostabilitou. Podle uspořádání rozdělujeme portálové stroje do tří podskupin.[7]

- a. Pohyblivý příčník (spodní gántry)
 - b. Pohyblivý příčník (horní gántry)
 - c. Posuvným stůl
- a. Pohyblivý příčník (horní gántry)

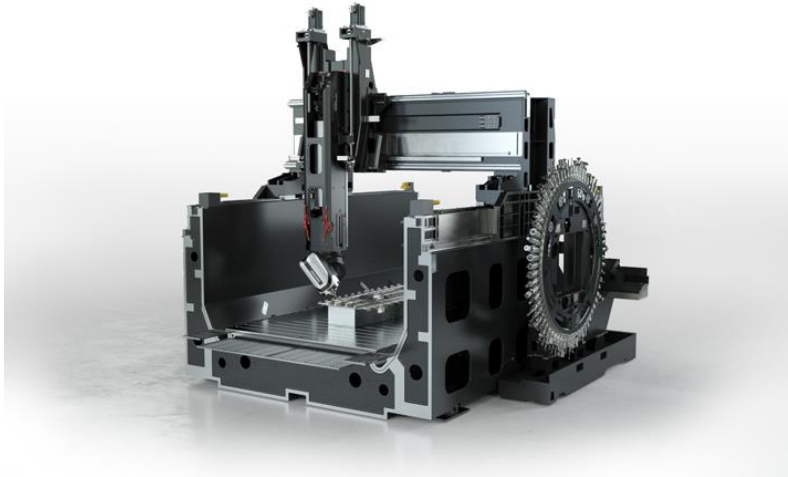
Vřeteno se pohybuje ve všech osách, stroj tedy není zatížen setrvačnými silami obrobku. Pohyblivý příčník se pohybuje po dvou pevných bočních stěnách. Všechny osy jsou navíc poháněny v těžišti. [1] Pracovní prostor je ale přístupný jen zepředu případně shora, což je nevýhodou řešení. (Obr.2.12)

- b. Pohyblivý příčník (spodní gántry)

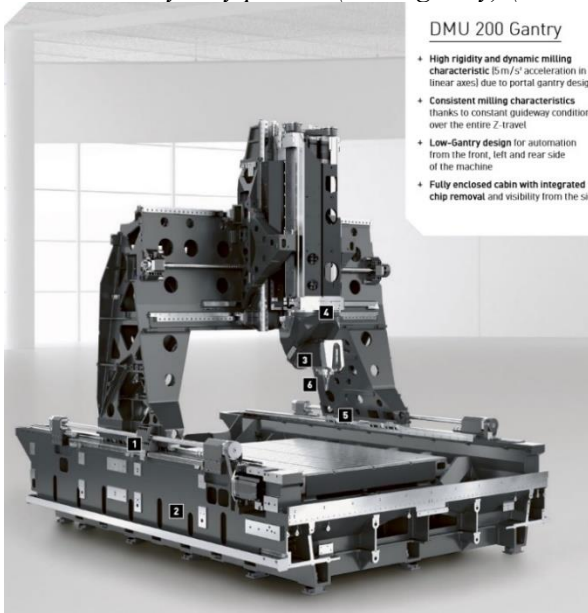
Stejně jako u horního gántry i v tomto případě koná vřeteno pohyb ve všech osách. Pohybuje se ale s celým portálem, který je tvořen dvěma stojany a pevnou příčkou. Pohyb v ose „Z“ poté zajišťuje smykadlo, nebo pohyblivý příčník. Pracovní prostor stroje je tak dobře přístupný. Nevýhodou je velká hmotnost pohyblivého portálu. (Obr.2.13, Obr.2.14)

- c. Posuvným stůl

Stroje s posuvným stolem kombinují výhody obou předešlých skupin. Všechny pohyblivé části jsou poháněny v těžišti a pracovní prostor stroje je přístupný ze všech stran. Základ stroje tvoří nepohyblivý portál, na kterém je příčník s vřeteníkem. Vřeteno se pohybuje v osách „X“ a „Z“, případně může být stroj vybaven otočnou vřetenovou hlavou. Stůl koná pohyb v ose „Y“. Nevýhodou tohoto uspořádání je zatížení pohonu stroje setrvačnými silami obrobku a velké zástavbové rozměry. (Obr.2.15, Obr.2.16)



Obr. 2.12 Pohyblivý příčník (horní gántry) (DMG Mori – MDU 340 Gantry) [16]



Obr. 2.13 Pohyblivý příčník (spodní gántry) s pevným příčником (DMG Mori – DMU 200) [16]



Obr. 2.14 Spodní gántry s pohyblivým příčником (Waldrich Siegen ProfiMill 8500-120/G) [17]

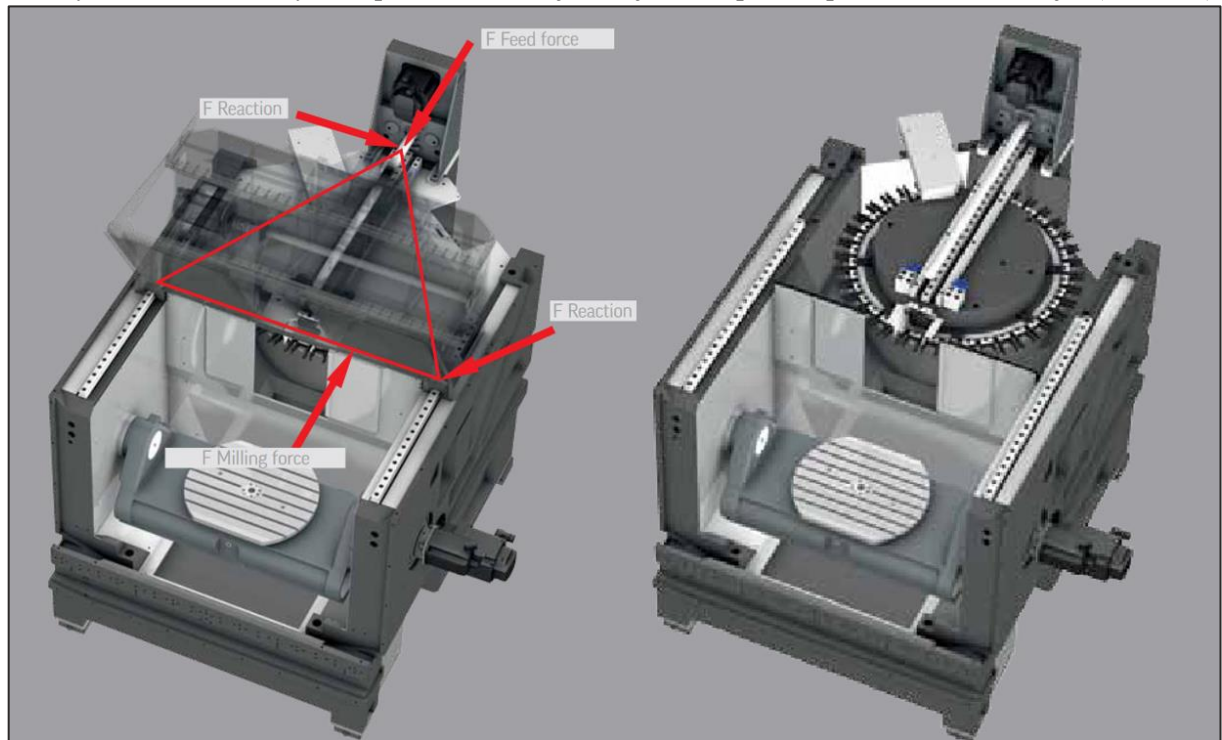


Obr. 2.15 Posuvným stůl s pevným příčником (Doosan dbm 2030) [18]



Obr. 2.16 Posuvným stůl s pohyblivým příčником (Waldrich Coburg Powertec) [19]

Zvláštním případem pohyblivého příčnicku v provedení horního gántry jsou stroje firmy Hermle. Jejich řešení je založeno na příčnicku uloženého na třech valivých vedeních. To má za následek lepší rozložení sil a vyšší tuhost soustavy. Pod prostředním stojanem je navíc prostor pro zásobník nástrojů. (Obr.2.17)



Obr. 2.17 Pohyblivý příčnick (horní gántry) [20]

2.5 Způsoby pohonu CNC lineárních os

U frézovacích center je přímočarý pohyb buď hlavní řezný pohyb - posuv nebo příusuv, nebo pomocný pohyb. Pomocným pohyb je přiblížení nástroje k obrobku před začátkem frézování a jeho oddálení po ukončení práce, případně přejezdy mezi jednotlivými operacemi a podobné. [21] Ve vztahu k obr. 2.2.1 se pro pohyb v jednotlivých lineárních osách používají následující systémy:

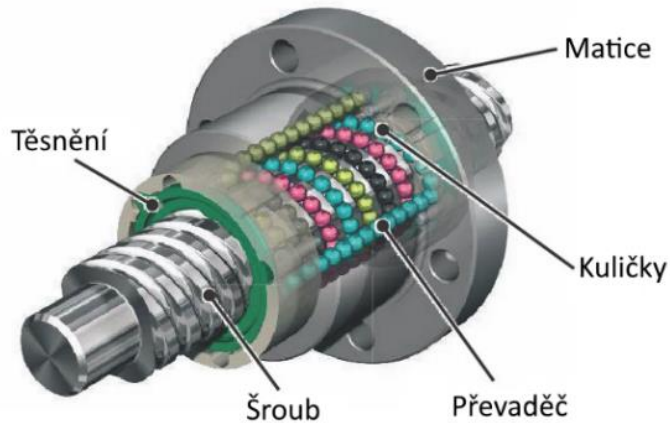
1. Pohybový šroub-matice
2. Pastorek-hřeben
3. Lineární motor

2.5.1 Pohybové šrouby

Pohybový šroub slouží pro převod rotačního pohybu na translační případně opačně. Pro pohon os CNC obráběcích center se v praxi používají kuličkové šrouby, planetové šroubové převody. Při navrhování systému s pohybovým šroubem je nutné počítat se skutečností, že pohybové šrouby nejsou samosvorné.

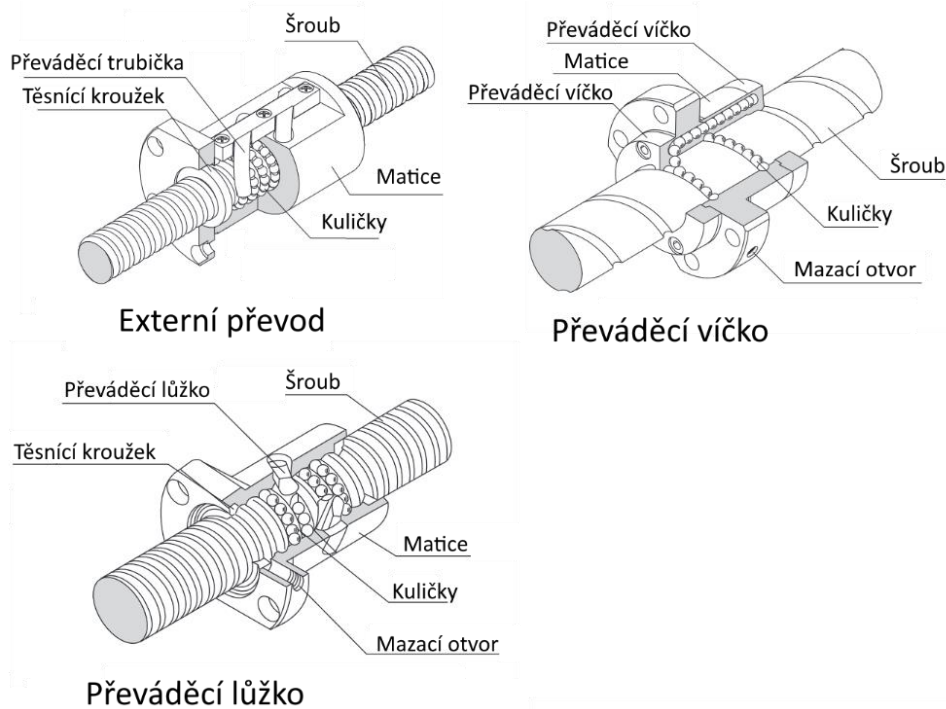
- a. Převod kuličkový šroub-matice

Pro zmenšení třecích ztrát a opotřebení závitů se používají šrouby a matice s valivým třením. Díky tomu je možné efektivně vymezit vůli. Účinnost bývá 90% a více, u předepnutých šroubů je ale nižší. Předností kuličkového šroubu s maticí je vysoká přesnost, vysoká účinnost a minimální oteplení během provozu. [1] V dnešní době dosahují pohony se systémem kuličkový šroub – matice maximální rychlosti kolem 300m/min a zrychlení 30m/s². Převod je složen z kuličkového šroubu, matice a kuliček. (Obr.2.18) Kuličky obíhají v závitech. Šroub a matice bývají většinou s jednochodým závitem, ale mohou být i vícechodé. [6]



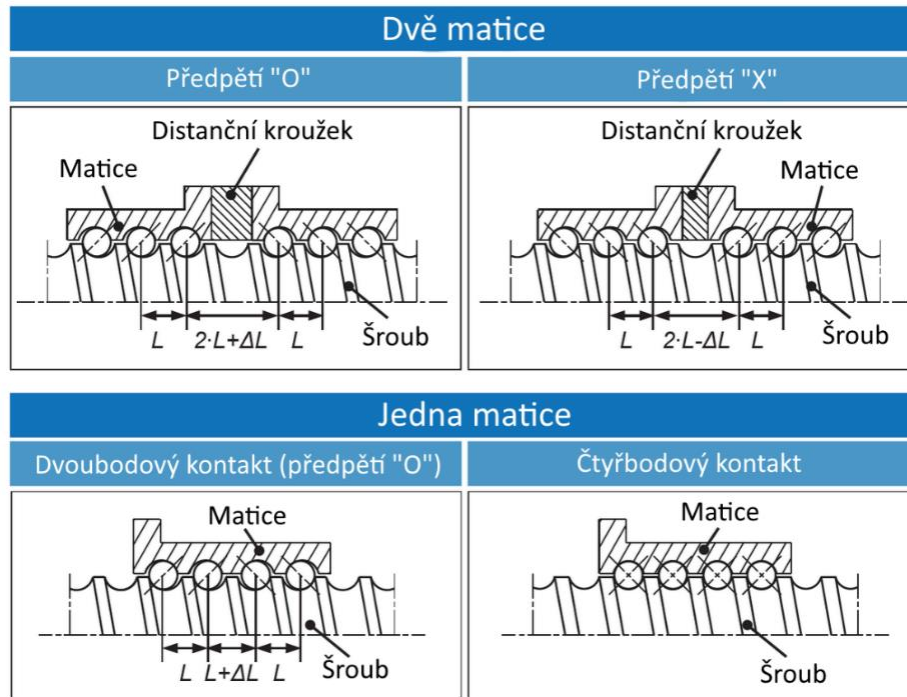
Obr. 2.18 Řez kuličkovou maticí [6]

Pohybem kuliček v závitě dochází k relativnímu axiálnímu pohybu vůči a matici. [6] Proto je potřeba zajistit správnou cirkulaci kuliček. Nejběžnějším způsobem je externí převod, který je obvykle tvořen převáděcí trubičkou. Ta pak převádí kuličky o několik závitů. Další možností je použití převáděcího víčka. Tím je dosaženo hladkého chodu a tato varianta je vhodná pro vysoké otáčky. Třetím způsobem je použití převáděcího lůžka. Matice tak má kompaktní rozměry. (Obr.2.19) [22].



