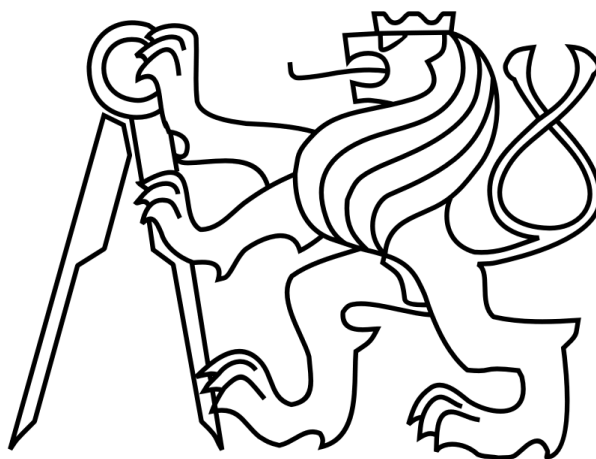


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Typy pohonů posuvových os obráběcích strojů

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Neumann** Jméno: **Marek** Osobní číslo: **483199**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Typy pohonů posuvových os obráběcích strojů

Název bakalářské práce anglicky:

Feed drives types

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Rešerše typů používaných pohonů posuvových os obráběcích strojů podle jejich celkových ukazatelů (délka osy, pohyblivá hmota, rychlost osy, zrychlení osy, zaměření stroje atd.), modelování jejich dalších vlastností; Osnova práce: 1) Rešerše typů pohonů posuvových os, katalogizace aktuálně používaných pohonů posuvových os obráběcích strojů různých koncepcí, velikostí, výrobců, zaměření atd., rešerše tvorby modelů pohonů. 2) Roztřídění pohonů posuvových os strojů podle jejich vlastností a použitého typu pohonu, vyhodnocení korelací. 3) Sestavení modelů pohonů s podobnými vlastnostmi ale různým typem pohonů, vyhodnocení dynamických vlastností pohonů. 4) Shrnutí zjištěných informací a korelací, diskuze preferencí při volbě typu pohonu; Rozsah grafické části: bez grafické části; Rozsah textové části: 40-60 stran;

Seznam doporučené literatury:

Veselý, J.: Matematický model posuvové osy obráběcího stroje s kuličkovým šroubem. [Diplomová práce]. Praha: ČVUT v Praze, 2005; Veselý, J.: Komplexní modelování dynamiky a řízení NC strojů. [Disertační práce]. Praha: ČVUT v Praze, 2009.; Bubák, A.: Zvyšování dynamiky a přesnosti posuvových os obráběcích strojů. [Disertační práce]. Praha: ČVUT v Praze, 2004

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Vojtěch Matyska, Ph.D. ústav výrobních strojů a zařízení FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **20.04.2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **25.07.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: **30.09.2022**

Ing. Vojtěch Matyska, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

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

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

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

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

V Praze dne 25.7.2022

.....

podpis

Poděkování

Děkuji Ing. Vojtěchu Matyskovi Ph.D. za odborné vedení, trpělivost, vstřícnost a ochotu, kterou mi v průběhu zpracování bakalářské práce věnoval. Mé poděkování patří též Ing. Václavu Krámovi, vedoucímu strojní konstrukce společnosti Kovošvit MAS Machine Tools, a.s., za spolupráci při získávání údajů pro tvorbu dynamických modelů.

Anotace

Autor	Marek Neumann
Název BP	Typy pohonů posuvových os obráběcích strojů
Rozsah práce	59 str., 35 obr., 4 tab.
Školní rok vyhotovení	2022
Škola	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav	Ú12135 Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí BP	Ing. Vojtěch Matyska Ph.D.
Zadavatel	ČVUT v Praze, FS, Ú12135
Využití	Uplatnění mechanismů posuvů na lineárních osách strojů různých koncepcí
Klíčová slova	Pohony lineárních os, obráběcí stroje, kuličkový šroub, hřeben a pastorek, dynamický model, dynamické vlastnosti
Anotace	Práce je zaměřena na řešení problematiky využití mechanismů pohonů posuvových os u obráběcích strojů. Cílem práce je tvorba katalogu lineárních os, za účelem ověření domněnky, že kuličkové šrouby jsou použity u kratších os a hřeben s pastorky u delších os. Grafické výsledky katalogizace jsou následně ověřeny a podpořeny výsledky dynamických modelů lineárních os.

Annotation

Author	Marek Neumann
Title of BT	Feed drives types
Extent	59 p., 35 fig., 4 tab.
Academic year	2022
University	CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering
Department	Ú12135 Department of Production Machines and Equipment
Supervisor	Ing. Vojtěch Matyska Ph.D.
Submitter	CTU in Prague, FME, Ú12135
Application	Application of feed drives types on linear axes of machine tools different conceptions
Key words	Feed drives types, machine tools, ball screw, rack and pinion, dynamic model
Annotation	Bachelor thesis solves problematics of an application of different feed drives types on linear axes of machine tools different conceptions. Purpose of the thesis is to create a catalog of real linear axes and verification of a general assumption, that on a shorter linear axes are used ball screws and on a longer axes are applied racks and pinions. Graphic interpretations of the catalog will be supported by a results of dynamic models two real linear axes.



Obsah

1	Úvod	11
1.1	Cíl práce.....	11
2	Rešerše pohonů posuvových os.....	13
2.1	Lineární posuvové soustavy.....	13
2.1.1	Způsoby posuvů.....	14
2.2	Pohony s kuličkovými šrouby	14
2.2.1	Základní konstrukční metody pohonu kuličkového šroubu a matice	16
2.2.2	Možnosti uložení kuličkového šroubu.....	17
2.2.3	Metody oběhu kuliček v matici	18
2.2.4	Vymezení vůle, předepnutí.....	18
2.2.5	Profil závitu.....	19
2.2.6	Výhody a nevýhody pohonu s kuličkovým šroubem	20
2.3	Pohony s hřebenem a pastorkem	20
2.3.1	Přímé a šikmé ozubení.....	21
2.3.2	Vymezení vůle.....	21
2.3.3	Výhody a nevýhody pohonu s hřebenem a pastorkem.....	23
2.4	Základy tvorby dynamického modelu	23
2.4.1	Náhrady komponent pohonů	24
3	Tvorba katalogu lineárních os.....	26
3.1	Stroje použité k tvorbě katalogu a jejich výrobci.....	26
3.1.1	KOVOSVIT MAS Machine tools, a.s.	26
3.1.2	TOS Varnsdorf, a.s.....	27
3.1.3	TOS Kuřim – OS, a.s.....	29
3.1.4	Tajmac-ZPS, a.s.....	29
3.1.5	BRAY CNC Machining Centres.....	29
3.2	Analýza katalogu lineárních os.....	29
3.2.1	Rozdělení os	31
3.3	Stanovení relevantní přechodové oblasti	35
3.4	Shrnutí kapitoly	38
4	Modelování dynamických vlastností posuvových os.....	39



4.1	Reálná osa s kuličkovým šroubem.....	39
4.2	Reálná osa s hřebenem a pastorkem	40
4.3	Model osy s kuličkovým šroubem.....	41
4.4	Model osy s hřebenem a pastorkem	46
4.5	Porovnání dynamických modelů	48
4.5.1	Hypotetický model osy s kuličkovým šroubem	50
4.6	Shrnutí kapitoly	52
5	Závěr.....	53
	Seznam použité literatury.....	54
	Seznam obrázků	56
	Seznam tabulek	58
	Seznam příloh	59



Přehled použitých veličin a jednotek

Značka Jednotka Popis

A	[dB]	Amplituda
E	[Pa]	Modul pružnosti v tahu
f(t)	[-]	Vektor vnějších sil
F_L	[N]	Vnější síla působící na hnanou hmotu
F_{POM}	[N]	Síla na pomocné souřadnici
G	[Pa]	Modul pružnosti ve smyku
h	[m/rad]	Stoupání kuličkového šroubu
J_{ij}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti segmentu kuličkového šroubu
J_m	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti motoru
J_M	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti komponent na souřadnici φ_M
J_p	[m ⁴]	Polární kvadratický moment průřezu kuličkového šroubu
J_P	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti komponent na souřadnici φ_P
$J_{pastorek}$	[kg.m ²]	Katalogová hodnota momentu setrvačnosti pastorku
$J_{PŘ}$	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti převodovky
J_S	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti pružné spojky
J_1	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti komponent na souřadnici φ_1
K		Matrice tuhosti
K_{Aij}	[N/m]	Axiální tuhost segmentu kuličkového šroubu
K_{AL}	[N/m]	Axiální tuhost ložiska
K_M	[N/m]	Axiální tuhost kuličkové matice
K_{PH}	[N/m]	Styková axiální tuhost v ozubení mezi hřebenem a pastorkem
$K_{PŘ}$	[N.m/rad]	Celková tuhost převodovky (redukovaná na vstup)
$K_{PŘ\ katalog}$	[N.m/rad]	Katalogová tuhost převodovky (redukovaná na výstup)
k_S	[N.m/rad]	Torzní tuhost pružné spojky



k_{Tij}	[N.m/rad]	Torzní tuhost segmentu kuličkového šroubu
L	[m]	Délka kuličkového šroubu mezi ložisky
L_{ij}	[m]	Délka segmentu kuličkového šroubu
M		Matice hmotnosti
m_{ij}	[kg]	Hmotnost segmentu kuličkového šroubu
M_K	[N.m]	Kroučící moment motoru
m_L	[kg]	Hmotnost hnané hmoty
M_{POM}	[N.m]	Moment na pomocné souřadnici
ρ_{PH}	[rad/m]	Převod mezi pastorkem a hřebenem
$\rho_{PŘ}$	[-]	Převod převodovky
q		Vektor nezávislých souřadnic
r_P	[m]	Poloměr pastorku
s	[mm/ot]	Stoupání kuličkového šroubu
S	[m ²]	Plocha průřezu kuličkového šroubu
x_i	[m]	Souřadnice popisující posuv segmentů kuličkového šroubu
x_L	[m]	Poloha hnané hmoty
x_{POM}	[m]	Pomocná souřadnice (závislá)
ρ	[kg.m ³]	Hustota materiálu
φ_i	[rad]	Souřadnice popisující natočení segmentů kuličkového šroubu
φ_M	[rad]	Natočení rotoru motoru
φ_P	[rad]	Natočení pastorku
Ω	[Hz]	Vlastní frekvence



1 Úvod

Práce je zaměřena na řešení problematiky využití mechanismů pohonů posuvových os u obráběcích strojů. Předpokládá se rozdělení, že kuličkové šrouby jsou použity u kratších os a hřeben s pastorky u delších os, i když toto rozdělení nemá přesně stanovenou pevnou hranici a existuje přechodová oblast použití obou mechanismů.

Horní hranice přechodové oblasti pro delší lineární osy je dána omezujícími parametry pohonů s kuličkovými šrouby, kdy s narůstající délkou osy je použití kuličkového šroubu limitováno samotným konstrukčním řešením, protože nelze vyrobit dostatečně dlouhé kuličkové šrouby a u delších šroubů nelze vyřešit problém vzpěru, průhybu a kmitání šroubu. Proto u delších os nalezneme využití hřeben s pastorkem se svým teoreticky neomezeným zdvihem. Otazník nastává na spodní hranici přechodové oblasti, kde u kratších os je možné použití obou mechanismů. Použití hřebenu s pastorkem u kratších os konstrukčně nic nebrání, není však zcela zřejmé, proč se na krátkých osách nevyužívají a převládají krátké osy s kuličkovými šrouby.

1.1 Cíl práce

Hlavním cílem práce je data podpořit předpokládané rozdělení typů pohonů podle délky posuvové osy, kdy na kratší osy jsou použity pohony s kuličkovým šroubem a na delší osy pohony s pastorkem a hřeben. Při potvrzení tohoto předpokladu budou na základě těchto dat a dalších modelů hledány důvody pro toto rozdělení.

Hlavní cíl práce tak bude naplněn dvěma body:

- Katalogizace typů pohonů os strojů různých koncepcí na základě analýzy portfolia hlavních výrobců obráběcích strojů v České republice se zaměřením hlavně na frézovací a soustružnické stroje. Mezi hlavní parametry, dle kterých bude prováděná katalogizace os, patří zejména délka osy, ale také hmotnost pohyblivých částí, rychlost a zrychlení osy a zaměření samotného obráběcího stroje.
- Na základě dynamických modelů dvou reálných ekvivalentních os, jedné osy s kuličkovým šroubem a druhé s hřebenem a pastorkem, bude



provedeno porovnání výsledků vlastností jednotlivých mechanismů posuvů a korelace s daty získanými ze sestaveného katalogu lineárních os a diskuse preferencí při volbě typu pohonu v závislosti na parametrech pohonu.



2 Rešerše pohonů posuvových os

2.1 Lineární posuvové soustavy

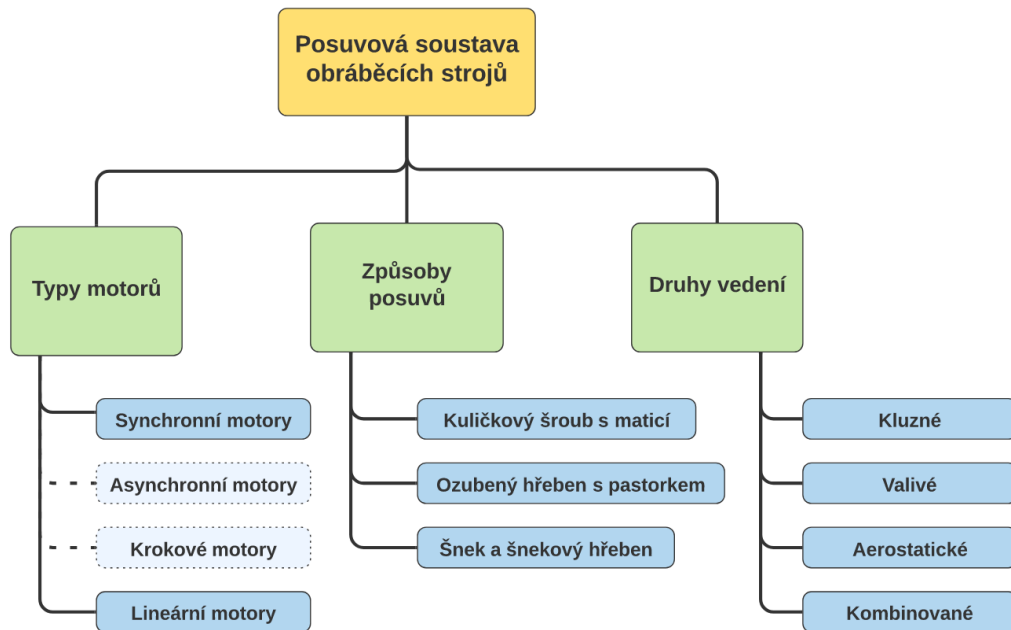
Každý výrobní stroj se skládá z několika základních konstrukčních celků. Mezi hlavní konstrukční celky, bez kterých by nemohl existovat žádný výrobní stroj, řadíme i posuvové soustavy, běžně nazývané pohony. Funkcí lineární posuvové soustavy je zajištění přímočarého pohybu nástroje nebo obrobku po předem definované dráze, ose. Posuvové soustavy se skládají z několika dalších dílčích součástí.

