



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

KULIČKOVÉ ŠROUBY PRO POSUVOVÉ SOUSTAVY S DLOUHÝM ZDVIHEM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MILAN NOVÁČEK

VEDOUČÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. JIŘÍ MAREK, Dr.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Milan Nováček

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

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

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

Kuličkové šrouby pro posuvové soustavy s dlouhým zdvihem

v anglickém jazyce:

Ball screws for the feed system with long stroke

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

U posuvových soustav s dlouhým zdvihem je prioritním problémem určit hranici, kdy je z ekonomického a technického hlediska výhodné užití rotujícího kuličkového šroubu anebo rotující matice.

Cíle diplomové práce:

Vypracujte:

- technickou zprávu s potřebnými konstrukčními výpočty
 - popis současného stavu řešené problematiky
 - metodický postup výpočtu kuličkového šroubu
 - metodický postup při návrhu posuvových souřadnic se zdvihem nad 5000 mm
 - konstrukční sestavu posuvové souřadnice se zdvihem nad 5000 mm
-

Seznam odborné literatury:

MAREK, J., et al. Konstrukce CNC obráběcích strojů. 3rd ed. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014. 687 p. ISBN 978-80-260-6780-1

Firmní literatura výrobců obráběcích strojů kuličkových šroubů

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Jiří Marek, Dr.


Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 21.11.2014

L.S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

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

ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na dlouhé kuličkové šrouby s maticí. Je zde popsán jejich princip, základní typy a parametry i současný stav jednotlivých používaných komponent. K práci je vytvořen v programu Microsoft Excel metodický výpočet požadovaných parametrů KŠM. Dále jsou zkoumány stavy ovlivňující délku hřídelů kuličkového šroubu, jako způsob uložení, poloha, typ pohonu a možné tlumení. V poslední části je řešena konstrukce podpěr dlouhých hřídelů KŠM a je zde navržen koncepční postup při použití podpěr.

KLÍČOVÁ SLOVA


Kuličkový šroub, hřídel, matice, podpěra

ABSTRACT

Master's thesis is directed for long ball screws of nut. It is here wrote their principle, essential type, parameters and current status of single used components. For this thesis is created at program Microsoft Excel methodical calculating of required parameters ball screws of nut. Another they are investigated status of affect length shaft ball screws, as mode storage, type actuator and possible damping. In last part is solved the design of supports long shaft ball screws and is here proposed conceptual process used supports.

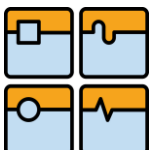
KEYWORDS

Ball screw, shaft, nut, support

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVÁČEK, M. *Kuličkové šrouby pro posuvové soustavy s dlouhým zdvihem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 68 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Jiří Marek, Dr.

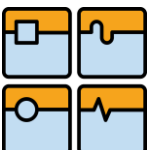
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 28. května 2015

Milan Nováček

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 8
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

PODĚKOVÁNÍ

Za rady a cenné připomínky při konzultacích chci tímto poděkovat vedoucímu diplomové práci panu prof. Ing. Jiřímu Markovi, Dr.


Dále chci poděkovat odborníkům v oboru kuličkových šroubů Ing. Lubomíru Ostrému a Ing. Milanu Dobešovi za odborné rady.

OBSAH

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY	1
Úvod.....	12
1 Deskripce KŠM	13
1.1 Hřídel KŠM.....	13
1.2 Matice KŠM.....	14
1.3 Převodníky KŠM	15
1.4 Historie.....	15
1.5 Funkce KŠM	16
1.6 Standartní KŠM.....	16
1.7 Vysoce rychlostní KŠM	17
1.8 Vysoce únosné KŠM.....	17
1.9 Transportní KŠM.....	18
1.10 Speciální KŠM	19
2 Současný stav v KŠM	20
2.1 Základní technické parametry	20
2.1.1 Geometrické parametry KŠM	20
2.1.2 Kinetické parametry KŠM	21
2.1.3 Silové parametry KŠM.....	22
2.1.4 Momentové parametry KŠM.....	23
2.1.5 Účinnost	23
2.2 Výrobci.....	24
2.2.1 THK.....	24
2.2.2 NSK.....	25
2.2.3 Steinmeyer	25
2.2.4 Barnes Industries.....	25
2.2.5 Kammerer.....	26
2.2.6 Hiwin.....	26
3 Aplikační možnosti KŠM	27

3.1	Obráběcí stroje	27
3.2	Stroje pro výrobu plastů	28
3.3	Jiné aplikace	28
4	Podpěry kuličkových šroubů a matic.....	29
4.1	Výsuvná podpěra	29
4.2	Sklopná podpěra.....	30
4.3	Posuvná podpěra.....	31
5	Struktura technických výpočtu KŠM	32
5.1	Vstupní parametry	32
5.2	Výpočet ekvivalentních hodnot otáček a axiálních sil	33
5.3	Výpočet tuhosti	34
5.4	Měřitelné veličiny KŠM	36
5.5	Axiální únosnosti KŠM.....	36
5.6	Trvanlivost KŠM.....	38
5.7	Trvanlivost ložisek	38
5.8	Kritické otáčky.....	39
5.9	Vzpěrná tuhost.....	40
5.10	Průhyb hřídele KŠM	40
5.11	Návrh pohonu KŠM	40
5.11.1	Statika.....	41
5.11.2	Kinematika	41
5.11.3	Dynamika	41
6	Aspekty ovlivňující délky KŠM	42
6.1	Porovnání uložení KŠM	43
6.2	Porovnání svislého a vodorovného uložení KŠM.....	43
6.3	Porovnání náhonů KŠM.....	44
6.3.1	Rotující hřídel šroub	44
6.3.2	Rotující matice šroubu.....	45
6.3.3	Hodnocení.....	45
6.4	Dutý tlumený a plný netlumený rotující hřídel šroubu	47

6.4.1	Vibrace	47
6.4.2	Vlastnosti tlumičů.....	47
6.4.3	Hodnocení tlumení hřídele KŠM.....	48
7	Koncepční zpracování podpěr KŠM.....	50
7.1	Postup při návrhu podpěry pro dlouhý KŠM.....	50
7.2	Pasivní posuvná podpěra.....	51
7.2.1	Návrh konstrukce.....	52
7.2.2	Návrhový výpočet.....	53
7.3	Posuvná aktivní podpěra.....	54
7.3.1	Návrh konstrukce.....	54
7.4	Výsuvná aktivní podpěra.....	54
7.4.1	Návrh konstrukce.....	55
7.4.2	Návrhový výpočet.....	55
7.5	Sestava lineární osy s dlouhým zdvihem	56
	Závěr.....	57
	Seznam použitých zkratk a symbolů	61
	Seznam obrázků	65
	Seznam tabulek	67
	Seznam příloh.....	68

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 12
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ÚVOD

Kuličkové šrouby a matice (KŠM) jsou používány jako součást pohonů ve strojích a mechanismech v mnoha odvětvích průmyslu. Pracují na známém principu šroubu, ať spojovacího, či pohybového, s jediným rozdílem, že mezi maticí a hřídelem je vložena kulička. Jejich výhodou je ve tření. Díky vnitřním kuličkám, které jsou odvalovány mezi hřídelem a maticí, vyžívají valivé tření a ne smykové. KŠM jsou charakterizovány průměrem šroubu, stoupáním, směrem otáčení, profilem závitů (kruhový či gotický), počtem nosných závitů, průměrem kuliček a typem jejich převodu. KŠM jsou montovány s vůlí anebo s předepnutím. Předepnutí je prováděno u šroubů určených pro přesné polohování. Díky předepnutí je zvýšena tuhost šroubu. Pro zjištění plynulosti chodu je na těchto šroubech měřen pasivní odpor. Pasivní odpor je dán třením mezi hřídelí, kuličkami a maticí. Také je ovlivněn typem převodu. Jeho hodnota je ovlivněna typem mazání a velikostí předepjetí. Jmenovitá hodnota pasivního odporu je předepsaná normou ISO 3408 a také jeho dovolené rozmezí, kterou ovlivňuje třída přesnosti.

Diplomová práce je zaměřena na kuličkové šrouby a matice pro dlouhé zdvihy. KŠM jsou většinou používány pro převod rotačních pohybů na přímočaré pohyby. Se servomotorem mohou být spojeny přímo přes pružnou spojku, nebo nepřímo přes ozubený řemen, řetěz, či ozubená kola. Zatížení šroubu je možné pouze v axiálním směru. KŠM jsou kontrolovány na vzpěrnou tuhost, tuhost, únosnost, průhyb, kritické otáčky a trvanlivost. Šrouby určené k dlouhým zdvihům nevyhovují výše uvedené kontrole, a proto je nutné pro ně navrhovat například posuvné či výsuvné podpěry, které mohou být ovládané aktivně či pasivně.

Cílů této práce je několik, ale hlavním a prioritním je určení hranice použití rotujícího šroubu a rotující matice. Vedlejšími cíli je zpracovat vývoj konstrukce kuličkových šroubů od historie po současnost. Dále popsat, jaké jsou využívány konstrukce převodů kuliček a v jakých strojích je možné je na KŠM pozorovat. Dalším bodem práce je sjednotit a jednoznačně určit přesný výpočet kuličkových šroubů a vytvořit k němu technickou zprávu s potřebnými konstrukčními výpočty. Podklady pro tento výpočet jsou čerpány z katalogů firem zabývajících se výrobou kuličkových šroubů a normou DIN ISO 3408. Posledním cílem je návrh řešení konstrukce podpěry kuličkových šroubů pro dlouhé zdvihy nad 5000 mm pro posuvné jednotky strojů.



1 DESKRIPTIVE KŠM

KŠM jsou využívány pro pohony křížových stolů, suportů strojů, smykadel, vstřikovacích lisů, atd. Jejich hlavní funkce je hlavně převod rotačního pohybu na přímočarý. Převod je možné provést dvěma způsoby a to za pomoci rotujícího šroubu a posouvající maticí nebo stojícího šroubu a rotující i posouvající maticí. KŠM jsou složeny s několika díly:

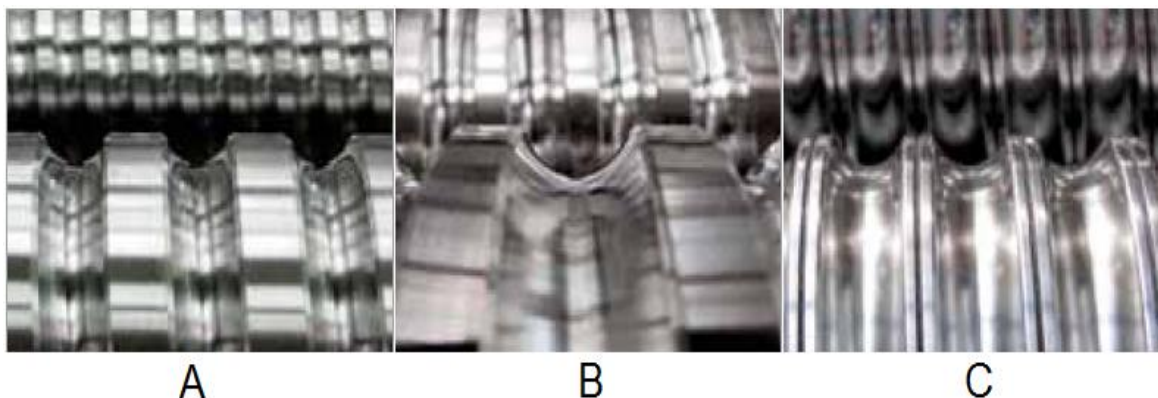
- hřídele,
- matice,
- převaděčů,
- kuliček,
- těsnění (ucpávek),
- maznice, atd.

1.1 HŘÍDEL KŠM

Hřídele KŠM jsou vyráběny třemi různými způsoby:

- válcováním,
- okružováním,
- broušením.

Způsob výroby je volen dle požadované třídy přesnosti. Hřídele jsou ukládány v axiálních ložiskách na obou koncích nebo axiálního na jednom konci a za pomoci radiálního podpěrného ložiska na druhém konci anebo mohou být vetknuté. Materiály jsou používány obvykle cementační oceli, nebo ocele s vysokým obsahem chromu.



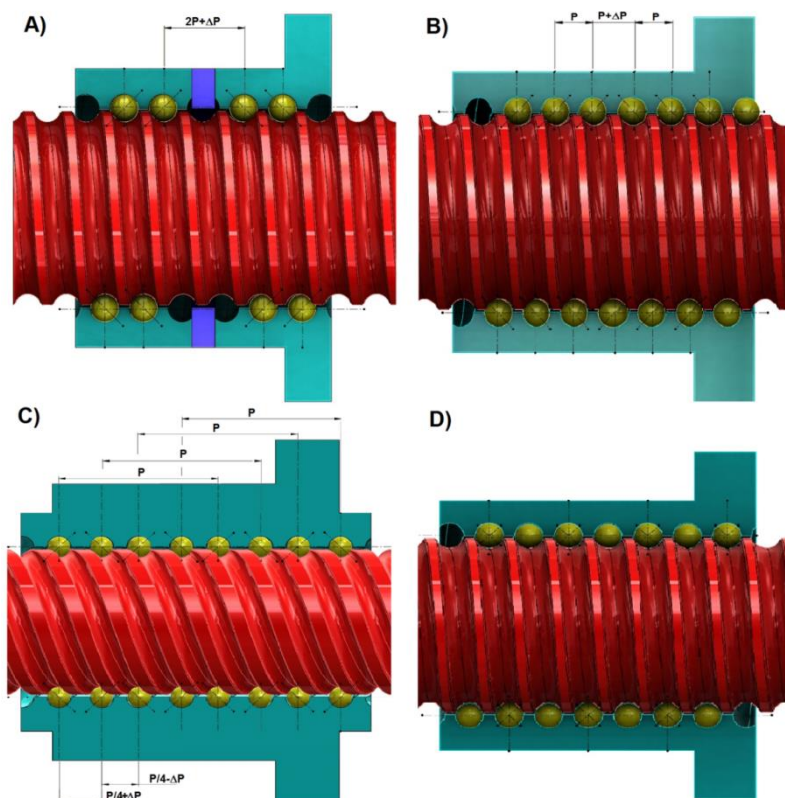
Obr. 1.1: Profily šroubů vyrobené A) broušením B) okružováním C) válcováním [1]



1.2 MATICE KŠM

Matice KŠM jsou na hřídele montovány s vůlí nebo předepnuté. Předepnutí matice slouží k vymezení vůle na šroubu. Předepnuté šrouby jsou využívány pro přesné polohování. Nevýhodou předepnutí je vznik vyššího opotřebení šroubu a matice. Předepnutí je u šroubů dosahováno čtyřmi způsoby:

- **užitím distančního kroužku** (Obr. 1.2 A) – kroužek má tloušťku v závislosti na předepnutí a je vložen mezi dvě jednoduché matice nebo jednu jednoduchou matici a druhou s přírubou, a tím je způsobeno posunutí chodů
- **rozbrusem** (Obr. 1.2 B) – posunutí je vytvořeno výbrusem pracovních závitů z jedné strany matice a poté z druhé strany matice, mezi oběma stranami je vytvořena diference, která odpovídá danému předepnutí
- **posunutím chodů** (Obr. 1.2 C) – využití tohoto způsobu předepjetí je možné pouze u vícechodých matic, na obrázku Obr. 1.2 C je čtyřchodý závit
- **výběrem kuliček** (Obr. 1.2 D) – vytvoření tohoto předepnutí je za pomoci vkládání malé a velké kuličky, a pak vzniká čtyřbodový styk mezi závitem a kuličkou



Obr. 1.2: Způsoby předepnutí matic [2]



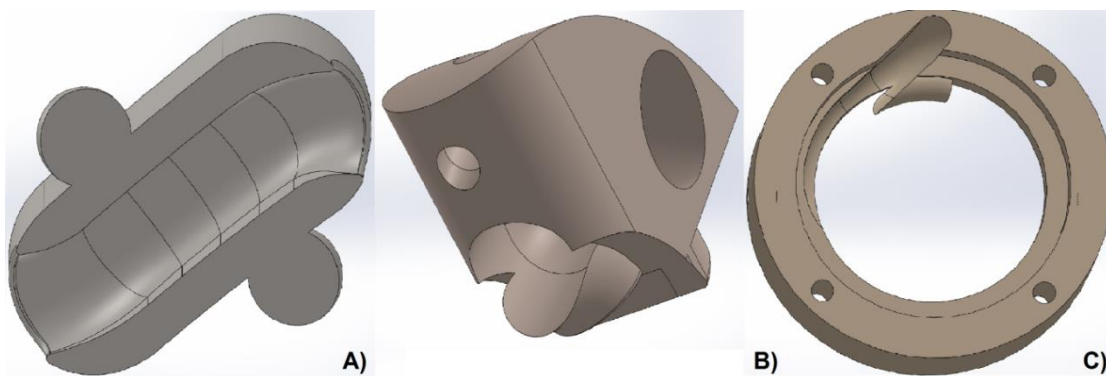
1.3 PŘEVODNÍKY KŠM

Kuličky musí mezi závitem matice a šroubu cirkulovat, a proto obsahují převod. Převod kuliček existuje dvojího typu, a to externí a interní převod.

Externí převod je prováděn přes více závitů tak, že kuličky opustí pracovní prostor a zpět do něj jsou vraceny kanálkem. Kanálek může být vytvořen přímo v matici nebo jsou využívány kanálky tvořené trubkou, které jsou k matici šroubovány z venkovní strany povrchu matice.

Interní převod je určen pro převádění kuliček v jednom pracovním závitu tzv. okruhu. Pro převod je ovšem nutný převaděč, který nasměruje kuličku tak, aby se vrátila zpět. Převaděčů existuje celá řada. Každá společnost zaměřená na výrobu KŠM vlastní obvykle několik druhů převaděčů. Jsou to většinou převaděče vkládané radiálně či axiálně.

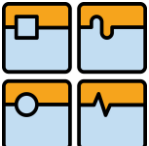
Česká společnost Kuličkové šrouby Kuřim, která se specializuje na výrobu KŠM, používá tři druhy převaděčů. Je to radiálně vkládaný segment (Obr. 1.3 B) a axiálně montované víčko (Obr. 1.3 C). Tyto dva typy jsou zkonstruovány pro externí převod. Jako nejvíce využívaný převodník je radiálně vkládané lůžko (Obr. 1.3 A). Lůžkové provedení převaděče pracuje na principu interního převodu.