Obr. 2.19 Způsoby cirkulace kuliček [22]

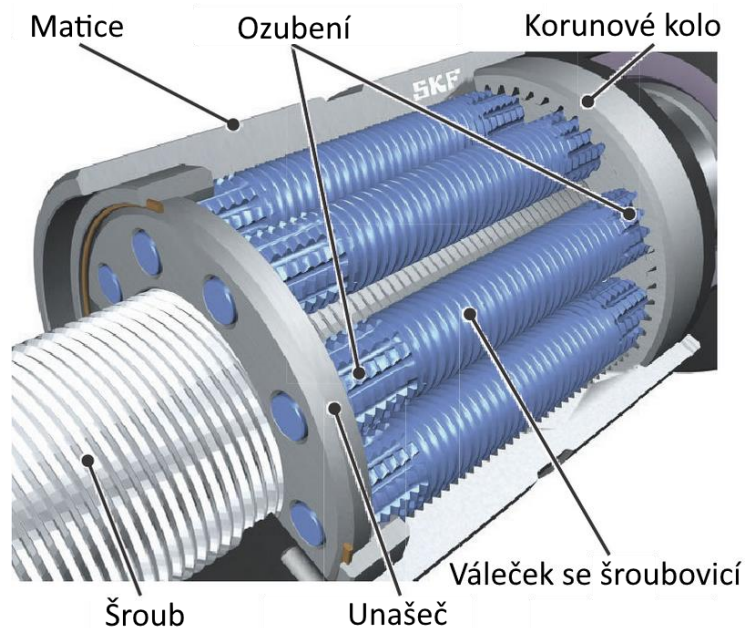
Pro zajištění hladkého chodu a dosažení vyšší přesnosti je potřeba vymezit vůle mezi maticí a šroubem. Předpětím pohybového šroubu a matice dojde ke zvýšení tuhosti, ale také ke zvýšení opotřebení styčných ploch a k většímu zahřívání šroubu během provozu. Způsoby vymezení vůle mezi maticí a kuličkovým šroubem jsou znázorněny na obr.2.20. [1]



Obr. 2.20 Způsoby předpětí kuličkového šroubu [6]

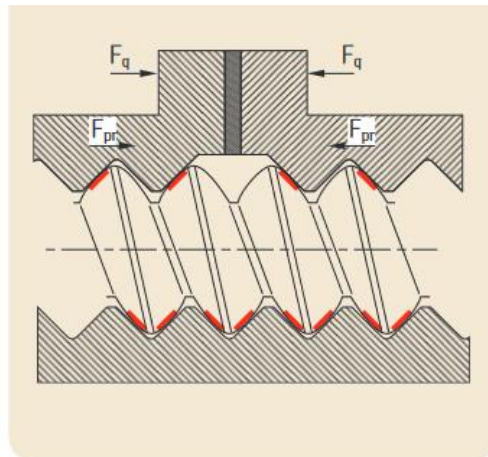
b. Planetové šroubové převody

Na rozdíl od kuličkových šroubů používají planetové šroubové převody pro snížení třecích ztrát několika válečků se šroubovicí, která rotují kolem pohybového šroubu. Jsou uloženy v unašech a odvalují se v ozubeném kole s vnitřním ozubením. Zároveň jsou v kontaktu se závitem v matici. (Obr.2.21) Tím dochází k axiálnímu posuvu. Převod se vyznačuje vysokou přesností, je tichý, kompaktní a díky velké styčné ploše je schopen přenášet vysoká zatížení. Další předností je vysoká axiální tuhost a schopnost provozu při vysokých otáčkách. Nevýhodou je větší zahřívání než u kuličkového šroubu. [6]



Obr. 2.21 Řez maticí planetového šroubového převodu [6]

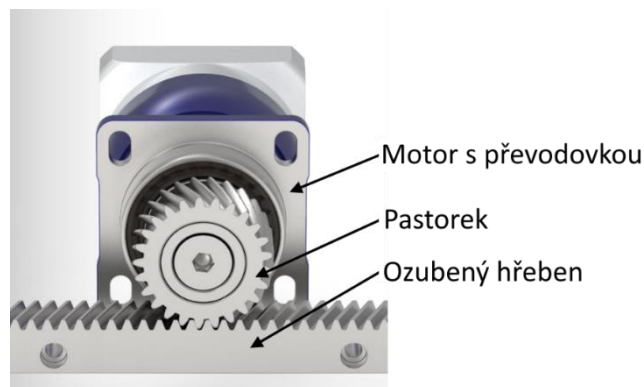
Pro vymezení vůle a zvýšení přesnosti chodu je možné planetové šroubové převody předepnout pomocí distanční podložky. Tím se zároveň zvýší tuhost šroubu, ale vzrostou mechanické ztráty. (Obr.2.22) [23]



Obr. 2.22 Předpětí planetového šroubového převodu [23]

2.5.2 Pastorek-hřeben

Pro pohon posuvů CNC os s dlouhými zdvihy je použití pohybových šroubů nevhodné kvůli tuhosti, kmitání šroubu a podobně. Jednou z variant zajištění takového pohonu je použití pohonu ozubeným hřebenem a pastorkem. Oproti šroubu s maticí má menší převod, lepší účinnost, ale menší tuhost. (Obr.2.23) [21].



Obr. 2.23 Pohon pastorek-hřeben [24]

Mezi pastorkem a hřebenem vzniká vůle. Její vymezení lze realizovat například pomocí děleného pastorku, kdy jsou na jedné hnací hřídeli dva pastorky pootočené vůči sobě. Pootočení lze realizovat buď pevně mechanicky, nebo pružně (torzní pružinou, a pod.), hydraulicky, nebo jinak. Tím, že je pastorek dělený, přenáší zatížení vždy jen polovina pastorku a dochází tak rychleji k jeho opotřebení. (Obr.2.24) [1].



Obr. 2.24 Vymezení vůle děleným pastorkem [25]

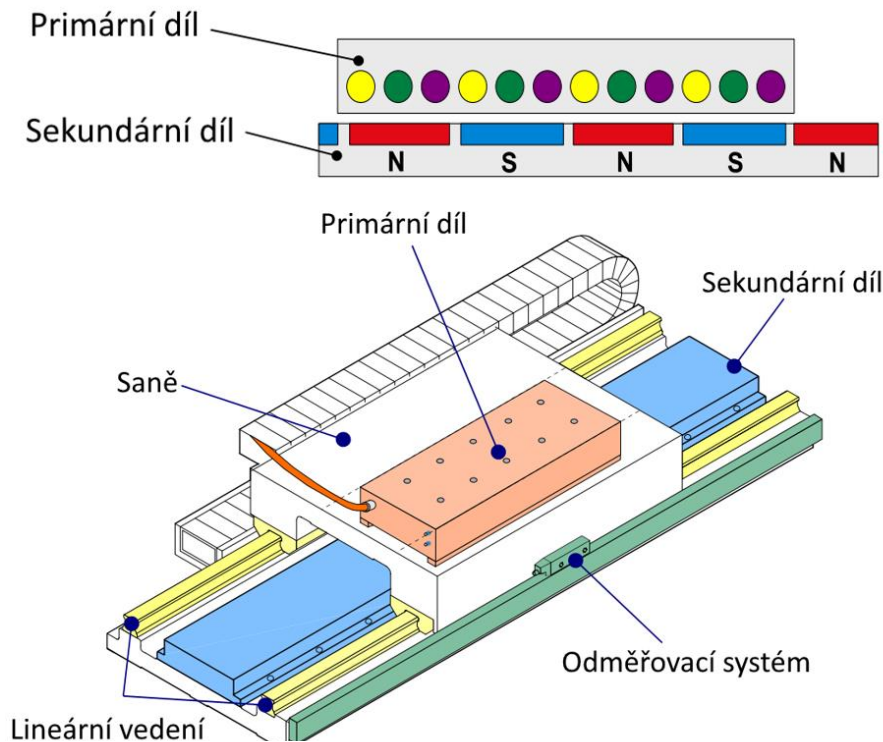
Dalším způsobem vymezení vůle je systém Master-Slave, kdy jsou pro pohon použity dva pas-torky s vlastními pohonnými jednotkami. Předpětí je pak dosaženo pomocí řídicí elektroniky. V nezatíženém stavu vyvíjejí oba motory stejně velký, ale opačně orientovaný moment. Při působení vnějšího zatížení bude jeden motor závislý (Slave) a druhý ne (Master). Se vzrůstající zátěžnou silou roste moment závislého motoru ze záporných hodnot až na nulu. A poté budou oba motory působit ve stejném smyslu. (Obr.2.25) [1].



Obr. 2.25 Systém Master Slave [26]

2.5.3 Lineární motor

Princip činnosti lineárního motoru je obdobný jako u rotujících elektromotorů. Skládá se z primárního a sekundárního dílu. Primární díl tvoří vinutí, kterým protéká elektrický proud a vzniká tak elektromagnetické pole. Sekundární díl je tvořena permanentními magnety. Přenos sil je elektromagnetický a mezi primární a sekundární díl je mezera a nedochází tedy k jejich opotřebení. Pohyblivý je ve většině případů primární díl, ale je možné realizovat i pohon s pohyblivou sekundární částí. Pro zajištění přesného chodu je pohon vybaven odměřováním. Nevýhodou je mimo jiné vznik tepla. (Obr.2.26) [27]

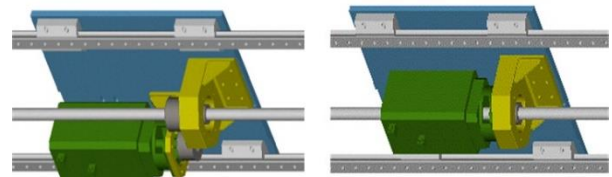
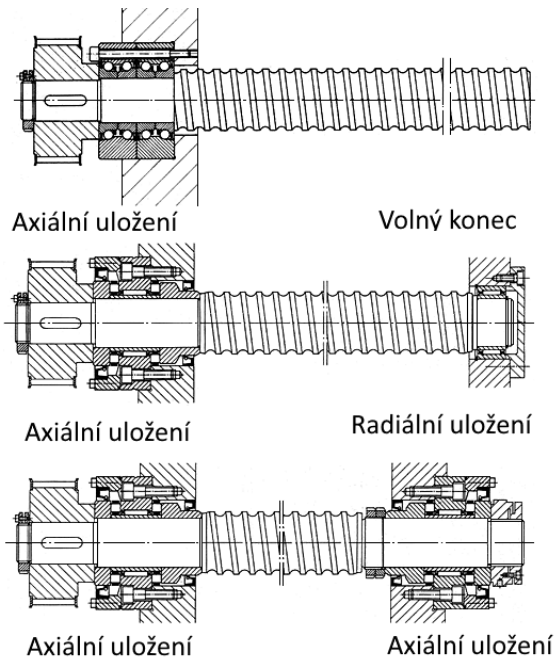


Obr. 2.26 Lineární motor [27]

2.6 Současný způsob ukládání kuličkových šroubů

Kuličkový šroub je během provozu zatížen osovou silou a kroutícím momentem. Proto je potřeba zajistit jeho polohu správným uložením.