Důležitou součástí pohonu jsou motory. Ty lze rozdělit na rotační a lineární. Mezi rotační se řadí motory synchronní, asynchronní a krokové. Lineární se dělí na lineární motory, hydraulické a pneumatické válce. Hydraulické a pneumatické válce se převážně používají u tvářecích strojů a manipulátorů.

Při využití rotačních motorů je zapotřebí dalších konstrukčních částí pro převod rotačního pohybu na pohyb přímočarý. K těmto účelům využíváme převážně kuličkový šroub, ozubený hřeben s pastorkem nebo šnek s šnekovým hřebenem.

Posledním technickým prvkem posuvových soustav je vedení, které zajišťuje dosažení požadované linearitě při polohování. Základní rozdělení lineárních vedení je na vedení kluzná, valivá, aerostatická a kombinovaná.

Práce je zaměřena na způsoby posuvů os obráběcích strojů. V dalších kapitolách bude věnována pozornost pouze těm částem posuvových soustav, které mají své využití právě při řešení problematiky pohonů a mechanismů posuvů.



Obr. 1: Základní rozdělení posuvové soustavy

2.1.1 Způsoby posuvů

U obráběcích strojů je ve většině případů nutné zajistit přeměnu rotačního pohybu motoru na pohyb přímočarý. Jedinou výjimkou je použití lineárního motoru. V současnosti se při konstrukci obráběcích strojů používají primárně dva mechanismy pro přeměnu na posuvný pohyb. Jednou z možností je použití kuličkového šroubu a kuličkové matice, další je použití pastorku s hřebenem.

2.2 Pohony s kuličkovými šrouby

Ve srovnání se starším konstrukčním řešením, kterým byl trapézový šroub, který fungoval na principu kluzného vedení se u kuličkového šroubu s použitím valivých elementů stejně jako u valivého vedení minimálně projevují pasivní odpory, tření. Díky předepnutí matice dochází k vymezení vůle mezi kuličkovým šroubem a maticí. Mechanická účinnost kuličkového šroubu může být až 90 % i více. U řešení posuvů os s kuličkovým šroubem nedochází ke vzniku trhavých pohybů při rozjezdech na rozdíl od starších konstrukcí s trapézovým šroubem.

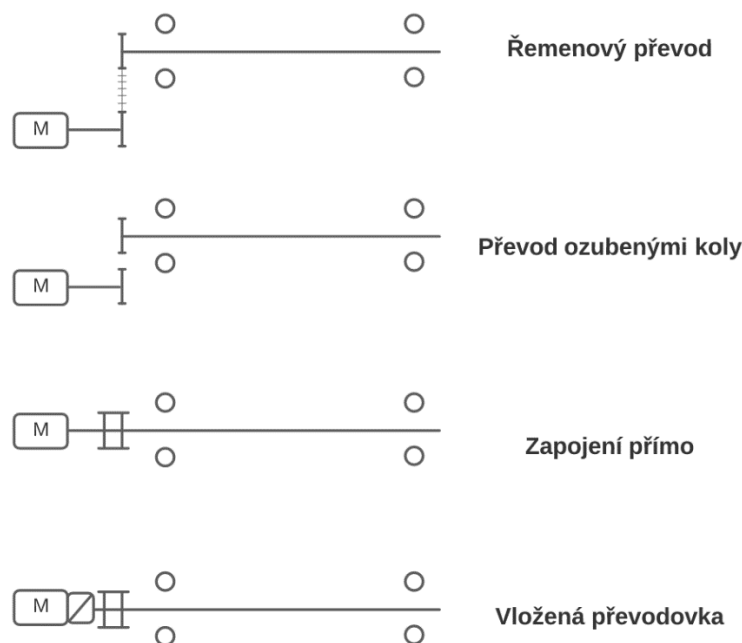
[1]



Obr. 2: Ukázka přesného kuličkového šroubu firmy KSK Kuřim [2]

Pro pohony kuličkového šroubu se často používají vložené převody (nejčastěji řemenové, případně řetězové), například z důvodu zvýšení kroutícího momentu motoru a snížení otáček. Převody pohonů s kuličkovými šrouby jsou většinou do pomala. Pro většinu aplikací se používají šrouby se stoupáním menším, než je jejich průměr, výjimku tvoří pouze rychloběžné šrouby, u kterých se stoupání průměru rovná. [1]

Kuličkový šroub může být k pohonu připojen i přímo pomocí pružné spojky bez vloženého převodu. Pružná spojka musí být schopná snést větší chvilkové namáhaní krutem při rozjedu pohybové osy. [1]

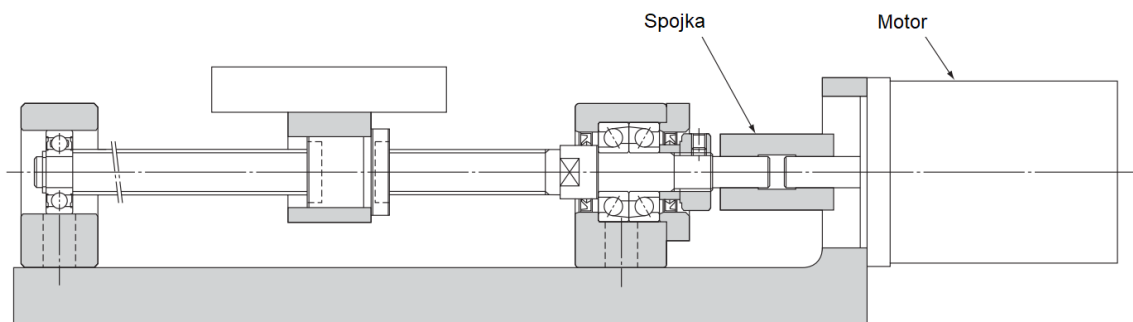


Obr. 3: Způsoby napojení motoru na kuličkový šroub [3]

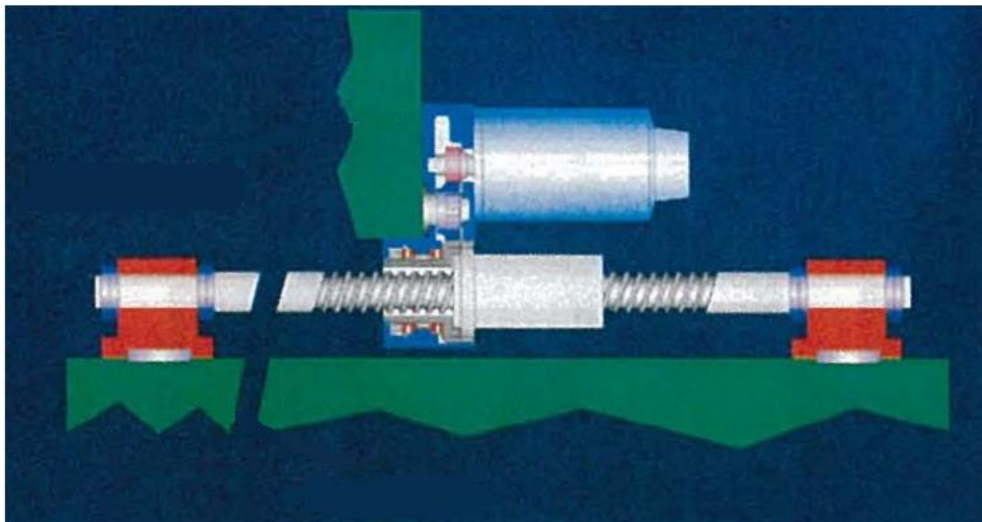
Při pohybu matice po šroubu dochází ke vzniku tepla, které narůstá se zvyšující se rychlostí pohybu. U některých aplikací je vhodné zajistit potřebné chlazení, aby nedocházelo k namáhání jednotlivých komponent vlivem teplotní roztažnosti. [1]

2.2.1 Základní konstrukční metody pohonu kuličkového šroubu a matice

- Rotující kuličkový šroub, pevná matice (Obr. 4)
- Pevný kuličkový šroub s rotující maticí (Obr. 5)



Obr. 4: Schéma lineární osy s poháněným šroubem [4]



Obr. 5: Koncepce lineární osy s poháněnou maticí [5]

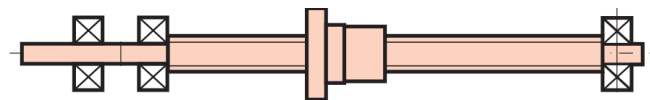
Při konstrukčním řešení s rotující maticí se velmi často využívají vložené převody, protože je konstrukčně náročné zapojit matici k motoru přímo.

Řešení s maticí zapojenou přímo k motoru existuje, ale je zapotřebí speciální elektromotor, který je k matici připojen pomocí duté hřídele, kterou prochází samotný kuličkový šroub. Nevýhodou zapojení matice napřímo je, že do posuvného mechanismu zavedeme zdroj tepla (motor). [1]

2.2.2 Možnosti uložení kuličkového šroubu

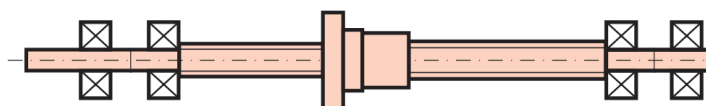
Uložení šroubu má zásadní vliv na jeho vzpěrnou odolnost a kritické otáčky.

- **Jedno axiálně-radiální ložisko s druhým koncem šroubu uloženým v radiálním ložisku (Obr. 6).** Díky tomuto uložení je vždy jeden konec šroubu jen podepřen a je tak umožněn pohyb šroubu v axiálním směru a nedojde k přetížení vlivem teplotní dilatace šroubu.



Obr. 6: Možnost uložení s axiálním ložiskem pouze na jedné straně [2]

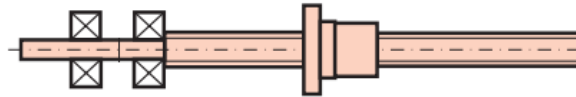
- **Radiálně axiální ložisko na obou stranách (Obr. 7).** Šroub se nemůže pohybovat v axiálním směru. Při ohřevu šroubu jsou ložiska namáhána vlivem předpětí daným uložením ložisek, ale také axiální silou způsobenou prodloužením šroubu. Nesmí být překročena únosnost ložisek, aby nevzniklo poškození. Při tomto typu uložení dosahujeme nejvyšší vzpěrné odolnosti a kritických otáček šroubu. Pro částečné odlehčení ložisek je možné využít talířové pružiny. Velkou roli hraje dobré chlazení šroubu.



Obr. 7: Uložení s radiálně axiálním ložiskem na obou koncích [2]

- **Nepohyblivé uložení ve svěrných spojích (Obr. 5).** Využívá se při konstrukcích, kdy je poháněna matice. Ložiska jsou součástí matice. Výpočetně se neliší od případu uložení radiálně-axiálním ložiskem na obou stranách.

- **Jednostranně uložený šroub s volným koncem (Obr. 8).** Použití převážně u velmi krátkých os, protože se z pohledu vzpěru jedná o nejhorší případ uložení [1]



Obr. 8: Uložení s volným koncem [2]

2.2.3 Metody oběhu kuliček v matici

Uvnitř matice dochází k oběhu kuliček v závitovém profilu a je zajištěna jejich recirkulace. Pokud se kulička odvalí až na konec oběžné dráhy matice, je pomocí převáděcích mechanismů vrácena zpět na počátek oběžné dráhy.

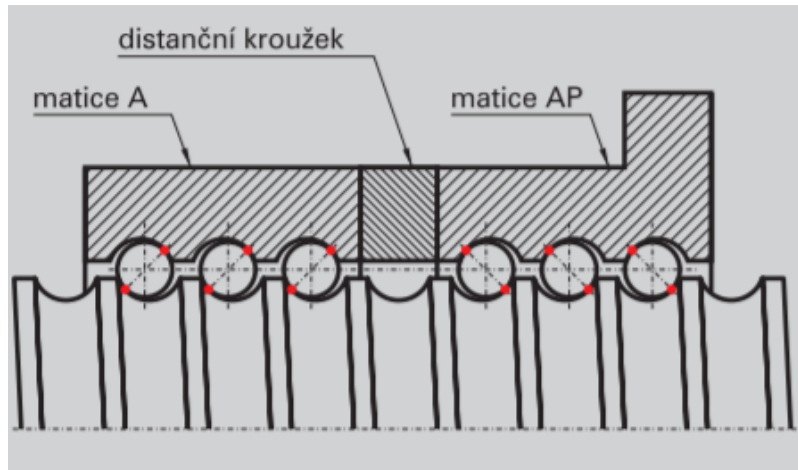


Obr. 9: Řez kuličkovou maticí [6]

Převod kuliček zpět do závitu je realizován externím nebo interním oběžným kanálkem nebo mohou kuličky obíhat v jednom závitu. Jednotlivých oběžných závitů je uvnitř matice několik pro zvýšení únosnosti matice. [1]

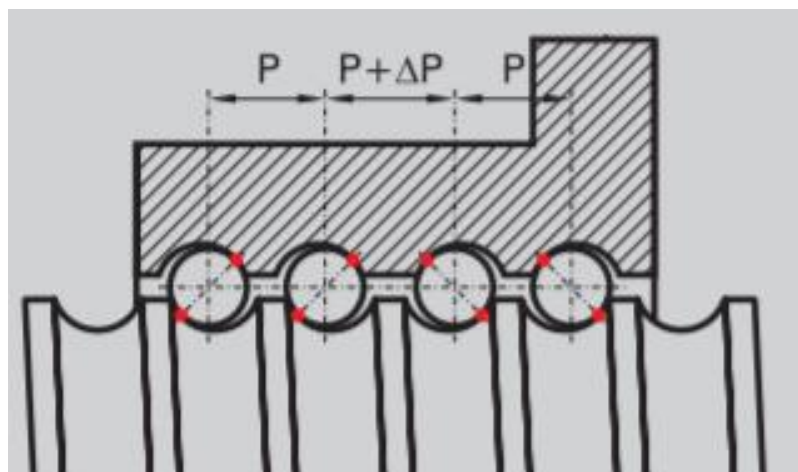
2.2.4 Vymezení vůle, předepnutí

Pro lepší vymezení vůle mezi šroubem a maticí se využívají dvoudílné kuličkové matice. Mezi díly matice se pro vytvoření předpětí vkládají nabroušené vymežovací podložky. Pro menší axiální síly je možné použít místo vymežovacích podložek pružiny.



Obr. 10: Předepnutí vloženým distančním kroužkem [2]

Další možností vymezení vůle je zvolení rozdílného stoupání v matici. Každá polovina matice má jiné stoupání a lze využít jednodílnou matici.



Obr. 11: Předepnutí diferencí ve stoupání [2]

Pro levnější válcované šrouby se používají krátké dělené matice, kdy předpětí do matice vnášíme svěrným spojem (dotahováním šroubu v dělicí rovině matice). [1]

2.2.5 Profil závitů

Jednodušším a levnějším provedením je profil kruhový. Kruhový profil se nejčastěji vyrábí válcováním. U kruhového profilu dochází ke dvoubodovému styku na kuličce. Přesnějším profilem pro kuličkové šrouby je profil gotický. Gotický profil je přesně nabroušený tvar, díky kterému je kulička v kontaktu se šroubem a maticí ve čtyřech bodech. Tím dochází k lepšímu vymezení vůle, předepnutí a menšímu zatížení kuliček oproti profilu kruhovému. [1]



2.2.6 Výhody a nevýhody pohonu s kuličkovým šroubem

Komponenty pro posuv osy pomocí kuličkového šroubu a matice jsou cenově dostupné v širokém spektru rozměrů a možných provedení. V závislosti na volbě matice lze přenášet velké axiální síly. Mezi přednosti kuličkového šroubu patří snadné vymezení vůle mezi šroubem a maticí, díky čemuž dosáhneme plynulého chodu lineární osy. Díky vymezené vůli je možné využít nepřímé odměřování polohy. Pohon s kuličkovým šroubem dosahuje relativně vysoké tuhosti a vysoké mechanické účinnosti.