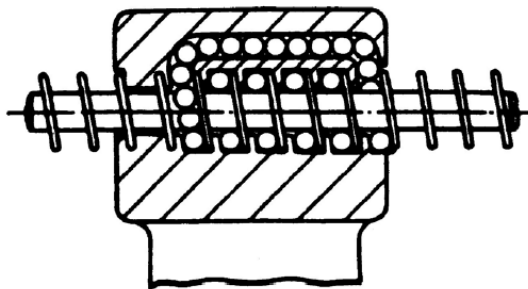
Obr. 1.3: Převaděče kuličkových šroubů společnosti KS Kuřim [2]

1.4 HISTORIE

Prvotní záznam o KŠM pochází z března roku 1898, [3] kdy byl vytvořen patent šroubového zvedáku, který obsahoval externí převod kuliček. Další zmínky o konstrukci KŠM pochází z 19. století. [4] Snahou bylo nahradit málo efektivní smykové tření valivým. První navržený KŠM je zobrazen na Obr.1.4. Počáteční praktické využití KŠM je ovšem mnohem později. V roce 1940 [4] General Motors v USA použila KŠM pro řízení automobilové převodovky. Od tohoto okamžiku se vývoj KŠM zrychlil. Vývoje se ujala japonská firma NSK, která se do té doby

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 16
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

zabývala výrobou a konstrukcí kuličkových ložisek. Společnosti NSK se podařila aplikace KŠM do řízené automobilové převodovky v roce 1958. [4] Výroba přesného KŠM pro NC stroje se podařila v roce 1961. [5] U nás začala probíhat výroba KŠM v bývalé státní firmě TOS Kuřim.



Obr. 1.4: Jeden z prvních navržený kuličkový šroub inženýrem R. K. Allan [5]

1.5 FUNKCE KŠM

KŠM, jak již bylo řečeno, jsou navrženy k pohonům CNC obráběcích strojů v kombinaci se servomotory, spojkami a převodovkami. Jsou tedy řazeny do nepřímých pohonů. Oproti přímým lineárním motorům, které nepotřebují žádný mechanismus pro převod pohybu rotačního na přímočarý, je jejich výhoda v zatížitelnosti a přesnosti polohování. KŠM jsou schopné pracovat s mnohem vyššími posuvovými silami. Funkce kuličkových šroubů je daná jejich vlastnostmi. Vlastnosti je možné rozdělit podle několika kritérií. Jedná se o:

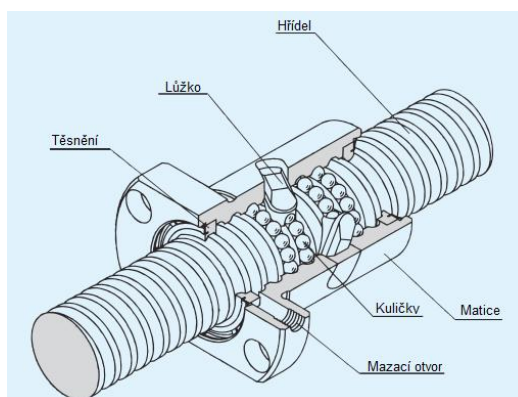
- **konstrukci** (standartní, vysoce rychlostní, vysoce únosné, transportní, speciální, atd.);
- **výroba hřídele** (broušený, okružovaný nebo válcovaný);
- **třída přesnosti výroby** (IT0, IT1, IT3, IT5, IT7 a IT10);
- **typ převodu** (externí, interní, axiálně vkládaný nebo radiálně vkládaný, atd.);
- **předeptutí** (s předeptutím a bez předeptutí)
- **použití** (vstříkovací lisy, obráběcí centra, výměna hydraulických válců, zdravotní technika, letecký průmysl, atd.)

1.6 STANDARTNÍ KŠM

Největší výhodou tohoto provedení kuličkových šroubů je jeho univerzálnost. Standartní šrouby jsou montovány do obráběcích center, polohovacích automatů nebo mohou být použity pro aplikace v leteckém nebo automobilovém průmyslu pro řízení. Výroba hřídelů těchto šroubů je broušením či okružováním. Operace,



jakou budou hřídele opracovány, záleží na požadavku přesnosti výroby či velikosti profilu daného závitu. Obvykle jsou vyráběny s třídou přesnosti od IT1 až po IT5. Pro toto provedení jsou použity převody externí i interní. Matice šroubů mohou být s vůlí nebo předepnutím. Jejich výroba je s přírubou či bez ní.



Obr. 1.5: Standardní provedení kuličkových šroubů [6]

1.7 VYSOCE RYCHLOSTNÍ KŠM

Jak už název značí, jedná se o provedení šroubů pro vysoké rychlosti polohování. Dosahované hodnoty polohovacích rychlostí jsou pro pracovní posuvy i 30 m/min a pro rychloposuvy mohou být i 80 m/min.[7]

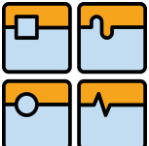
Jejich využití je v přesných obráběcích strojích a polohovacích automatech. Hřídele jsou vyráběny broušením. Jejich stoupání je obvykle vícechodé. Nejčastěji je tedy dvouchodé a čtyřchodé. Přesnost těchto šroubů se pohybuje mezi IT1 až po IT3. Převod je prováděn externí axiálním či radiálním segmentem. Jsou montovány s předepjetím. Předepjetí je zde vytvořeno za pomoci rozbrusu chodů na matici, popřípadě distančním kroužkem.



Obr. 1.6: Vysoce rychlostní kuličkové šrouby [8]

1.8 VYSOCE ÚNOSNÉ KŠM

Šrouby vyrobené pro vysoce únosné operace se vyznačují dlouhodobou trvanlivostí při vysokém zatížení v axiálním směru. Vysoké únosnosti je dosahováno zvětšením průměru kuličky, zvýšením počtu pracovních závitů nebo

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 18
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

úpravou profilu daného šroubu. Využití těchto šroubů je zejména u lisů vstřikovacích a vřetenových, ale jsou montovány do transportních zařízení nebo mohou být náhradou za hydraulické válce. Hřídele i matice jsou vyráběny broušením, protože je zde požadovaná vysoká přesnost, která dosahuje třídy IT1. Převod je zde navrhován obvykle interní, ale v některých případech je použit i externí. Vysoce únosné KŠM jsou montovány s vůlí, jelikož předepjetí by snižovalo jejich trvanlivost. Při návrhu těchto šroubů je nutná kontrola vzpěrné tuhosti a střižné plochy případné příruby.



Obr. 1.7: Příklad vysoce únosného šroubu HDL od firmy SHUTON [9]

1.9 TRANSPORTNÍ KŠM

Negativní vlastnost transportních KŠM je velmi nízká přesnost polohování, která se ovšem projevuje na pozitivně na jejich velice nízké ceně. Aplikací těchto šroubů je mnoho. Jsou využívány například pro transportní mechanismy, tvářecí či dřevoobráběcí stroje, kde není kladen důraz na přesnost. Mohou také nahrazovat posuvy pomocí hřebenů a pastorků. Nízká cena spočívá v technologii výroby, protože z ní zcela vypadne operace broušení.

Hřídele transportních šroubů jsou vyráběny válcováním a nebo okružováním. Přesnost výroby, která se pohybuje ve třídách IT5 a IT7, nedoaluje použití těchto šroubu pro vysoké rychlosti. Matice jsou vyráběny standardně dle normy DIN69051. s přírubou a jsou montovány s vůlí, jelikož není nutná přesnost polohování a předepjetí by snižovalo trvanlivost a zvyšovalo cenu.



Obr. 1.8: Příklad šroubu na transportní účely s maticí RSB od firmy HIWIN [10]



1.10 SPECIÁLNÍ KŠM

Do této kapitoly budou zahrnuty KŠM, které jsou využívány ke speciálním operacím nebo pro své konstrukční výhody. Typy speciálních konstrukcí jsou KŠM:

- **bez profilové** – Hřídele těchto šroubů jsou vyrobeny jako kalené broušené tyče. Profil a stoupání jsou vytvořeny pouze v matici. Výhodou bez profilových hřídelů je možná ochrana pomocí prokluzu při přetížení a díky hladké tyči i levná výroba. Obr.1.9A [11]
- **s klecí** – U kuličkových šroubů s klecí plní klec funkci převaděče. Kuličky jsou upevněny v kleci, která je přitlačuje k hřídeli šroubu. Šrouby mají velmi plynulý chod a jsou určeny zejména pro krátké zdvihy. Délka klece je dvojnásobná velikosti zdvihu. Obr.1.9B [12]
- **teleskopické** – Tyto šrouby jsou složeny z několika navzájem zašroubovaných KŠM, jsou určeny pro dlouhé zdvihy s malým zástavbovým prostorem, jsou využívány pro manipulační mechanismy nebo pro obráběcí stroje s nekonvenční kinematickou strukturou. Obr.1.9C [13]



A




B



C

Obr. 1.9: Speciální typy šroubů

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 20
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2 SOUČASNÝ STAV V KŠM

V současnosti jsou KŠM využívány hlavně ve stavbě obráběcích center. Společně se servomotory tvoří hlavní posuvové jednotky. Posuvové jednotky jsou použity pro posuvy suportu a stolů CNC strojů. Jejich aplikace je ovšem mnohem širší, proto je vyráběno více variant konstrukcí. Všechny KŠM se od sebe liší základními parametry, které určují jejich nejlepší využití.

2.1 ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ PARAMETRY

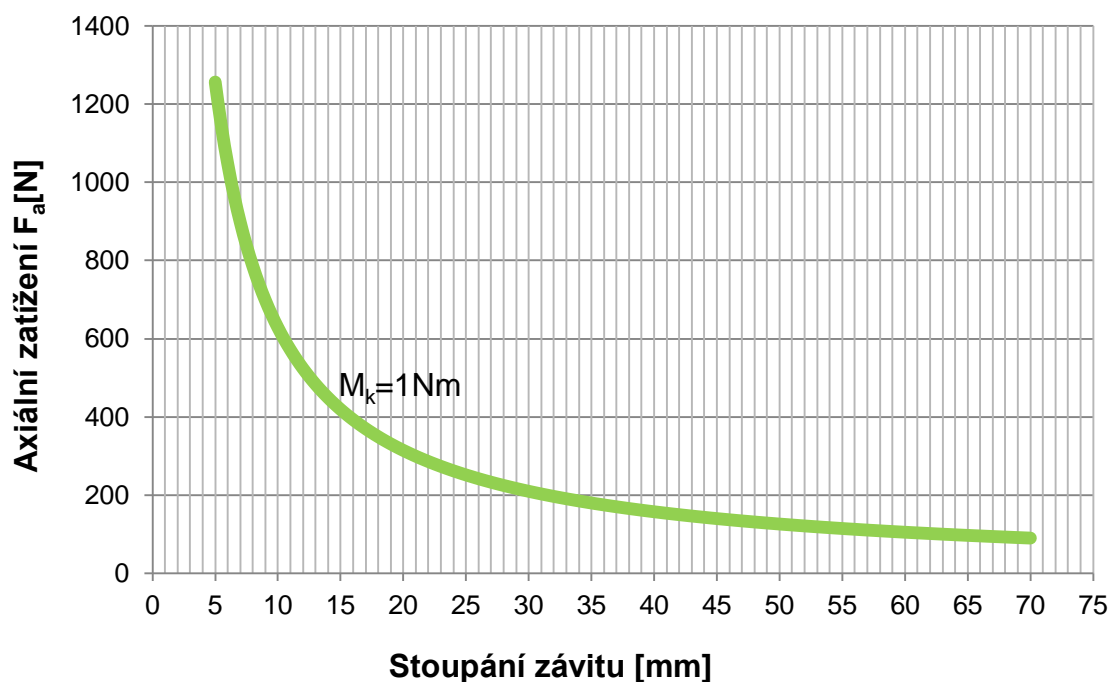
Vzhledem k tomu, že kuličkový šroub a matice (KŠM) je důležitou součástí pohybové osy každého CNC obráběcího stroje, musí být studovány technické parametry, které budou reflektovat mnohdy velmi komplikované provozní podmínky. Strukturu technických parametrů u každého KŠM tvoří:

- jmenovitý průměr
- stoupání závitu
- otáčkový faktor
- únosnost
- tuhost
- trvanlivost
- pasivní odpor
- účinnost

2.1.1 GEOMETRICKÉ PARAMETRY KŠM

Hlavními geometrickými parametry KŠM jsou jmenovitý průměr a stoupání. Od jejich velikostí je odvíjena konstrukce či možné využití šroubu. Na rozsahu obou dvou parametrů je závislé axiální zatížení šroubu a s ním spjatá i vzpěrná tuhost. Velikost jmenovitého průměru ovlivní maximální otáčky šroubu a společně s profilem závitu i průměrem kuličky udává tzv. průměr středů kuliček (D_{PW}), na kterém je přenášena axiální síla. Hodnota velikosti D_{PW} je spojena s krouticím momentem šroubu. Závislost axiální síly ke stoupání vychází z rovnice (2.1). Axiální síla je přímo úměrná krouticímu momentu a nepřímo úměrná stoupání. [14]

Axiální síla
$$F_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_k}{P_z}, \text{ kde } M_k = 1 \text{ Nm} \quad [N] \quad (2.1)$$



Obr. 2.1: Závislost axiálního zatížení ke změně stoupání

2.1.2 KINETICKÉ PARAMETRY KŠM

Otáčkový faktor je udáván jako součin průměru hřídele šroubu a dovolených otáček šroubu. Výrazně ovlivňuje rychlosti posuvových mechanismů. Jeho velikost je daná hlavně typem převodu kuliček. Pro vysoké otáčkové faktory je nutné, aby byly dráhy kuliček v maticích a převodnicích co nejplynulejší a přechody navazovaly co možná nejpřesněji. Každý výrobce vyrábí několik typů převodníků pro interní a externí převody, a proto se hodnoty tohoto faktoru obvykle u jednotlivých firem liší. Otáčkové faktory jsou menší u šroubů s menší přesností. Pro vytvoření představy velikosti pohybu tohoto faktoru je vytvořena Tab. 2.1.

Výrobce:	Způsob převodu:	Označení převodníku:	Otáčkový faktor ($d_0 \times n_{max}$):
KSK	Interní	Lůžka	100.000 [7]
KSK	Externí	Víčka, radiální segmenty	125.000 [7]
Shuton	Interní	Lůžka	110.000 [32]
Shuton	Externí	Axiální segment	160.000 [32]
PMI	Interní	Lůžka	80.000 [31]
PMI	Externí	Deflektor	220.000 [31]
Steinmeyer	Interní	Lůžka	120.000 [30]
Steinmeyer	Externí	Axiální segment	160.000 [30]

Tab. 2.1: Tabulka otáčkových faktorů různých výrobců dle jejich katalogů

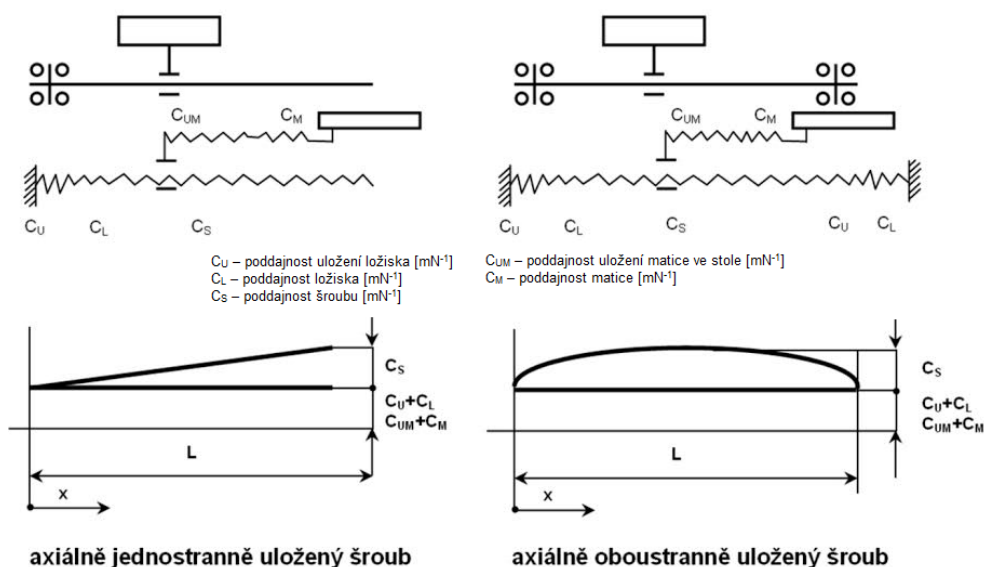


2.1.3 SILOVÉ PARAMETRY KŠM

U KŠM je důležitá tzv. statická a dynamická únosnost. Hodnota těchto únosností se odvíjí od průměru kuličky (D_W), profilu závitu, úhlu stoupaní závitu, úhlu do sedu kuličky a dále ji ovlivňuje počet pracovních závitů matice. Poloměr profilu závitu hřídele nebo matice k průměru kuličky udává součinitel do sedu, dle normy ISO 3408-5 se rovná 0,55. [15]

Celková tuhost (poddajnost) KŠM závisí na montáži, způsobu uložení a dále: [16]

- Hřídeli šroubu
 - průměr, průměr středů kuliček, úhel do sedu kuličky, délka, materiál
- Kuličkové dráze šroubu
 - počet pracovních závitů, předpjetí, průměr kuliček, počet zatížených kuliček v dráze, průměr středů kuliček, úhel do sedu kuličky, úhel stoupaní
- Matice
 - průměr hřídele, průměry matice, tuhost kuličkové dráhy šroubu
- Uložení konců hřídele v ložiscích
 - provedení, typu ložisek, počet párů, velikosti



Obr. 2.2: Poddajnostní model posuvové souřadnice s kuličkovým šroubem a maticí [2]

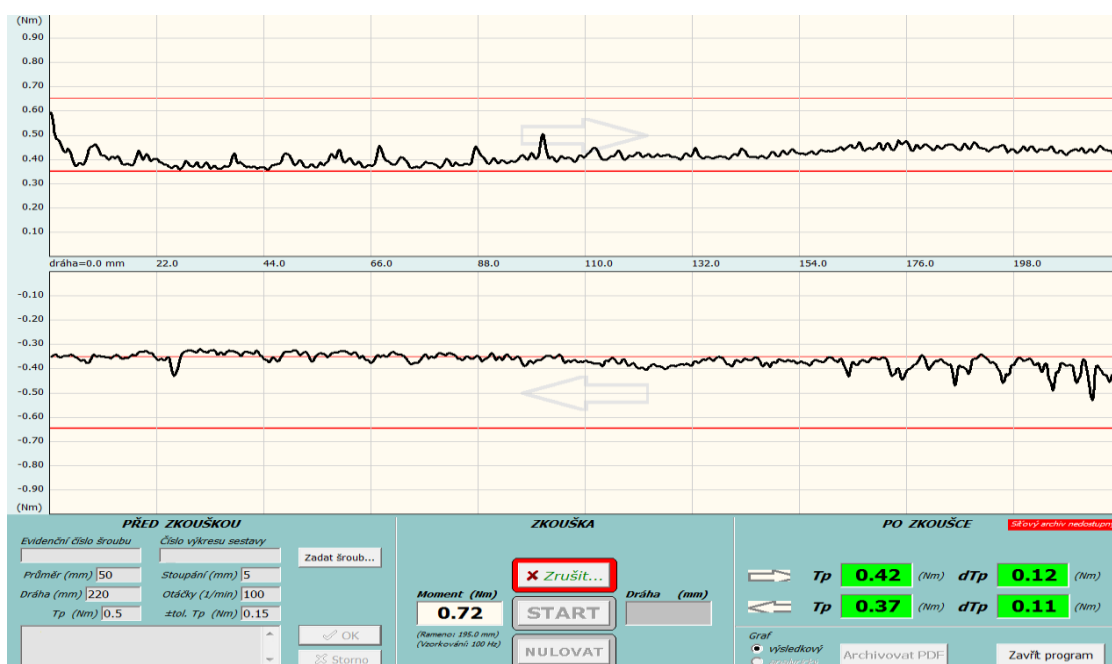
Trvanlivost je určována ze zatěžovacího spektra sil působících na KŠM. Silové spektrum je složeno z axiálních zátěžných sil při určitých otáčkách v daném času. Doba působení může být nahrazena procentuálním součinitelem, po kterou je šroub zatěžován. V normě ISO 3408-5 jsou uvedeny dva typy trvanlivostí a to nominální a modifikovaná. Modifikovaná trvanlivost zohledňuje navíc technologii a



přesnost výroby daných komponent. Trvanlivost je většinou počítána se spolehlivostí 90%. [15]