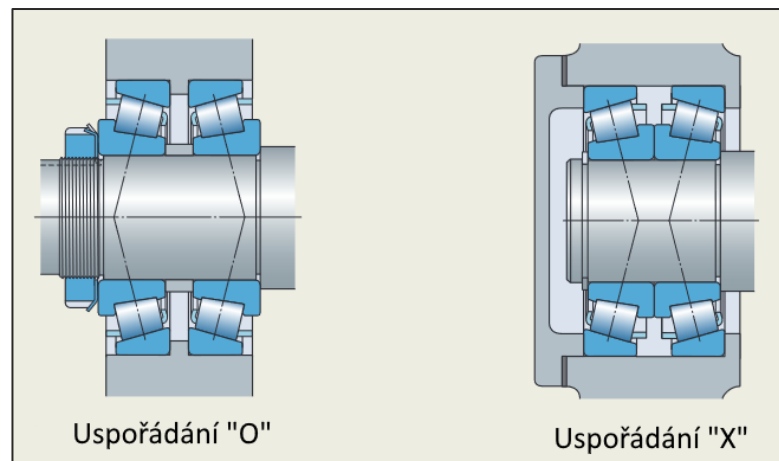
Uložení konců hřídele rotujícího kuličkového šroubu se realizuje pomocí valivých ložisek. Většinou se používá kombinace axiálně radiálního ložiska na jednom konci a radiálního ložiska na druhém konci, případně je jeden konec upevněn pomocí axiálně radiálního ložiska a druhý konec je volný. Možná je i varianta, kdy jsou oba konce uloženy axiálně radiálními ložisky. (Obr.2.27) Další variantou je použití poháněné matice. V takovém případě jsou oba konce kuličkového šroubu upevněny a matice rotuje kolem šroubu. Toto řešení je vhodné pro dlouhé šrouby. (Obr.2.28) [1]



Obr. 2.28 Náhon pomocí poháněné matice [1]

Obr. 2.27 Způsoby ukládání konců rotujících kuličkových šroubů [28]

Pro dosažení požadované přesnosti a statické tuhosti pohonu bývají ložiska předepnuta. V současné době se pro uložení kuličkových šroubů používají ložiska s konstantním předpětím. Předpětí se vyvozuje sevřením dvou axiálně radiálních ložisek vůči sobě. Ložiska mohou být uspořádaná do „O“ nebo do „X“. (obr.2.29) Při ukládání kuličkových šroubů s oběma konci axiálně radiálně podepřenými musíme počítat s teplotní dilatací šroubu. Ta způsobuje změnu velikosti předpětí ložisek.



Obr. 2.29 Uspořádání axiálně radiálních valivých ložisek [29]

3 SYSTÉMOVÝ ROZBOR ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

K řešení daného problému lze přistupovat mnoha způsoby. Pro minimalizaci nákladů a dosažení uspokojivých výsledků je vhodné použít systémový přístup zvláště při řešení složitější problematiky. „Systémový přístup vytyčuje východiska, přístupy a vlastnosti entit pro jejich komplexní analýzu, které označuje jako atributy systémového přístupu.“ [30]

3.1 Problémová situace

Obráběcí CNC frézovací centra s pohonem lineárních os pomocí kuličkového šroubu a matice používají pro zajištění jeho polohy valivá ložiska s konstantním předpětím. Síly, které působí na nosnou a pohybovou soustavu stroje ale mají proměnlivou velikost i orientaci. Valivá ložiska jsou tak zatížena silami nerovnoměrně. Pro jejich optimální provoz se nabízí varianta řídit předpětí ložisek v závislosti na zatížení.

3.2 Formulace problému

Návrh mechanismu řídicího předpětí valivých ložisek pro uložení kuličkového šroubu v závislosti na vnějším zatížení a tepelných deformacích během provozu stroje.

3.3 Cíle řešení

- Rozbor současného stavu řešené problematiky
- Systémový rozbor řešené problematiky
- Návrh konstrukčních variant a výběr vhodného řešení
- Potřebné technické výpočty
- Doporučení dalšího rozvoje

3.4 Charakteristika řešené soustavy

Řešenou soustavou je v našem případě adaptivní uložení kuličkového šroubu. To musí zajistit dobrou tuhost a přesnost pohonu pohybu v lineárních osách. Do řešení dané soustavy bude tedy vstupovat zejména způsob uložení a provedení kuličkového šroubu, způsob náhonu, způsob předepínání a konstrukční uspořádání os obráběcího stroje. Dalším požadavkem je zajištění optimálního provozu ložisek ve vlastním uložení rotujících konců šroubu pomocí změny axiálního předpětí v závislosti na provozních podmínkách.

3.5 Systém podstatných veličin a parametrů

Z množiny všech charakteristik je potřeba nejdříve vybrat ty podstatné. Tím dostaneme množinu podstatných charakteristik. Pokud jsou tyto charakteristiky parametrizovatelné, získáme množinu podstatných parametrů a pokud lze tyto parametry popsat veličinami, obdržíme systém podstatných veličin. Přiřazením podstatných veličin objektu Ω vzniká abstraktní systém $\Sigma(\Omega)$ vytvořený na objektu Ω . [30]

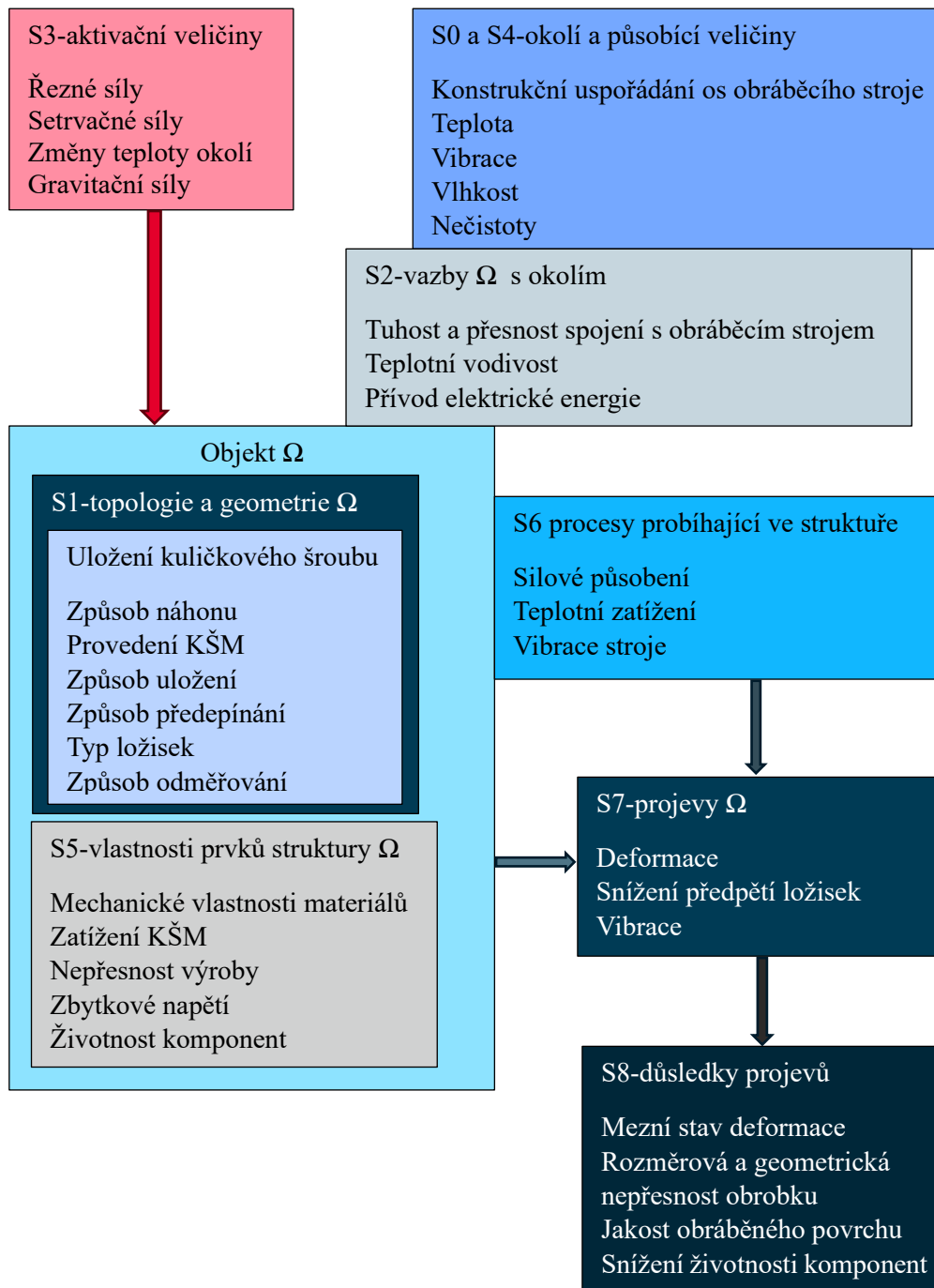
3.6 Podmnožiny systému podstatných veličin

Každá entita Ω má určité okolí, geometrii a v okolí zaujímá určitou polohu – topologii. Dále má s okolím určité vazby, které umožňují interakce ovlivňující a aktivující danou entitu. Aktivací entity se na ní vyvolávají procesy, které mají za následek změnu jejích stavů. Každá entity se nějakým způsobem projevuje do svého okolí, což má určité důsledky. Když vybereme z charakteristik řešené soustavy ty nejdůležitější, obdržíme v konečném důsledku množinu podstatných parametrů, případně systém podstatných veličin. Jednotlivé charakteristiky poté vytváří po parametrizaci následující podmnožiny podstatných veličin S_0 až S_8 . [30]

3.7 Rozdělení charakteristik entity do podmnožin

- **S0** je podmnožina popisující okolí entity. V našem případě je entita obklopena vzduchem o určité teplotě a je pevně spojena s nosnou soustavou stroje. Přenáší se na ni i vibrace z okolí – stroje.
- **S1** je podmnožina veličin popisujících strukturu a topologii entity. Řešenou entitou je adaptivní uložení kuličkového šroubu, tedy mechanismus, jehož struktura a topologie je dána způsobem náhonu, provedením kuličkového šroubu a matice, způsobem uložení, předepínání a typem ložisek.
- **S2** obsahuje vazby a interakce s okolím. Entita je upevněna pomocí šroubového spoje k nosné soustavě stroje. Provedení spoje závisí na konstrukčním uspořádání os. Pro správnou funkci je potřeba zajistit přívod elektrické energie, případně provozních kapalin. Spoj entity se strojem má danou tepelnou vodivost a na entitu působí z okolí teplotní zatížení.
- **S3** náleží veličiny popisující aktivaci okolím. Na entitu působí během procesu obrábění řezné síly, setrvačné síly a gravitační síla. Dále na ní v důsledku třecích ztrát dochází k tepelnému zatížení.
- **S4** je podmnožina veličin ovlivňujících entitu z okolí. Na entitu působí změny teploty okolí a vlhkost v něm obsažená. Entita je dále nepříznivě ovlivněna nečistotami z okolního prostředí.
- **S5** obsahuje veličiny popisující oborové vlastnosti prvků struktury entity. Ty jsou odvislé od mechanických vlastností materiálu, z kterého budou navrženy jednotlivé komponenty entity, zbytkového napětí a výrobních nepřesností. Dále záleží na celkovém zatížení entity a životnosti komponent.
- **S6** náleží veličiny popisující procesy probíhající na struktuře entity. Ty uvádějí entitu do určitých stavů. Vlivem působení kroutícího momentu pohonu dochází k zatížení entity. Během procesu obrábění vznikají v soustavě vibrace, které přispívají ke snížení životnosti entity.
- **S7** zahrnuje veličiny vyjadřující projevy entity. Důsledkem působení zatížení popsaného v předchozích podmnožinách dochází na entitě k deformacím a tím pádem i k nežádoucímu snížení předpětí ložisek. Na entitě také může docházet k vibracím.
- **S8** obsahuje veličiny popisující důsledky projevů. Důsledkem projevů může být dosažení mezního stavu deformace a tím pádem i snížení životnosti komponent. Dalšími důsledky poté bude rozměrová a geometrická nepřesnost obrobku a snížená jakost obráběného povrchu, pokud bude na entitě docházet k vibracím.

3.8 Grafické znázornění podmnožin systému podstatných veličin

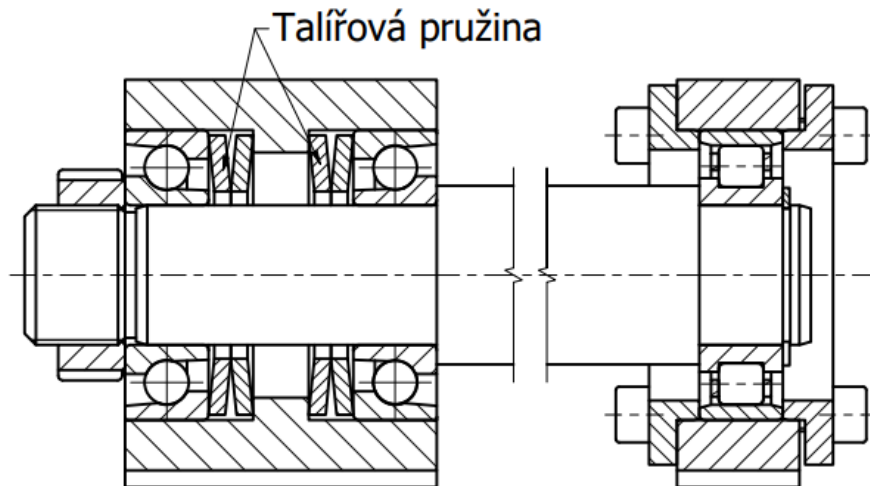


Obr. 3.1 Podmnožiny systému podstatných veličin

4 NÁVRH A VÝBĚR KONSTRUKČNÍ VARIANTY

4.1 Varianta 1

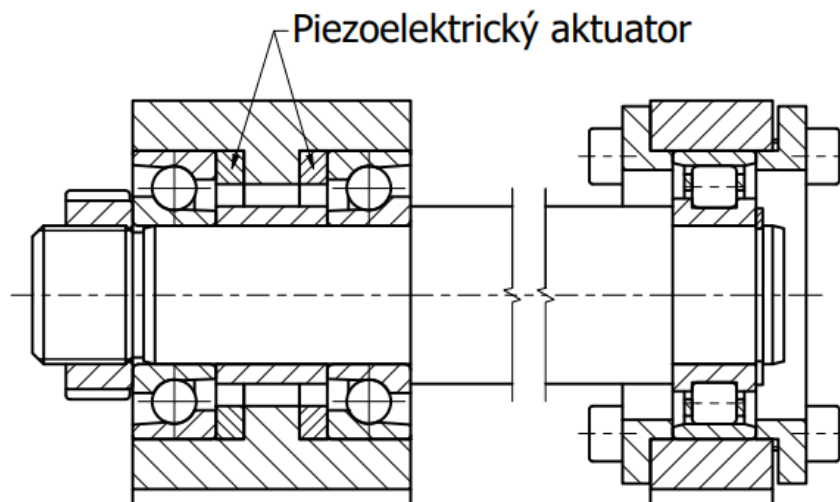
Nejjednodušším způsobem dosažení změny předpětí je využití mechanismu pružné deformace. V našem případě jsou pro tento účel použity dva páry talířových pružin, které jsou předepnuty. (obr. 4.1) Pro uložení kuličkového šroubu je použita dvojice jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem v kombinaci s válečkovým ložiskem. Po zatížení axiální silou dojde ke stlačení jednoho páru pružin, zatímco na druhé straně se sníží síla působící na neaktivní ložisko. Tento způsob nevyžaduje použití žádné řídicí elektroniky, ani přívod energie. Další výhodou by byly poměrně kompaktní rozměry. Uložení ale bude mít menší tuhost oproti konvenčním způsobům ukládání kuličkových šroubů.