U běžných kuličkových šroubů jsme omezeni maximální rychlostí posuvu (90m/min) z důvodu průhybu a kmitání šroubu. Existují i speciální kuličkové šrouby určené pro vysoko rychlostní obrábění, ale pro pohon těchto os je vhodnější použít lineární motory.

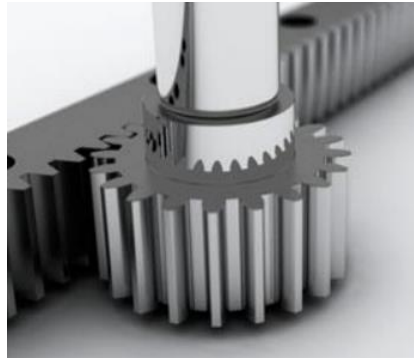
V závislosti na délce osy je použití kuličkového šroubu limitováno samotným konstrukčním řešením, kdy nelze vyrobit dostatečně dlouhé kuličkové šrouby a u delších šroubů nelze vyřešit problém průhybu a kmitání šroubu. Na základě této nevýhody je předpokládáno, že se příliš dlouhé kuličkové šrouby nevyskytují. Dlouhé kuličkové šrouby se vyskytují pouze u specifických aplikacích s malými nároky na kritické otáčky a vzpěrnou odolnost

Při pohybu matice po šroubu dochází při vyšších rychlostech ke vzniku tepla a ohřívání jednotlivých komponent. Je nutné zajistit dobrou teplotní stálost šroubu kvůli přesnosti polohování. Problém s délkovou roztažností šroubů může být snadno eliminován jiným uložením nebo chlazením. [1]

2.3 Pohony s hřebenem a pastorkem

Hřeben s pastorkem je druhým nejčastěji používaným mechanismem pro přeměnu rotačního pohybu na přímočarý. Ozubený pastorek je poháněn motorem přes převodovku a odvaluje se po ozubeném hřebenu. Používá se u lineárních os s dlouhým zdvihem nebo s těžkými pohyblivými částmi (těžké obrobky, portály). [7]

Pomocí hřebenu lze vytvořit teoreticky neomezenou lineární dráhu, díky tomu, že hřebeny se vyrábí po určitých délkových segmentech a lze je skládat a napojovat za sebe. [8]



Obr. 12: Hřeben s pastorkem [9]

2.3.1 Přímé a šikmé ozubení

Přímé ozubení se využívá především pro pohony pomocných os. Při použití přímého ozubení nedochází ke vzniku axiálních sil. Nevýhodou je hlasitý chod.

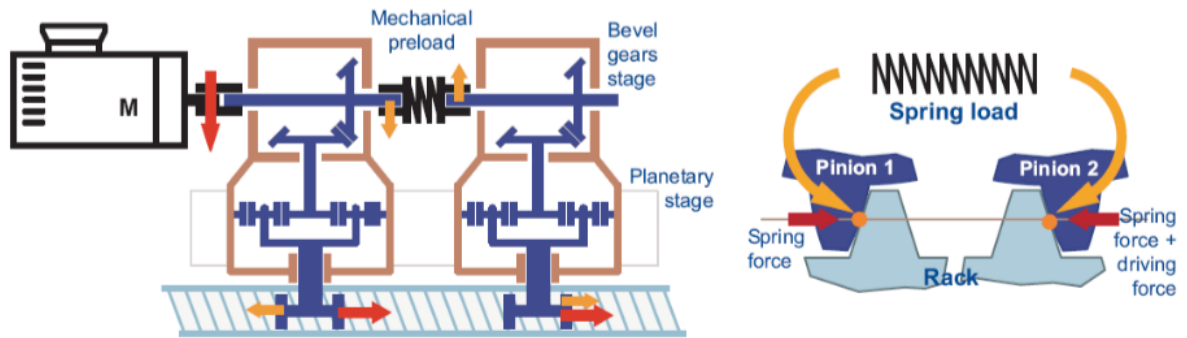
V konstrukci obráběcích strojů se častěji setkáme se šikmým ozubením, kdy je v záběru více než jeden zub, což má za následek snížení hluku, vibrací a zvýšení plynulosti chodu (záběru) oproti pohonům s přímým ozubením. Pomocí šikmého ozubení lze přenášet vyšší výkony. Dochází ke vzniku axiálních sil, které je nutné zachytávat v ložiscích. Nejběžněji používaný úhel sklonu zubů je $19^{\circ}31'42''$. Při tomto sklonu zubů se obvod pastorku nejvíce přibližuje k celému číslu a je jednodušší na výrobu. [8]

2.3.2 Vymezení vůle

Při reverzaci posuvu dochází k projevení vůle mezi hřebenem a pastorkem. Při změně rotace pastorku dojde nejdříve k vymezení vůle a až poté se lineární osa začne pohybovat druhým směrem. Pro možnost vymezení vůle je nutné použití dvou pastorků s mechanickým nebo elektrickým předepnutím. [8] [9]

Nejjednodušší metodou mechanického vymezení vůle je použití jednoho motoru s děleným pastorkem. Uprostřed pastorku je pružina, která tlačí příslušnou polovinu pastorku do záběru. Nevýhodou je, že zatížení přenáší vždy pouze polovina pastorku.

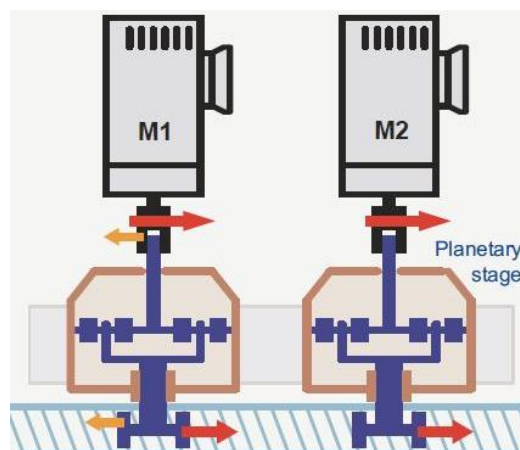
Jinou variantou tohoto principu je použití dvou pastorků na dvou převodovkách, kdy mezi vstupy převodovek je pomocí pružiny vloženo předpětí vymezující vůle. Příklad tohoto principu je na Obr. 13.



Obr. 13: Mechanické vymezení vůle pomocí tlačné pružiny [10]

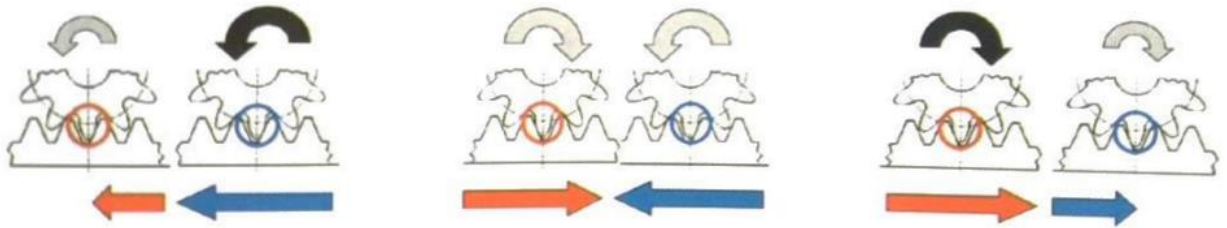
Jiný mechanický způsob předepnutí s jedním motorem je řešen pomocí posuvné hřídele s dvěma pastorky s opačným sklonem šikmých zubů, které jsou dotlačovány do záběru pružinou nebo hydraulickým systémem. [8] [9]

Elektrické vymezení je realizováno pomocí dvou motorů (Obr. 14), jedná se o tzv. metodu Master-Slave, kdy jsou použity dva pastorky, každý pastorek je poháněn samostatným motorem



Obr. 14: Princip elektrického vymezení vůle [10]

Díky tomu mohou pastorky zabírat společně ve stejném směru a na pohybu vpřed se podílí oba motory, celková posuvová síla je dána součtem momentů dvou pohonů, což má pozitivní vliv na dynamiku posuvové soustavy. Nebo se pastorky mohou pohybovat proti sobě, čímž dojde k vymezení vůle při reverzaci pohybu. [8]



Obr. 15: Režimy působení pastorků při elektrickém vymezení vůle [3]

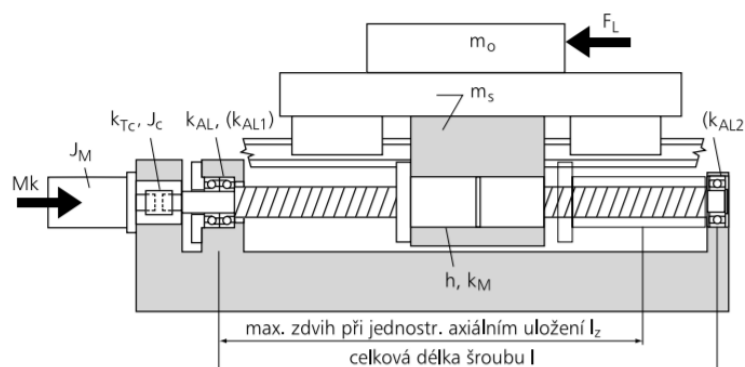
2.3.3 Výhody a nevýhody pohonu s hřebenem a pastorkem

Při použití hřebenu a pastorku lze dosáhnout teoreticky neomezené velikosti zdvihu, na rozdíl od kuličkového šroubu, kdy je zdvih omezen vzpěrnou odolností. Tuhost pohonu a rychlost posuvu s rostoucím zdvihem lineární osy se u hřebenu a pastorku také nesnižuje a je stále konstantní po celé délce. Při správném vymezení vůle lze dosáhnout vysoké přesnosti. Lze dosáhnout vysokých posuvových rychlostí.

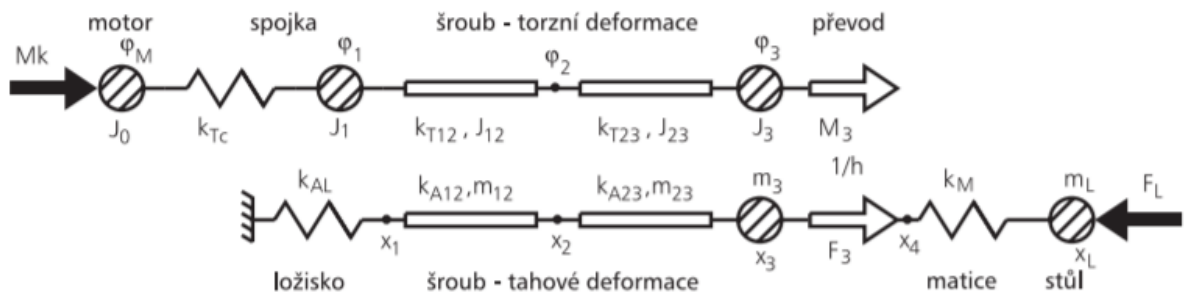
Pohon pastorku je oproti pohonu kuličkového šroubu blízko pracovního prostoru a teplo generované pohonem může ovlivňovat přesnost obrábění. U hřebenu a pastorku jsou složitější mechanismy vymezení vůle. [7] [8]

2.4 Základy tvorby dynamického modelu

Lineární pohybové soustavy jsou tvořené několika součástmi, pro potřeby tvorby dynamického modelu je nejprve potřeba provést diskretizaci pohybové soustavy na vícečetný matematický model a do modelu zahrnout pouze dominantní vlastnosti jednotlivých součástí. Komponenty pohybové osy budou modelovány soustředěnými parametry, vyjma kuličkového šroubu, modelovaného jako diskretizované kontinuum. [11] [12]



Obr. 16: Schéma pohonu s kuličkovým šroubem připojeným k motoru pružnou spojkou [11]



Obr. 17: Příklad možné diskretizace pohonu s kuličkovým šroubem připojeným k motoru pomocí spojky [11]

2.4.1 Náhrady komponent pohonů

Následují běžně používané diskretizované náhrady jednotlivých komponent pohybové soustavy.

Elektromotor

Posuvová soustava je poháněná elektromotorem, který bude nahrazen hmotným bodem a popsán souřadnicí φ_M , momentem setrvačnosti J_M a hnacím momentem M_K .

Pružná spojka

Pružná spojka bude uplatněna u lineární osy s kuličkovým šroubem, kdy bude motor ke kuličkovému šroubu připojen přímo. Pružná spojka bude nahrazena dvěma rotujícími hmotnými body, představující příruby spojky s celkovým momentem setrvačnosti spojky J_s , a pružinou představující torzní tuhost spojky k_s .

Převodovka

Pastorek je poháněn motorem přes převodovku. Převodovka bude nahrazena dvěma rotujícími hmotami s momenty setrvačnosti odvozenými z momentu setrvačnosti převodovky $J_{PŘ}$, mezi které bude vložena pružina představující celkovou tuhost převodovky $k_{PŘ}$ a samotný převod převodovky $p_{PŘ}$.

Ložiska

Axiálně-radiální ložisko je nahrazeno pružinou popsanou axiální tuhostí ložiska v uložení k_{AL} . Radiální ložiska se v diskretizovaném modelu neprojeví.



Kuličkový šroub

Kuličkový šroub je diskretizován jako soustava konečných prvků. Tyto prvky musí popsat jak podélné, tak i torzní kmity. Proto budou tyto prvky charakterizovány svojí délkou L_{ij} a z ní odvozené torzní tuhostí k_{Tij} a momentem setrvačnosti J_{ij} v případě prvků popisující torzní kmitání a podélnou tuhostí k_{Aij} a hmotností m_{ij} u prvků popisující podélné deformace.

Kuličková matice

Kuličková matice se v modelu projeví jako pružina charakterizující stykovou tuhost k_M mezi maticí, kuličkami a šroubem.

Pastorek

Pastorek bude nahrazen podobně jako motor. Pastorek budeme uvažovat jako jednohmotový model popsany souřadnicí φ_P a momentem setrvačnosti J_P .

Převod šroub-matice (rotační pohyb na posuvný)

Tento převod bude nahrazený pomocnými rovnicemi, které budou vycházet z velikosti stoupání kuličkového šroubu s .

Převod pastorek-hřeben

Převod mezi pastorkem a hřebenem bude nahrazen pružinou vyjadřující stykovou tuhost v ozubení k_{PH} a hodnotou převodu, která bude založená na poloměru pastorku r_P . Převod bude doplněn pomocnými rovnicemi, pro následnou eliminaci vnitřních silových účinků.

Pohyblivé části

Hmoty, kterými samotná posuvová soustava pohybuje se nahradí hmotným bodem o hmotnosti m_L , na který může působit vnější síla F_L .

Diskretizovaný model se popisuje Newton-Eulerovými pohybovými rovnicemi pro jednotlivé diskretizované souřadnice pohonu, které se obvykle zapisují v maticové podobě. K tomu slouží matice hmotnosti \mathbf{M} a matice tuhosti \mathbf{K} . [11]
[12]

3 Tvorba katalogu lineárních os

V České republice se nachází mnoho firem zabývajících se výrobou a konstrukcí obráběcích strojů, u kterých musí pro daný stroj vhodně zvolit mechanismus pohonu lineárních os. V této kapitole jsou uvedeni pouze výrobci, jejichž výrobní programy byly použity pro tvorbu katalogu posuvových os. Kompletní katalog použitých posuvových os je uveden v Příloze č. 1.