2.1.4 MOMENTOVÉ PARAMETRY KŠM

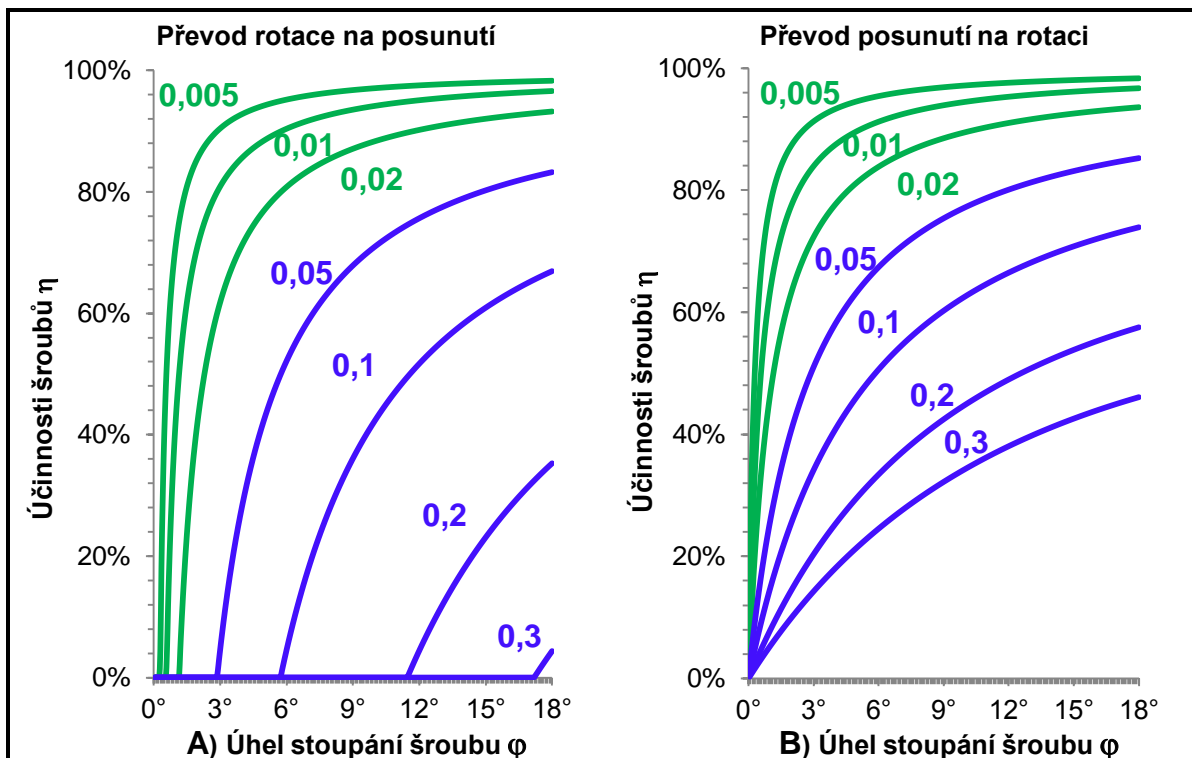
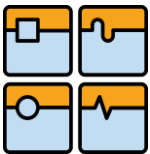
Pasivní odpor je negativní vlastností všech pohybových mechanismu obráběcích strojů. Hlavním úkolem je snížení pasivního odporu na předepsanou hodnotu normou ISO 3408-3. Hodnota pasivního odporu a tření je vztažena k velikosti předepjetí a otáčkách daného šroubu. Pasivní odpor je měřen po montáži šroubu bez těsnících kroužků při 100 min^{-1} , které udává norma. [17] V Obr. 2.3 je zobrazena ukázka průběh pasivních odporu na kuličkovém šroubu od firmy KSK. Horní křivka značí průběh šroubu v jednom směru a spodní křivka v druhém směru. Červené čáry ohraničují možný rozsah průběhu. Správný průběh šroubu ukazuje symetrie jednoho a druhého směru.



Obr. 2.3: Průběh pasivních odporu na kuličkovém šroubu od firmy KSK [2]

2.1.5 ÚČINNOST

Účinnost KŠM je ovlivněna součinitelem tření mezi kuličkou, maticí a hřídelem. Součinitel tření je u kuličkových šroubů mnohem příznivější a menší než u šroubů trapézových neboli kluzných. Samotná účinnost roste s vyšším úhlem stoupání, který je maximálně využíván do velikosti průměrů středu kuliček daného šroubu (D_{PW}). Pro srovnání účinností kuličkových šroubů a trapézových jsou vloženy dva grafy. Zelné křivky ukazují účinnost KŠM a modré křivky trapézové kluzné šrouby. V prvním grafu Graf. 2.3 A) je zobrazena účinnost při převodu rotace na posunutí a v druhém Graf. 2.3 B) při převodu posunutí na rotaci.



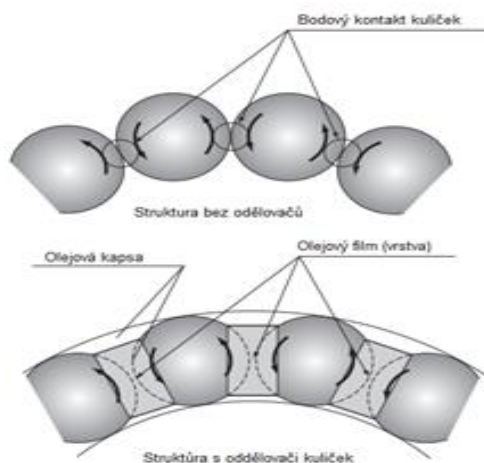
Obr. 2.4: Porovnání účinnosti kuličkových a trapézových šroubů [14]

2.2 VÝROBCI

Na světovém trhu je mnoho výrobců, kteří se zaměřují na výrobu KŠM. V následujících odstavcích vybereme několik vybraných výrobců a se zaměřením na jejich speciální provedení KŠM. Tyto firmy mají mimo to běžný sortiment KŠM jako jejich konkurenti

2.2.1 THK

Firma THK je jeden z japonských výrobců, který vyrábí kuličkové šrouby. Jejich sortiment je velice široký. Vyrábí několik modelů s různými vlastnostmi. Šrouby od THK jsou montovány s oddělovači kuliček pro plynulejší chod, eliminaci tření mezi kuličkami a nízkou hlučnost. Bez oddělovačů vzniká mezi kuličkami bodový kontakt, ale díky oddělovačům se nemohou dotýkat. V oddělovači se vytvoří olejový film, který usnadní otáčení kuliček.



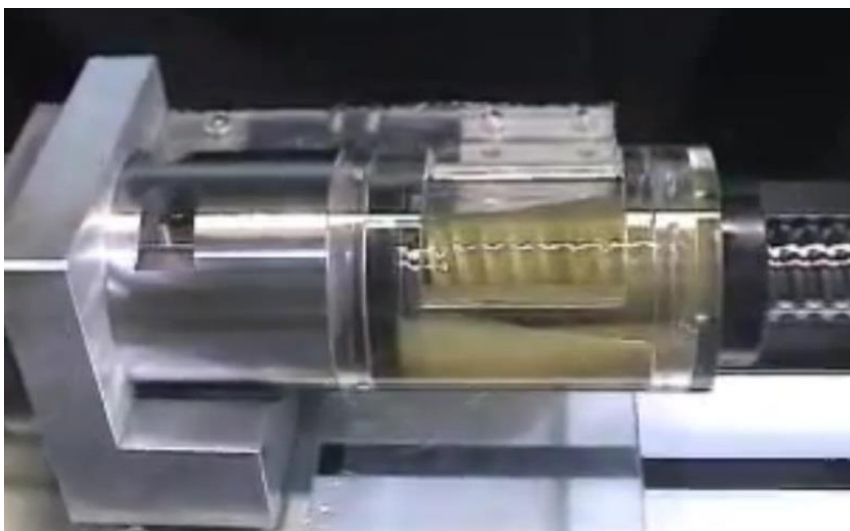
Obr. 2.5: Struktura dotyku firmy THK [18]



2.2.2 NSK

Firma NSK je dlouhodobým a dalším japonským výrobcem kuličkových šroubů. Tato společnost se v poslední době zaměřila na těsnění svých výrobků. Lepší těsnění zabraňuje vnikání nečistot do matice šroubu a také zaručuje malý úbytek maziva a s ním spojené i nízké tření. V první řadě se zaměřila zejména na únik maziva a vyvinula těsnění pod označením A1. Jejich další krok vedl ke konstrukci těsnění pro válečkové vedení s označením V1, které je vyrobeno z vysoce otěruvzdorného materiálu. Těsnění V1 je schopné zachytit běžné nečistoty, ale i vysoce abrazivní prach, který může vzniknout například při obrábění grafitu. Pro vytvoření nejefektivnějšího těsnění NSK spojilo funkce jednotlivých provedení

těsnění do jedné a vyvinulo těsnění X1, které snížilo spotřebu paliva a vylepšilo chod jejich šroubů. Na Obr.2.6 je zobrazen kuličkový šroub se zásobníkem maziva a těsněním. V pravé části je možné vidět čistou hřídel setřenou pomocí těsnění X1.[19]



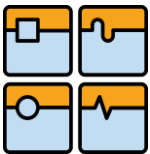
Obr. 2.6: Kuličkový šroub s těsněním X1 od firmy NSK [20]

2.2.3 STEINMEYER

Německá firma Steinmeyer nabízí ve svém sortimentu takzvané hybridní kuličkové šrouby s keramickými kuličkami nebo s kuličkami vyrobené z nitridu křemíku. Nekonvenční materiály kuliček jsou schopné eliminovat mikro opotřebení hřídele a matice. U šroubu je zaručené nižší tření, vyšší trvanlivost a menší spotřeba maziva. Kuličky jsou ovšem vyráběny v omezených velikostech od 1 po 10 milimetrů. [21]

2.2.4 BARNES INDUSTRIES

Společnost Barnes z USA garantuje výrobu KŠM až do 21 metrů. V roce 1998 vyrobili šroub na míru pro pohon vodorovné vyvrtávačky o délce 17 metrů a průměrů čtyřech palců. Hřídel šroubu je v několika místech podepřen proti průhybu vlastní vahou, byl vyroben ve dvou kusech, které byly trvale spojeny. [22]



Obr. 2.7: Dlouhý kuličkový šroub s podpěrami od firmy Barnes Industries [22]

2.2.5 KAMMERER

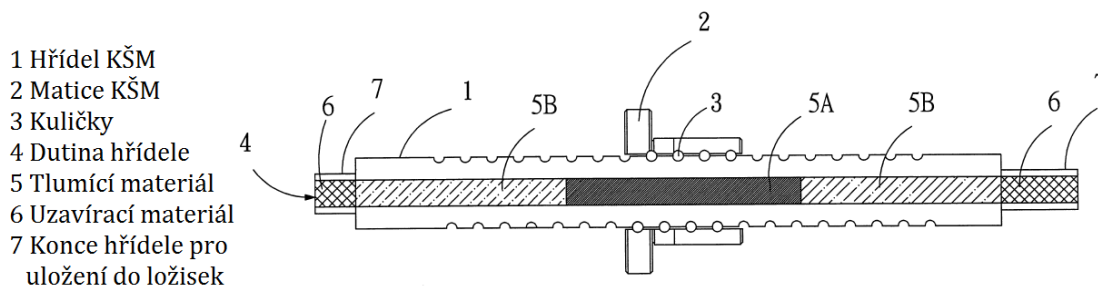
Společnost Kammerer má v sortimentu výrobků šrouby pro dlouhé pojezdové dráhy s velkým zatížením. Šrouby jsou vybaveny velkými kuličkami o velikostech 12,7; 15 a 20 mm. Průměry šroubů jsou standardně dle normy DIN, jejich největší dodávaný průměr je 160 mm s maximální délkou 15 metrů. [23]



Obr. 2.8: Ukázka KŠM od firmy Kammerer [23]

2.2.6 HIWIN

Firma Hiwin přišla s nápadem tlumení dlouhých hřídelů kuličkových šroubů. Tlumení je vkládáno podélné válcové dutiny hřídele KŠM. Materiály jsou použity dva nebo více s různými poměry hustoty a tuhosti. Velikost válcové dutiny je využívána v rozmezí 0,5 – 0,7 velkého průměru hřídele šroubu. Tlumením je možné zvýšit hodnotu kritických otáček a potlačit vibraci. [24]



Obr. 2.9: Schéma tlumeného KŠM [24]



3 APLIKAČNÍ MOŽNOSTI KŠM

Kuličkové šrouby jsou neúčinnějším typem převodu rotačního pohybu na přímočarý. Díky jejich účinnosti nahrazují mnohdy málo účinné trapézové šrouby. Jsou využívány nejčastěji u CNC obráběcích strojů pro polohování jednotlivých lineárních os. Vysoce únosné šrouby jsou využívány pro vstřikovací lis. KŠM mohou být také využity jako například lineární pohony nebo v různých zdvihacích mechanismech či ovládacích mechanismech.

3.1 OBRÁBĚCÍ STROJE

KŠM jsou montovány do CNC obráběcích strojů na výrobu rotačních i nerotačních součástí. U strojů na rotační součásti je jejich hlavní účel zaměřen na ovládání posuvů suportů nástrojových hlav ve svislých i vodorovných osách. KŠM jsou vhodné pro dlouhé, i krátké zdvihy. Každý šroub má obvykle svůj hlavní pohon, který je napojen přímo přes pružnou spojku nebo může být spojen s motorem pomocí převodu. Pro nerotační obráběcí centra slouží KŠM k polohování otočných stolů, smykadel či celých portálů na krátké vzdálenosti. Vždy jsou montovány s přídatným lineárním vedením pro přenos radiálních sil a odměřovacím pravitkem. Pro jednu osu může být využit jeden nebo dva šrouby. Výhoda pohonu dvěma šrouby spočívá v možném vymezení vůle pomocí systému master slave. Jejich nevýhoda je nutné použití dvou motorů.

KŠM jsou také montovány do strojů s paralelní či smíšenou kinematikou. Polohování vřetene je dosahováno vysouváním a zasouváním jednotlivých šroubů. Pro tyto stroje je zapotřebí několika šroubů, dle jejich počtu jsou pak stroje nazývány, jako bipod, tripod nebo hexapod. U strojů s paralelní kinematikou je obvykle využíváno KŠM s rotačními maticemi, které jsou kloubově uloženy.



Obr. 3.1: Obráběcí stroj Metrom P1000 s paralelní kinematikou [25]



3.2 STROJE PRO VÝROBU PLASTŮ

KŠM jsou využívány pro vstřikovací lisů a tvářecí stroje, kde jsou nutné vysoké rychlosti a krátké zdvihy. Tyto šrouby jsou obvykle zatíženy velkými silami, proto je zde využito provedení vysoce únosných šroubů (Obr. 1.7). KŠM jsou montovány do elektrických lisů pro lineární pohyby upínacích desek. Jejich pracovní zdvihy jsou obvykle krátké a jsou uloženy s jedním koncem vetknutým a druhým letmým. KŠM jsou poháněny servopohony. Výhody těchto strojů jsou zejména rychlosti vstřiku, přesnosti polohování a úspore energie oproti hydraulickým lisům. Elektrické lisů dosahují vysokých zatížení, například lisů od firmy Toshibamaschine ec-sx series pracují se silami od 50 do 1300 tun. [26] Další společnosti, které se zabývají výrobou lisů s KŠM, jsou:

- Battenfeld
- Demag
- Krauss Maffei
- Arburg
- Engel
- Selex

3.3 JINÉ APLIKACE

Mechanismy, ve kterých je využití principu a vlastností kuličkového šroubu je celá řada. Například v automobilovém průmyslu je montovaný jako hlavní prvek elektromechanického řízení (EPS). (Obr. 3.2) Obvykle může nahradit drahé hydraulické posilovače, které zvyšují spotřebu vozidla oproti KŠM. Jedním z dalších odvětví, kam jsou dlouhodobě vyráběny šrouby, je letectví. Zde jsou montovány pro polohování stabilizátorů, směrovek a klapek.

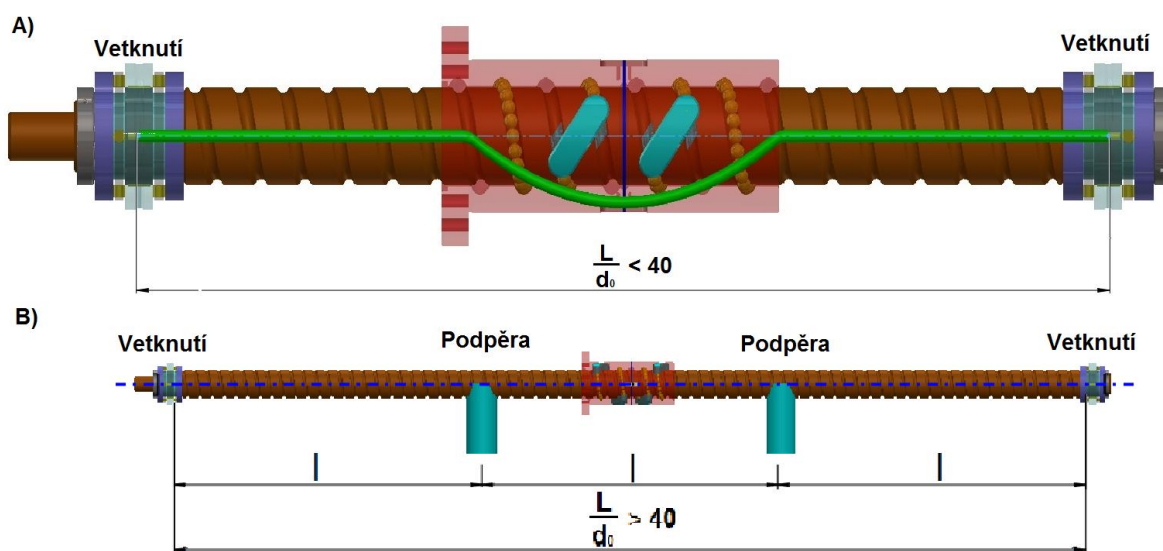


Obr. 3.2: Řízení za pomoci KŠM [27]



4 PODPĚRY KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ A MATIC

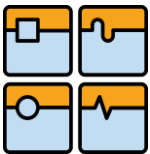
Podpěry jsou řešením, jak umožnit delší zdvihy za pomoci kuličkových šroubů. Hlavní problém KŠM určené pro dlouhé zdvihy je v průhybu a kritických otáčkách, což ovlivňuje délka, jmenovitý průměr a způsob uložení konců šroubů. Při dosažení kritických otáček je šroub vždy rozvibrován. Vibrace jsou nepřijatelné z hlediska přesnosti a polohování šroubu ve stroji. Při vysokých vibracích je možná i destrukce šroubů. Podpěry jsou využívány zejména u dlouhých KŠM s poměrem délky k průměru, větším než čtyřicet (Obr. 4.1). Možné řešení podpěr bude rozebráno v následujících podkapitolách.