Obr. 4.1 Náčrt varianty 1

4.2 Varianta 2

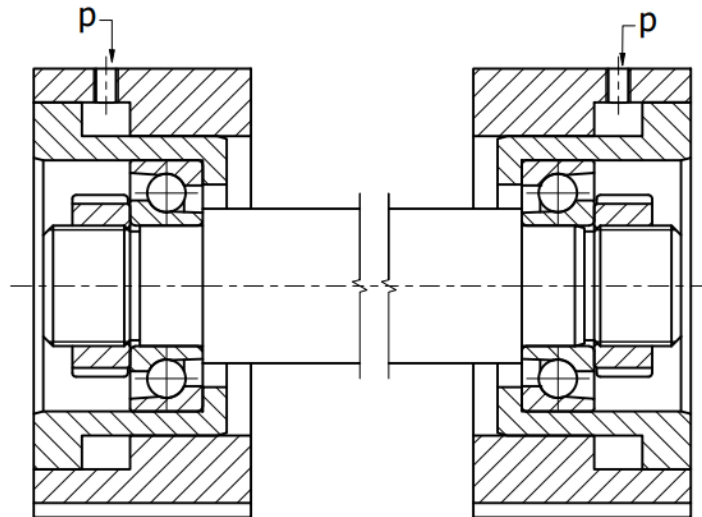
Modifikací varianty 1 dostáváme další způsob. Talířové pružiny jsou nahrazeny dvojicí piezoelektrických aktuátorů. (obr. 4.2) Předpětí je tedy možné měnit pomocí elektrické energie. Musíme ale počítat s tím, že piezoelektrické aktuátory mají nelineární odezvu posuvu na řídicí signál. Velikost předepínací síly bude dále záležet na tepelných deformacích mechanismu. Výhodou tohoto řešení by byla skutečnost, že síla zatěžující kuličkový šroub je snímána a převáděna na elektrický signál. Ten může být dále zpracován a použit pro změnu předpětí ložisek.



Obr. 4.2 Náčrt varianty 2

4.3 Varianta 3

Dalším způsobem vyvození předepínací síly je použití tlaku hydraulické kapaliny. (obr. 4.3) Velikost předepínací síly závisí na tlaku a ploše, není tedy výrazně ovlivněna tepelnými deformacemi. Proto mohou být oba konce kuličkového šroubu uloženy axiálně radiálními ložisky, aniž by docházelo ke změně předpětí v závislosti na tepelných dilatacích šroubu. Tento mechanismus vyžaduje pro správnou funkci přívod hydraulické kapaliny a musí být zajištěno řízení velikosti tlaku v závislosti na zatížení kuličkového šroubu. Změnou velikosti předepínací síly dosáhneme i změnu statické tuhosti pohybového šroubu.



Obr. 4.3 Náčrt varianty 3

4.4 Výběr vhodné konstrukční varianty

Vhodnou variantu vybereme pomocí metody známkování. Na základě systémového rozboru byla zvolena kritéria pro porovnání jednotlivých konstrukčních variant. Každé variantě byl poté přidělen určitá známka od 1-4, přičemž 1 znamená vynikající, 2 velmi dobrá, 3 dobrá a 4 dostačující. Aby bylo hodnocení objektivní, bylo známkování provedeno 10 spolužáky.

Kritéria pro hodnocení:

- K1: Vliv teploty
- K2: Odolnost vůči vnějšímu zatížení
- K3: Tuhost
- K4: Adaptibilita vůči zatížení
- K5: Snadnost výroby a montáže
- K6: Odhad ceny
- K7: Servis a údržba
- K8: Nároky na stroj

4.4.1 Hodnocení varianty 1

Tab. 4.1 Hodnocení varianty 1

Hodnotitel	Kriteria							
	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8
Autor	3	4	4	3	1	1	1	1
Spolužák 1	4	4	4	1	1	1	1	1
Spolužák 2	3	2	3	3	1	1	1	1
Spolužák 3	2	3	2	2	2	2	2	1
Spolužák 4	1	2	4	2	1	1	1	1
Spolužák 5	2	4	2	2	2	1	2	1
Spolužák 6	3	4	4	3	1	1	1	1
Spolužák 7	2	4	4	4	1	1	1	1
Spolužák 8	4	2	2	3	1	2	1	1
Spolužák 9	4	4	4	3	1	1	1	1
Spolužák 10	3	3	2	4	2	1	1	1
Součet	31	36	35	30	14	13	13	11
Výsledné hodnocení	183							

4.4.2 Hodnocení varianty 2

Tab. 4.2 Hodnocení varianty 2

Hodnotitel	Kriteria							
	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8
Autor	1	2	1	1	2	4	3	4
Spolužák 1	3	2	2	3	2	4	2	3
Spolužák 2	3	1	2	1	1	4	1	3
Spolužák 3	2	2	2	2	3	4	4	4
Spolužák 4	2	3	2	3	4	4	2	4
Spolužák 5	1	1	1	2	2	4	1	3
Spolužák 6	1	2	2	1	3	3	2	3
Spolužák 7	1	2	2	1	3	4	2	4
Spolužák 8	2	3	1	1	1	3	2	2
Spolužák 9	1	2	1	1	3	4	3	3
Spolužák 10	1	2	1	2	1	4	2	4
Součet	18	22	17	18	25	42	24	37
Výsledné hodnocení	203							

4.4.3 Hodnocení varianty 3

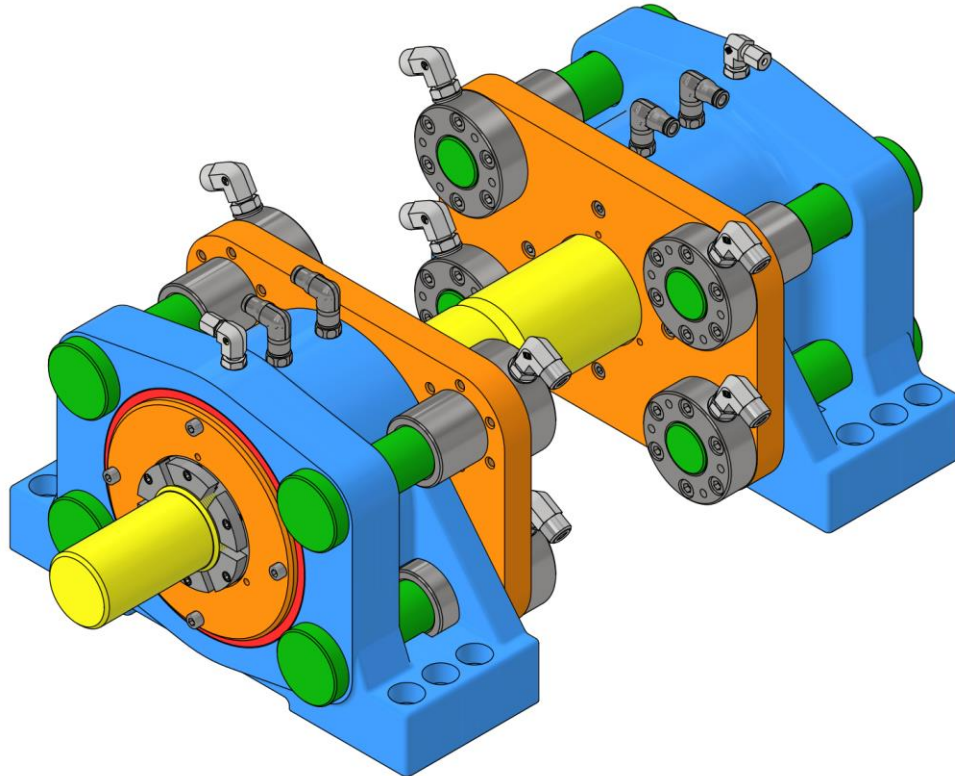
Tab. 4.3 Hodnocení varianty 3

Hodnotitel	Kriteria							
	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8
Autor	2	1	1	2	3	2	2	2
Spolužák 1	1	1	1	2	3	3	3	2
Spolužák 2	1	1	1	1	3	2	2	2
Spolužák 3	2	1	2	2	2	3	2	2
Spolužák 4	2	1	2	3	3	3	3	2
Spolužák 5	3	1	1	2	2	2	3	2
Spolužák 6	1	1	1	2	2	2	2	2
Spolužák 7	2	1	1	2	2	2	3	2
Spolužák 8	3	2	2	2	2	4	2	4
Spolužák 9	1	1	2	2	3	2	3	2
Spolužák 10	4	1	3	1	3	2	3	2
Součet	22	12	17	21	28	27	28	24
Výsledné hodnocení	155							

Z výše uvedených známkování vychází jako nejvhodnější konstrukční varianta 3

5 KONSTRUKCE ZVOLENÉ VARIANTY

Abychom vyhověli potřebám co největšího spektra středně velkých CNC obráběcích center, navrheme způsob řešení pro kuličkové šrouby o průměrech 32, 63 a 80mm. Konkrétní konstrukční řešení provedeme pro šroub o průměru 63mm a stoupání 20mm při maximální délce 4000mm. Model zvolené varianty je na obr.5.1.



Obr. 5.1 Model zvolené varianty

5.1 Výpočet vstupních parametrů

Byl vybrán kuličkový šroub ST a předepnutou dvojici matic typu AP+A od výrobce KSK Precise Motion, který je vhodný pro použití u obráběcích strojů.

Tab. 5.1 Výpočtové parametry matice matic typu AP+A [31]

Základní dynamická únosnost	C_{am} [N]	110 860
Základní statická únosnost	C_{0m} [N]	307 580
Tuhost kuličkového převodu	R [N/ μ m]	2040

Kritické otáčky kuličkového šroubu, kde f_n je součinitel typu uložení

$$n_{kr} = \frac{1 * 10^7 * f_n * d_0}{L_8^2} \quad (1)$$

Maximální otáčky

$$n_{max} = 0,8 * n_{kr} \quad (2)$$

Trvanlivost matice kuličkového šroubu v hodinách, kde f_m je koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu

$$L_h = \left(\frac{C_{am} * f_m}{F_{ma(1),(2)}} \right)^3 * \frac{10^6}{n_m * 60} \quad (3)$$

Maximální zatížení kuličkového šroubu vzhledem ke vzpěrné tuhosti hřídele, kde f_v je součinitel typu uložení

$$Q_{kr} = \frac{\pi^3 * 500 * d_0^4}{f_v * L_8^2} \quad (4)$$

$$F_{max} = 0,33 * Q_{kr} \quad (5)$$

[31]

Dosazení

Pro uložení kuličkového šroubu, které mají oba konce hřídele axiálně uloženy, se používají součinitele typu uložení $f_n = 22$ a $f_v = 0,25$. Koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu se volí standardně $f_m = 1,25$.

$$n_{kr} = \frac{1 * 10^7 * f_n * d_0}{L_8^2} = \frac{1 * 10^7 * 22 * 63}{4000^2} = 866,25 \text{ ot./min}$$

$$n_{max} = 0,8 * n_{kr} = 0,8 * 866,25 = 693 \text{ ot./min}$$

Kontrola maximálního zatížení kuličkového šroubu vzhledem ke vzpěrné tuhosti hřídele

$$Q_{kr} = \frac{\pi^3 * 500 * d_0^4}{f_v * L_8^2} = \frac{\pi^3 * 500 * 63^4}{0,25 * 4000^2} = 61055,1N$$

$$F_{max} = 0,33 * Q_{kr} = 0,33 * 61055,1 = 20148,2N$$

Maximální přípustnou axiální sílu budeme volit na základě vzpěrné stability hřídele šroubu. Budeme tedy uvažovat $F_{max} = 20kN$.

5.2 Volba ložisek

Pro kuličkový šroub s vodorovnou osou rotace budou ložiska v axiálním směru zatížena řeznými a setrvačnými silami. V radiálním směru na ložiska působí hmotnost hřídele šroubu, případně síly závislé na způsobu náhonu. Použijeme šroub s přímým náhonem přes pružnou spojku. K uložení hřídele šroubu použijeme jednořadá axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem určená zejména pro ukládání kuličkových šroubů. Výhodou je kompaktní provedení, relativně snadná montáž, vysoká přesnost a tuhost. Mazání ložisek bude zajištěno pomocí trvalé tukové náplně. Ložiska budeme navrhovat tak, aby jejich trvanlivost byla minimálně rovna trvanlivosti matice kuličkového šroubu.

Axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jsou určena pro zatížení axiální silou, ale přenáší i malá radiální zatížení. Proto pro ekvivalentní zatížení platí vztah (6). [32]

$$P = F_a \quad (6)$$

Radiální síla z hmotnosti hřídele kuličkového šroubu (hmotnost byla pro jednoduchost odečtena z CAD modelu)

$$F_r = \frac{1}{2} * m * g \quad (7)$$

Následně provedeme kontrolu z hlediska vhodnosti použití zvoleného typu ložisek. Oblast provozu axiálních kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem je omezena následujícím vztahem (8). [32]

$$F_r < 0,47F_a \quad (8)$$

Požadovaná základní dynamická únosnost na základě trvanlivosti za předpokladu stejného zatížení ložiska a matice (9) ($P = F_{ma(1),(2)}$)

$$\left(\frac{C_{al}}{P}\right)^3 * \frac{10^6}{n_m * 60} = \left(\frac{C_{am} * f_m}{F_{ma(1),(2)}}\right)^3 * \frac{10^6}{n_m * 60}$$

$$C_{al} = C_{am} * f_m \quad (9)$$

Dosazení

$$F_r = \frac{1}{2} * m * g = \frac{1}{2} * 101,08 * 9,81 = 495,8N$$

$$F_r = 495,8N < 0,47F_a = 0,47 * 20000 = 9400N$$

Zvolený typ ložiska je vyhovující.

$$C_{al} = C_{am} * f_m = 110860 * 1,25 = 138575N$$

Vnitřní průměr ložisek je omezen průměrem kuličkového šroubu a může být maximálně 50mm. V tomto rozměru neexistuje samostatné axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem, které by vydrželo požadované zatížení. Proto použijeme párová ložiska uspořádaná do tandemu. Ekvivalentní zatížení a tím pádem i požadovaná dynamická únosnost jednoho ložiska se tak sníží na polovinu.

$$C_r = \frac{C_{al}}{2} = \frac{138575}{2} = 69287,5N \quad (10)$$

Takovému zatížení vyhovuje ložisko od výrobce FAG s označením 7603050-TVP.

Tab. 5.2 Parametry ložiska FAG 7603050-TVP [32]

Vnitřní průměr	d [mm]	50
Vnější průměr	D [mm]	110
Šířka	B [mm]	27
Základní dynamická únosnost	C_r [N]	72000
Základní statická únosnost	C_{0r} [N]	203000
Mezní únavové zatížení	C_{ur} [N]	9200
Referenční otáčky	n_r [ot/min]	2000
Mezní otáčky	n_{vr} [ot/min]	3600
Kontaktní úhel	α [°]	60
Třída přesnosti dle ISO		P4

5.2.1 Zajištění polohy ložisek

Ložiska budou na hřídeli kuličkového šroubu zajištěna pomocí přesné matice typu AM od výrobce INA. Jedná se o matici s broušenou styčnou plochou pro ložisko vůči závitu, která je pojištěna proti uvolnění pomocí stavěcích šroubů. Na základě parametrů ložisek byla zvolena matice AM50.

Tab. 5.3 Parametry matice INA AM50 [33]

Typ závitu		M50x1,5
Dovolené axiální zatížení	F_{am} [N]	450000
Utahovací moment	M [Nm]	150

5.2.2 Těsnění ložiskového prostoru

Pro správnou funkci ložisek je důležitá ochrana před nečistotami a vlhkostí z okolního prostředí. Zároveň je nutné zabránit kontaminaci tukové náplně. Dále musí být umožněna rotace hřídele kuličkového šroubu vůči ložiskovému domku. K tomu slouží hřídelové těsnění. Pro naše potřeby byly zvolena hřídelová těsnění s označením TRA00750-N7MM2 a TRA0060-N7MMP od výrobce Trelleborg. Výběr těchto typů je určen potřebnými zástavbovými rozměry. Tělo těsnění je vyrobeno z elastomeru a je vyztuženo kovovým kroužkem. Břit je k hřídeli přitlačován šroubovitou pružinou. (obr. 5.2)

Tab. 5.4 Parametry hřídelového těsnění TRA00750-N7MM2 [34]

Vnitřní průměr	d_1 [mm]	75
Vnější průměr	d_2 [mm]	95
Šířka	b [mm]	10

Tab. 5.5 Parametry hřídelového těsnění TRA0060-N7MM2 [35]

Vnější průměr	d_1 [mm]	60
Vnitřní průměr	d_2 [mm]	80
Šířka	b [mm]	8



Obr. 5.2 Hřídelové těsnění typu TRA-Trelleborg [34]

5.3 Předepínání ložisek

5.3.1 Předepínací síla

Aby nedošlo k zániku kontaktu mezi valivými elementy a kroužky ložiska, musí být ložiska po celou dobu provozu předepnuta.

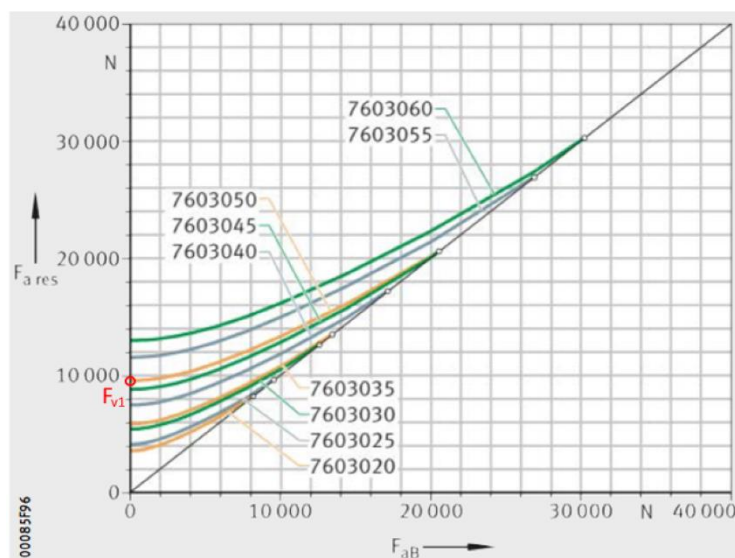
Minimální doporučené axiální předpětí ložiska je dle výrobce:

$$P > \frac{C_{0r}}{100} = \frac{203000}{100} = 2030N = F_{min} \quad (11)$$

Pro dvojici ložisek bude tedy dvojnásobné.

$$F_{vmin} = 2 * P_{min} = 2 * 2030 = 4060N \quad (12)$$

Pro dosažení maximální tuhosti uložení bude ložisko předepnuto doporučenou maximální předepínací silou. V diagramu výrobce (obr. 5.3) je znázorněna závislost celkového zatížení ložiska ($F_{a\ res}$) na provozním zatížení ($F_{a\ B}$). Pokud bude vnější zatížení ložiska nulové, bude na něj působit pouze předepínací síla. Doporučená předepínací síla je tedy po odečtení z diagramu $F_{v1} = 9000N$.



Obr. 5.3 Závislost výsledného zatížení ložiska na provozním zatížení [32]

Celkové maximální předpětí dvojice ložisek

$$F_v = 2 * F_{v1} = 2 * 9000 = 18000N \quad (13)$$

5.3.2 Provozní stavy

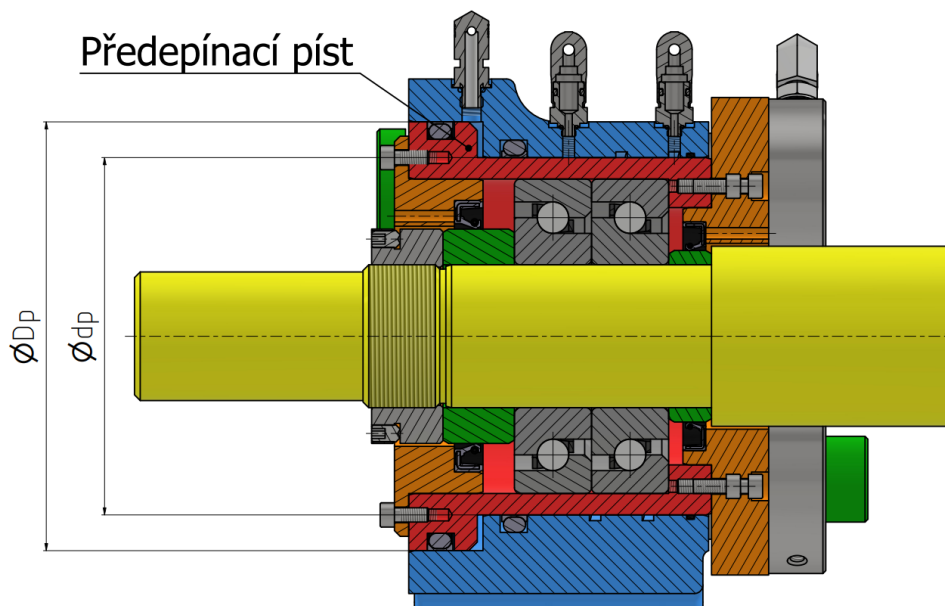
Během provozu kuličkového šroubu mohou nastat následující situace:

- **Nezatížený stav:** hřídel se neotáčí a šroub není zatížen, předpětí ložisek není nutné.
- **Klidový stav:** hřídel kuličkového šroubu se neotáčí, je zatížena řeznou silou z pohybu v jiných osách a je vyžadována maximální tuhost. Obě ložiska proto musí být předepnuta na maximální hodnotu předpětí, zároveň musí být zamezeno pohybu v axiálním směru.
- **Obráběcí operace:** taková operace je obvykle spojena s vysokým zatížením stroje, proto jsou obě ložiska předepnuta na minimální hodnotu předpětí. Ložisková jednotka přenášející řeznou sílu musí být zajištěna proti posunutí.
- **Pohyb rychloposuvem:** hřídel kuličkového šroubu se otáčí maximálními otáčkami. Je nutné snížit třecí ztráty na minimum, zároveň musí být vymezena vůle v uložení. Proto jsou ložiska předepnuta na minimální hodnotu předpětí a ložisková jednotka přenášející setrvačné síly musí být zajištěna proti posunutí.

Budeme používat pro předpětí dva různé tlaky.

5.3.3 Tlak pro předpětí

Velikost tlaku závisí na předepínací síle. Maximální hodnota předepínací síly byla zvolena 18kN a minimální 4060N. Velikost tlaku dále závisí na velikosti plochy předepínacího pístu (obr. 5.4), který má tvar mezikruží. Malý průměr pístu je volen s ohledem na zástavbové rozměry a tuhost uložení a to 125mm. Velký průměr se volí s ohledem na maximální tlak. V našem případě bude návrh proveden pro maximální tlak $p = 40\text{bar} = 4\text{MPa}$. Velikost tlaku závisí na hydraulickém agregátu konkrétního stroje.



Obr. 5.4 Náčrt předepínacího pístu

Závislost tlaku na síle předpětí

$$p = \frac{F_p}{S_p} = \frac{4 * F_p}{\pi(D_p^2 - d_p^2)} \quad (14)$$

Kde F_p je velikost předepínací síly, D_p velký průměr pístu a d_p malý průměr pístu.

Vyjádřením z předchozího vztahu dostaneme velký průměr pístu

$$D_p = \sqrt{\frac{4 * F_v}{\pi * p} + d_p^2} \quad (15)$$

Kde F_v je maximální síla předpětí.

Dosazení

Velký průměr pístu

$$D_p = \sqrt{\frac{4 * F_v}{\pi * p} + d_p^2} = \sqrt{\frac{4 * 18000}{\pi * 4} + 125^2} = 146,1mm$$

Velký průměr bude kvůli rozměrům těsnícího kroužku $D_p = 150mm$

Nominální velikost předepínacího tlaku

$$p_1 = \frac{4 * F_v}{\pi(D_p^2 - d_p^2)} = \frac{4 * 18000}{\pi(150^2 - 125^2)} = 3,33MPa = 33,3bar$$

Minimální velikost předepínacího tlaku

$$p_2 = \frac{4 * F_{vmin}}{\pi(D_p^2 - d_p^2)} = \frac{4 * 4060}{\pi(150^2 - 125^2)} = 0,75MPa = 7,5bar$$

5.3.4 Těsnění předepínacího pístu

Pro zajištění funkce předepínacího pístu je třeba zatěsnit prostor zatížený vysokým tlakem . Zároveň musí být umožněn pohyb v axiálním směru. K tomu slouží lineární těsnící kroužky, které jsou vnitřní, nebo vnější. Kvůli zástavbovým rozměrům bude velký průměr těsněn vnějším kroužkem a malý průměr vnitřním kroužkem. Těsnění sestává ze dvou částí, těsnícího kroužku, který je vyroben z elastomeru s dobrými kluznými vlastnostmi a O-kroužku. Po přivedení tlaku do pracovního prostoru se O-kroužek deformuje a zvýší předpětí těsnícího kroužku. Pro naši aplikaci byl zvolen těsnící kroužek s označením PDD401500-M12V [37] (obr. 5.6) od výrobce Trelleborg pro velký průměr a RDD40125-M12V [38] (obr. 5.5) pro malý průměr. Obě těsnění odolávají tlaku až 35MPa.



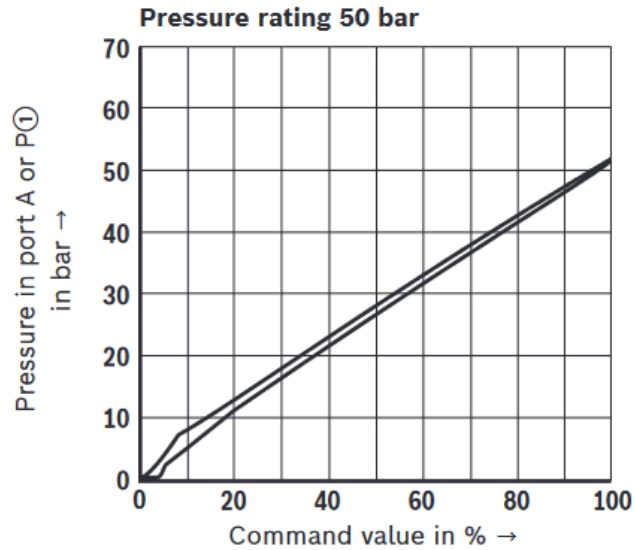
Obr. 5.6 Těsnící kroužek
PDD401500-M12V -Trelleborg [37]



Obr. 5.5 Těsnící kroužek
RDD40125-M12V -Trelleborg [38]

5.3.5 Řízení tlaku

Aby bylo možné měnit předpětí ložisek, je třeba ovládat tlak působící na předepínací píst. Jak již bylo zmíněno, během provozu stroje budeme volit mezi třemi hodnotami předpětí. Je tedy potřeba přepínat mezi třemi hodnotami tlaku. K nastavení přesné hodnoty velikosti tlaku slouží redukční ventil. Namísto dvou redukčních ventilů se nabízí možnost použití proporcionálního tlakového ventilu. Ten umožňuje nastavit velikost tlaku v závislosti na řídicím signálu. Pro naše potřeby vyhovuje ventil s označením DRE 6-1X/50MG24K4V od výrobce Rexroth s maximálním provozním tlakem 50bar. Závislost tlaku na řídicím signálu je znázorněna na obr. 5.7.