3.1 Stroje použité k tvorbě katalogu a jejich výrobci

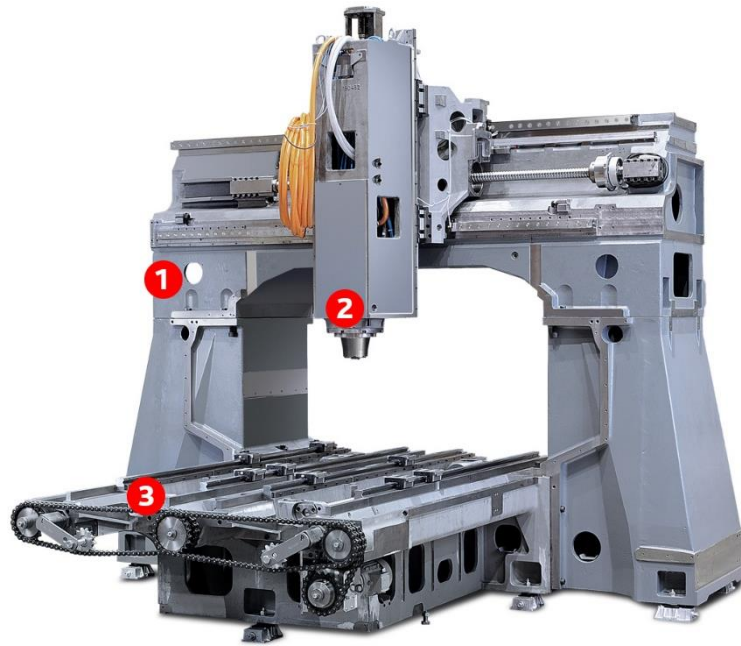
3.1.1 KOVOSVIT MAS Machine tools, a.s.

Firma Kovosvit se sídlem v Sezimově Ústí má široké portfolio výrobních strojů. U výrobní řady frézovacích strojů s vertikálním vřetenem (MCV Line) (Obr. 18) jsou pro posuvné osy stolů, křížových saní a vřeteníku (osy X, Y, Z) použity výhradně kuličkové šrouby s maticemi. Řada strojů MCV má rozsah lineárních os od 480 mm do 2220 mm. [13]



Obr. 18: Odkrytý frézovací stroj MCV 1270 POWER [13]

Pro posuv osy Y portálového obráběcího centra MMC 1500 (Obr. 19) je použita řemenem poháněná matice a statický kuličkový šroub. Posuv stolu (osy X) je realizován dvojicí šroubů s dvojím odměřováním a maximální hmotnost obrobku je 2500 kg. Pojezd osy X je 1500 mm. I pro výsuv smykadla (osy Z) je použit kuličkový šroub.



Obr. 19: Odkrytované portálové obráběcí centrum MMC 1500 [13]

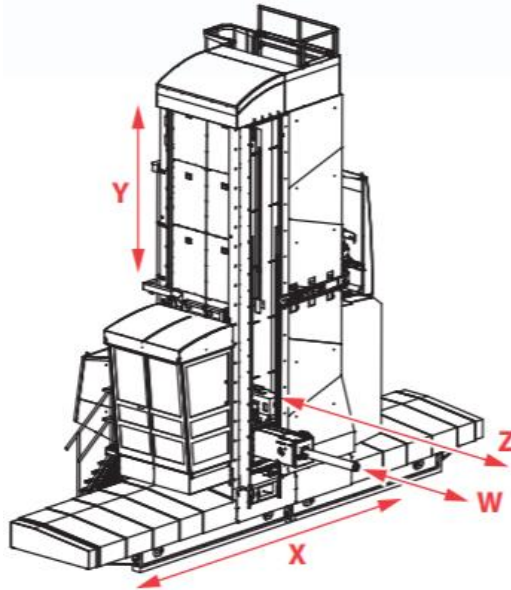
U soustružnických strojů řady KL a MASTURN používá firma Kovosvit kuličkové šrouby pro posuvy nástrojových revolverových hlav (osy X, Y, Z). Maximální délka soustružení činní 4 500 mm. Průměr šroubu na ose Z s posuvem 4 500 mm je 50 mm a stoupání 10 mm/ot.

Pro pohon pravých vřeten u soustružnicko-frézovacích center Multicut 630 je použit pohon s hřebenem a pastorkem, u menších strojů výrobní řady Multicut je použit kuličkový šroub. [13]

3.1.2 TOS Varnsdorf, a.s.

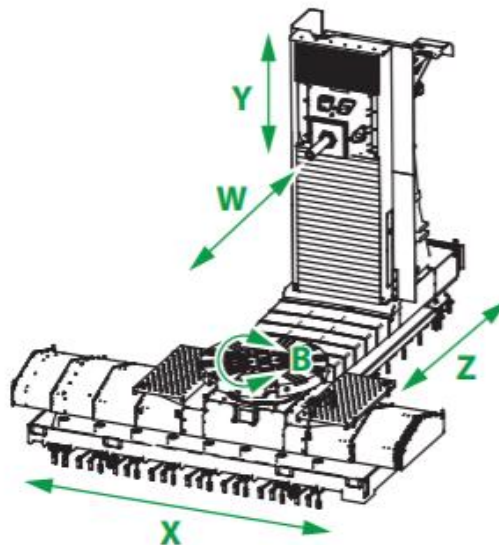
Výrobní program firmy TOS Varnsdorf se skládá zejména z horizontálních frézovacích, vyvrtávacích strojů a portálových obráběcích center s pojezdy až několik desítek metrů

Na deskových vyvrtávacích strojích výrobní řady WRD (Obr. 20) se u pohonů svislé osy (Y) a příčných os (Z, W) uplatňuje kuličkový šroub. Pohyb osy X je realizován pomocí hřebenu s pastorky.



Obr. 20: Schéma stroje řady WRD s popisem lineárních os [14]

U Horizontálních obráběcích center řady WHT (Obr. 21) jsou posuvy na všech lineárních osách uskutečňovány kuličkovými šrouby.



Obr. 21: Schéma obráběcího centra řady WHT [14]

Na portálových strojích řady WVM je použit kuličkový šroub pouze na svislé ose (Z). Přestavení portálu a příčnicku zajišťují hřebeny s pastorky. [14]



3.1.3 TOS Kuřim – OS, a.s.

TOS Kuřim se zabývá zejména výrobou horizontálních obráběcích center ve variantách s pohyblivým nebo pevným stojanem.

Základním produktem firmy TOS Kuřim je výrobní řada TOS FS a řada TOS FUT s podélným a příčným ložem uspořádaným do tvaru „T“, kde jsou všechny posuvy realizovány pomocí kuličkových šroubů.

U řady TOS FU s pohyblivým stojanem je pro přestavení stojanu, kvůli velkým zdvihům (až 20 m) využít hřeben s pastorkem. [15]

3.1.4 Tajmac-ZPS, a.s.

Produkty firmy Tajmac-ZPS se řadí mezi střední obráběcí stroje. V portfoliu nalezneme vertikální, horizontální frézovací centra, ale také menší portálové a multifunkční stroje.

Na výrobních řadách frézovacích strojů s vertikálním a horizontálním vřetenem ZPS MCV a ZPS H jsou uplatněny pouze kuličkové šrouby. [16]

3.1.5 BRAY CNC Machining Centres

Portfolio firmy BRAY CNC je založeno pouze na portálových obráběcích strojích rozličných velikostí v provedení spodní i horní gantry. Firma na svých strojích kombinuje mechanismy posuvu i u kratších délek os a lze nalézt aplikace kde je například u osy o délce 1 500 mm použit kuličkový šroub i hřebem s pastorkem. [17]

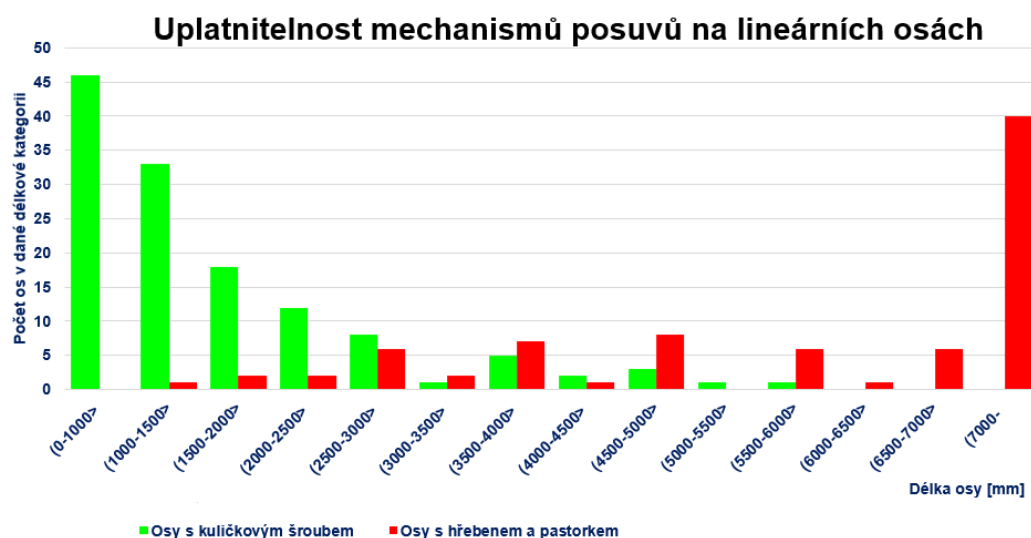
3.2 Analýza katalogu lineárních os

V závislosti na délce osy je použití kuličkového šroubu limitováno samotným konstrukčním řešením, kdy nelze vyrobit dostatečně dlouhé kuličkové šrouby a u delších šroubů nelze vyřešit problém průhybu a kmitání šroubu. Zde nalezneme využití hřeben s pastorkem se svým teoreticky neomezeným zdvihem. Nejasnost nastává u kratších lineárních os, kde je možné použití obou mechanismů. Použití hřebenu s pastorkem u kratších os konstrukčně nic nebrání, není však zcela zřejmé proč se na krátkých osách nevyužívají a převládají krátké osy s kuličkovými šrouby.

Předpoklad, který se katalog lineárních os snaží potvrdit na skutečných datech je, že existuje předpokládané rozvržení uplatnitelnosti mechanismů posuvů v závislosti na délce osy a v tomto rozvržení se vyskytuje jistá přechodová oblast délek os, kde se využívají oba mechanismy posuvů.

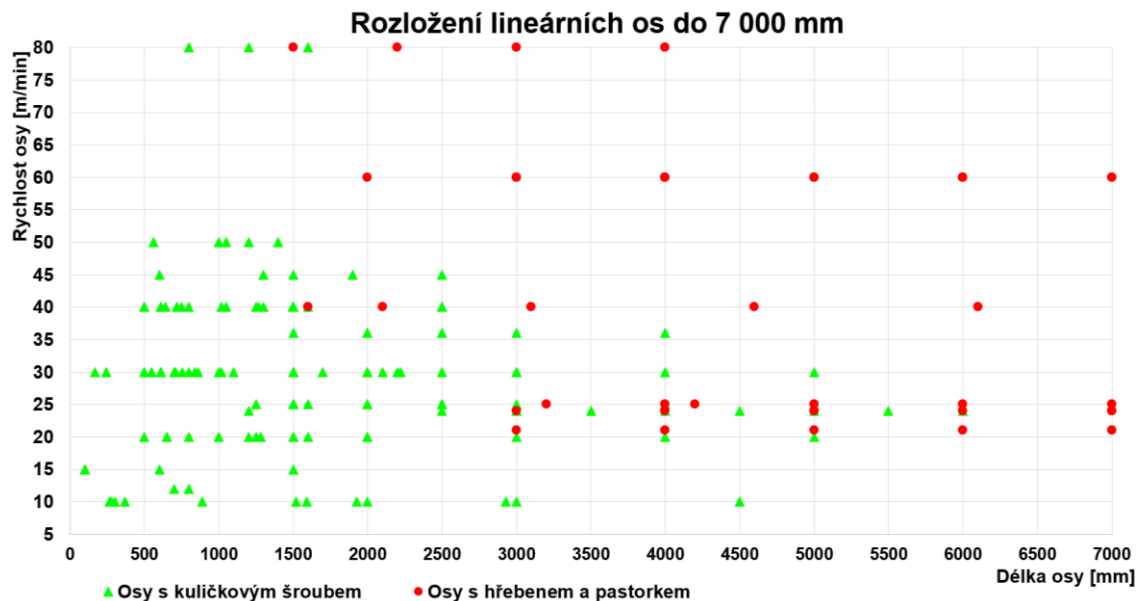
Z toho důvodu byla provedena rešerše prospektů hlavních výrobců obráběcích strojů se zaměřením hlavně na frézovací a soustružnické stroje.

Z veřejně dostupných prospektů a materiálů dříve zmíněných výrobců byl sestaven katalog lineárních os obsahující přes 200 vzorků reálných lineárních os. U všech os byl zjištěn zdvih osy, mechanismus posuvu, rychlost osy, typ stroje, na kterém je daná osa použita a označení osy (např. osa X u frézovacích center). U některých os byly zjištěny i informace o zrychlení osy a maximální posuvové síle. Tyto dva parametry však nejsou dostupné u všech vzorků, a proto nebudou dále uvažovány v následných grafických závislostech. Na Obr. 22 je možno vidět graf obsahující všechny získané vzorky lineárních os rozdělených do kategorií po 500 mm a zastupující jednotlivé mechanismy posuvu



Obr. 22: Graf uplatnitelnosti mechanismů posuvů

Na následujícím grafu závislosti posuvové rychlosti na délce osy (Obr. 23) jsou zobrazeny všechny osy jako body a zároveň jsou rozlišeny podle použitého mechanismu posuvu.



Obr. 23: Graf závislosti posuvové rychlosti na délce osy

Z grafů na Obr. 22 a Obr. 23 je již patrné, že původní domněnka o předpokládaném rozvržení uplatnitelnosti mechanismů posuvů v závislosti na délce osy je pravdivá. U os delších než šest metrů se kuličkové šrouby vůbec nevyskytují. V grafech je možné také vidět jistý náznak přechodové oblasti, kde se pohony s hřebenem a pastorkem začínají vyskytovat již u os délky kolem 1500 mm.

3.2.1 Rozdělení os

Pro účely dalších grafických závislostí byly lineární osy rozděleny dle typu obráběcího stroje, na kterém se osa nachází do pěti kategorií. Stroje jsou zařazeny do kategorií podle toho, jak je nazval sám výrobce.

- Osy na vertikálních frézovacích strojích/centrech
 - V této kategorii jsou zařazeny stroje výrobní řady MCV od firmy Kovosvit a stroje řady ZPS MCV firmy Tajmac-ZPS.
- Osy na horizontálních obráběcích centrech
 - Kategorie obsahuje stroje řady FS, FUT výrobce TOS Kuřim, stroje řady WHT firmy TOS Varnsdorf a stroje řady H firmy Tajmac-ZPS.
- Osy na soustružnických a soustružnicko-frézovacích centrech
 - Zde jsou zařazeny stroje řady KL, MASTURN a MCU od výrobce Kovosvit.