Obr. 4.1: Uložení hřídele šroubu bez podpěr a s podpěrami

4.1 VÝSUVNÁ PODPĚRA

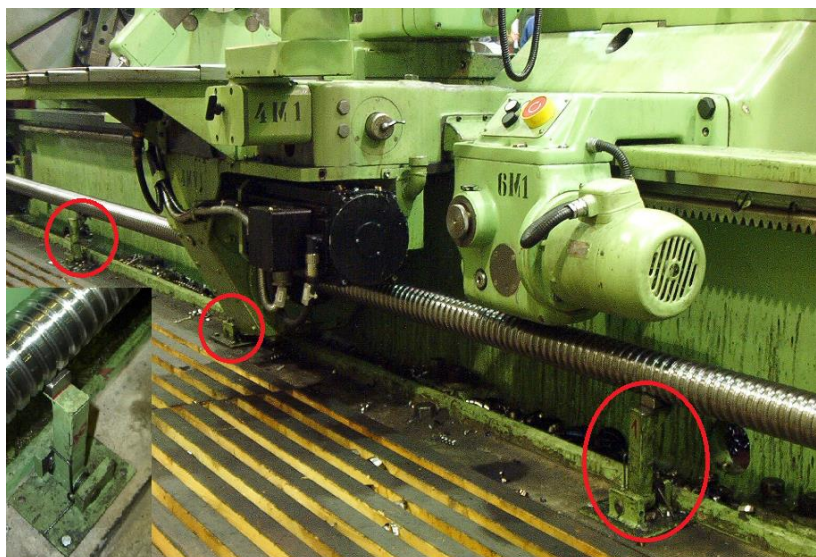
Tento typ podpěry KŠM je možné řešit hydraulickým či pneumatickým válcem nebo pohybovým šroubem. Princip spočívá v rozmístění několika výsuvných podpěr pod šroub. Jejich počet a vzdálenosti mezi jednotlivými podpěrami je dán průměrem a délkou hřídele šroubu. Vysunutí a zasunutí jednotlivých podpěr je řízeno elektronikou, podle polohy matice šroubu (suportu, či stolu). Firma Mannesmann nabízí výsuvné podpěry pomocí teleskopických kuličkových šroubů. Jsou vybaveny vlastním pohonem a měřícím systémem. Jejich parametry jsou založeny na výšce zdvihu a hmotnosti, kterou tyto podpěry udržují.



Obr. 4.2: Vysuvné teleskopické podpěry od firmy Mannesmann [28]

4.2 SKLOPNÁ PODPĚRA

Jako další možnost jak podepírat dlouhé KŠM, které se pod svoji hmotností prohýbají a nevyhovují na kritické otáčky, jsou sklopné podpěry. Počet a rozmístění podpěr je stejně jako u vysouvacích podpěr dán parametry podepíraného hřídele šroubu. Sklopení je možné provádět mechanicky pomocí pružin anebo hydraulicky či pneumaticky. Pneumatický a hydraulický způsob je nutné řídit pomocí ovládacího systému stroje. Mechanický způsob je z hlediska ceny a jednoduchosti konstrukce nejvýhodnější. Princip tohoto řešení je sklopení podpěry při průjezdu stolu. Možný způsob realizace je zobrazen na Obr. 4.3.

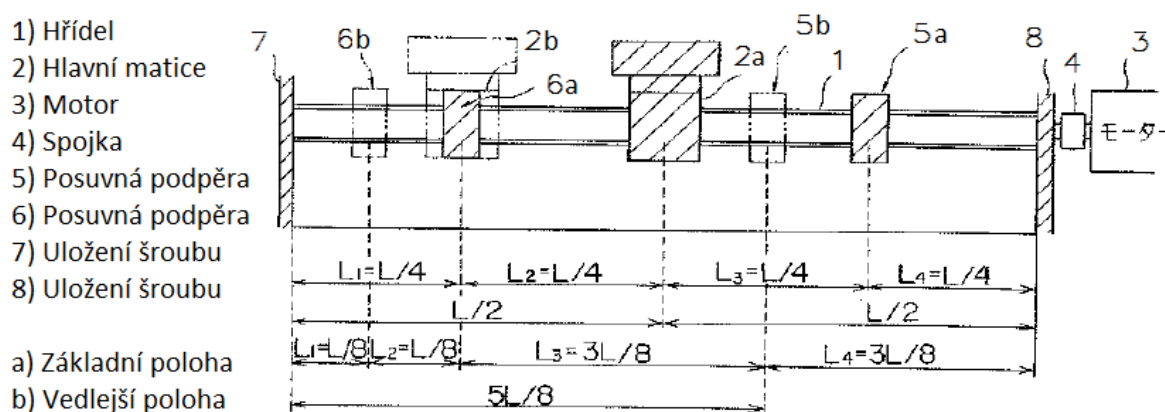


Obr. 4.3: Příklad sklopných podpěr kuličkového šroubu [2]



4.3 POSUVNÁ PODPĚRA

KŠM je složen z matice kuliček a hřídele v případě posuvné podpěry jsou na hřídeli šroubu tři matice, ale i více podle počtu podpěr. Nevýhoda tohoto řešení je zkrácení zdvihu KŠM o délky matic podpěr. Každá matice podpěry mění polohu dle posuvu hlavní matice. Podpěry jsou v pohybu během chodu KŠM. Posuv podpěr je možné řídit mechanicky spojkou nebo elektricky řídicím systémem. Jedno z řešení je patentováno firmou NSK. NSK se zaměřilo na posuv podpěr mechanicky. Matice podpěry je vybavena spojkový mechanismem mezi nosnou částí matice podpěry a hřídelem šroubu. Výsledkem tohoto řešení je docílení polovičního posuvu podpěr vzhledem k hlavní matici. (Obr.4.4)



Obr. 4.4: Schéma pohybu posuvných podpěr od firmy NSK [29]

5 STRUKTURA TECHNICKÝCH VÝPOČTU KŠM

Ve výpočtu kuličkových šroubů je zahrnuta tuhost, únosnost, trvanlivost, kritické zatížení, průhyb a návrh pohonu. Výpočty jsou čerpány s normy ISO 3408, katalogů výrobců firem (KSK, THK) a s publikace Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Dle výpočtového postupu je vytvořen program v Microsoft Excel, který je přiložen v jako příloha 1.

5.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Vstupní parametry jsou zvoleny, aby výpočet vytvořený v Microsoft Excel, byl kompletní. V programu jsou zadávané parametry označeny modrým pozadím.

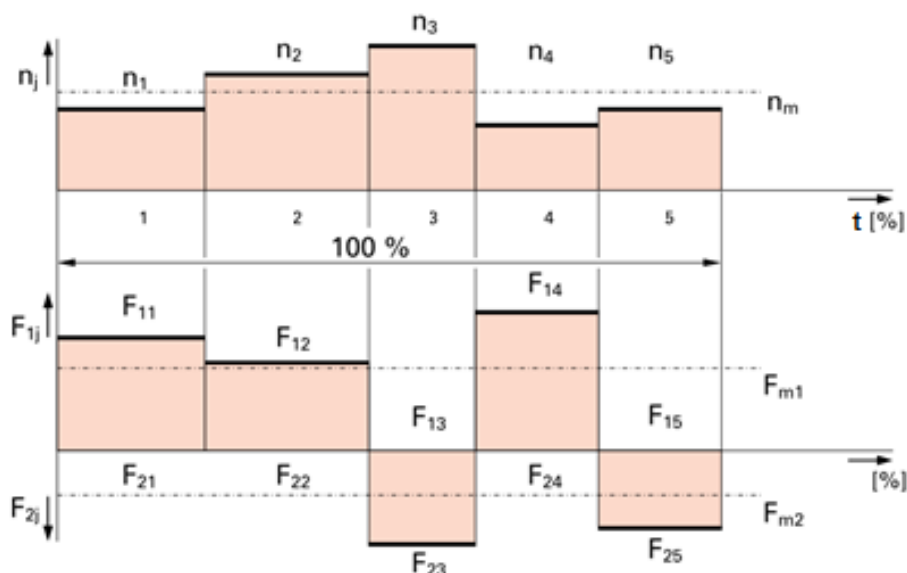
Průměr hřídele	d_0 [mm]	Dle ISO 3408 - 2.
Průměr díry hřídele	d_{0b} [mm]	Pro duté šrouby.
Roztečný průměr	d_{PW} [mm]	Vychází z profilu závitů a průměru hřídele.
Průměr matice	D_1 [mm]	Není normalizován, má vliv na tuhost.
Stoupání	P_z [mm]	Dle ISO 3408 - 2.
Průměr kuličky	D_W [mm]	Je dán výrobcem.
Počet pracovních závitů matice	I [závitů]	U lůžkových je dán počtem lůžek. U ostatních převodů je dán vzdáleností mezi převodníky podělen stoupáním.
Síla předepnutí	F_{Pr} [mm]	Není-li určeno jinak, je využíváno 10% dynamické únosnosti (C_a). [2]
Poměr r profilu k průměru D_W kuličky	$f_{rs, rn}$ [-]	Dle ISO 3408 je 0,55.
Počet nezátížených kuliček	z_u [Kul.]	Pro převod pomocí lůžek.
Délka uložení hřídele	l_{KSM} [mm]	Nejedná se o délku zdvihu. Ta je menší o délku matice
Celková trvanlivost mechanismu	L_h [hod.]	Obvykle je udáván 20 000 provozních hodin pro jednosměnný provoz 10 let.
Úhel dosedu kuličky	α [°]	Není normalizováno, je užíváno 45°.
Modul pružnosti v tahu	E_s [MPa]	Ocel 2,10E+05 MPa.
Tvrдость povrchu dle Vickers	HV [-]	Dle ISO 3408 HV654.
Axiální síla	$F_i F_a$ [N]	Je dána zatěžovacím spektrem, pro které je šroub navrhován.
Otáčky	n_i [min ⁻¹]	Jsou dány zatěžovacím spektrem, pro které je šroub navrhován.



Doba t_i [%] Je dána zatěžovacím spektrem, pro který je šroub navrhován.
 Axiální síla s předepnutím F_z [N] Hodnota daná grafem dle ložiska.

5.2 VÝPOČET EKVALENTNÍCH HODNOT OTÁČEK A AXIÁLNÍCH SIL

Výpočet ekvivalentních hodnot otáček n_m zatížení F_m , které jsou počítány ze zatěžovacího spektra. Příklad zatěžovacího spektra je zobrazeno v Obr. 5.1. Hodnoty jsou potřebné pro jednoznačný výpočet únosností, trvanlivosti, kritických otáček a kontrolního výpočtu vzpěrné tuhosti KŠM. Obvykle je dán pracovním procesem stroje, pro který je KŠM navrhován.



Obr. 5.1: Zatěžovací spektrum KŠM [7]

Otáčky směr 1,2
$$n_{m1,2} = \sum_i^n \frac{t_i}{100} \cdot n_i \quad [min^{-1}] \quad (5.1)$$

Ekvivalentní otáčky
$$n_m = \max(n_{m1}; n_{m2}) \quad [min^{-1}] \quad (5.2)$$

Axiální síla od předepnutí
$$F_{lim} = 2^{3/2} \cdot F_{Pr} \quad [N] \quad (5.3)$$

Axiální síla od zatížení směr 1,2
$$F_{a(1,2)}i' = F_{Pr} \cdot \left(1 + \frac{F_{1,2}i}{2^{3/2} \cdot F_{Pr}}\right)^{3/2} \quad [N] \quad (5.4)$$

Když

Podmínka axiální síly
$$F_{1,2}i \geq F_{lim}, \text{ pak } F_{a(1,2)} = F_{1,2}i \quad [N] \quad (5.5)$$

Když

$$F_{1,2}i \leq F_{lim}, \text{ pak } F_{a(1,2)} = F_{a(1,2)}i'$$

Axiální síla směr 1,2 $F_{m1,2} = \sqrt[3]{\sum_i^n F_{a(1,2)}^3 \cdot i \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_m \cdot 100}}$ [N] (5.6)

Ekvivalentní axiální síla $F_m = \max(F_{m1}; F_{m2})$ [N] (5.7)

5.3 VÝPOČET TUHOSTI

Výpočet je tvořen dle normy ISO 3408-4. Pro určení výsledné tuhosti KŠM je nutné zjistit tuhost hřídele, dráhy kuliček a matice (dvojice matic). Dráha kuliček a matice jsou v nepředepnutém nebo předepnutém stavu.

Průměr dosedů kuliček na hřídeli $d_c = d_{PW} - D_W \cdot \cos \alpha$ [mm] (5.8)

Průměr dosedů kuliček na matici $D_c = d_{PW} + D_W \cdot \cos \alpha$ [mm] (5.9)

Tuhost hřídele $R_{s1,2} = \frac{\pi \cdot (d_c^2 - d_b^2) \cdot E_s}{4 \cdot l_{KSM} \cdot 10^3}$ $\left[\frac{N}{\mu m} \right]$ (5.10)

Tuhost hřídele a matice bez předepnutí $R_{n/s} = \frac{2 \cdot \pi \cdot I \cdot P_z \cdot E_s \cdot \tan^2 \alpha}{\left(\frac{D_1^2 + D_c^2}{D_1^2 - D_c^2} - \frac{d_c^2 + d_{b0}^2}{d_c^2 - d_{b0}^2} \right) \cdot 10^3}$ $\left[\frac{N}{\mu m} \right]$ (5.11)

Tuhost hřídele a matice s předepnutím $R_{n/s,Pr} = 2 \cdot R_{n/s}$ $\left[\frac{N}{\mu m} \right]$ (5.12)

Součinitel deformace na hřídeli $\sum \rho_s = \frac{4}{D_W} - \frac{1}{f_{rs} \cdot D_W} + \frac{2 \cdot \cos \alpha}{d_{PW} - D_W \cdot \cos \alpha}$ [-] (5.13)

Součinitel deformace na matici $\sum \rho_n = \frac{4}{D_W} - \frac{1}{f_{rn} \cdot D_W} - \frac{2 \cdot \cos \alpha}{d_{PW} + D_W \cdot \cos \alpha}$ [-] (5.14)

Goniometrická funkce profilu na hřídeli $\cos \tau_s = \left| \frac{-1 - \frac{2 \cdot \cos \alpha}{f_{rs} \cdot D_W - d_{PW} - D_W \cdot \cos \alpha}}{\sum \rho_s} \right|$ [-] (5.15)

Goniometrická funkce profilu na matici $\cos \tau_n = \left| \frac{-1 + \frac{2 \cdot \cos \alpha}{f_{rn} \cdot D_W + d_{PW} + D_W \cdot \cos \alpha}}{\sum \rho_n} \right|$ [-] (5.16)

Goniometrická funkce profilu hřídele a matice $\sin \tau_{s,n} = \sqrt{1 - \cos^2 \tau_{s,n}}$ [-] (5.17)

Hodnota poměru velké a malé poloosy kontaktní elipsy	$Y_{s,n} = 1,282 \cdot \left\{ -0,154 \cdot (\sin \tau_{s,n})^{\frac{1}{4}} + 1,348 \cdot (\sin \tau_{s,n})^{\frac{1}{4}} - 0,194 \cdot \sin \tau_{s,n} \right\}$	[-]	(5.18)
Úhel stoupání závitu	$\varphi = \left(\frac{P_z}{\pi \cdot d_{PW}} \right)$	[rad]	(5.19)
Počet kuliček v jednom chodu	$z_1 = \left(\frac{d_{PW} \cdot \pi}{\cos \varphi \cdot D_W} - z_u \right) \Rightarrow$ <p style="margin-left: 20px;">\Rightarrow celé nižší číslo Např.: 19,2 $\Rightarrow z_1 = 19$</p>	[Kul]	(5.20)
Ekvivalentní zatížení jedné kuličky	$F_N = \frac{F_m}{I \cdot z_1 \cdot \cos \varphi \cdot \sin \alpha}$	[N]	(5.21)
Tuhostní součinitel deformací na hřídeli a matici	$c_k = Y_s \cdot \sqrt[3]{\sum \rho_s} + Y_n \cdot \sqrt[3]{\sum \rho_n}$	[-]	(5.22)
Součinitel pro určení tuhosti dráhy kuliček	$k = \frac{z_1 \cdot \sin^{5/2} \alpha \cdot \cos^{5/2} \varphi}{0,46433 \cdot c_k^{3/2}}$	$\left[\frac{N}{\mu m^{3/2}} \right]$	(5.23)
Tuhost dráhy kuliček bez předpnutí	$R_{b/t} = \frac{3}{2} \cdot \sqrt[3]{F_{Pr} \cdot (k \cdot I)^2}$	$\left[\frac{N}{\mu m} \right]$	(5.24)
Tuhost dráhy kuliček s předpnutím	$R_{b/t,pr} = 2^{3/2} \cdot \sqrt[3]{F_{Pr} \cdot (k \cdot I)^2}$	$\left[\frac{N}{\mu m} \right]$	(5.25)
Tuhost předepnuté matice stykem pro danou třídu IT	$\frac{1}{R_{nu,ar(1,3,5,7)}} = \left(\frac{1}{R_{b/t}} + \frac{1}{R_{n/s,pr}} \right) \cdot f_{ar}$	$\left[\frac{N}{\mu m} \right]$	(5.26)
Celková tuhost předepnutého šroubu bez ložisek	$\frac{1}{R_{bs(1,3,5,7)}} = \frac{1}{R_{s1,2}} + \frac{1}{R_{nu,ar(1,3,5,7)}}$	$\left[\frac{N}{\mu m} \right]$	(5.27)

Index	1	3	5	7
Toleranční třída IT	0 a 1	3	5	7
Faktor f_{ar}	0,6	0,55	0,5	0,4

Tab. 5.1: Součinitele toleranční třídy přesnosti výroby IT [16]

5.4 MĚŘITELNÉ VELIČINY KŠM

V normě ISO 3408-3 jsou uvedeny měřitelné veličiny KŠM. Výpočet počítá složky pro měření tuhosti matice šroubu, velikost posunutí chodu pro docílení požadovaného předeprnutí a střední hodnotu pasivního odporu s jeho možným rozsahem dle třídy přesnosti IT. Střední hodnota je vypočtena dle katalogu kuličkových šroubů od firmy THK.