Obr. 5.7 Charakteristika ventilu DRE 6-1X/50MG24K4V – Rexroth [44]

Důležitá je kontrola skutečného tlaku v předepínacím mechanismu. K tomu slouží tlakový senzor. Rozsahem měřeného tlaku vyhovuje našim požadavkům senzor PN2012 od výrobce IFM. (obr.5.8)



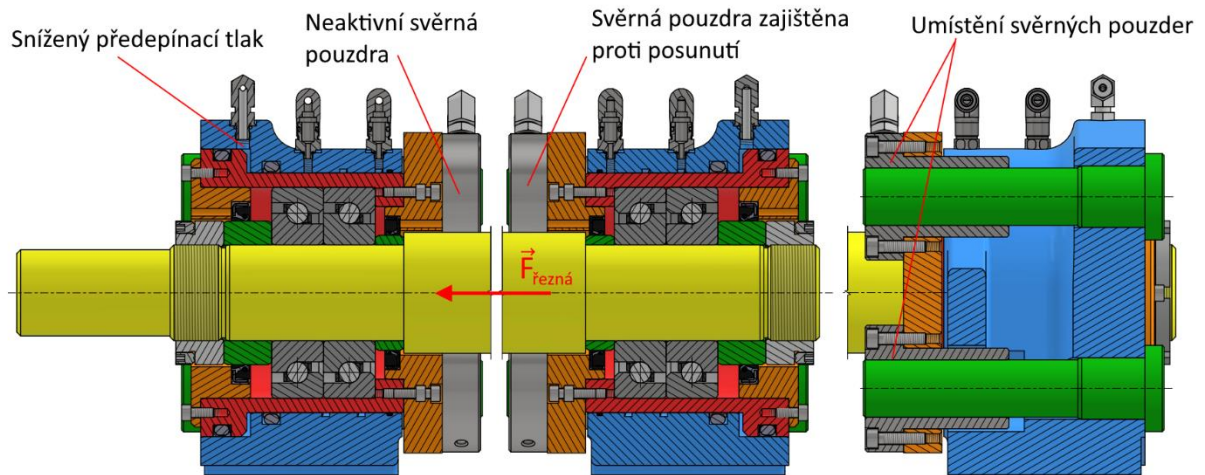
Obr. 5.8 Tlakový senzor PN2012-IFM [39]

Tab. 5.6 Parametry tlakového senzoru PN2012-IFM [39]

Měřicí rozsah	p [bar]	0..160
Procesní připojení		Vnitřní závit G1/4
Počet vstupů a výstupů		2 digitální výstupy, 1 analogový výstup

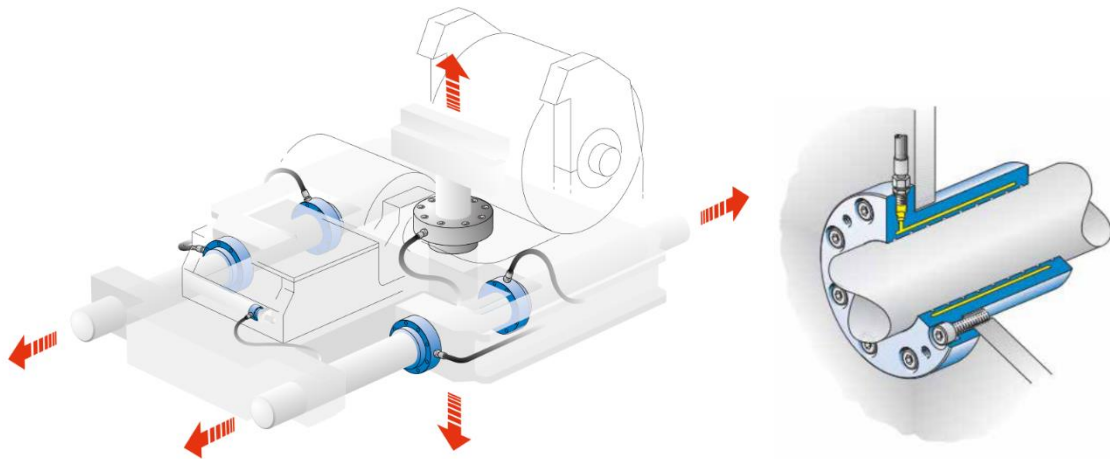
5.3.6 Zajištění ložiskové jednotky proti posunutí v axiálním směru

Během procesu obrábění působí na uložení řezná síla vždy na jeden z ložiskových domků. Pro dosažení rozměrové přesnosti obrobku musí být dvojice ložisek přenášející řeznou sílu zajištěna proti posunutí například pomocí hydraulicky ovládaných svěrných pouzder. Ložiska, na která nepůsobí řezná síla nebudou zajištěna proti posunutí. Vlivem poklesu tlaku v předepínacím pístu dojde ke snížení předpětí. Princip činnosti je znázorněn na obr. 5.9.



Obr. 5.9 Princip činnosti předepínacího mechanismu

Polohu ložiskové jednotky je možné zajistit pomocí hydraulicky ovládaného svěrného pouzdra typu Octopus od výrobce ETP. (obr.5.8) Vzhledem k zástavbovým rozměrům použijeme několik pouzder s označením Octopus 30. V případě návrhu uložení kuličkového šroubu o průměru 32mm je možné použít jedno svěrné pouzdro o průmětu 100mm a upínat přímo předepínací píst.



Obr. 5.10 Svěrné pouzdro ETP-Octopus [40]

Tab. 5.7 Parametry svěrného pouzdra ETP-Octopus 30 [40]

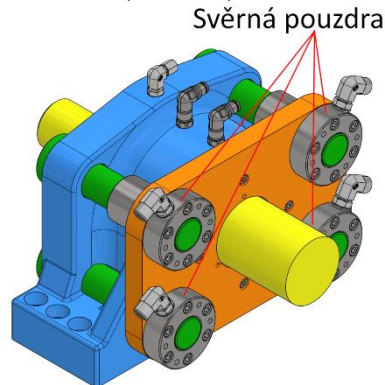
Vnitřní průměr	d_o [mm]	30
Vnější průměr	D_o [mm]	42
Ovládací tlak	p_o [bar]	350
Maximální axiální síla	F_{A1} [kN]	9

Počet svěrných pouzder

$$n = \frac{F_{max} * k}{F_{A1}} = \frac{20 * 1,5}{9} = 3,3 \quad (16)$$

Kde k je návrhový součinitel.

Použijeme tedy 4 svěrná pouzdra. Pro optimální rozložení síly musí být uspořádána symetricky kolem osy otáčení hřídele kuličkového šroubu. (obr 5.11)



Obr. 5.11 Uspořádání svěrných pouzder

Vzhledem k relativně vysokému tlaku pro ovládání svěrných pouzder je nutné použít multiplikátor tlaku.

Potřebný tlakový poměr, kde p_{in} je vstupní a p_{out} výstupní tlak:

$$I = \frac{p_{out}}{p_{in}} = \frac{350}{40} = 8,75 \quad (17)$$

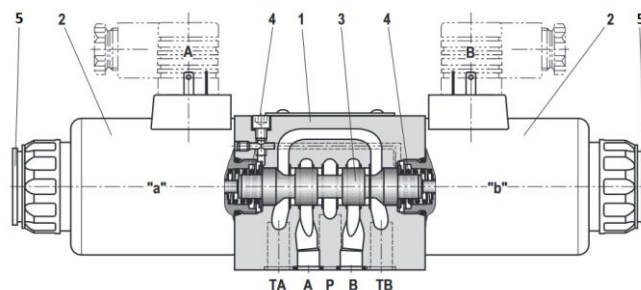
Takovým parametrům odpovídá multiplikátor s označením MP-S-P9.0-G od výrobce Scanwill.

Tab. 5.8 Parametry multiplikátoru tlaku Scanwill MP-S-P-9.0-G [41]

Tlakový poměr	I [-]	9
Maximální vstupní tlak	p_{in} [bar]	89
Maximální výstupní tlak	p_{out} [bar]	800

5.3.7 Řízení svěrných pouzder

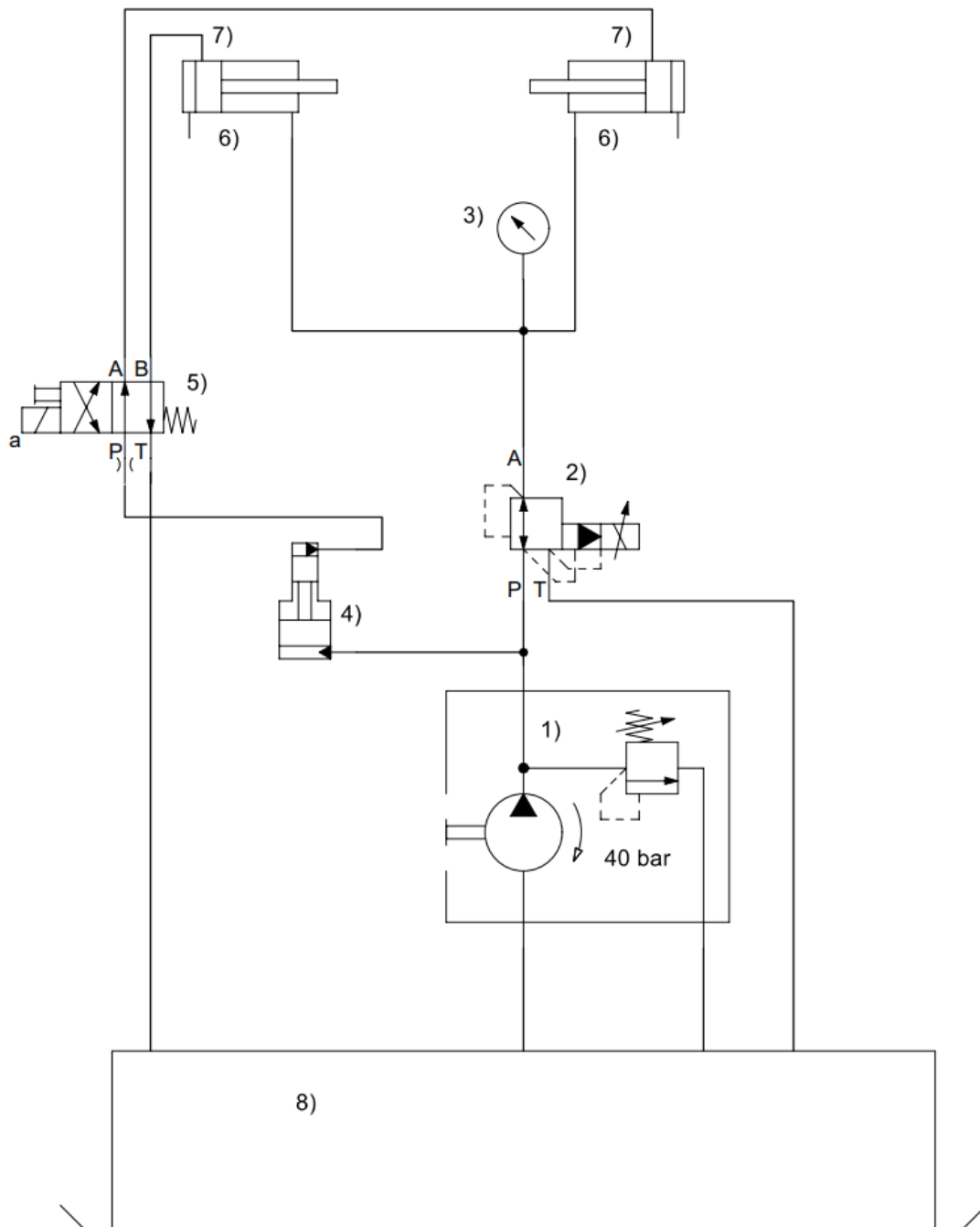
Při zatížení kuličkového šroubu axiální silou je aktivní vždy pouze jedna ložisková jednotka. Ta musí být zajištěna proti axiálnímu posunutí. Proto bude aktivní vždy jen jedna skupina svěrných pouzder. V tomto případě je vhodné využití hydraulického rozvaděče. Vzhledem k provoznímu tlaku a způsobu řízení volím rozvaděč s označením H5-4WE10D5X/EG24N9K4/M od výrobce Rexroth. Jedná se o čtyřcestný rozvaděč ovládaný pomocí solenoidu (obr. 5.12). Maximální provozní tlak je 420 bar. [42]



Obr. 5.12 Schéma hydraulického rozvaděče Rexroth [42]

- 1) Těleso rozvaděče
- 2) Solenoidy
- 3) Ovládací šoupátko
- 4) Pružiny
- 5) Ruční ovládání

5.3.8 Schéma hydraulického obvodu

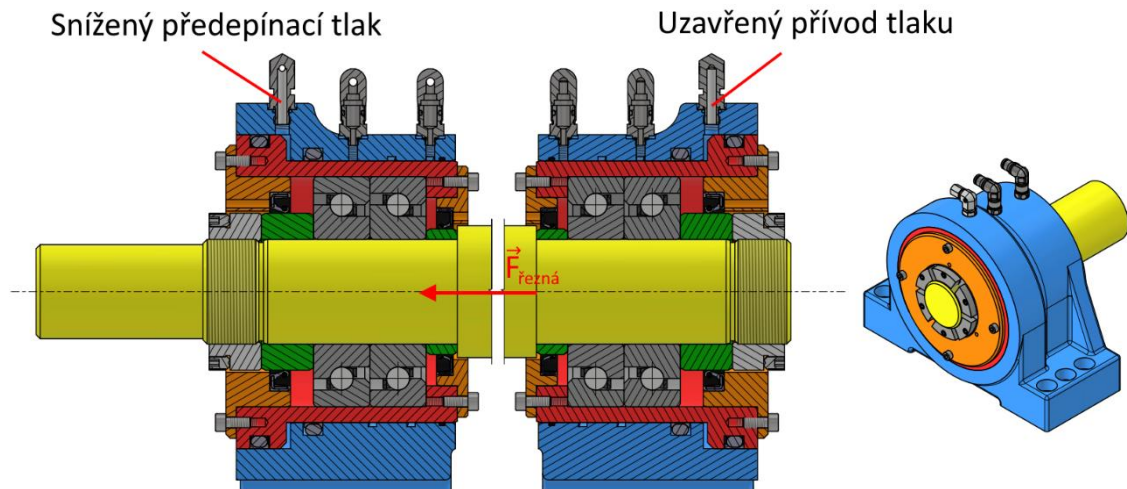


Obr. 5.13 Schéma hydraulického obvodu

- 1) Čerpadlo
- 2) Proporcionální tlakový ventil
- 3) Tlakový senzor
- 4) Multiplikátor tlaku
- 5) Hydraulický rozvaděč
- 6) Předepínací píst
- 7) Přívod tlaku ke svěrným pouzdrům
- 8) Zásobník hydraulické kapaliny

5.4 Předepínání ložisek bez svěrných pouzder

Zajištění ložisek proti posunutí lze také realizovat uzavřením přívodu tlaku do předepínacího pístu. Princip funkce předepínacího mechanismu bude shodný jako u předešlé variantě, ale svěrná pouzdra jsou nahrazena ventily obr. 5.14. Vnější zatížení působí proti uzavřenému objemu hydraulické kapaliny.