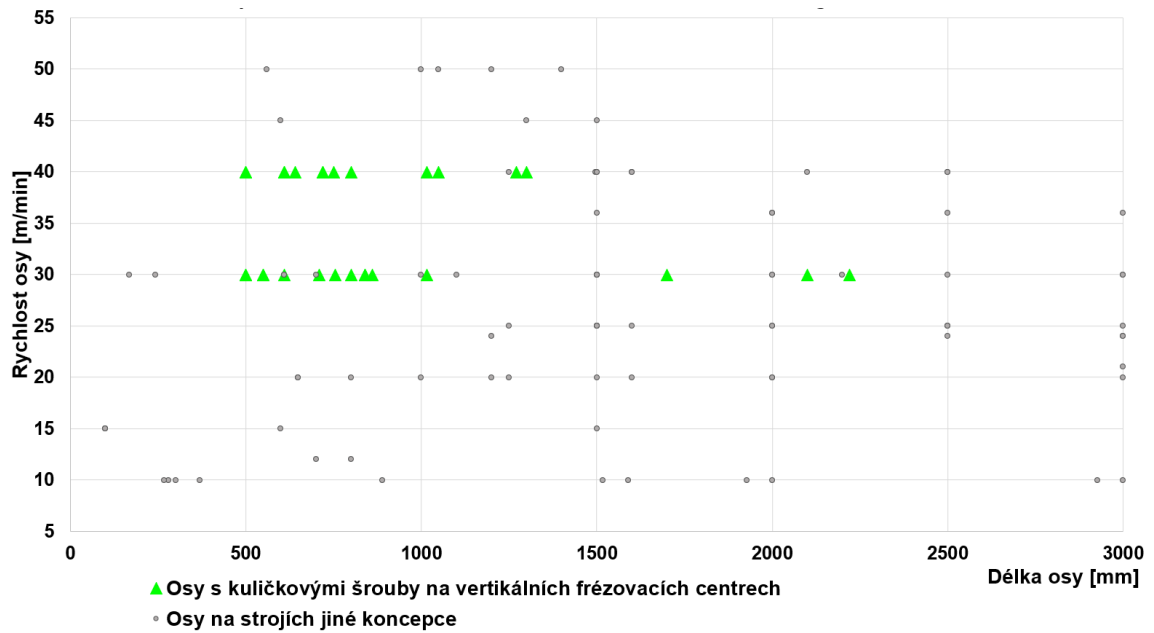


- Osy na vyvrtávacích strojích
 - Kategorie se skládá ze strojů řady WRD a WHT z portfolia firmy TOS Varnsdorf.
- Osy na portálových obráběcích centrech
 - Do této kategorie se řadí stroje od firmy BRAY CNC Machining Centres, stroj MMC firmy Kovosvit a stroje řady WVM od firmy TOS Varnsdorf.

Stroje s horizontální osou byly rozděleny na dvě odlišné kategorie, horizontální obráběcí centra, mezi které se řadí 3-osé a 5-osé stroje, u kterých frézování probíhá ve všech osách a na vyvrtávací stroje, které se často řadí také mezi horizontální stroje, ale zde jsou odděleny, protože jejich dominantní funkcí je vyvrtávání otvorů a z toho důvodu není od os na těchto strojích vyžadována tak vysoká dynamika v porovnání s osami na běžných horizontálních frézovacích centrech.

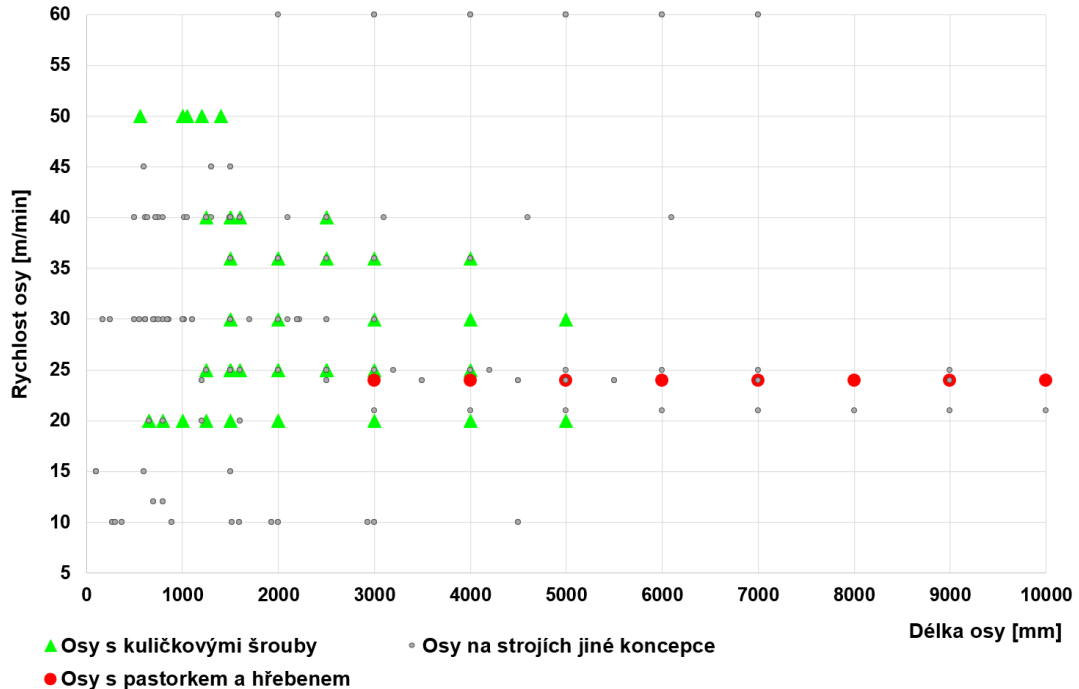
Grafické rozvržení všech vzorků lineárních os rozdělených do pěti kategorií, kde je zároveň zobrazena závislost rychlosti osy na délce osy a rozdělení dle příslušného mechanismu posuvu je na Obr. 24 až Obr. 28.

Z grafu reprezentující vertikální frézovací centra (Obr. 24) je patrné, že se jedná především o menší, lehké výrobní stroje o malých délkách posuvných os, od kterých je vyžadována vysoká dynamika. Z toho důvodu se zde vůbec neobjevují hřebeny s pastorkem.



Obr. 24: Graf zastoupení os na vertikálních frézovacích centrech

Osy na horizontálních výrobních centrech (Obr. 25) dosahují větších délek a je zde možné pozorovat překryv použití mechanismů posuvů u os délek od 3000 do 5000 mm.



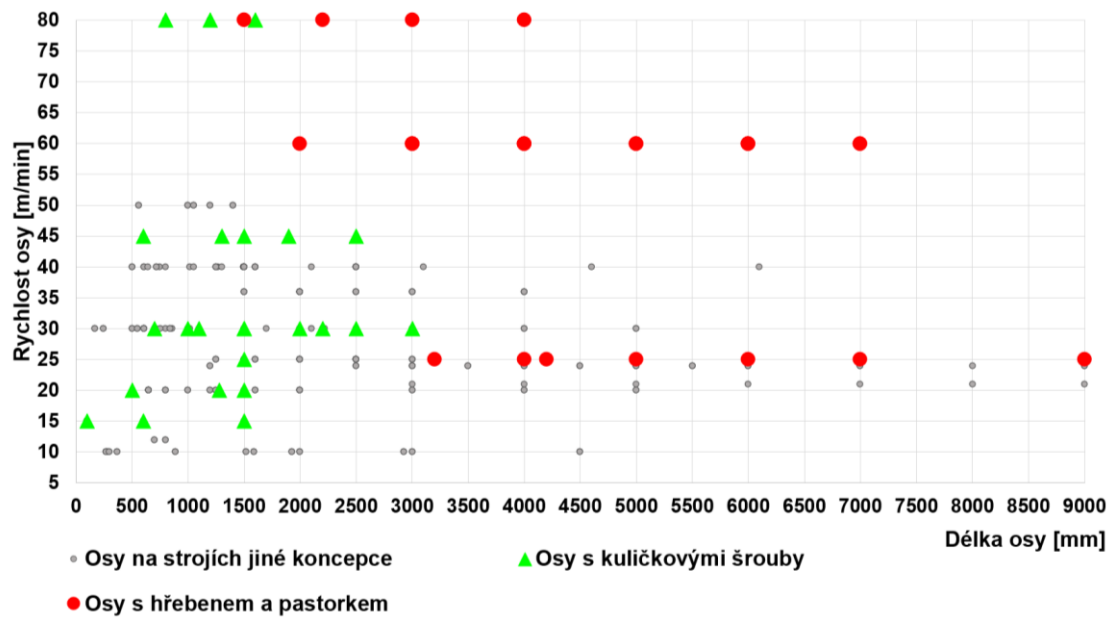
Obr. 25: Graf zastoupení os na horizontálních obráběcích centrech

Použití mechanismu posuvu u os na soustružnických a soustružnicko-frézovacích centrech (Obr. 26) je závislé od velikosti daného stroje. Stroje této kategorie mohou mít zdvih osy Z až několik metrů. I zde dochází k překryvu použití obou mechanismů, které je u této kategorie způsobené spíše důvody unifikace jednotlivých výrobních řad strojů než z dynamických důvodů. Pokud firma vyrábí soustružnický stroj v délkové variantě jeden až šest metrů, tak z důvodů unifikace používá pohon s hřebenem a pastorkem i u nejkratší metrové délkové varianty bez ohledu na dynamiku osy, která by byla lepší při použití kuličkového šroubu.

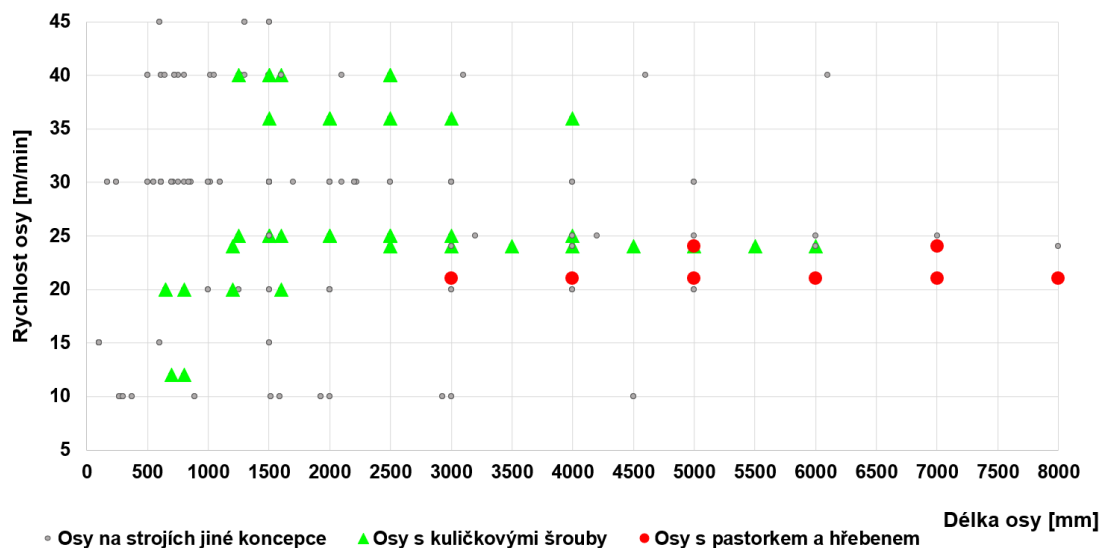


Obr. 26: Graf zastoupení os na soustružnických a soustružnicko-frézovacích strojích

Pro vyvrtávací stroje a portálové stroje je typické, že pro pohon těžkých os stolu, stojanu nebo portálu, který může činit až několik desítek metrů, se používají především hřebeny s pastorkem. U portálových strojů (Obr. 27) nedochází téměř k žádnému překryvu používaných mechanismů. Kdežto u vyvrtávacích center dochází k výraznému překrytí obou mechanismů (Obr. 28). Na těchto strojích jsou použity kuličkové šrouby o délkách až šest metrů.



Obr. 27: Graf zastoupení os na portálových centrech



Obr. 28: Graf zastoupení os na vyvrtávacích strojích

3.3 Stanovení relevantní přechodové oblasti

Pro stanovení přesnější přechodové oblasti bylo zapotřebí eliminovat osy, které jsou svými vlastnostmi a aplikací atypické. Jedná se zejména o krátké osy s hřebenem a pastorkem a na druhé straně spektra o dlouhé osy s kuličkovým šroubem. Jelikož tyto extrémní aplikace nijak nesouvisí s dynamickou poddajností lineární osy a nemají vliv na výslednou skutečnou přechodovou oblast použití mechanismů.



Mezi tyto vlastnosti patří například unifikace výrobců nebo konstrukční důvody. Někteří výrobci vyrábí stejné obráběcí stroje v několika délkových variantách, proto se výrobcům z ekonomických a konstrukčních důvodů nevyplatí měnit mechanismus posuvu na stejných osách v několika různých délkových variantách, který by mohl mít za následek kompletní konstrukční přepracování výrobního stroje.

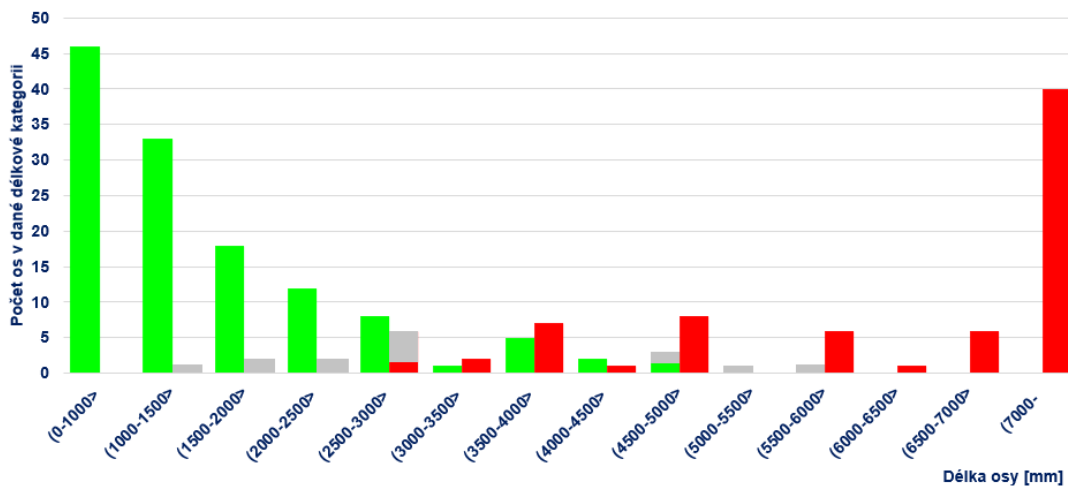
Proto byly ze seznamu lineárních os vyřazeny osy s hřebenem a pastorkem délky od 1000 mm do 3000 mm. Konkrétním případem jedné z těchto vyřazených os je osa Z1 (osa frézovacího vřeteníku) soustružnicko-frézovacího centra MTC 630/1500 firmy Kovosvit. Zdvih této osy je 1600 mm, nicméně stroj MTC 630 se vyrábí i v dalších délkových variantách, kdy maximální zdvih osy Z1 je u varianty MTC 630/6000, která má zdvih 6100 mm. Z důvodu již dříve zmíněné unifikace firma Kovosvit na stejných osách nekombinuje mechanismy posuvu pro jednotlivé délkové varianty, a proto využívají hřeben s pastorkem i na tak krátké ose o délce 1600 mm, přestože by pro pohon této osy mohl být použit kuličkový šroub. [18]

Ze seznamu byly vyřazeny i osy s kuličkovými šrouby o délkách 5000 mm až 6000 mm, které jsou používány na osách Y vyvrtávacích strojů (Obr. 20, Obr. 21). Jedná se o dlouhé osy s kuličkovými šrouby, od kterých není vyžadována vysoká posuvová rychlost a zároveň nedochází k tak častému přestavování osy jako například u běžných frézovacích os na vertikálních frézovacích centrech. Naopak od těchto os je vyžadována vysoká tuhost, protože je potřeba, aby se osa udržela na požadované poloze po relativně dlouhou dobu a bylo možné na stroji provádět přesné vyvrtávání. Zároveň se jedná o svislé osy, u kterých je ve většině případů motor s axiálně-radiálním ložiskem umístěn na horní straně stojanu a pohyblivé hmoty jsou na kuličkovém šroubu zavěšeny, tím pádem je z velké části eliminován problém průhybu a vzpěru dlouhých šroubů. Z toho důvodu výrobci vyvrtávacích strojů používají kuličkové šrouby i na těchto dlouhých osách. Konkrétním vyřazeným případem je osa Y vyvrtávacího stroje WRD 130/150 firmy TOS Varnsdorf o délce 6000 mm.