Před zatěžovací síla $F_1 = 0,5 \cdot F_{Pr}$ [N] (5.28)

Zatěžovací síla $F_2 = 2 \cdot F_{Pr}$ [N] (5.29)

Axiální posunutí od F_1 $\delta_1 = \left(\frac{F_{Pr}}{R_{nu,ar1} \cdot I} \right)^{\frac{2}{3}}$ [μm] (5.30)

Axiální posunutí od F_2 $\delta_2 = \left(\frac{3 \cdot F_{Pr}}{R_{nu,ar1}} + \delta_1 \right)$ [μm] (5.31)

Zvětšení distanční vložky (kroužek, rozbrus, posunutí chodů) $d_x = 2 \cdot \delta_2$ [μm] (5.32)

Střední hodnota pasivního odporu $T_p = 0,05 \cdot (\tan \beta)^{-0,5} \cdot \frac{F_{Pr} \cdot P}{2 \cdot \pi} \cdot 10^{-3}$ [Nm] (5.33)

Rozsah pasivního odporu pro KŠ ΔT_{pp} v % z T_{p0} dle ISO 3408 – 3 [%] (5.34)

5.5 AXIÁLNÍ ÚNOSNOSTI KŠM

Výpočet je vytvořen dle normy ISO 3408-5. Uvádí axiální statickou a dynamickou únosnost KŠM, která je podle zpracování polotovaru tyče hřídele šroubu nominální nebo modifikovaná. Do výpočtu nominální únosnosti nejsou vneseny korekční faktory tvrdosti oceli, přesnosti výroby a vlivu prostředí na výrobu oceli, respektive jsou zde uvedeny jako jedna.

Úhel stoupání závitu $\varphi = \left(\frac{P_z}{\pi \cdot d_{PW}} \right)$ [rad] (5.35)

Počet kuliček v jednom chodu $z_1 = \left(\frac{d_{PW} \cdot \pi}{\cos \varphi \cdot D_W} - z_u \right) \Rightarrow$ [Kul.] (5.36)
 \Rightarrow celé nižší číslo Např.: 19,2 $\Rightarrow z_1 = 19$

Charakteristická hodnota pro výpočet nominální statické únosnosti

$$k_0 = \frac{27,74}{D_W^2 \sqrt{\left(\frac{2}{D_W} + \frac{-1}{f_{rs} \cdot D_W} \right) \cdot \left(\frac{2}{D_W} + \frac{2 \cos \alpha}{d_{PW} - \cos \alpha \cdot D_W} \right)}} \quad [-] \quad (5.37)$$

Nominální statická axiální únosnost	$C_{0\alpha} = k_0 \cdot z_1 \cdot I \cdot \sin \alpha \cdot D_W^2 \cdot \cos \varphi$	[N] (5.38)
Součinitel ovlivňující geometrii kuličky	$\gamma = \frac{D_W}{d_{PW}} \cdot \cos \alpha$	[-] (5.39)
Korekční faktor pro vliv geometrie profilu	$f_c = 93,2 \cdot \left(\frac{1 - \sin \alpha}{3} \right) \cdot \frac{\gamma^{0,3} \cdot (1 - \gamma)^{1,39}}{(1 + \gamma)^{1/3}} \cdot \left(\frac{1}{1 - \frac{1}{2 \cdot f_{rs}}} \right)^{0,41}$	[-] (5.40)
Únosnosti pro jeden pracovní závit kuličkového šroubu	$C_s = f_c \cdot (\cos \alpha)^{0,86} \cdot z_1^{2/3} \cdot D_W^{1,8} \cdot \tan \alpha \cdot (\cos \varphi)^{1,3}$	[N] (5.41)
Nominální dyn. axiální únosnost	$C_i = C_s \cdot \left[1 + \left(\frac{(1 - \gamma)^{1,723}}{(1 + \gamma)} \cdot \left(\frac{2 - \frac{1}{f_{rn}}}{2 - \frac{1}{f_{rs}}} \right)^{0,41} \right)^{\frac{10^{-0,3}}{3}} \right]$	[N] (5.42)
Nominální dyn. axiální únosnost	$C_a = C_i \cdot (I)^{0,86}$	[N] (5.43)

Index	0-5	7	10
Toleranční třída IT	0,1,3,5	7	10
Korekční faktor pro toleranční třídy IT f_{ac}	1	0,9	0,7

Tab. 5.2: Součinitel toleranční třídy přesnost IT pro výpočet modifikované únosnosti [15]

Korekční faktor pro tvrdosti materiálu	$f_{h0} = \left(\frac{\text{Skutečná tvrdost povrchu HV10}}{654 \text{ HV10}} \right)^3 \leq 1$	[-] (5.44)
Modifikovaná statická axiální únosnost	$C_{0am0-5,7,10} = C_{0\alpha} \cdot f_{h0} \cdot f_{ac0-5,7,10}$	[N] (5.45)

Index i	1	1,25	1,44	1,71
Korekční faktor vlivu prostředí na výrobu oceli	Oceli chladnutí na vzduchu	Oceli odplyněné	Oceli elektricky přetavené	Oceli přetavené ve vakuu
	1	1,25	1,44	1,71

Tab. 5.3: Součinitel vlivu prostředí na výrobu oceli pro výpočet modifikované únosnosti [15]

Korekční faktor pro tvrdosti materiálu	$f_h = \left(\frac{\text{Skutečná tvrdost povrchu HV10}}{654 \text{ HV10}} \right)^2 \leq 1$	[-] (5.46)
Modifikovaná dynamická axiální únosnost	$C_{am0-5,7,10} = C_{0\alpha} \cdot f_h \cdot f_{ac0-5,7,10} \cdot f_{mi}$	[N] (5.47)

5.6 TRVANLIVOST KŠM

Trvanlivost KŠM je uvedena dle ISO 3708-5. Výpočet trvanlivosti je závislý na axiální únosnosti KŠM. Ve výpočtu je vyjádřena trvanlivost jednotlivých matic, matice nebo dvojicí matic v předepnutém stavu.

Nominální trvanlivost v otáčkách jednotlivých matic

$$L_{1,2} = \left(\frac{C_a}{F_{m1,2}} \right)^3 \cdot 10^6 \quad [-] \quad (5.48)$$

Nominální trvanlivost předepnuté matice (dvojici matic)

$$L_r = (L_1^{-10/9} + L_2^{-10/9})^{-9/10} \quad [min^{-1}] \quad (5.49)$$

Nominální trvanlivost předepnuté matice (dvojici matic) v hodinách

$$L_{rh} = \frac{L_r}{60 \cdot n_m} \quad [hod.] \quad (5.50)$$

Modifikovaná trvanlivost předepnuté matice (dvojici matic)

$$L_{mr} = \left\{ \left[\left(\frac{C_{am0-5,7,10}}{F_{m1}} \right)^3 \cdot 10^6 \right]^{\frac{-10}{9}} + \left[\left(\frac{C_{am0-5,7,10}}{F_{m2}} \right)^3 \cdot 10^6 \right]^{\frac{-10}{9}} \right\}^{\frac{-9}{10}} \quad [min^{-1}] \quad (5.51)$$

Modifikovaná trvanlivost předepnuté matice (dvojici matic) v hodinách

$$L_{mrh} = \frac{L_{mr}}{60 \cdot n_m} \quad [hod.] \quad (5.52)$$

5.7 TRVANLIVOST LOŽISEK

Výpočet je vytvořen dle výpočtu katalogu společnosti INA. V programu jsou zahrnuty radiálně axiální válečková ložiska typu LKSF a LKSN. Rozměrové hodnoty a únosnost ložisek je dána katalogem. (Příloha 6) Velikost axiálního zatížení je stanovena ze spektra zatížení KŠM dané zákazníkem.

Axiální zatížení s předepnutím

$$P = \sqrt[3]{\frac{\sum_i^n t_i \cdot n_i \cdot F_{ai}^{3/10}}{\sum_i^n t_i \cdot n_i}} \quad [N] \quad (5.53)$$

Trvanlivost ložisek KŠM

$$L_{10} = \left(\frac{C_{al}}{P} \right)^{\frac{3}{10}} \quad [min^{-1}] \quad (5.54)$$

Trvanlivost ložisek KŠM v hodinách

$$L_{10H} = \frac{16666}{n_m} \cdot L_{10} \quad [hod.] \quad (5.55)$$

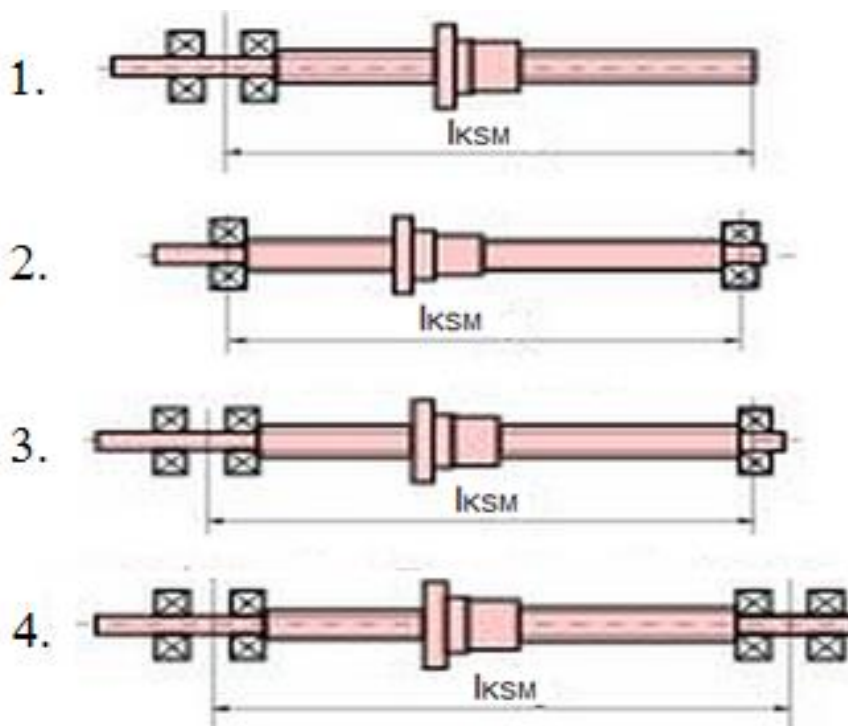


5.8 KRITICKÉ OTÁČKY

Výpočet kritických otáček je závislý na velikosti daného šroubu a typu jeho uložení v ložiskách. Z kritických otáček jsou stanoveny dovolené maximální hodnoty KŠM, které konstrukce KŠM je schopná vydržet. Výpočet je vytvořen pomocí koeficientů uložení dle Obr. 5.2.

Kritické otáčky dle uložení KŠM
$$n_{kr} = \frac{10^7 \cdot f_{ni} \cdot d_0}{l_{KSM}^2} \quad [min^{-1}] \quad (5.56)$$

Maximální otáčky dle uložení KŠM
$$n_{max} = 0,8 \cdot n_{kr} \quad [min^{-1}] \quad (5.57)$$



Obr. 5.2: Typy uložení KŠM [7]

Index i	1	2	3	4
Název	Vetknutý Volný	Podepřený Podepřený	Vetknutý Podepřený	Vetknutý Vetknutý
Součinitel dle typu uložení f_{ni}	3,5	10	15	22

Tab. 5.4: Součinitel typu uložení pro výpočet kritických otáček [2]

5.9 VZPĚRNÁ TUHOST

Výpočet vzpěrné tuhosti šroubu je stanoven na základě rozměrů a uložení KŠM (Obr.5.2). Maximální vzpěrné zatížení je určeno dle zkušeností firmy KS Kuřim. Výpočet kritické síly KŠM vychází z Eulerovi rovnice pro pružný vzpěr.

$$\text{Kritické axiální zatížení KŠM} \quad F_{kr} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot d_0^4}{f_{vi} \cdot l_{KSM}^2} \quad [N] \quad (5.58)$$

$$\text{Maximální axiální zatížení KŠM} \quad F_{max} = \frac{F_{kr}}{k}; \text{bezpečnost } k = 3 \quad [N] \quad (5.59)$$

Index i	1	2	3	4
Součinitel dle typu uložení f_{vi}	4	1	0,5	0,25

Tab. 5.5: Součinitel typu uložení pro výpočet vzpěrné tuhosti [2]

5.10 PRŮHYB HŘÍDELE KŠM

Výpočet průhybu hřídele při maximálních dovolených otáčkách, ze kterého je zjištěna frekvence kmitání hřídele. Kmitání hřídele má negativní vliv na chod a šroubu a polohování ve stroji.

$$\text{Hmotnost hřídele} \quad m_s = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot l_{KSM}}{4 \cdot 10^3} \cdot \rho_{oceli} \quad [kg] \quad (5.60)$$

$$\text{Frekvence kmitání hřídele} \quad f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{R_s}{m_s}} \quad [Hz] \quad (5.61)$$

$$\text{Skutečný průhyb} \quad y = \frac{900 \cdot 9,81}{\pi^2 \cdot n_{max}^2} \quad [\mu m] \quad (5.62)$$

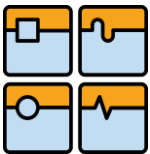
$$\text{Dovolený průhyb} \quad y_{DOV} = \sqrt{\frac{15,8}{f}} \quad [\mu m] \quad (5.63)$$

5.11 NÁVRH POHONU KŠM

Pro určení skutečné velikosti motoru je nutné znát vlastnosti všech prvků poháněného mechanismu. Pro návrh byla zvolena účinnost celého mechanismu 90%. Celková skutečná účinnost je odvozena od použitých komponent a jejich výroby.

$$\text{Návrhový moment motoru} \quad M_a = \frac{F_{max,sk} \cdot P_z}{2000 \cdot \pi \cdot 0,9} \quad [Nm] \quad (5.64)$$

Návrhový výkon motoru	$P_a = \frac{n_{max,sk} \cdot D_W}{9550}$	[kW]	(5.65)
5.11.1 STATIKA			
Skutečná účinnost mechanismu	$\eta_c = \eta_v \cdot \eta_s \cdot \eta_l \cdot \eta_P \cdot \eta_1$	[-]	(5.66)
Požadovaný moment motoru šroub ve vodorovné poloze	$M_{mv} = \frac{F_{max,sk} \cdot P_z}{2000\pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_c}$	[Nm]	(5.67)
Požadovaný moment motoru šroub ve svislé poloze	$M_{ms} = \frac{F_{max,sk} \cdot P_z}{2000\pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_c} + \frac{g \cdot m_b \cdot P_z}{2000\pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_c}$	[Nm]	(5.68)
5.11.2 KINEMATIKA			
Otáčky motoru	$n_m = i_p \cdot i_1 \cdot n_s \cdot P_z$	[min ⁻¹]	(5.69)
Úhlové zrychlení šroubu	$\varepsilon = \frac{n_m \cdot 2\pi}{t}$	[rads ⁻²]	(5.70)
Úhlové zrychlení motoru	$\varepsilon_m = \varepsilon \cdot i_p \cdot i_1$	[rads ⁻²]	(5.71)
5.11.3 DYNAMIKA			
Moment setrvačnosti šroubu	$J_s = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7,830 \cdot l_{KŠM} \cdot \left(\frac{d_0^4 - d_b^4}{16000} \right)$	[kgm ²]	(5.72)
Dyn. moment setrvačnosti soustavy	$J_{RHM} = J_m + J_{Br} + J_p + J_1 + \frac{J_2}{i_1} + J_s + m_s \cdot \left(\frac{l_{KŠM}}{2000\pi} \right)^2$	[kgm ²]	(5.73)
Dyn. moment motoru vodorovná osa	$M_{mdyn} = J_{RHM} \cdot \varepsilon_m$	[Nm]	(5.74)
Dyn. moment motoru svislá osa	$M_{mdyns} = J_{RHM} \cdot \varepsilon_m + \left(\frac{m_b \cdot 9,81 \cdot l_{KŠM}}{2000\pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_c} \right)$	[Nm]	(5.75)
Skutečný čas rozběhu vodorovná osa	$t_r = \frac{J_{RHM} \cdot n_m \cdot 2\pi}{M_{mdyn} \cdot \eta_c}$	[s]	(5.76)
Skutečný čas rozběhu svislá osa	$t_{rs} = \frac{J_{RHM} \cdot n_m \cdot 2\pi}{M_{mdyns} \cdot \eta_c}$	[s]	(5.77)

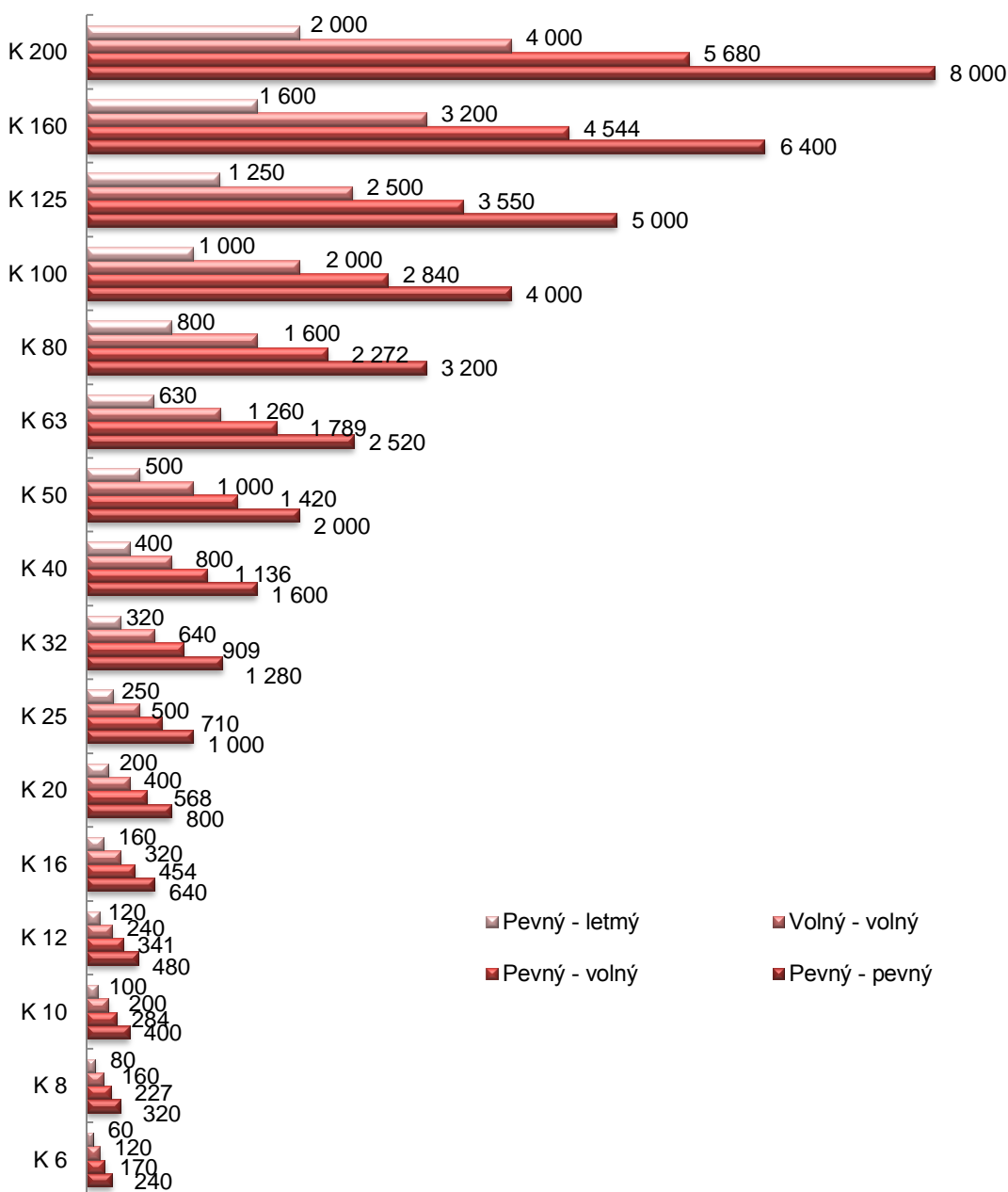


6 ASPEKTY OVLIVŇUJÍCÍ DÉLKY KŠM

Pro určení maximální délky KŠM je nutné porovnat několik ovlivňujících aspektů. Běžně jsou šrouby konstruovány do maximální délky čtyřiceti průměrů.

$$\left(\frac{l_{KŠM}}{d_0} = 40\right)$$

Průměry jsou dané normou ISO 3408. Ostatní parametry, které budou porovnávány s ohledem, zda mají významný vliv na délku KŠM, jsou rozebrány v následujících kapitolách.