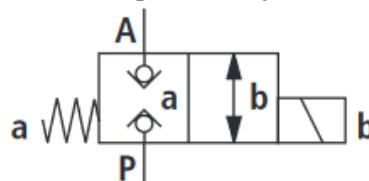


Obr. 5.14 Princip činnosti předepínacího mechanismu

Maximální tlak v systému je dán největším zatížením šroubu:

$$p_{max} = \frac{4 * F_{max}}{\pi(D_p^2 - d_p^2)} = \frac{4 * 20000}{\pi(150^2 - 125^2)} = 3,7MPa < p_{dov} \quad (18)$$

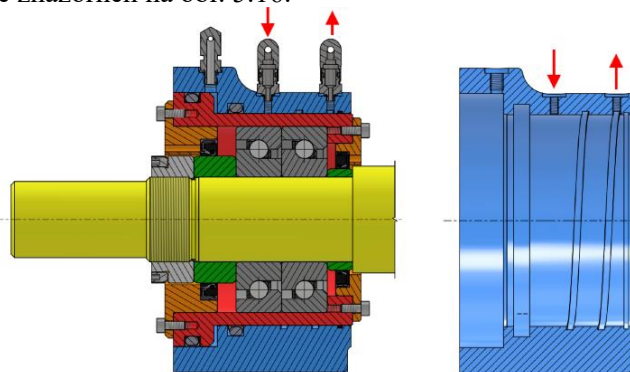
Každý předepínací píst musí mít vlastní ventil pro uzavření přívodu tlaku. K tomuto účelu byl zvolen ventil s označením M-2SED 6 NK1X/350CG24N9K4 od výrobce Rexroth, kde M-2 je počet portů, SED značí, že se jedná o sedlový ventil, 6 je třída velikosti, NK typ ventilu (obr. 5.15). Ventil je navržen pro maximální provozní tlak 350 bar a ovládání pomocí stejnosměrného napětí 24V. [43]



Obr. 5.15 Schéma sedlového ventilu Rexroth [43]

5.5 Mazání předepínacího pístu

Ložiska jsou zatížena axiální a radiální silou, zároveň musí být umožněn plynulý pohyb předepínacího pístu. Proto je potřeba zajistit přívod maziva mezi píst a ložiskový domek. Další funkcí je ochrana styčných ploch před opotřebením. Mazání je navrženo jako mezné, protože vůle v uložení musí být minimální. Přívod maziva je znázorněn na obr. 5.16.



Obr. 5.16 Cesta maziva v ložiskovém domku

6 ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout mechanismus umožňující změnu předpětí uložení kuličkového šroubu v závislosti na vnějším zatížení během provozu stroje. Tímto strojem je v našem případě frézovací CNC obráběcí centrum.

V první části je vymezen pojem „frézovací CNC obráběcí centrum“. Dále je provedena rešerše jednotlivých typů uspořádání lineárních os obráběcích center. Jsou zmíněny způsoby náhonu lineárních os a detailněji je uveden současný stav náhonu pomocí kuličkového šroubu a matice.

Dalším krokem bylo provedení systémového rozboru. Ten slouží jako podpora při tvorbě konstrukčních variant a následného výběru optimálního řešení. Nejvhodnější konstrukční varianta byla volena metodou známkování za pomoci kolegů z oboru.

Na základě současného stavu řešené problematiky a systémového rozboru byly navrženy tři konstrukční varianty. Jako nejvhodnější řešení se ukázalo ovládání předpětí pomocí dvojice hydraulických pístů. Nejprve byly podle rozměrů hřídele kuličkového šroubu určeny maximální otáčky a zatížení. Následně byla zvolena ložiska s trvanlivostí odpovídající minimálně trvanlivosti matice kuličkového šroubu. Podle velikosti vnějšího zatížení, rozměrů ložisek a dovoleného tlaku byly vypočteny rozměry předepínacího pístu. Dále je nastíněn způsob ovládání tlaku a byl navržen hydraulický obvod.

Pro pokrytí co největšího spektra středně velkých obráběcích center byly navrženy dvě varianty předepínacího mechanismu. První z nich využívá pro zajištění axiální polohy ložisek hydraulicky ovládaná svěrná pouzdra. To umožňuje relativně kompaktní provedení i pro vysoká zatížení. Dalším způsobem je zajištění polohy uzavřením přívodu tlaku do předepínacího pístu. Vnější zatížení tak působí proti uzavřenému objemu kapaliny. Pro zachování stejného ovládacího tlaku při vyšším zatížení je ale vyžadována relativně velká plocha pístu. Zatížení, vypočtenému v této práci, lépe vyhovuje druhá z uvedených variant, a to díky kompaktnějším rozměrům.

Dalším rozvojem problematiky adaptivního uložení kuličkového šroubu by mohla být optimalizace tvaru součástí za účelem dosažení vysoké tuhosti při zachování kompaktních rozměrů. Následně by bylo vhodné využít možnost změny tuhosti hřídele kuličkového šroubu spojené se změnou předpětí ložisek a navrhnout řídicí algoritmus. Protože se jedná o nové řešení, je třeba ověřit výsledky vypočtené v této práci experimentem. Tím by byly nalezeny i případné nedostatky řešení. Správnost řešení se prokáže dlouhodobým provozem.

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, J. et al. *Stavba a provoz CNC obráběcích strojů* [online]. Brno: Ústav výrobních strojů systému a robotiky, FSI, VUT v Brně, 23. 3. 2023, updated, průběžně aktualizován. 1. [cit. 2024-02-02]. ISBN 978-80-907452-4-7. Dostupné z: <https://www.os.fme.vutbr.cz>
- [2] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0*. Praha: MM publishing, s.r.o, 2018, 427 stran : barevné ilustrace, fotografie. ISBN 978-80-906310-8-3.
- [3] The Essential Guide To CNC Milling Machines. *HWACHEON ASIA PACIFIC* [online]. [cit. 2024-02-03]. Dostupné z: <https://hwacheonasia.com/cnc-milling-machines/>
- [4] Doosan BVM. In: *Mills CNC* [online]. [cit. 2024-02-03]. Dostupné z: <https://www.millscnc.co.uk/cnc-machines/machining-centres/vertical-machining-centres/bvm-series/>
- [5] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. Brno: Nakladatelství VUT, 1992, 216 s. : il., grafy, schémata. ISBN 80-214-0470-1.
- [6] BRECHER, Christian. *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 2*. 9. Aufl. 2017 edition. Netherlands: Springer Nature, 2017, 808 s. ISBN 3662465671. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-662-46567-7
- [7] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014, 684 s. : il. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [8] *DNR Machine tools* [online]. In: . [cit. 2024-04-26]. Dostupné z: https://dnr.com.tr/pdf/EN_Catalogue.pdf
- [9] *DMG Mori NHX 8000* [online]. In: . [cit. 2024-04-26]. Dostupné z: <https://5.imimg.com/data5/EN/XT/MY-11387006/dmg-mori-horizontal-nhx-series-milling-machine-nhx-8000.pdf>
- [10] *DMG Mori DIXI 210/DIXI 270* [online]. In: . [cit. 2024-04-26]. Dostupné z: https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/244466/pm0uk13-dixi-pdf-data.pdf
- [11] *TOS Varnsdorf-Maxima I/II* [online]. In: . [cit. 2024-04-26]. Dostupné z: <https://www.tosvarnsdorf.cz/cs/maxima-i-ii>
- [12] *GEORG ultramill H* [online]. In: . [cit. 2024-04-26]. Dostupné z: https://www.georg.com/fileadmin/downloads/products/machine-tools/ultramill/GEORG_ultramill-H_EN.pdf
- [13] *PAMA Speedmill* [online]. In: . [cit. 2024-04-26]. Dostupné z: https://mrm-machinery.cz/wp-content/uploads/2016/05/PAMA_cat_SPEEDMILL-2015-EN_OK.pdf
- [14] *DMG Mori – DMF 200/8* [online]. In: . [cit. 2024-04-26]. Dostupné z: <https://aut-hon.it/images/prodotti/schede/prod-9-it.pdf>
- [15] *Okuma MA-8000H* [online]. In: . [cit. 2024-04-26]. Dostupné z: <https://www.okuma.co.jp/english/product/hmc/ma-8000h.html>

- [16] *DMG Mori Gantry series* [online]. In: . [cit. 2024-04-26]. Dostupné z: <https://5.imimg.com/data5/ST/BD/MY-11387006/dmg-mori-5-axix-dmu-gantry-series-milling-machine-dmu-340-gantry.pdf>
- [17] *Waldrich Siegen ProfiMill 8500-120/G* [online]. In: . [cit. 2024-04-26]. Dostupné z: <https://www.wp.de/staedte/siegerland/waldrich-siegen-baut-die-groesste-werkzeugmaschine-der-welt-id226514365.html>
- [18] *Doosan DBM Series* [online]. In: . [cit. 2024-04-26]. Dostupné z: <https://www.millscnc.co.uk/cnc-machines/machining-centres/double-column-moving-cross-rail/dbm-series/>
- [19] *Waldrich Coburg Powertec* [online]. In: . [cit. 2024-04-26]. Dostupné z: <https://www.multistation.com/en/product/waldrich-coburg-vertical-milling/>
- [20] *Hermle C400 basic* [online]. In: . [cit. 2024-04-26]. Dostupné z: <https://www.kingsburyuk.com/app/uploads/2018/10/Hermle-C400-Brochure-1.pdf>
- [21] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991, 214 s. : il. tabulky, grafy. ISBN 80-214-0361-6.
- [22] *Ball Screw THK General Catalog* [online]. [cit. 2024-02-10]. Dostupné z: https://tech.thk.com/en/products/pdf_download.php?file=E_15_BallScrew.pdf
- [23] SKF. *Rollengewindetriebe* [online]. [cit. 2024-02-10]. Dostupné z: https://www.boie.de/INTER-SHOP/static/WFS/BOIE-Site/BOIE_DE/BOIE-BOIE_DE/de_DE/Kataloge/SKF/4351DE.pdf
- [24] WITTENSTEIN. *WITTENSTEIN alpha Linear System* [online]. [cit. 2024-02-11]. Dostupné z: <https://alpha.wittenstein.de/fileadmin/06-Downloads/WITTENSTEIN-alpha/Kataloge/Kataloge-Flyer-en/alpha-linear-systems-en.pdf>
- [25] ATLANTA DRIVES. *Atlanta MSD* [online]. [cit. 2024-02-11]. Dostupné z: <https://www.atlantadrives.com/pdf/AtlantaMSD.pdf>
- [26] *Servotak precision gearboxes* [online]. In: . [cit. 2024-04-26]. Dostupné z: <https://www.servotak.eu/products/rack-pinion-systems/sl-high-precision-rack-pinion-systems>
- [27] TECHNISCHE UNIVERSITÄT DRESDEN, INSTITUT FÜR WERKZEUGMASCHINEN UND STEUERUNGSTECHNIK. *Lineardirektantriebe in Werkzeugmaschinen* [online]. 3. - 4. ledna 2009n. 1. [cit. 2024-02-10]. Dostupné z: <https://tu-dresden.de/ing/maschinenwesen/imd/lwm/ressourcen/dateien/institut/wzmf/WZM-FaSem14-Ta-gungsband.pdf?lang=en>
- [28] *AM-Kugelgewindetriebe* [online]. 2023 [cit. 2024-02-11]. Dostupné z: https://www.amanne-smann.de/fileadmin/user_upload/downloads/de/Kugelgewindetriebe/Webversion_AM_Kugelgewindetriebe_2023_DE.pdf
- [29] *Lagervorspannung* [online]. [cit. 2024-02-11]. Dostupné z: https://cdn.skfmedia-hub.skf.com/api/public/0901d196809bc236/pdf_preview_medium/0901d196809bc236_pdf_preview_medium.pdf
- [30] JANÍČEK, Přemysl a Jiří MAREK. *Expertní inženýrství v systémovém pojetí*. Praha: Grada, 2013, 592 s. : il. ; 25 cm. ISBN 978-80-247-4127-7.