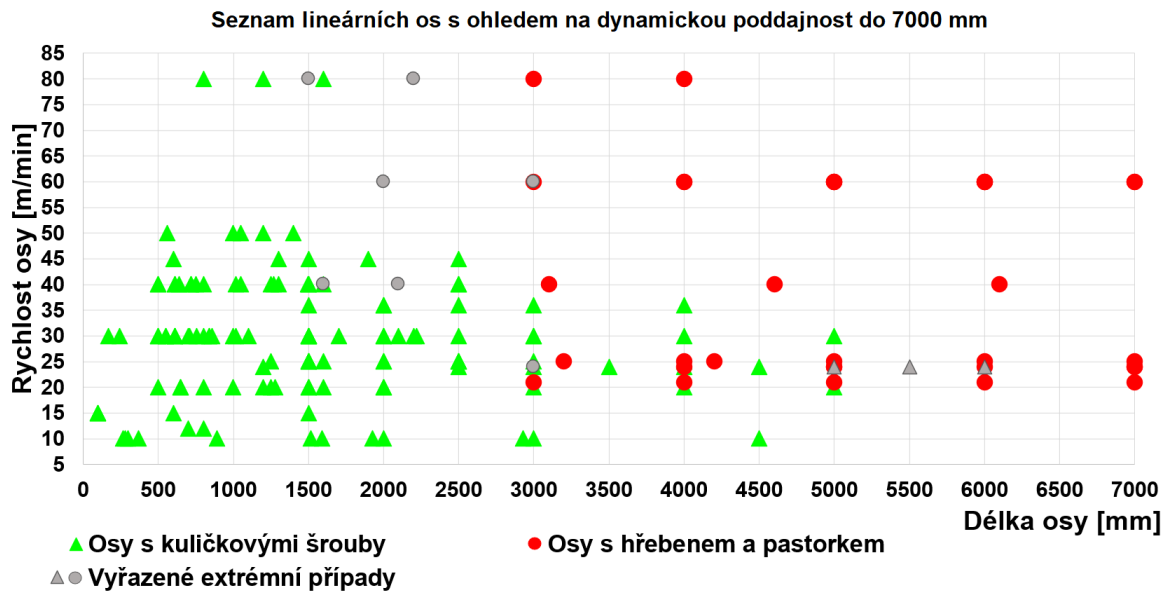


Po vyfiltrování extrémních případů lineárních os ze seznamu byly vytvořeny grafy na Obr. 29 a Obr. 30, na kterých je možno vidět reálnou přechodovou oblast použití obou mechanismů posuvů podpořenou reálnými daty získaných z katalogů výrobců obráběcích strojů v České republice. Čímž byla zároveň potvrzena úvodní domněnka o předpokládaném rozložení uplatnění těchto mechanismů posuvů. Rozsah skutečné přechodové oblasti z grafů na Obr. 29 a Obr. 30 je v rozmezí délek os 3000 mm až 5000 mm. Skutečná přechodová oblast je podstatně zmenšená oproti přechodové oblasti z grafů na Obr. 22 a Obr. 23, ve které byly zahrnuty všechny získané vzorky os. S ohledem na dynamickou poddajnost lineárních os plyne, že ze získaných vzorků os a po vyřazení extrémních případů se kuličkové šrouby využívají na osách maximálně do délky 5000 mm. Nad 5000 mm se na osách nachází především hřeben s pastorky a kuličkové šrouby se na těchto osách využívají jen okrajově v aplikacích, kde jsou kladeny malé nároky na kritické otáčky a vzpěrnou odolnost, a proto byly vyřazeny z výsledné grafické závislosti. U délek os menších než 3000 mm se využívají kuličkové šrouby.

Skutečná uplatnitelnost mechanismů posuvů s ohledem na dynamickou poddajnost



Obr. 29: Graf skutečné uplatnitelnosti mechanismů posuvu



Obr. 30: Graf závislosti posuvové rychlosti na délce osy s vyřazenými případy os

3.4 Shrnutí kapitoly

Byl sestaven katalog typů pohonů os obráběcích strojů na základě parametrů pohonů. Na základě dat získaných od výrobců obráběcích strojů byla sestavena série grafických závislostí rychlosti os na délce os a rozdělení dle typu stroje.

Potvrdil se předpoklad, že na dlouhých osách jsou použity hřebeny s pastorky a na krátkých osách kuličkové šrouby. Zároveň se projevila závislost použití mechanismu posuvu na rychlosti osy, která nebyla v úvodu předpokládána. Čím rychlejší osa je potřeba, tím dříve nastává přechod z kuličkových šroubů na hřebeny s pastorky, což je patrné z grafu na Obr. 23.

V závislosti na délce osy je použití kuličkového šroubu limitováno samotným konstrukčním řešením, kdy nelze vyrobit dostatečně dlouhé kuličkové šrouby a u delších šroubů nelze vyřešit problém průhybu a kmitání šroubu. Z toho důvodu se kuličkové šrouby na dlouhých osách převážně nevyužívají. Z katalogu lineárních os plyne, že dlouhé osy s kuličkovými šrouby se používají u os, od kterých není požadované časté a rychlé polohování, jelikož hlavním omezujícím parametrem použití kuličkových šroubů jsou kritické otáčky a vzpěrná odolnost kuličkového šroubu.

4 Modelování dynamických vlastností posuvových os

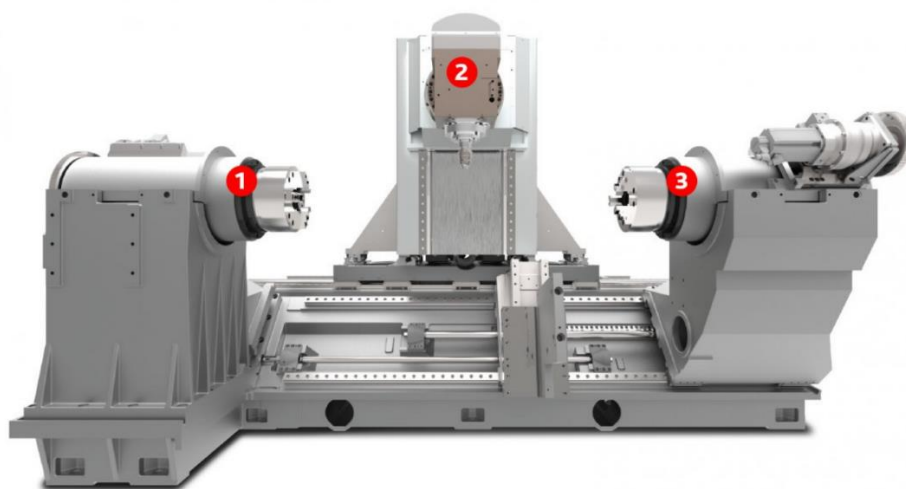
Za účelem potvrzení domněnky, že se na krátkých osách hřeben s pastorky moc nevyužívají (což je patrné z předchozích grafických závislostí), protože stejné osy s kuličkovými šrouby jsou dynamicky výhodnější, byly vybrány dvě reálné ekvivalentní lineární osy, jedna osa s kuličkovým šroubem a druhá s hřebenem a pastorkem. Na základě dynamických modelů těchto dvou os bude provedena analýza dynamické poddajnosti obou modelů a provedeno následné srovnání.

Pro tvorbu dynamického modelu byla vybrána reálná osa s kuličkovým šroubem v délkové variantě 1000 mm až 3000 mm, protože v tomto rozmezí proběhlo vyřazení zástupců os s hřebenem a pastorkem z celkového katalogu lineárních os pro stanovení relevantní přechodové oblasti (viz kapitola 3.3).

Pro účely modelování dynamických vlastností bylo zavedeno zjednodušení modelů a to takové, že se uvažuje absolutně tuhé lože a absolutně tuhá část, kterou osa pohybuje.

4.1 Reálná osa s kuličkovým šroubem

Pro model osy s kuličkovým šroubem byla vybrána osa pravého vřetena ve směru osy Z soustružnicko-frézovacího centra MTC 500i S od firmy Kovosvit (Obr. 31). Jedná se o osu s jednostranně axiálně uloženým kuličkovým šroubem připojeným k motoru přímo pomocí pružné spojky. [18]



Obr. 31: Skelet stroje MTC 500 S [13]



Tab. 1: Parametry pohonu potřebné pro tvorbu dynamického modelu [18]

Komponenta	Parametry (označení)
Kuličkový šroub	50x5
Kuličková matice	AP+A K50x5 dvojitá předepnutá (výrobce KSK-Kuřim)
Pružná spojka	R+W EK2 60/A/32/32
Motor	1FK7083-2AC71-1CH2 (výrobce Siemens)
Axiálně-radiální ložisko	AXZF3590-X-L-TVPB (výrobce Myonic)
Radiální ložisko	6007 - 2RS

4.2 Reálná osa s hřebenem a pastorkem

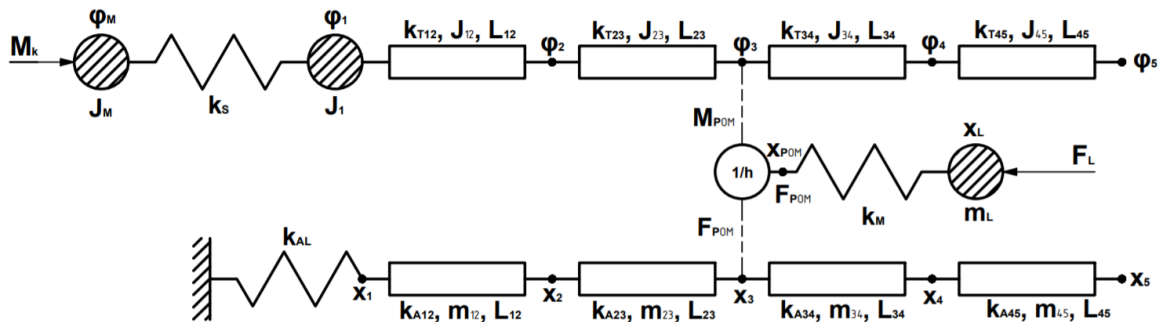
Model osy s hřebenem a pastorkem vychází z osy pravého vřetena ve směru osy Z soustružnicko-frézovacího centra MTC 630 od firmy Kovosvit. Pastorek s přímým ozubením je připojen k motoru přes převodovku. [18]

Tab. 2: Parametry pohonu potřebné pro tvorbu dynamického modelu [18]

Komponenta	Parametry (označení)
Pastorek	modul 4 mm, 22 zubů, hmotnost 2 kg
Převodovka	AF140-080-S2-P2 (Výrobce Apex Dynamics)
Motor	1FK7060-2AF71-1CH2 (výrobce Siemens)

4.3 Model osy s kuličkovým šroubem

Jak již bylo zmíněno, pro dynamický model osy s kuličkovým šroubem byla zvolena osa s jednostranně axiálně uloženým šroubem připojeným k motoru pomocí pružné spojky. Použité výpočtové schéma tohoto pohonu je na Obr. 32. Náhrada kuličkového šroubu byla provedena čtyřmi konečnými prvky reprezentující podélné vlastnosti a čtyřmi prvky reprezentující torzní vlastnosti.



Obr. 32: Diskretizace pohonu osy s kuličkovým šroubem

Pro osu platí tyto zjednodušující vztahy:

- Moment setrvačnosti motoru na souřadnici φ_M

$$J_M = J_m + \left(\frac{J_S}{2}\right) \quad (1)$$

- Moment setrvačnosti spojky na souřadnici φ_1 :

$$J_1 = \frac{J_S}{2} \quad (2)$$

Hodnoty zbylých diskrétních prvků vystupujících ve schématu jsou získány z katalogů výrobců jednotlivých komponent použitých na daném pohonu a přepsány do tabulky Tab. 3.



Tab. 3: Konkrétní hodnoty nahrazujících prvků osy s kuličkovým [13] [18]

Označení v modelu	Hodnota (výpočtový vztah)
J_m	0,00295 kg.m ²
k_s	3290 Nm/rad
J_s	0,00026 kg.m ²
k_{AL}	2600 N/μm
k_M	1590 N/μm
m_{ij}	$\rho S L_{ij}$
J_{ij}	$\rho J_p L_{ij}$
k_{Tij}	$G J_p / L_{ij}$
k_{Aij}	$E S / L_{ij}$
m_L	1700 kg
h	$\rho / (2 \cdot \pi)$
L	1,8 m

Sestavení Newton-Eulerových pohybových rovnic podle schématu na Obr. 32 a jejich následná úprava na maticový zápis nezávislých pohybových rovnic.