Obr. 6.1: Maximální délky šroubů dle uložení v mm



6.1 POROVNÁNÍ ULOŽENÍ KŠM

Kuličkový šroub je možné uložit do ložisek čtyřmi známými způsoby. Uložení KŠM oboustranně vetknuté zaručuje maximální délku o velikosti čtyřiceti průměru. Pro jiné způsoby uložení je tato délka hřídele šroubů snížena o koeficienty uložení (Tab. 6.1). Koeficienty vychází ze způsobu uložení. Tento výpočet je ověřen dlouholetými zkušenostmi firmy KS Kuřim. Výsledek je znázorněn v Graf. 6.1.

	Vetknutý - vetknutý	Vetknutý - podepřený	Podepřený - podepřený	Vetknutý - volný
Koeficienty uložení	1	0,71	0,5	0,25

Tab. 6.1: Koeficienty uložení KŠM

6.2 POROVNÁNÍ SVISLÉHO A VODOROVNÉHO ULOŽENÍ KŠM

Kuličkové šrouby jsou navrhovány pouze pro axiální zatížení. Pokud jsou zatěžovány radiálně, je zvýšeno opotřebování a snížena jejich životnost. Radiální síla se ovšem nedá eliminovat na nulovou hodnotu, protože vzniká z průhybu pod vlastní hmotností šroubu a od rotace šroubu. V případě montáže šroubu do svislé polohy se síla sníží o gravitační složku, které přejde do axiálního směru a namáhá KŠM vzpěrem.

$$\text{Zrychlení kmitání} \quad a_{dov} = y_{dov}^2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{max} \quad \frac{m}{s^2} \quad (6.1)$$

Radiální síla

$$\text{Svislá poloha} \quad F_{rs} = \frac{\rho_{oceli} \cdot \pi \cdot d_0^2 \cdot l_{KŠM}}{4} \cdot a_{dov} \quad N \quad (6.2)$$

$$\text{Vodorovná poloha} \quad F_r = \frac{\rho_{oceli} \cdot \pi \cdot d_0^2 \cdot l_{KŠM}}{4} \cdot [9,81 + a_{dov}] \quad N \quad (6.3)$$

Pro porovnání výsledku bylo zvoleno pět šroubů, délkou 3000 mm při uložení oboustranně vetknutém KŠM. Výsledek porovnání radiálních sil je možné vidět v Tab. 6.2.

d_0	m	f	y_{dov}	n_{max}	a_{dov}	F_{rs}	F_r
mm	kg	Hz	m	min ⁻¹	ms ⁻²	N	N
80	118	0,266	7,71E-03	1564	0,585	69	1230
100	185	0,238	8,15E-03	1955	0,817	151	1966
125	289	0,213	8,62E-03	2444	1,142	330	3165
160	474	0,188	9,17E-03	3128	1,653	783	5428
200	740	0,168	9,70E-03	3911	2,311	1710	8967

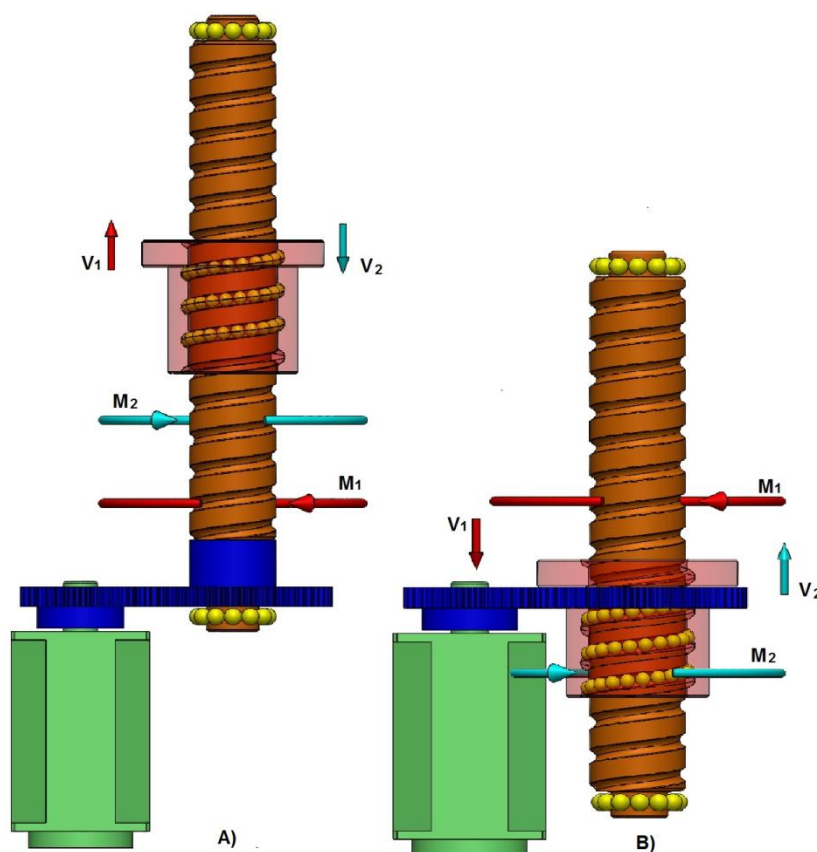
Tab. 6.2: Porovnání zatížení ve svisle a vodorovné poloze



Z výsledků je patrné, že svislá poloha uložení hřídele šroubu je u rozměrnějších KŠM z hlediska radiální síly mnohem výhodnější než vodorovná.

6.3 POROVNÁNÍ NÁHONŮ KŠM

S ohledem na pohon kuličkového šroubu jsou užívány dvě hlavní konstrukce KŠM. Jedná se o rotačně poháněný hřídel šroubu a posouvající se matici a jako druhá možnost je pevně uložený hřídel šroubu bez rotace s poháněnou rotující a posuvnou maticí. Jejich výhody či nevýhody a vhodnost použití budou rozebřány v následujících dvou podkapitolách. Poté bude provedena multikriteriální metoda hodnocení vhodnějšího pohonu KŠM.



Obr. 6.2: Schéma A) rotujícího hřídele B) rotující matice

6.3.1 ROTUJÍCÍ HŘÍDEL ŠROUB

Při volbě pohonu hřídele šroubu jsou aplikovány dvě varianty spojení s motorem. První varianta je spojená se servomotorem přes pružnou spojku přímo na hřídel a u druhé možnosti je montován uložený převod. Převody jsou přednostně vybírány synchronní a to ozubený řemen plus řemenice nebo dvěma ozubenými koly. Následující tabulka naznačí negativa a positiva pohonu rotujícího hřídele šroubu.

Výhody	Nevýhody
+ dvě varianty náhonu	- nižší tuhost hřídele uložení v ložiskách
+ přímý náhon bez převodů	- u dlouhých šroubů vysoké setrvačné momenty hřídele
+ menší hmotnost posuvné jednotky	- vyšší namáhání motoru i brzdy
+ menší prostor v blízkém okolí hřídele	- vyšší výkon motoru
+ vyšší účinnost přímého náhonu	- horší dynamika mechanismu
+ jednodušší přívod chlazení k motoru	
+ není nutná ochrana motoru IP65	
+ neřeší problém s přívodem energie k motoru (problém kabeláže)	

Tab. 6.3: Porovnání výhod a nevýhod při rotaci hřídele KŠM

6.3.2 ROTUJÍCÍ MATICE ŠROUBU

Pro pohon dlouhých kuličkových šroubů o velkých průměrech je obtížné pohánět rotačně hřídel a tím posouvat po ní matici. Proto je využíván způsob, kdy matice rotuje a hřídel šroubu stojí. Matice šroubu je obvykle vybavená ozubením pro ozubený řemen, přes který je pomocí motoru roztočena. Jako další možnost převodu je využitím ozubených kol. Hřídel šroubu zůstane statická. Na matici jsou upevněna, radiální ložiska, přes které je upevněna k suportu nebo stolu. Motor se posouvá na lineárním vedení společně s rotační maticí. Následující tabulka naznačí negativa a positiva pohonu rotující matice šroubu.

Výhody	Nevýhody
+ pohyb koná pouze matice	- náhon pouze přes vložený převod
+ vyšší tuhost hřídel šroubu je pevně uložena	- nižší účinnost
+ nižší setrvačné momenty mechanismu	- větší zástavbový prostor kolem matice
+ nižší namáhání brzdy a motoru	- pohyb motoru a převodu s maticí
+ nižší výkon motoru	- v některých případech nutnost ochrany motoru IP65
+ lepší dynamika mechanismu	- vyšší hmotnost posuvové jednotky
+ možné využít pro dlouhé zdvihy	

Tab. 6.4: Porovnání výhod a nevýhod při rotaci matice KŠM

6.3.3 HODNOCENÍ

Pro hodnocení jsou porovnávány dvě varianty pohonu KŠM a to pohon rotujícím hřídelem šroubu a pohon pomocí rotující matice šroubu. Výsledkem hodnocení bude vhodnější metoda pohonu KŠM. Pro vyhodnocení byla zvolena bazická bodovací metoda multikriteriálního hodnocení dvou variant. Metoda je navržena

pro porovnání několika kritérií. Řešení je obvykle zaměřeno na technický i ekonomický směr.

- $T_{1...n}$ hodnocené vlastnosti či funkce
- $t_{1...i}$ ohodnocení dle zvolné stupnice
 - $t_1 = 0$ = nevyhovující (min)
 - $t_2 = 1$ = velmi slabé
 - $t_3 = 2$ = vyhovující
 - $t_4 = 3$ = dobré
 - $t_5 = 4$ = velmi dobré
 - $t_6 = 5$ = výborné (max)
- $p_T = \frac{100}{t_i}$ vyhodnocení v procentech (6.4)
- $T_n \cdot t_i$ relativní technická hodnota
- $0 < g_n \leq 1$ váha funkce
- $\tau_n = g_n \cdot t_i$ technický stav hodnocené varianty (6.5)
- $\tau = \frac{\sum_{i=1}^n (g \cdot t)}{(\sum_{i=1}^n g) \cdot t_{max}}$ konečná hodnota (6.6)

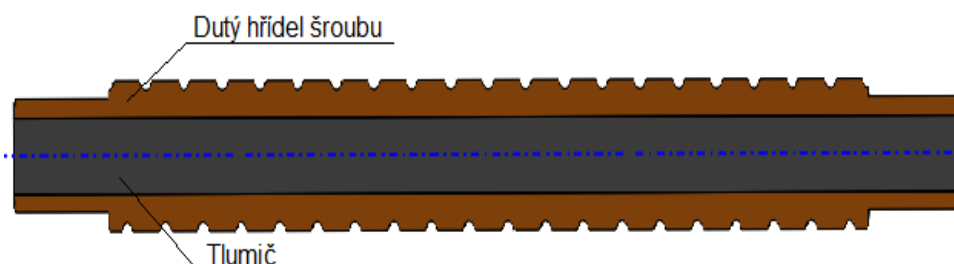
Vlastnost	Ozn.	Rotující hřídel				Rotující matice			
		t_i	g_i	p_T	$g_i \cdot t_i$	t_i	g_i	p_T	$g_i \cdot t_i$
Velký setrvačný moment	T 1	2	0,70	50%	1,40	4	0,70	25%	2,80
Vysoká tuhost konstrukce	T 2	3	0,90	33%	2,70	4	0,90	25%	3,60
Účinnost mechanismu	T 3	4	0,95	25%	3,80	5	0,95	20%	4,75
Výkon motoru	T 4	2	0,50	50%	1,00	3	0,50	33%	1,50
Jednoduchost konstrukce	T 5	4	0,80	25%	3,20	2	0,80	50%	1,60
Brzdny moment mechanismu	T 6	1	0,60	100%	0,60	2	0,60	50%	1,20
Zástavbový prostor	T 7	4	0,50	25%	2,00	2	0,50	50%	1,00
Přívod mazání	T 8	4	0,40	25%	1,60	1	0,40	100%	0,40
Dynamika mechanismu	T 9	2	0,70	50%	1,40	2	0,70	50%	1,40
Ekonomičnost	T 10	4	0,80	25%	3,20	3	0,80	33%	2,40
		Σ	6,85		Σ 20,90	Σ	6,85		Σ 20,65
			$\tau_1 =$		0,803	$\tau_2 =$			0,635

Někteří výrobci obráběcích strojů upřednostňují vysokou tuhost konstrukce a účinnost posuvového mechanismu. Jiní zase zástavbový prostor a jednodušší konstrukční řešení a přívod maziva. Z multikriteriální metody plyne, že výhodnější výsledek má vyšší konečnou hodnotu. Proto pro naše další konstrukční úvahy budeme preferovat menší zástavbový prostor a jednodušší konstrukční řešení.



6.4 DUTÝ TLUMENÝ A PLNÝ NETLUMENÝ ROTUJÍCÍ HŘÍDEL ŠROUBU

Dlouhé zdvihy pomocí kuličkových šroubů nejsou od určitých délek možné bez přídavných podpěr šroubů. Tyto délky se ovšem mohou zvýšit díky odlehčení hřídele šroubu a využitím tlumících látek. Na Obr. 6.3 je zobrazen dutý hřídel šroubu s tlumičem.



Obr. 6.3: Dutý hřídel šroubu s tlumičem

6.4.1 VIBRACE

Kmitání (vibrace) jsou charakterizovány frekvencí, amplitudou a fází. U strojů se tento jev projevuje chvěním povrchu obráběné součásti. Vysoké parametry chvění mají špatný vliv na výrobní přesnost stroje a životnost jeho komponent. Je žádoucí rozdělit vibraci na tři druhy a to ohybovou, podélnou a torzní. Ohybové kmitání vznikne od radiální síly a jeho frekvence se zvyšuje se zkracující se délkou. Podélné kmitání je způsobeno od axiální síly. Torzní kmitání je nejškodlivější, vzniká od setrvačných sil krouťícího momentu. Pro jejich snížení je možné provést několik opatření. Jedná se o:

- tužší uložení hřídele šroubu
- plynulejší mazání
- změna materiálu hřídele šroubu a matice
- konstrukční řešení zajišťující tlumení
- využití tlumičů.

6.4.2 VLASTNOSTI TLUMIČŮ

Tlumič je tvořen vložením materiálu do dutiny šroubu (Obr. 6.2) Pro porovnání je vybráno šest materiálů, u kterých je zjišťován vliv na vibraci vzhledem k délce KŠM. Všech šest materiálů jsou pevné látky, u kterých byl porovnán modul pružnosti a hustota. Tlumiče budou vkládaný do dutiny hřídele šroubu a následně bude zjištěn jejich pozitivní či negativní dopad na prodloužení nebo zkrácení hřídele KŠM. Porovnání proběhne výpočtem. Z výsledku bude jasný vliv na délku oproti hřídeli šroubu s plným ocelovým profilem.