- [31] KSK PRECISE MOTION. *Kuličkové šrouby* [online]. [cit. 2024-04-17]. Dostupné z: <https://www.mpdims.cz/contents/editor/ke-stazeni/kulickove-srouby/KSK%20srouby.pdf>
- [32] SCHAEFFLER. *Lager für Gewindetriebe* [online]. [cit. 2024-04-24]. Dostupné z: https://www.google.de/url?sa=t&source=web&rct=j&opi=89978449&url=https://www.schaeffler.de/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/download_8/tpi123_de_de.pdf&ved=2ahUKewiS9qHMvduFAxXNxAIHHZXMCQcQFno-ECBUQAQ&usq=AOvVaw2ImFgNJLLgLkVuORpcmHt6
- [33] SCHAEFFLER. *AM50 Precision locknut* [online]. [cit. 2024-05-04]. Dostupné z: <https://medias.schaeffler.cz/cs/product/rotary/rolling-and-plain-bearings/p%25%99islusenstvi/precision-locknuts/am50/p/408902?redirect=true>
- [34] TRELLEBORG. *TRA00750-N7MM2* [online]. [cit. 2024-05-04]. Dostupné z: <https://www.trelleborg.com/ecatalog/products/rotary-seals/radial-oil-seals/tss-type-tra-and-stefa-type-cb/TRA100750-N7MM2.html?ref=search>
- [35] TRELLEBORG. *TRA0060-N7MM2* [online]. [cit. 2024-05-04]. Dostupné z: <https://www.trelleborg.com/ecatalog/products/rotary-seals/radial-oil-seals/tss-type-tra-and-stefa-type-cb/TRAB00600-N7MM2.html?ref=searchra-and-stefa-type-cb/TRA300600-N7MMP.html?ref=search>
- [36] SCHAEFFLER. *Load carrying capacity and life* [online]. [cit. 2024-05-15]. Dostupné z: <https://medias.schaeffler.de/en/load-carrying-capacity-and-life#20712987403>
- [37] TRELLEBORG. *PDD401500-M12V* [online]. [cit. 2024-05-05]. Dostupné z: <https://www.trelleborg.com/ecatalog/products/piston-seals/turcon-double-delta/turcon-double-delta-with-o-ring-as-set/PDD401500-M12V.html?ref=search>
- [38] TRELLEBORG. *RDD40125-M12V* [online]. [cit. 2024-05-05]. Dostupné z: <https://www.trelleborg.com/ecatalog/products/rod-seals/turcon-double-delta/turcon-double-delta-with-o-ring-as-set/RDD401250-M12V.html?ref=search>
- [39] IFM. *Tlakový senzor* [online]. [cit. 2024-05-05]. Dostupné z: <https://www.ifm.com/cz/cs/product/PN2012>
- [40] ETP. *Hydraulic bushes and clamping elements* [online]. [cit. 2024-05-05]. Dostupné z: https://www.lenze-selection.com/fileadmin/lenze-selection/documents/en/catalogue/Catalogue_Lenze_Selection_ETP_Hydraulic_Bushes_and_Clamping_Elements_EN.pdf#page=36
- [41] SCANWILL. *MP-S-P-9.0-G* [online]. [cit. 2024-05-05]. Dostupné z: <https://www.hydrady-nelle.com/product/mp-s-p-90-g/mp-s>
- [42] REXROTH. *H5-4WE10D5X/EG24N9K4/M* [online]. [cit. 2024-05-05]. Dostupné z: https://store.boschrexroth.com/Hydraulika/Ventily/Cestn%C3%A9-ventily/Hydraulick%C3%A9-rozv%C3%A1d%C4%9B%C4%8De-Onoff/ROZ-VAD%C4%9A%C4%8C_R901365007?cclcl=cs_CZ
- [43] REXROTH. *Hydraulické rozváděče On/off* [online]. [cit. 2024-05-15]. Dostupné z: https://store.boschrexroth.com/Hydraulika/Ventily/Cestn%C3%A9-ventily/Hydraulick%C3%A9-rozv%C3%A1d%C4%9B%C4%8De-Onoff?cclcl=cs_CZ

- [44] REXROTH. *Pressure reducing valves, proportional* [online]. [cit. 2024-05-05]. Dostupné z: https://store.boschrexroth.com/Hydraulics/Valves/Pressure-valves/Pressure-reducing-valves-proportional?cclcl=en_TH

8 SEZNAM TABULEK, OBRÁZKŮ A SYMBOLŮ

8.1 Seznam tabulek

Tab. 2.1 Dělení obráběcích center podle velikosti a hmotnosti obrobku [2].....	16
Tab. 4.1 Hodnocení varianty 1	33
Tab. 4.2 Hodnocení varianty 2	33
Tab. 4.3 Hodnocení varianty 3	33
Tab. 5.1 Výpočtové parametry matice matic typu AP+A [31].....	34
Tab. 5.2 Parametry ložiska FAG 7603050-TVP [32].....	36
Tab. 5.3 Parametry matice INA AM50 [33].....	36
Tab. 5.4 Parametry hřídelového těsnění TRA00750-N7MM2 [34].....	36
Tab. 5.5 Parametry hřídelového těsnění TRA0060-N7MM2 [35].....	37
Tab. 5.6 Parametry tlakového senzoru PN2012-IFM [39].....	40
Tab. 5.7 Parametry svěrného pouzdra ETP-Octopus 30 [40].....	41
Tab. 5.8 Parametry multiplikátoru tlaku Scanwill MP-S-P-9.0-G [41].....	42

8.2 Seznam obrázků

Obr. 2.1 Hlavní části frézovacího centra Doosan serie BVM [4].....	16
Obr. 2.2 Rozdělení lineárních CNC os [6].....	17
Obr. 2.3 Deltoidní stojan (TMC – DNR) [8].....	18
Obr. 2.4 Provedení Box in Box NHX - DMG Mori [9].....	18
Obr. 2.5 Pevný stojan s příčnickem vedeným zepředu (DMG Mori- DIXI) [10].....	18
Obr. 2.6 Pevný stojan s příčnickem vedeným	18
Obr. 2.7 Výsuvný vřeteník v saních tvaru „L“ (MTE serie FBR-MT) [1].....	19
Obr. 2.8 Výsuvný vřeteník „Box in Box“ (Georg) [12].....	19
Obr. 2.9 Výsuvný vřeteník „O“ stojan (Pama SpeedMill) [13].....	20
Obr. 2.10 Pohyblivý stojan tvaru písmene „C“ (DMG Mori – DMF 200/8) [14].....	20
Obr. 2.11 Pohyblivý stojan tvaru písmene „C“ (Okuma MA-8000H) [15].....	20
Obr. 2.12 Pohyblivý příčnick (horní gántry) (DMG Mori – MDU 340 Gantry) [16].....	21
Obr. 2.13 Pohyblivý příčnick (spodní gántry) s pevným příčnickem (DMG Mori – DMU 200) [16].....	21
Obr. 2.14 Spodní gántry s pohyblivým příčnickem (Waldrich Siegen ProfiMill 8500-120/G) [17].....	21
Obr. 2.15 Posuvným stůl s pevným příčnickem (Doosan dbm 2030) [18].....	21
Obr. 2.16 Posuvným stůl s pohyblivým příčnickem (Waldrich Coburg Powertec) [19].....	21
Obr. 2.17 Pohyblivý příčnick (horní gántry) [20].....	22
Obr. 2.18 Řez kuličkovou maticí [6].....	23
Obr. 2.19 Způsoby cirkulace kuliček [22].....	23
Obr. 2.20 Způsoby předpětí kuličkového šroubu [6].....	24
Obr. 2.21 Řez maticí planetového šroubového převodu [6].....	24
Obr. 2.22 Předpětí planetového šroubového převodu [23].....	25
Obr. 2.23 Pohon pastorek-hřeben [24].....	25
Obr. 2.24 Vymezení vůle děleným pastorkem [25].....	25
Obr. 2.25 Systém Master Slave [26].....	26
Obr. 2.26 Lineární motor [27].....	26
Obr. 2.27 Způsoby ukládání konců rotujících kuličkových šroubů [28].....	27
Obr. 2.28 Náhon pomocí poháněné matice [1].....	27
Obr. 2.29 Uspořádání axiálně radiálních valivých ložisek [29].....	27
Obr. 3.1 Podmnožiny systému podstatných veličin.....	30
Obr. 4.1 Náčrt varianty 1.....	31
Obr. 4.2 Náčrt varianty 2.....	31
Obr. 4.3 Náčrt varianty 3.....	32

<i>Obr. 5.1 Model zvolené varianty</i>	34
<i>Obr. 5.2 Hřídelové těsnění typu TRA-Trelleborg [34]</i>	37
<i>Obr. 5.3 Závislost výsledného zatížení ložiska na provozním zatížení [32]</i>	37
<i>Obr. 5.4 Náčrt předepínacího pístu</i>	38
<i>Obr. 5.5 Těsnící kroužek RDD40125-M12V -Trelleborg [38]</i>	39
<i>Obr. 5.6 Těsnící kroužek PDD401500-M12V -Trelleborg [37]</i>	39
<i>Obr. 5.7 Charakteristika ventilu DRE 6-1X/50MG24K4V – Rexroth [44]</i>	40
<i>Obr. 5.8 Tlakový senzor PN2012-IFM [39]</i>	40
<i>Obr. 5.9 Princip činnosti předepínacího mechanismu</i>	41
<i>Obr. 5.10 Svěrné pouzdro ETP-Octopus [40]</i>	41
<i>Obr. 5.11 Uspořádání svěrných pouzder</i>	42
<i>Obr. 5.12 Schéma hydraulického rozvaděče Rexroth [42]</i>	42
<i>Obr. 5.13 Schéma hydraulického obvodu</i>	43
<i>Obr. 5.14 Princip činnosti předepínacího mechanismu</i>	44
<i>Obr. 5.15 Schéma sedlového ventilu Rexroth [43]</i>	44
<i>Obr. 5.16 Cesta maziva v ložiskovém domku</i>	44

8.3 Seznam symbolů

C_{am}	- Základní dynamická únosnost matice	[N]
C_{0m}	- Základní statická únosnost matice	[N]
R	- Tuhost kuličkového převodu	[N/μm]
f_n	- Součinitel typu uložení	[-]
n_{kr}	- Kritické otáčky kuličkového šroubu	[ot/min]
n_{max}	- Maximální otáčky kuličkového šroubu	[ot/min]
f_m	- Koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu	[-]
n_m	- Otáčky kuličkového šroubu	[ot/min]
$F_{ma(1),(2)}$	- Zatížení matice kuličkového šroubu	
L_h	-Trvanlivost matice kuličkového šroubu	[h]
Q_{kr}	- Kritické zatížení kuličkového šroubu vzhledem ke vzpěrné tuhosti hřídele	[N]
F_{max}	-Maximální zatížení kuličkového šroubu vzhledem ke vzpěrné tuhosti hřídele	[N]
F_a	- Axiální zatížení ložisek	[N]
F_r	- Radiální zatížení ložisek	[N]
P	- Ekvivalentní zatížení ložisek	[N]
C_{al}	- Základní dynamická únosnost skupiny ložisek	[N]
C_r	- Základní dynamická únosnost jednoho ložiska	[N]
C_{0r}	- Základní statická únosnost jednoho ložiska	[N]
C_{ur}	- Mezní únavové zatížení	[N]
d	- Vnitřní průměr ložiska	[mm]
D	- Vnější průměr ložiska	[mm]
B	- Šířka ložiska	[mm]
n_r	- Referenční otáčky ložiska	[ot/min]
n_{vr}	- Mezní otáčky ložiska	[ot/min]
α	-Kontaktní úhel ložiska	[°]
F_{am}	- Dovolené axiální zatížení matice INA	[N]
M	- Utahovací moment matice	[Nm]
d_1	- Vnitřní průměr hřídelového těsnění	[mm]
d_2	- Vnější průměr hřídelového těsnění	[mm]
b	-Šířka hřídelového těsnění	[mm]
F_{min}	- Minimální předepínací síla ložiska	[N]
F_{vmin}	- Minimální předepínací síla dvojice ložisek	[N]
F_{v1}	- Maximální předepínací síla ložiska	[N]



F_v	- Maximální předepínací síla dvojice ložisek	[N]
p	-Předepínací tlak	[MPa]
F_p	- Předepínací síla	[N]
S_p	-Plocha předepínacího pístu	[mm ²]
D_p	-Velký průměr pístu	[mm]
d_p	- Malý průměr pístu	[mm]
p_1	- Nominální velikost předepínacího tlaku	[MPa]
p_2	- Minimální velikost předepínacího tlaku	[MPa]
d_o	- Vnitřní průměr svěrného pouzdra	[mm]
D_o	- Vnější průměr svěrného pouzdra	[mm]
p_o	- Ovládací tlak svěrného pouzdra	[bar]
F_{A1}	- Maximální axiální síla svěrného pouzdra	[kN]
I	-Tlakový poměr multiplikátoru tlaku	[-]
p_{in}	- Maximální vstupní tlak multiplikátoru tlaku	[bar]
p_{out}	- Maximální výstupní tlak multiplikátoru tlaku	[bar]
p_{max}	- Maximální tlak v hydraulickém systému	[bar]



9 SEZNAM PŘÍLOH

Druh dokumentu	Název	Číslo výkresu
Výkres sestavení	Uložení kuličkového šroubu bez svěrných pouzder	1-18-3B/3-1/1
Výkres součásti	Předeplinací píst	3-18-3B/3-2/1
Výkres součásti	Kuličkový šroub	2-18-3B/3-2/2
Výkres součásti	Záslepka 1	3-18-3B/3-2/3
Výkres součásti	Distanční kroužek 1	4-18-3B/3-2/4
Výkres součásti	Záslepka 2	3-18-3B/3-2/5
Výkres součásti	Distanční kroužek 2	4-18-3B/3-2/6
Výkres součásti	Ložiskový domek	1-18-3B/3-2/7
3D model	Uložení kuličkového šroubu bez svěrných pouzder	