$$\text{bod } \varphi_M: J_M + \ddot{\varphi}_M + k_s(\varphi_M - \varphi_1) = M_K \quad (3)$$

$$\text{bod } \varphi_1: \left(J_1 + \frac{J_{12}}{3} \right) \ddot{\varphi}_1 + \frac{J_{12}}{6} \ddot{\varphi}_2 + k_s(\varphi_1 - \varphi_M) + k_{T12}(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \text{bod } \varphi_2: \frac{J_{12}}{6} \ddot{\varphi}_1 + \left(\frac{J_{12}}{3} + \frac{J_{23}}{3} \right) \ddot{\varphi}_2 + \frac{J_{23}}{6} \ddot{\varphi}_3 + k_{T12}(\varphi_2 - \varphi_1) \\ + k_{T23}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{bod } \varphi_3: \frac{J_{23}}{6} \ddot{\varphi}_2 + \left(\frac{J_{23}}{3} + \frac{J_{34}}{3} \right) \ddot{\varphi}_3 + \frac{J_{34}}{6} \ddot{\varphi}_4 + k_{T23}(\varphi_3 - \varphi_2) \\ + k_{T34}(\varphi_3 - \varphi_4) = -M_{pom} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \text{bod } \varphi_4: \frac{J_{34}}{6} \ddot{\varphi}_3 + \left(\frac{J_{34}}{3} + \frac{J_{45}}{3} \right) \ddot{\varphi}_4 + \frac{J_{45}}{6} \ddot{\varphi}_5 + k_{T34}(\varphi_4 - \varphi_3) \\ + k_{T45}(\varphi_4 - \varphi_5) = 0 \end{aligned} \quad (7)$$



$$\text{bod } \varphi_5: \frac{J_{45}}{6} \ddot{\varphi}_4 + \frac{J_{45}}{3} \ddot{\varphi}_5 + k_{T45}(\varphi_5 - \varphi_4) = 0 \quad (8)$$

$$\text{bod } x_1: \frac{m_{12}}{3} \ddot{x}_1 + \frac{m_{12}}{6} \ddot{x}_2 + k_{A12}(x_1 - x_2) + k_{AL}x_1 = 0 \quad (9)$$

$$\text{bod } x_2: \frac{m_{12}}{6} \ddot{x}_1 + \left(\frac{m_{12}}{3} + \frac{m_{23}}{3}\right) \ddot{x}_2 + \frac{m_{23}}{6} \ddot{x}_3 + k_{A12}(x_2 - x_1) + k_{A23}(x_2 - x_3) = 0 \quad (10)$$

$$\text{bod } x_3: \frac{m_{23}}{6} \ddot{x}_2 + \left(\frac{m_{23}}{3} + \frac{m_{34}}{3}\right) \ddot{x}_3 + \frac{m_{34}}{6} \ddot{x}_4 + k_{A23}(x_3 - x_2) + k_{A34}(x_3 - x_4) = -F_{pom} \quad (11)$$

$$\text{bod } x_4: \frac{m_{34}}{6} \ddot{x}_3 + \left(\frac{m_{34}}{3} + \frac{m_{45}}{3}\right) \ddot{x}_4 + \frac{m_{45}}{6} \ddot{x}_5 + k_{A34}(x_4 - x_3) + k_{A45}(x_4 - x_5) = 0 \quad (12)$$

$$\text{bod } x_5: \frac{m_{45}}{6} \ddot{x}_4 + \frac{m_{45}}{3} \ddot{x}_5 + k_{A45}(x_5 - x_4) = 0 \quad (13)$$

$$\text{bod } x_{pom}: k_M(x_{pom} - x_L) = F_{pom} \quad (14)$$

$$\text{bod } x_L: m_L \ddot{x}_L + k_M(x_L - x_{pom}) = -F_L \quad (15)$$

Doplňující rovnice

$$x_{pom} = x_3 + \varphi_3 h \quad (16)$$

$$M_{pom} = F_{pom} h \quad (17)$$

Po dosazení (16) do (14) za x_{pom} vyjde výraz pro F_{pom} , jehož dosazením do rovnic (11) a (6) s použitím (17) a dále dosazením (16) do (15) za x_{pom} dojde k eliminaci vnitřních silových účinků F_{pom} , M_{pom} a získá se výsledná soustava nezávislých pohybových rovnic.

Rovnice po eliminaci vnitřních silových účinků

$$\text{bod } \varphi_3: \frac{J_{23}}{6} \ddot{\varphi}_2 + \left(\frac{J_{23}}{3} + \frac{J_{34}}{3}\right) \ddot{\varphi}_3 + \frac{J_{34}}{6} \ddot{\varphi}_4 + k_{T23}(\varphi_3 - \varphi_2) + k_{T34}(\varphi_3 - \varphi_4) + k_M h(x_3 + \varphi_3 h - x_L) = 0 \quad (18)$$

$$\text{bod } x_3: \frac{m_{23}}{6} \ddot{x}_2 + \left(\frac{m_{23}}{3} + \frac{m_{34}}{3}\right) \ddot{x}_3 + \frac{m_{34}}{6} \ddot{x}_4 + k_{A23}(x_3 - x_2) + k_{A34}(x_3 - x_4) + k_M(x_3 + \varphi_3 h - x_L) = 0 \quad (19)$$

$$\text{bod } x_L: m_L \ddot{x}_L + k_M(x_L - x_3 - \varphi_3 h) = -F_L \quad (20)$$



Následně je soustava nezávislých pohybových rovnic (3), (20), (4), (5), (18), (7), (8), (9), (10), (19), (12), (13) přepsána do maticového tvaru

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{f}(t) \quad (21)$$

kde

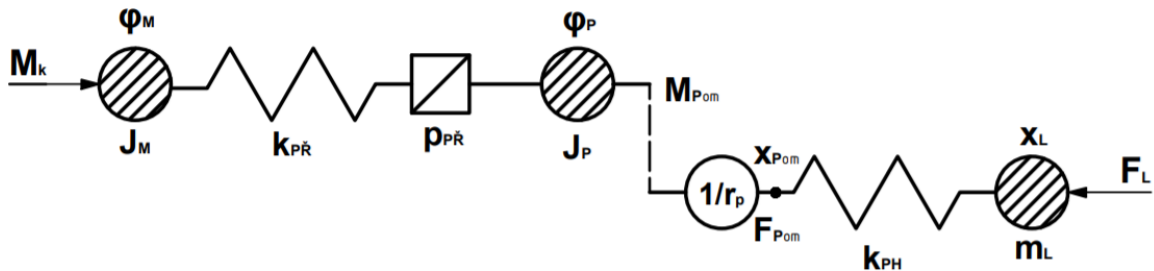
$$\mathbf{q} = [\varphi_M, x_L, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, x_1, x_2, x_3, x_4, x_5]^T \quad (22)$$

$$\mathbf{f}(t) = [M_K, -F_L, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0]^T \quad (23)$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} J_M & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_L & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_1 + \frac{J_{12}}{3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{J_{12}}{3} & J_2 + \frac{J_{23}}{3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{J_{12}}{6} & \frac{J_{23}}{6} & J_3 + \frac{J_{34}}{3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{J_{23}}{6} & \frac{J_{34}}{6} & J_4 + \frac{J_{45}}{3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{J_{34}}{6} & \frac{J_{45}}{6} & J_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{J_{34}}{3} & \frac{J_{45}}{3} & 0 & m_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{J_{34}}{3} & \frac{J_{45}}{3} & 0 & \frac{m_{12}}{6} & \frac{m_{23}}{6} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{m_{12}}{3} & \frac{m_{23}}{3} & \frac{m_{34}}{3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{m_{12}}{6} & \frac{m_{23}}{6} & \frac{m_{34}}{6} & \frac{m_{45}}{6} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{m_{12}}{6} & \frac{m_{23}}{6} & \frac{m_{34}}{6} & \frac{m_{45}}{6} & \frac{m_{45}}{3} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{m_{34}}{3} & \frac{m_{45}}{3} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{m_{34}}{6} & \frac{m_{45}}{6} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{m_{34}}{6} & \frac{m_{45}}{6} \end{bmatrix} \quad (24)$$

4.4 Model osy s hřebenem a pastorkem

Pro sestavení pohybových rovnic pohonu osy s hřebenem a pastorkem bylo použito diskrétní schéma na Obr. 33. Schéma je podstatně jednodušší, než je tomu u pohonu s kuličkovým šroubem, jelikož model pohonu s hřebenem není závislý na délce reálné osy a v modelu se délka hřebenu nijak neprojeví a není tudíž potřeba zavádět konečné prvky.



Obr. 33: Diskretizace pohonu osy s hřebenem a pastorkem

Pro osu dále platí tyto zjednodušující vztahy:

- Převod mezi pastorkem a hřebenem

$$p_{PH} = \frac{1}{r_p} \quad (26)$$

- Moment setrvačnosti pastorku na souřadnici φ_P

$$J_P = J_{pastorek} + \left(\frac{J_{P\check{R}}}{2}\right) p_{P\check{R}}^2 \quad (27)$$

- Redukce katalogové tuhosti převodovky na vstup převodovky

$$k_{P\check{R}} = \frac{k_{P\check{R} katalog}}{p_{P\check{R}}^2} \quad (28)$$

Hodnoty zbylých diskrétních prvků vystupujících ve schématu jsou získány z katalogů výrobců jednotlivých komponent použitých na daném pohonu a přepsány do tabulky Tab. 4.



Tab. 4: Konkrétní hodnoty nahrazujících prvků osy s hřebenem a pastorkem [13] [18]

Označení v modelu	Hodnota (výpočtový vztah)
J_m	0,00087 kg.m ²
J_{pastorek}	0,002179 kg.m ²
r_P	0,044 m
$p_{P\check{R}}$	80
$k_{P\check{R}} \text{ katalog}$	171900 Nm/rad
$J_{P\check{R}}$	0,000257 kg.m ²
k_{PH}	500.10 ⁶ N/m
m_L	1800 kg

Sestavení Newton-Eulerových pohybových rovnic podle schématu na Obr. 33 a jejich následná úprava na maticový zápis nezávislých pohybových rovnic.

$$\text{bod } \varphi_M: J_M + \dot{\varphi}_M + k_{P\check{R}}(\varphi_M - \varphi_P p_{P\check{R}}) = M_K \quad (29)$$

$$\text{bod } \varphi_P: J_P \ddot{\varphi}_P + k_{P\check{R}} p_{P\check{R}}(\varphi_P p_{P\check{R}} - \varphi_M) = -M_{POM} \quad (30)$$

$$\text{bod } x_{POM}: k_{PH}(x_{pom} - x_L) = F_{pom} \quad (31)$$

$$\text{bod } x_L: m_L \ddot{x}_L + k_{PH}(x_L - x_{pom}) = -F_L \quad (32)$$

Doplňující rovnice

$$x_{POM} = \frac{\varphi_P}{p_{PH}} \quad (33)$$

$$M_{POM} = \frac{F_{POM}}{p_{PH}} \quad (34)$$

Po dosazení (33) do (31) za x_{POM} vyjde výraz pro F_{POM} , jehož dosazením do rovnice (30) s použitím (34) a dále dosazením (33) do (32) za x_{POM} dojde k eliminaci vnitřních silových účinků F_{POM} , M_{POM} a získá se výsledná soustava nezávislých pohybových rovnic.



Rovnice po eliminaci vnitřních silových účinků

$$\text{bod } \varphi_P: J_P \ddot{\varphi}_P + k_{P\check{R}} p_{P\check{R}} (\varphi_P p_{P\check{R}} - \varphi_M) + \frac{k_{PH}}{p_{PH}} \left(\frac{\varphi_P}{p_{PH}} - x_L \right) = 0 \quad (35)$$

$$\text{bod } x_L: m_L \ddot{x}_L + k_{PH} \left(x_L - \frac{\varphi_P}{p_{PH}} \right) = -F_L \quad (36)$$

Následně je soustava nezávislých pohybových rovnic (29), (36), (35), přepsána do maticového tvaru dle (21), kde

$$\mathbf{q} = [\varphi_M, x_L, \varphi_P]^T \quad (37)$$

$$\mathbf{f}(\mathbf{t}) = [M_K, -F_L, 0]^T \quad (38)$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} J_M & 0 & 0 \\ 0 & m_L & 0 \\ 0 & 0 & J_P \end{bmatrix} \quad (39)$$

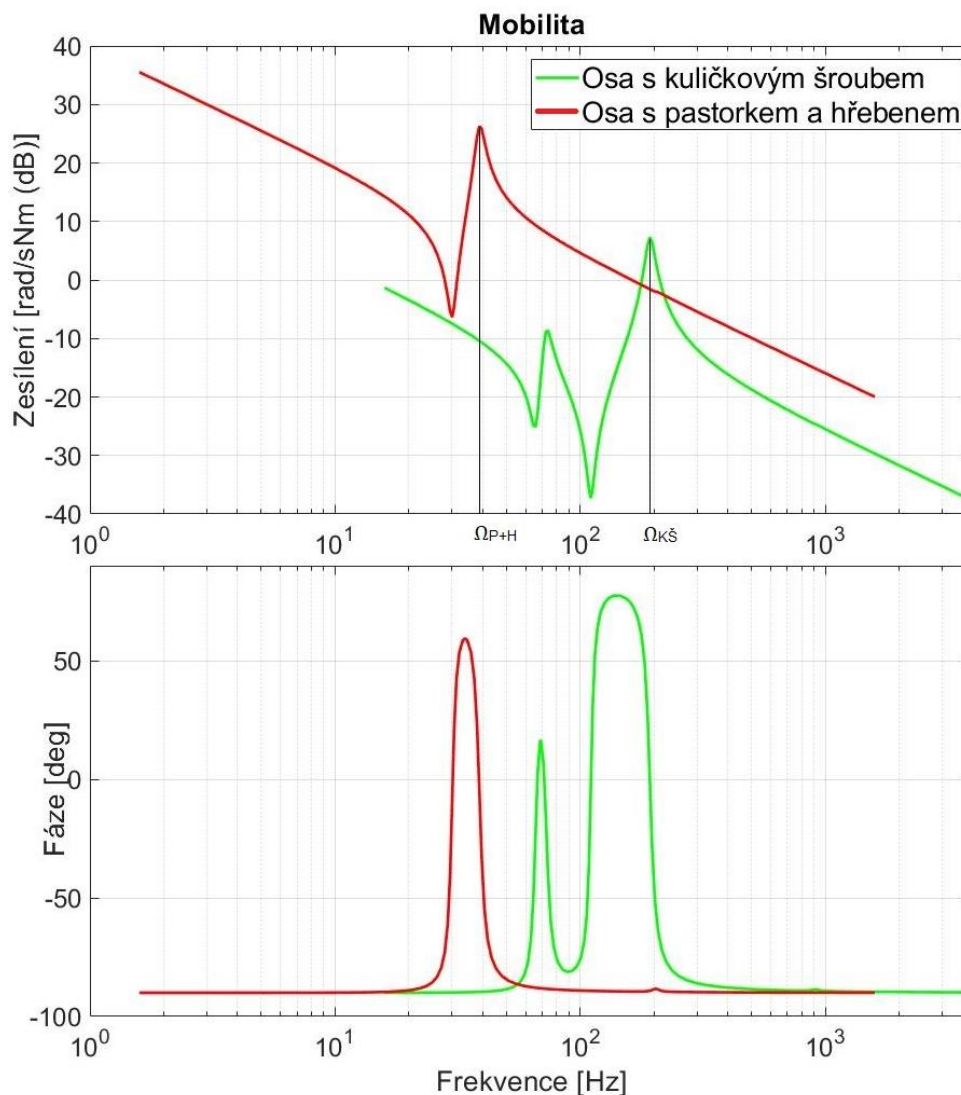
$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{P\check{R}} & 0 & -k_{P\check{R}} p_{P\check{R}} \\ 0 & k_{PH} & -\frac{k_{ph}}{p_{PH}} \\ -k_{P\check{R}} p_{P\check{R}} & -\frac{k_{PH}}{p_{PH}} & k_{P\check{R}} p_{P\check{R}}^2 + \frac{k_{PH}}{p_{PH}^2} \end{bmatrix} \quad (40)$$

Maticový zápis bude použit pro řešení v programu Matlab, kde bude soustava převedena na state-space model a bude vytvořena grafická závislost reprezentující dynamické vlastnosti modelovaného pohonu. State-space model je pro Matlab nativní způsob řešení soustav diferenciálních rovnic.

4.5 Porovnání dynamických modelů

Na grafu na Obr. 34 je porovnání přenosových funkcí mobilit (závislost poměru rychlosti kmitání a budícího silového účinku na frekvenci buzení) obou pohonů. Je možno vidět, že osa s hřebenem a pastorkem je lehčí (má menší celkovou redukovanou hmotnost), a proto je počátek křivky, odpovídající celkovému momentu setrvačnosti redukovanému na motor v grafu výše, než je tomu u osy s kuličkovým šroubem. Osa s pastorkem a hřebenem má výrazně nižší vlastní frekvenci $\Omega_{P+H}=38,8$ Hz v porovnání s vlastní frekvencí osy s kuličkovým šroubem $\Omega_{K\check{S}}=192$ Hz. Zároveň má pohon s kuličkovým šroubem nižší amplitudu

vlastní frekvence $A=7,27$ dB v porovnání s amplitudou pohonu s hřebenem a pastorkem $A=26,3$ dB. Z vyšší vlastní frekvence a nižší amplitudy vyplývá, že se bude pohon s kuličkovým šroubem následně lépe regulovat, tudíž je osa s kuličkovým šroubem dynamicky výhodnější oproti ose s hřebenem a pastorkem.