- Polyamid PA6
 - Krystalický termoplast, kompozit
- Polypropylen PP
 - Krystalický termoplast, kompozit
- Polyuretan litý PUR GS
 - Reaktoplast
- Beton LC 80/88
 - Lehký beton ČSN EN 206-1 (D 1,0 – třída objemové hustoty)
- Dural
 - Slitina hliníku, mědi a hořčíku
- Dřevo smrk
 - Organický materiál, modul pružnosti kolmo na směr vláken

Tlumiče	E_t [MPa]	ρ_t [kgm ⁻³]	Zdroj
Polyamid PA6	527	1183	http://www.eppplasty.cz/pdf/PA6.pdf
Polypropylen PP	40	900	https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_ve_rejne.php?file_id=13702
Polyuretan litý PUR GS	1300	1170	http://www.lpm.cz/cgi-bin/riweta.cgi?nr=2851&lng=1
Beton LC80/88 D 1,0	80000	800	http://www.betonuniversity.cz/uploads/sources/publikace/94adc9365d8f252abd8fd07874872990704ddcdd_uploaded_beton-prirucka-technologa-vyd2010.pdf
Dural	72500	2800	http://tilia.zf.mendelu.cz/~pavlacka/af/download/tabulky.pdf
Dřevo smrk	110000	650	http://tilia.zf.mendelu.cz/~pavlacka/af/download/tabulky.pdf

Tab. 6.5: Parametry porovnávaných tlumičů

6.4.3 HODNOCENÍ TLUMENÍ HŘÍDELE KŠM

Pro hodnocení vlivu tlumičů na délku KŠM byl zvolen hřídel šroubu s průměrem 100 mm s maximální délkou bez podpěry 4000 mm a průměrem kuličky 20,638 mm. Porovnání vychází z plného hřídele. Jeho vlastnosti a parametry jsou srovnány s dutým hřídelem s jednotlivým tlumením. Otvor dutého hřídele je o velikostech (0,4 - 0,7) d_c v celé jeho délce. Výsledek ukáže vliv tlumiče a parametry otvoru na maximální délku KŠM.

$$\text{Průměr dosedů na hřídeli} \quad d_c = d_{PW} - D_W \cdot \cos a \quad [m] \quad (6.7)$$

$$\text{Tuhost hřídele} \quad R_s = \frac{\pi \cdot (d_c^2 - d_b^2) \cdot E_s}{4 \cdot l_{KSM}} + \frac{\pi \cdot d_b^2 \cdot E_t}{4 \cdot l_{KSM}} \quad \left[\frac{N}{m}\right] \quad (6.8)$$

$$\text{Hmotnost hřídele} \quad m_s = \pi \cdot \rho_s \cdot \frac{l_{KSM}}{1000} \cdot \left(\frac{d_c^2 - d_b^2}{4 \cdot 10^6}\right) \quad [kg] \quad (6.9)$$



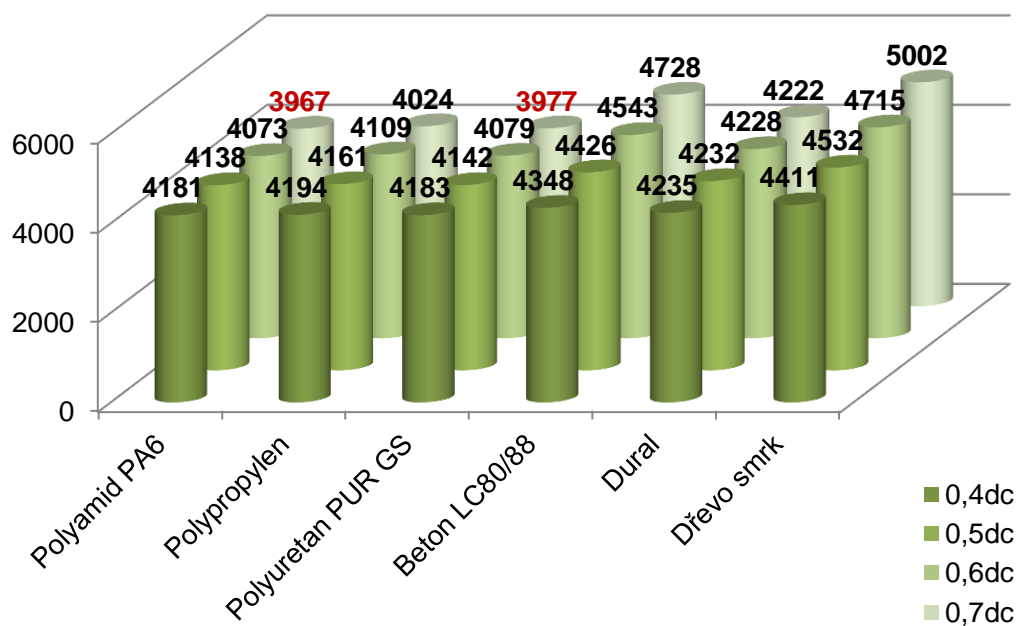
Hmotnost tlumiče $m_t = \pi \cdot \rho_t \cdot \frac{l_{K\dot{S}M}}{1000} \cdot \left(\frac{d_b^2}{4 \cdot 10^6} \right)$ [kg] (6.10)

Frekvence $f = \sqrt[2]{\frac{R_s}{m_s + m_t} \cdot \frac{1}{2\pi}}$ [Hz] (6.11)

Maximální délka $l_{K\dot{S}M} = \frac{1000}{2 \cdot \pi \cdot f} \cdot \sqrt[2]{\frac{(1 - n^2)E_s + n^2E_t}{(1 - n^2)\rho_s + n^2\rho_t}}$ [mm] (6.12)

	Průměr do sedu d_c [mm]	Tuhost R_s [$\frac{N}{\mu m}$]	Hmotnost hřídele m_s [kg]	Frekvence f [Hz]	Maximální délka $l_{K\dot{S}M_{max}}$ [mm]
K 100	94,358	367	247	0,194	4000

Tab. 6.6.: Hodnoty parametrů plného hřídele šroubu K 100

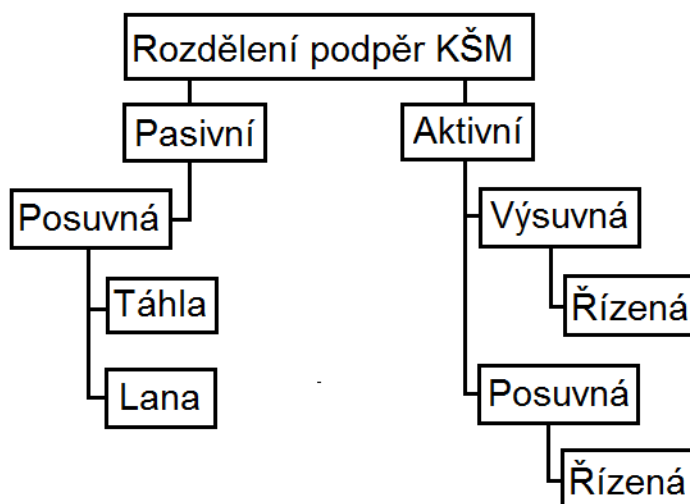


Obr. 6.4: Délky tlumených šroubů vzhledem druhu tlumiče a velikosti otvoru hřídele

Z výsledného grafu je patrné, že průměr díry a druh tlumiče délku KŠM ovlivňují. Ve dvou případech, jejichž hodnoty jsou v grafu označeny červeně, se maximální délka oproti plnému profilu šroubu snížila. Nejvýraznější prodloužení a pozitivní vliv na délku, mají tlumiče s nízkou hustotou a vysoký modulem pružnosti. Z výsledku porovnání vybraných tlumičů vychází nejlépe smrkové dřevo následován lehkým betonem. Dural a plasty dle výsledku neprokazují výrazné prodloužení, proto bych jejich použití nedoporučil. Použití dutých šroubů s tlumením bude vhodné u aplikací, kde v konstrukci není prostor pro použití většího průměru šroubu nebo přídatné podpěry.

7 KONCEPČNÍ ZPRACOVÁNÍ PODPĚR KŠM

Kuličkové šrouby jsou navrženy pouze na přenos axiální síly, ale u dlouhých provedení $\frac{l_{KŠM}}{d_0} > 40$ je nutné předpokládat deformaci v radiálním směru vlastní hmotností, ta je samo sobě zdrojem možného kmitání. KŠM jsou užívány pro přesné polohování, a proto je nutné minimalizovat frekvenci chvění (vibrace) ve stroji. Kmitání lze u dlouhých šroubů omezit eliminací průhybu. Díky podpěrám je zvýšena délka zdvihu KŠM bez zvyšování jeho průměru hřídele šroubu či přidání tlumení. Kapitola je zaměřena na návrh různých typů podpěr dlouhých kuličkových šroubů. Bude obsahovat doporučení, dle kterých bude nutné postupovat při návrhu KŠM s podpěrami. Podle této kapitoly bude vytvořeno několik možných návrhů podpěr, u kterých bude popis jejich konstrukce a možné hodnocení výhod či nevýhod.



Obr. 7.1: Schéma rozdělení podpěr KŠM

7.1 POSTUP PŘI NÁVRHU PODPĚRY PRO DLOUHÝ KŠM

Jak již bylo řečeno dlouhým KŠM je standardně z hlediska zkušenosti výroby, rozměr nad délku čtyřiceti průměrů hřídele šroubu. Z hlediska uložení jejich konců budou tyto šrouby, vždy uloženy oboustranně vetknuté. Před použitím podpěry je nutné zvážit dle požadované délky zdvihu, zda by nebylo dostačující a vhodnější z hlediska konstrukce využít prodloužení hřídele šroubu za pomoci dutého hřídele s tlumením.

Postup při určení podpěry hřídele šroubů pro dlouhé zdvihy:

- Vytvořit návrh KŠM dle zatěžovacího spektra (Kap. 5)
 - Průměr

- Tuhost
- Únosnost
- Provést kontrolu standardním výpočtem KŠM (Kap. 5)
 - Trvanlivost
 - Kritické otáčky
 - Vzpěrná tuhost
 - Průhyb hřídele
- Určení maximálních délek mezi podpěrami (Kap. 6)
- Rozhodnutí o počtu použití nutných podpěr

Počet podpěr
$$k_p = \frac{l_{KŠM}}{l_{KŠM_{max}}} - 1 \Rightarrow \quad \quad \quad (7.1)$$

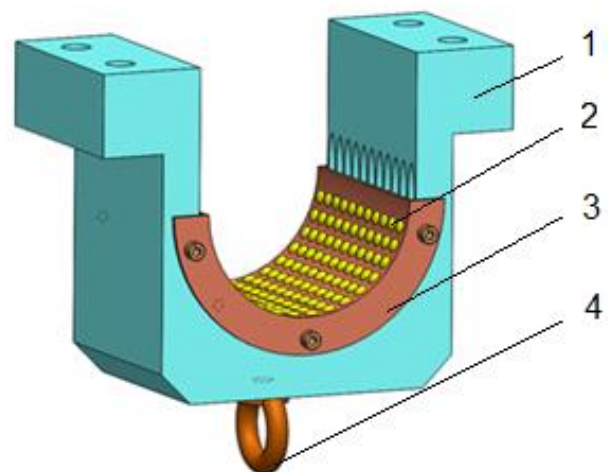
\Rightarrow NEJBLIŽŠÍ VYŠŠÍ CELÁ HODNOTA

- Volba konstrukce podpěry
 - Výsuvná
 - Posuvná
- Rozměrový a pevnostní výpočet zvolené podpěry
- Pohon podpěry
 - Mechanický
 - Elektromotorem
 - Hydraulicky
 - Pneumaticky

Použití přídatné podpěry a popřípadě jejího druhu, je možné rozhodnout dle KŠM a hlavně dle konstrukce lože stroje, pro které bude využita. Následné návrhy jsou jen možností, jak by podpěry mohly být zkonstruovány. Jejich tvar je nutné přizpůsobit vždy pro konkrétní případ.

7.2 PASIVNÍ POSUVNÁ PODPĚRA

Řešení posuvné podpěry je výhodné, protože podpěra nepotřebuje zvláštní motor či zdroj jiné energie. Nevýhoda těchto podpěr spočívá ve snížení zdvihové délky šroubu o rozměr podpěry. Přesouvání je realizováno za pomoci táhla či lan připojených k suportu a podpěře. Podpěry jsou vždy v páru. Táhla je využito v případě jednoho páru podpěry. (Obr. 7.3) Délky hřídelů šroubů, kterým nepostačí jeden pár podpěr, je jejich spojení mezi sebou a suportem realizováno tažnými lany. (Obr. 7.4)



Obr. 7.2: Návrh posuvné podpěry

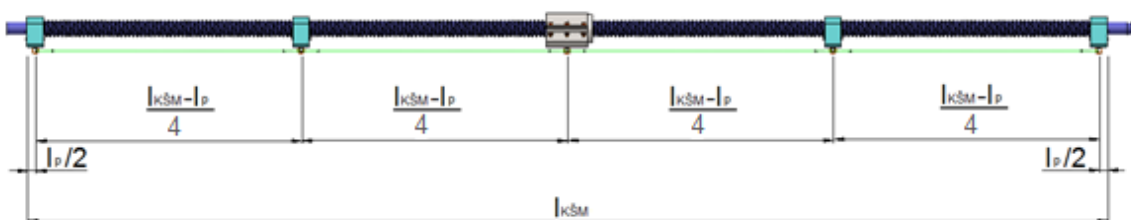
7.2.1 NÁVRH KONSTRUKCE

Konstrukce je navržena pro stojící i rotující hřídele šroubů. Tělo podpěry (1) je možné upevnit k lineárnímu vedení stroje. Jsou v něm vytvořeny drážky s gotickým profilem. Jejich tvar a rozměr je dle kuliček (2), které jsou průměrem poloviční oproti kuličkám v KŠM. Vzdálenost drážky by měla být poloviční, vůči stoupání podpíraného šroubu. Počet drážek je závislý na radiální síle a počtu nosných kuliček v drážce. Kuličky od sebe drží klec (3). Radiální síla je determinuje hmotnost podpíraného KŠM. Pohon posuvu podpěr je mechanický pomocí táhla nebo lan připevněných k suportu poháněného stroje. Lana budou k podpěře připevněny za pomoci tažných ok (4). Pro táhla budou ke dně podpěry přišroubovány držáky.

Popis základních konstrukčních struktur pasivních podpěr:

- **Lana**

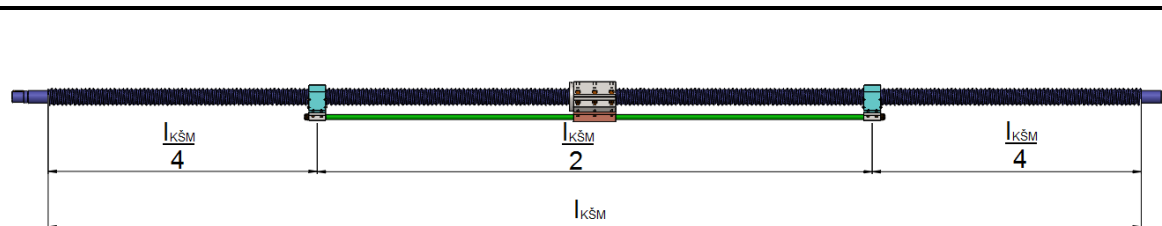
- Při základní poloze suportu ve středu hřídele šroubu jsou umístěny jednotlivé části podpěr ve vzdálenosti dle délek lan. Při pohybu suportu na pravou stranu jsou současně s ním taženy levé části podpěr. Pravé části podpěr jsou v klidu do doby dosažení suportu jejich pozice. Potom jsou suportem tlačeny do koncové polohy. Při pohybu na levou stranu se po natažení lan začnou táhnout pravé části podpěr a levé jsou v klidu, dokud suport nedosáhne jejich pozice, potom jsou tlačeny do koncové polohy.



Obr. 7.3: Schéma polohy podpěr spojených lany

- **Táhlo**

- Při základní poloze suportu ve středu hřídele šroubu jsou umístěny jednotlivé části podpěr v poloviční vzdálenosti dle délky táhla. Při pohybu suportu na pravou stranu stojí levá i pravá část podpěr. Do chvíle, kdy suport nedosáhne polohy pravé části podpěry. Následně se obě části pohybují ke koncové poloze. Při změně směru obě části opět stojí, než suport dosáhne polohy levé části podpěry.



Obr. 7.4: Schéma polohy podpěry posuvné táhle

7.2.2 NÁVRHOVÝ VÝPOČET

Výpočet určí rozměrové parametry podpěry pro kuličkové šrouby a minimální průměr tažných lan nebo táhel. Výpočet únosnosti a koeficienty nutné pro její určení jsou čerpány s ISO 3408 – 5.

Radiální síla na podpěru $F = \frac{\rho \cdot \pi \cdot d_0^2 \cdot l_{KSM} \cdot g}{4 \cdot k_p}$ [N] (7.2)

Počet nosných kuliček v jedné drážce $z_k = \frac{(d_0 + D_W) \cdot \pi}{D_W}$ [Kul.] (7.3)

Koeficienty únosnosti drážky podpěry $\rho_2 = \frac{\cos 45}{\frac{d_0 + D_W}{2} - \frac{\cos 45 \cdot D_W}{4}}$ [-] (7.4)

$\rho_1 = \frac{-2}{0,55 \cdot D_W}$ [-] (7.5)

Součinitel pro výpočet únosnosti $k_o = \frac{55,48}{D_W \cdot \sqrt{\frac{4}{D_W} \cdot (\rho_1 + \rho_2)}}$ [-] (7.6)

Únosnost jedné drážky $C = k_o \cdot z_k \cdot \sin 45 \cdot \left(\frac{D_W}{2}\right)^2$ [N] (7.7)

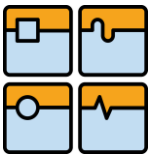
Počet drážek podpěry $i_k = \frac{F}{2 \cdot C}$ [-] (7.8)

Minimální šířka podpěry $l_p = i_k \cdot \frac{P_z}{2}$ [mm] (7.9)

Síla potřebná pro přesouvání podpěry $F_p = f \cdot F$ [N] (7.10)

Průměr táhla či lan $d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p \cdot k}{\pi \cdot \sigma_D}}$ s bezpečností $k = 3$ [mm] (7.11)

Délka táhla $l_{táhla} = \frac{l_{KSM}}{2}$ [mm] (7.12)



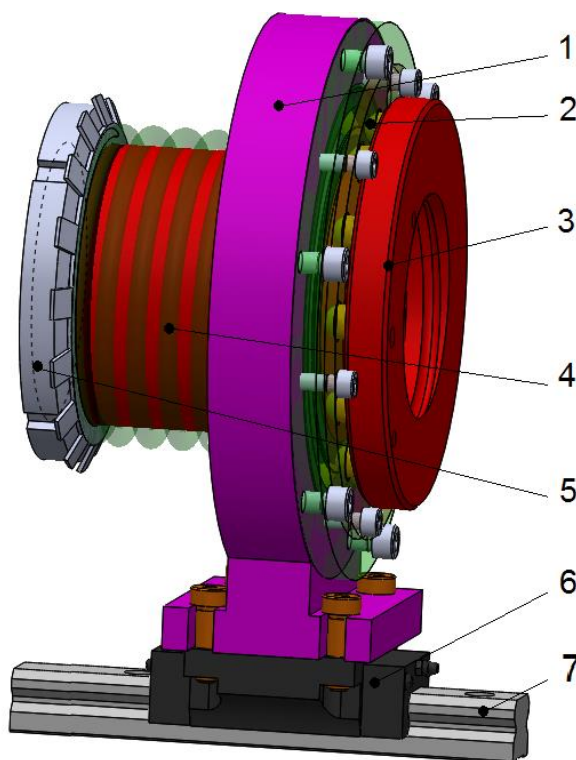
Délka lan $l_{lan} = \frac{l_{KŠM} - l_p}{(2p)}$ [mm] (7.13)

7.3 POSUVNÁ AKTIVNÍ PODPĚRA

Řešení aktivního přesouvání podpěr je výhodné z hlediska pohonu. Podpěra je navržena k podpírání rotačního šroubu. Nevýhoda těchto podpěr spočívá ve snížení zdvihové délky šroubu o rozměr podpěry a jejího nutného polohového řízení. Přesouvání je realizováno za pomoci otáčení podpíraného šroubu. Podpěry jsou posovány stejnou rychlostí jako je hlavní matice šroubu a jsou vždy v páru. Každá část podpěry je vybavená spojkou, která musí řídit posun a zastavení podpěry v krajních polohách hřídele šroubu. Řídící systém podpěr musí zaručit přesné polohování její částí.

7.3.1 NÁVRH KONSTRUKCE

Tělo podpěry (1) je přes radiální kuličkové ložisko uloženo na rotační kuličkové matici (3), která má dostatečný počet pracovních závitů dle velikosti zatížení. Matice je vybavena kuličkovou spojkou (2). Spojka má za úkol odpojit spojení matice s podpěrou KŠM. Spojení kuličkové spojky s maticí je přes přírubu, ve které je vytvořena drážka pro lepší styk kuličky s přírubou šroubu. Přítlak pro přenos pohybu je tvořen šroubovou pružinou (4). Pružina je pojištěna KM maticí s MB podložkou (5). Podpěra šroubu je upevněna na lineární vedení stroje (6,7).