Obr. 34: Frekvenční charakteristika přenosu síly na motoru na rychlost motoru

Z toho plyne závěr, že ekvivalentní pohon s hřebenem a pastorkem, ke krátké ose s kuličkovým šroubem, je dynamicky horší a pokud nejsou jiné důvody (např. unifikace komponent), tak se na krátkých osách nepoužívají.

Na základě srovnání výsledků dynamických modelů je potvrzeno, že model osy s kuličkovým šroubem je skutečně dynamicky výhodnější, a proto se v katalogu lineárních os v oblasti 1000 mm až 3000 mm objevily osy s hřebenem



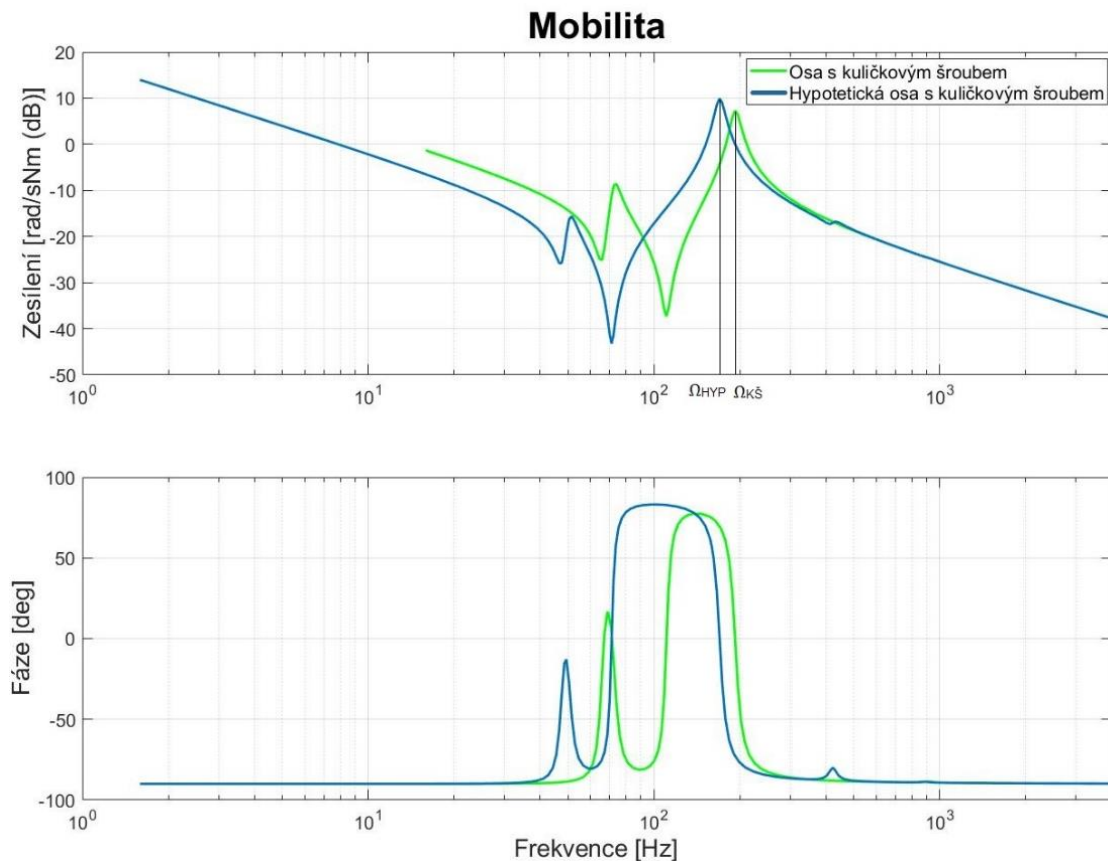
a pastorkem jen z konstrukčních důvodů nebo důvodů unifikace výrobních řad strojů, a proto mohly být osy vyřazeny z výsledné grafické závislosti na Obr. 29 a Obr. 30 pro stanovení relevantní přechodové oblasti.

4.5.1 Hypotetický model osy s kuličkovým šroubem

Z výsledného určení skutečné přechodové oblasti související s dynamickou poddajností pohonů (Obr. 29 a Obr. 30) plyne, že v oblasti mezi 3 a 5 metry jsou pro pohony os použity oba mechanismy posuvů. Znamená to, že dynamická poddajnost os v této oblasti by mohla být pro oba mechanismy srovnatelná. Jelikož s rostoucí délkou os s kuličkovými šrouby klesá jejich dynamika, kdežto dynamika os s hřebeny a pastorky je horší než dynamika krátkých os s kuličkovými šrouby, ale je konstantní a nezávislá na délce osy.

Za účelem ověření, zda je dynamika os omezujícím parametrem použití kuličkových šroubů na dlouhých osách byl vytvořen hypotetický model pohonu osy s kuličkovým šroubem, který vznikl pouhým prodloužením reálné osy s kuličkovým šroubem z kapitoly 4.1 na čtyři metry. Je potřeba zdůraznit, že se jedná o nereálný pohon a byl by ve skutečnosti nefunkční.

Na grafu na Obr. 35 je možné vidět porovnání mobilit reálné osy s kuličkovým šroubem a hypotetické čtyř metrové osy s kuličkovým šroubem, která vznikla prodloužením reálné osy. Na grafu je vidět nepatrné zhoršení dynamiky hypotetické osy, způsobené poklesem frekvence a zvýšením amplitudy vlastní frekvence.



Obr. 35: Frekvenční charakteristika přenosu síly na motoru na rychlost motoru

Nicméně u skutečné konstrukčně funkční varianty hypotetického pohonu v této délkové variantě by muselo dojít s ohledem na vzpěrnou odolnost a kritické otáčky ke zvětšení průměru šroubu. Se zvětšením průměru šroubu je spojený nárůst tuhosti ložisek, kuličkové matice i samotného kuličkového šroubu. Zároveň vzrostou setrvačné účinky kuličkového šroubu. Z toho důvodu nelze usoudit, jaká je výsledná dynamická poddajnost skutečného prodlouženého pohonu. Zároveň byl pokles dynamiky hypotetické osy vůči reálnému krátkému pohonu malý, z čehož nelze usoudit, zda je dynamická poddajnost reálným důvodem nepoužívání os s dlouhými kuličkovými šrouby.

Domněnka z úvodu této podkapitoly 4.5.1, že dynamická poddajnost by mohla být omezujícím parametrem používání kuličkových šroubů, se nepotvrdila. Jednoznačným parametrem nepoužívání os s dlouhými kuličkovými šrouby je vzpěrná odolnost a parametr kritických otáček šroubu.



4.6 Shrnutí kapitoly

Na základě dynamických modelů dvou reálných ekvivalentních os, jedné osy s kuličkovým šroubem a druhé s hřebenem a pastorkem, byl potvrzen předpoklad, který vychází z grafických výsledků získaných z katalogu lineárních os, že kratší osy s kuličkovými šrouby jsou výrazně dynamicky výhodnější oproti krátkým osám s hřebeny a pastorky, proto se z dynamických důvodů na krátkých osách hřeben s pastorkem nevyužívají.

Z výsledků dynamického modelu hypotetické osy s kuličkovým šroubem nelze usoudit, zda je dynamická poddajnost dlouhých kuličkových šroubů omezujícím parametrem jejich použití, jako je tomu pro krátké osy s hřebeny a pastorky. A proto je vzpěrná odolnost a parametr kritických otáček základním omezujícím parametrem použití pohonů s dlouhými kuličkovými šrouby.



5 Závěr

Byl sestaven katalog vybraných lineárních os strojů různých koncepcí. Na základě výsledného katalogu byly sestaveny grafické závislosti dle parametrů pohonů. Viz kapitola 3.4. Tím byl splněn bod jedna z cílů práce (viz kapitola 1.1).

Dynamické modely potvrdily lepší dynamické vlastnosti os s kuličkovými šrouby. Proto jsou na osách, kde je možné použití kuličkových šroubů skutečně použity. Viz kapitola 4.6. Tím byl splněn bod dvě z cílů práce (viz kapitola 1.1).

Splněním obou bodů z cílů práce byl naplněn hlavní cíl práce, kterým bylo potvrdit a zdůvodnit předpokládané rozvržení uplatnitelnosti mechanismů posuvů a to takové, že na krátkých osách se používají kuličkové šrouby a na delších osách hřebeny s pastorky. Zároveň se potvrdil předpoklad existence přechodové oblasti použití obou mechanismů.



Seznam použité literatury

- [1] ONDRÁČEK, Miroslav. *Modelování a simulace* [přednáška]. Praha: ČVUT v Praze, 12. října 2021.
- [2] KSK PRECISE MOTION. *Produktový katalog - kuličkové šrouby Kuřim* [online]. In: . 2013 [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <https://www.mpdims.cz/contents/editor/ke-stazeni/kulickove-srouby/KSK%20srouby.pdf>
- [3] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [4] THK. *Screw Nut General Catalog* [online]. In: . [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <https://www.thk.com/catalog/?lang=en>
- [5] MAREK, Jiří a Petr BLECHA. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [6] LAYOSA, Carlícia. *Mastering Ball Screws Pt. 1*. In: *Misumi* [online]. 2016 [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <https://us.misumi-ec.com/blog/ball-screw-steel-ball-recirculation/>
- [7] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2. přeprac. vyd. Brno: VUT, 1991. ISBN 80-214-0361-6.
- [8] ONDRÁČEK, Miroslav. *Modelování a simulace* [přednáška]. Praha: ČVUT v Praze, 7. prosince 2021.
- [9] LAŠOVÁ, Václava. *Základy stavby obráběcích strojů* [online]. 1. vydání. Plzeň: Univerzitní vydavatelství ZČU, 2012 [cit. 2022-01-03]. Dostupné z: https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/16835/1/Zaklady_stavby.pdf
- [10] *Redex andantex* [online]. In: . [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <http://www.redex-andantex.com/>



-
- [11] BUBÁK, Antonín. *Zvyšování dynamiky a přesnosti posuvových os obráběcích strojů*. Praha, 2004. Disertační práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii.
- [12] VESELÝ, Jan. *Matematický model posuvové osy obráběcího stroje s kuličkovým šroubem*. Praha, 2004. Diplomová práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a mechanismů.
- [13] *Kovosvit* [online]. KOVOSVIT MAS Machine Tools, a.s. [cit. 2022-01-09]. Dostupné z: <https://www.kovosvit.cz/>
- [14] *TOS Varnsdorf* [online]. TOS VARNSDORF a. s. [cit. 2022-01-09]. Dostupné z: <https://www.tosvarnsdorf.cz/cz/>
- [15] *TOS Kuřim* [online]. TOS KUŘIM – OS, a.s. [cit. 2022-01-09]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/>
- [16] *Tajmac-ZPS* [online]. TAJMAC-ZPS, a. s. [cit. 2022-01-09]. Dostupné z: <https://www.tajmac-zps.cz/>
- [17] *BRAY CNC* [online]. TOOL TRADE s. r. o. [cit. 2022-01-09]. Dostupné z: <https://www.bray-cnc.cz/>
- [18] E-mailová korespondence s Ing. Václavem Krámem. *[elektronická pošta]* [online]. 5.11.2021 až 19.1.2022, kram@kovosvit.cz. [cit. 2022-05-27].



Seznam obrázků

Obr. 1: Základní rozdělení posuvové soustavy	14
Obr. 2: Ukázka přesného kuličkového šroubu firmy KSK Kuřim [2].....	15
Obr. 3: Způsoby napojení motoru na kuličkový šroub [3]	15
Obr. 4: Schéma lineární osy s poháněným šroubem [4]	16
Obr. 5: Koncepce lineární osy s poháněnou maticí [5].....	16
Obr. 6: Možnost uložení s axiálním ložiskem pouze na jedné straně [2].....	17
Obr. 7: Uložení s radiálně axiálním ložiskem na obou koncích [2]	17
Obr. 8: Uložení s volným koncem [2]	18
Obr. 9: Řez kuličkovou maticí [6].....	18
Obr. 10: Předepnutí vloženým distančním kroužkem [2].....	19
Obr. 11: Předepnutí diferencí ve stoupání [2]	19
Obr. 12: Hřeben s pastorkem [9]	21
Obr. 13: Mechanické vymezení vůle pomocí tlačné pružiny [10]	22
Obr. 14: Princip elektrického vymezení vůle [10]	22
Obr. 15: Režimy působení pastorků při elektrickém vymezení vůle [3]	23
Obr. 16: Schéma pohonu s kuličkovým šroubem připojeným k motoru pružnou spojkou [11].....	23
Obr. 17: Příklad možné diskretizace pohonu s kuličkovým šroubem připojeným k motoru pomocí spojky [11]	24
Obr. 18: Odkrytovaný frézovací stroj MCV 1270 POWER [13].....	26
Obr. 19: Odkrytované portálové obráběcí centrum MMC 1500 [13]	27
Obr. 20: Schéma stroje řady WRD s popisem lineárních os [14]	28
Obr. 21: Schéma obráběcího centra řady WHT [14]	28
Obr. 22: Graf uplatnitelnosti mechanismů posuvů.....	30
Obr. 23: Graf závislosti posuvové rychlosti na délce osy	31
Obr. 24: Graf zastoupení os na vertikálních frézovacích centrech	33
Obr. 25: Graf zastoupení os na horizontálních obráběcích centrech	33
Obr. 26: Graf zastoupení os na soustružnických a soustružnicko-frézovacích strojích	34
Obr. 27: Graf zastoupení os na portálových centrech	35
Obr. 28: Graf zastoupení os na vyvrtávacích strojích.....	35



Obr. 29: Graf skutečné uplatnitelnosti mechanismů posuvu	37
Obr. 30: Graf závislosti posuvové rychlosti na délce osy s vyřazenými případy os	38
Obr. 31: Skelet stroje MTC 500 S [13]	39
Obr. 32: Diskretizace pohonu osy s kuličkovým šroubem	41
Obr. 33: Diskretizace pohonu osy s hřebenem a pastorkem.....	46
Obr. 34: Frekvenční charakteristika přenosu síly na motoru na rychlost motoru	49
Obr. 35: Frekvenční charakteristika přenosu síly na motoru na rychlost motoru	51



Seznam tabulek

Tab. 1: Parametry pohonu potřebné pro tvorbu dynamického modelu [18].....	40
Tab. 2: Parametry pohonu potřebné pro tvorbu dynamického modelu [18].....	40
Tab. 3: Konkrétní hodnoty nahrazujících prvků osy s kuličkovým [13] [18]	42
Tab. 4: Konkrétní hodnoty nahrazujících prvků osy s hřebenem a pastorkem [13] [18].....	47



Seznam příloh

Textové přílohy

Příloha č. 1: Katalog lineárních os

Příloha č. 2: Skript dynamického modelu osy s kuličkovým šroubem z programu MATLAB

Příloha č. 3: Skript dynamického modelu osy s hřebenem a pastorkem z programu MATLAB

Příloha č. 4: Skript dynamického modelu hypotetické osy z programu MATLAB

Elektronické přílohy

katalog_linearnich_os.xlsx

Pohon_KS.m

Pohon_PH.m

Pohon_hypoteticka_osa_KS.m