Obr. 7.5: Návrh posuvné podpěry řízené

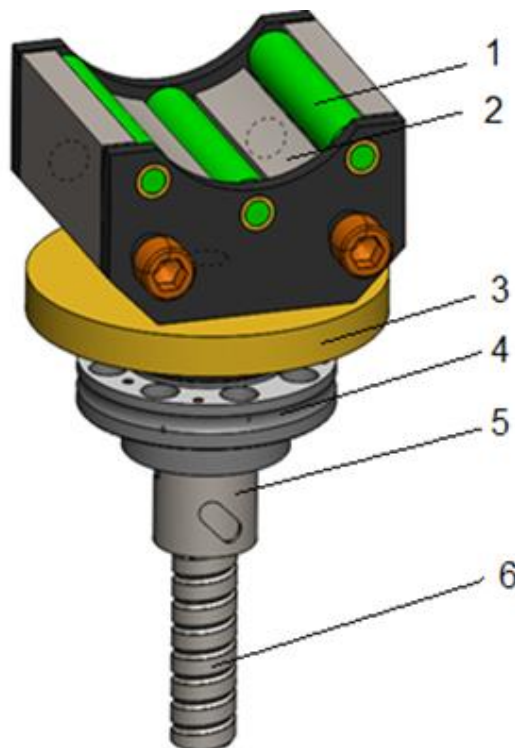
7.4 VÝSUVNÁ AKTIVNÍ PODPĚRA

Návrh výsuvné podpěry je vhodné řešit hydraulickým či pneumatickým válcem. Toto jednoduché řešení je vhodné pro použití u strojů, kde je instalován hydraulický agregát nebo existuje možnost připojení centrálního přívodu stlačeného vzduchu. Pokud stroj tuto možnost nedovoluje, je možné řešit výsuvnou podpěru pomocí pohybového šroubu s elektromotorem.



7.4.1 NÁVRH KONSTRUKCE

Návrh je zobrazen na Obr. 7.5. Je řešen za pomoc kuličkového šroubu s rotační maticí (5). Na matici je upevněno válečkové axiálně radiální ložisko (4), přes které může být podpěra pevně přišroubována přímo k loži stroje nebo k přidavnému přípravku. K přírubě matice přišroubováno ozubené kolo (3) pro pohon. Pohon by měl být opatřen brzdou, protože kuličkový šroub není samosvorný. Jeho výkon je závislý na rychlosti vysunutí a radiální síle. Na hřídeli šroubu (6) je upevněna koncovka (2) se třemi válci (1), které jsou uloženy v kluzných pouzdrech. Válce jsou rozmístěny po 45° pro rozložení radiální síly. Vysunutí podpěry je závislé na prostoru pod hřídelí podpíraného KŠM. Výsuvná podpěra by měla být řízena polohou suportu. Při najetí suportu k podpěře bude zasunuta a při jeho přejetí opět vysunuta do podpírané polohy. Vzdálenost podpěr je dána celkovou délkou KŠM, podělenou počtem navržených podpěr.



Obr. 7.6: Návrh výsuvné podpěry

7.4.2 NÁVRHOVÝ VÝPOČET

Výpočet je zaměřen na základní rozměrové parametry podpěr a jejich rozmístění pod podpíraným šroubem. Ostatní výpočet je dle Kap. 5.

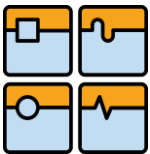
Radiální síla na podpěru
$$F = \frac{\rho_{oceli} \cdot \pi \cdot d_0^2 \cdot l_{KŠM} \cdot g}{4 \cdot k_p} \quad [N] \quad (7.14)$$

Průměr podpěry
$$d_p = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_D}} \quad [mm] \quad (7.15)$$

Kvadratická moment šroubu podpěry
$$I_p = \frac{\pi \cdot d_p^4}{64} \quad [mm^4] \quad (7.16)$$

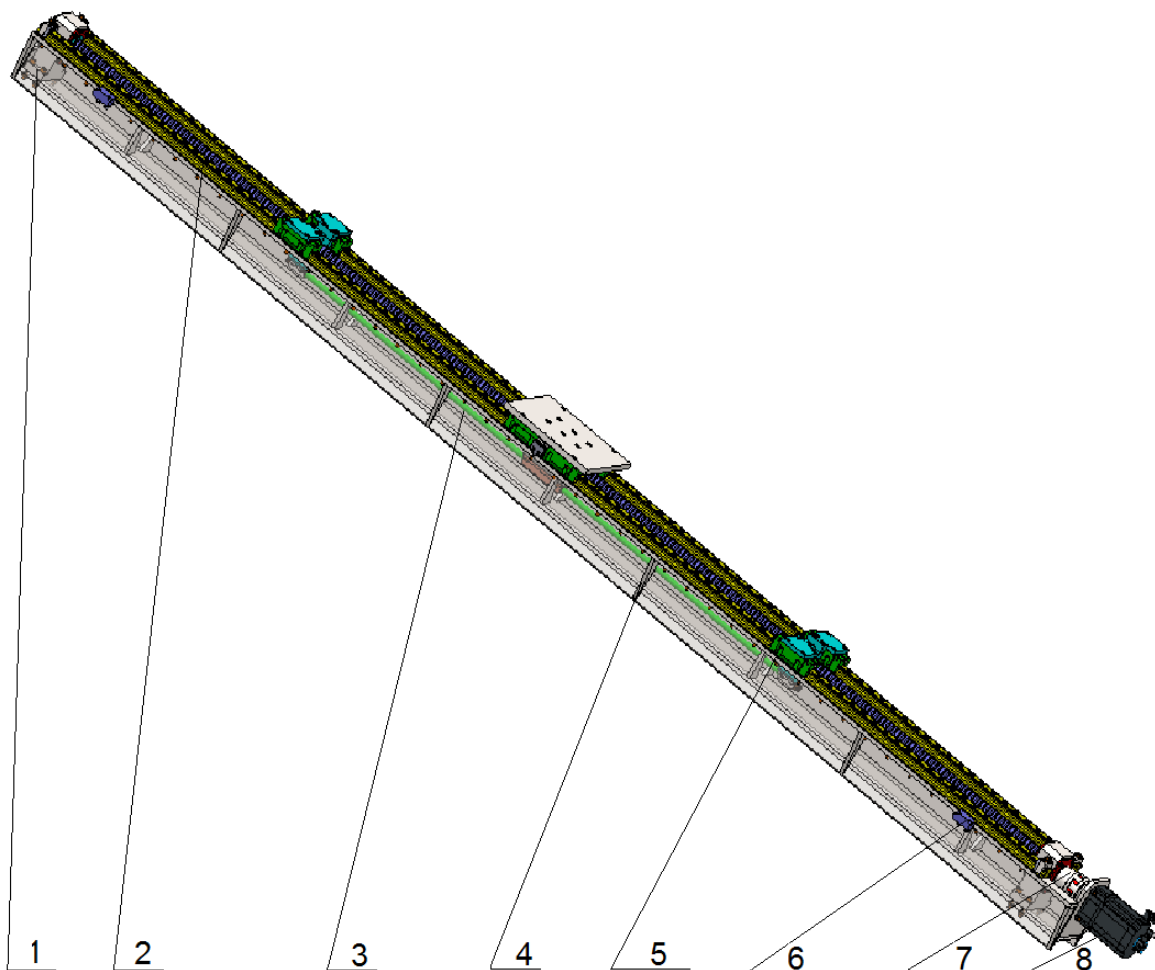
Kontrola vzpěru šroubu nebo pístnice
$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_p}{4 \cdot l_p^2} \quad [N] \quad (7.17)$$

Vzdálenosti mezi podpěrami
$$l_m = \frac{l_{KŠM}}{k_p} \quad [mm] \quad (7.18)$$

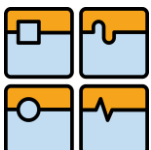


7.5 SESTAVA LINEÁRNÍ OSY S DLOUHÝM ZDVIHEM

Pro lineární vodorovnou osu byl navržen kuličkový šroub o délce 6500 mm o vnějším průměru 100 mm a předeprnutu dvojicí matic s distančním kroužkem se čtyřmi pracovními závity (2). Maximální zdvih šroubu je 5750 mm. Kulička šroubu je použita s průměrem 20,638 mm. Hřídel šroubu je uložen na obou koncích vetknutý. Ložiska pro uložení konců jsou volena válečková axiálně radiálně s označením LKSF 75185 od firmy KS Kuřim, který jsou uloženy v domcích (1). Tělo (4) lineární soustavy je navrženo svařované s konstrukčního materiálu 11 373. Pohon šroubu byl zvolen motor synchronní od firmy Siemens 1FT7105-1AC71-1MH1 (8). Motor je připojen na přímo bez přídavné převodovky i převodu, přes pružnou spojku (7) od firmy Rotex s označením rotex 75. Lineární vedení (5) je zvoleno od firmy Hiwin s označením RGW 65CC. Pro sestavu byla vybrána pasivní posuvná podpěra s táhlem (3). Jedná se o podpěru neřízenou popsanou v kapitole 7.2. Vedení podpěr využívá lineárního vedení stolu. Odměrování sestavy je voleno nepřímé absolutní, je součástí motoru. Koncové polohy vyřešeny pomocí koncových spínačů (6). Celý model je součástí přílohy 5.



Obr. 7.7: Návrh sestavy lineární osy

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 57
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	


ZÁVĚR

Diplomová práce zpracovává podrobně problematiku kuličkových šroubů s maticí. V současnosti jsou KŠM využívány hlavně ve stavbě obráběcích center. Společně se servomotory tvoří hlavní posuvové jednotky. Posuvové jednotky jsou použity pro posuvy suportu a stolů CNC strojů. Jejich aplikace je ovšem mnohem širší, proto je vyráběno více variant konstrukcí, které jsou uvedeny v rešeršní části.

Zaměření práce bylo na KŠM pro posuvové soustavy s dlouhým zdvihem. Hřídele kuličkových šroubů mají ale dané délkové omezení jejich konstrukcí, proto jsou v práci řešeny aspekty ovlivňující jejich délku. Práce rozebírá rozměrové parametry z hlediska uložení, polohy a náhonu. Z výsledků plyne, že nejdelší zdvihy je možné provádět u hřídelů s konci oboustranně vetknutými. Poloha šroubů je příznivější svislá, kdy je vliv gravitačního zrychlení převeden do axiálního směru. Jedním z hlavních cílů práce bylo řešení otázky, kdy použít náhon rotujícím šroubem a kdy rotující maticí. Výsledná volba mezi těmito dvěma provedeními byla vyřešena pomocí bazické bodové multikriteriální metody hodnocení. Závěrečný výsledek je podmíněn konstrukčními faktory, protože někteří výrobci obráběcích strojů upřednostňují vysokou tuhost konstrukce a účinnost posuvového mechanismu. Tyto podmínky splňuje rotující matice. Jiní výrobci naopak dávají přednost zástavbovému prostoru, jednoduššímu konstrukčnímu řešení a přívodu maziva. Takové podmínky splňuje rotující hřídel. Při porovnání těchto podmínek z multikriteriální metody vyplynulo, že výhodnějším výsledkem je náhon hřídele šroubu. Z tohoto důvodu jsem zvolil pro další postup a konstrukční řešení menší zástavbový prostor a jednodušší konstrukci.


U posuvových soustav s dlouhým zdvihem, které využívají náhon rotujícím hřídelem šroubu, je problém s vysokým setrvačným momentem a nepřípustnými vibracemi dlouhého hřídele. Vibrace mají negativní vliv na přesnost polohování strojů. Jedno z řešení, jak tyto problematické vlastnosti odstranit, je nastíněno v této diplomové práci. Snížení setrvačného momentu je dosahováno provrtáním průchozího otvoru v celé délce šroubu, a tím i snížena hmotnost hřídele šroubu. Do otvoru jsou vkládány tlumiče pro snížení vibrací. Bylo zde porovnáváno několik tlumičů s pozitivními vlastnostmi na délku hřídelů šroubu. Jako tlumiče byly vybrány pevné látky. Nejlépe z nich vyšlo smrkové dřevo. Toto řešení, jak prodloužit hřídel a nezhoršit jeho pracovní přesnost, je vhodné použít u aplikací, kde v konstrukci není prostor pro využití většího průměru hřídele šroubu nebo přídatné podpěry.

Podpěry jsou využívány jako vhodné konstrukční řešení pro velmi dlouhé posuvové soustavy poháněné KŠM, které mohou být i několik desítek metrů.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 58
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	


Jejich konstrukce není standardní. Závěr práce je zaměřen na několik konstrukčních návrhů podpěr. Kapitola ukazuje na možný způsob, jak postupovat při návrhu KŠM s podpěrami. Každý stroj vykazuje určité vlastnosti, které je nutné dodržet, a proto ne všechny návrhy musí tyto vlastnosti splňovat. Je zde vytvořeno jedno řešení posuvové lineární soustavy s dlouhým zdvihem.

V diplomové práci byl kompletně rozebrán způsob pohonu s kuličkovým šroubem. Z výsledků práce vychází, že pohony s KŠM jsou schopné dosahovat i dlouhých zdvihů nad 5000 mm.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 59
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. 3. vyd. Praha: MM publishing, 2014, 684 s. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] KSK Kuřim: *Materiály kuličkové šrouby Kuřim*. Kuřim, 2015
- [3] MAREK, Jiří. MM Průmyslové spektrum. *Kuličkové šrouby a matice ve stavbě CNC obráběcích strojů, část 1* [online]. 2015 [cit. 2015-03-19]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabecich-stroju-cast-1.html>
- [4] Precision, Caged Ball Screw. *THK* [online]. 2006 [cit. 2015-02-27]. Dostupné z: https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_a15_062.pdf#2
- [5] State of the Art Ball Screw Trends for Machine Tool Applications. *SME Tokyo* [online]. 2013 [cit. 2015-02-28]. Dostupné z: <http://www.sme-tokyo.org/journal2-nsk.pdf>
- [6] Standard- Kugelgewindetriebe. *Präzisions-Kugelgewindetriebe* [online]. 2003 [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: http://www.loziska.com/store/standardni_kulickove_srouby.pdf
- [7] PRODUKTOVÝ KATALOG: KŠ pro vysoké rychlosti (HS). *PRODUKTOVÝ KATALOG* [online]. 2012 [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: http://www.kskurim.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/Ke_stazeni/Produktovy_katalog_2012_CZE.pdf
- [8] HOUŠTĚK, Martin. Rychloběžné kuličkové šrouby. *Rychloběžné kuličkové šrouby*. 2008, č. 081141, s. 32. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/rychlomezne-kulickove-srouby.html>
- [9] SHUTON HDL: SHUTON HDL kuličkové šrouby. *SHUTON HDL* [online]. 2014 [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: <http://www.shuton.com/novinky/shuton-hdl>
- [10] Kuličkové šrouby: Válcová matice RSB. *HIWIN* [online]. 2015 [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby/valcovane-srouby/55_valcova-matice-rsb
- [11] Bezprofilový kuličkový šroub: Bezprofilový kuličkový šroub. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2009 [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/novinka/bezprofilovy-kulickovy-sroub.html>
- [12] Vývojové trendy ve společnosti KULIČKOVÉ ŠROUBY KUŘIM, a.s.: Kuličkový šroub bez recirkulace kuliček. *Techmagazin* [online]. 2012 [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: www.techmagazin.cz/689
- [13] AM Telescopic Ball Screws. *A.Mannesmann* [online]. 2006 [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: http://amannesmann.de/2english/5_tkgt/5-01_merkmale.htm
- [14] NOVOTNÝ, Lubomír. *Analýza dějů v kuličkových šroubech a maticích*. Brno: VUT FSI, 2005. 161 s. Příloha pojednání k SDZ.
- [15] DIN ISO 3408-5. *Statische und dynamische axiale Tragzahl und Lebensdauer*. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung, 2011.
- [16] DIN ISO 3408-4. *Statische axiale Steifigkeit*. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung, 2011.
- [17] DIN ISO 3408-3. *Abnahmebedingungen und Abnahmeprüfungen*. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung, 2011.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 60
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [18] Precision, Caged Ball Screw. *THK* [online]. 2006 [cit. 2015-02-27]. Dostupné z: https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_a15_062.pdf#2
- [19] PRECISION NEWS: BEST SEAL – LOW FRICTION. *NSK* [online]. 2014 [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: http://www.nskeurope.com/cps/rde/xchg/eu_en/hs.xsl/Best-seal-Low-friction.html
- [20] NSK X1 Seal for Grease Retention. *NSK* [online]. 2014 [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=BO1I9oR2Ht4>
- [21] Přesné Hybrid Kuličkové šrouby s keramických kuliček. *MDT* [online]. 2012 [cit. 2015-03-19]. Dostupné z: <http://www.mdtmag.com/product-releases/2012/09/precision-hybrid-ball-screws-ceramic-balls>
- [22] EXTRA LONG BALL SCREW. *Barnes Industries, Inc.* [online]. 2014 [cit. 2015-03-19]. Dostupné z: <http://www.barnesballscrew.com/extra-long-ball-screw/>
- [23] *Engineer Live: Heavy-duty range for ball screw drives* [online]. 2013. [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <http://www.engineerlive.com/content/23898>
- [24] *Ball screw device for long stroke*. F16C29/04, TWI273183 (B). Uděleno 02.11.2007. Dostupné také z: http://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?CC=TW&NR=I273183B&KC=B&FT=D&ND=3&date=20070211&DB=&locale=en_EP
- [25] ŠVÉDA, Jiří a Jan HOLÍK. Nové kinematické struktury strojů. *EMO 2009* [online]. 2009 [cit. 2015-03-19]. Dostupné z: http://www.czspos.cz/akce/20100225.emo2009/11_nove_kinematicke_struktury_stroju.pdf
- [26] Plně elektrické vstříkovací stroje TOSHIBA EC .. SX. *INVERA* [online]. 2015 [cit. 2015-03-30]. Dostupné z: http://www.invera.cz/images/pdf/TOSHIBA_ECSXt.pdf
- [27] Ball Screw Drive for Electromechanical Steering Systems. *Schaeffler* [online]. 2013 [cit. 2015-03-19]. Dostupné z: http://m.schaeffler.com/content.mobile.products/en/products/automotive/chassis/bsd/bsd_info.html
- [28] *A.MANNESMANN: Telescopic ball screw* [online]. Germany, 2009 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: http://www.amannesmann.de/2english/6_download/2_am/AM-Company-Profile_en.pdf
- [29] *MIDDLE SUPPORT FOR BALL SCREW DEVICE*. Dostupné také z: http://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?I=4&ND=3&adjacent=true&locale=en_EP&FT=D&date=20100909&CC=JP&NR=2010196901A&KC=A
- [30] Steinmeyer: Rolled ball screws. *BALL RETURN* [online]. 2013 [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: http://www2.steinmeyer.com/data/media/ca_9477.pdf
- [31] PMI: Ball screws. *Linear guideway* [online]. 2013 [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: http://www.pmi-amt.com/data/Catolog/BallScrews/General%20Catalog_E_BS.pdf
- [32] *Shuton: High precision ball screw* [online]. 2013 [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: <http://www.shuton.com/images/pdf/enCAT2014SHUTON.pdf>

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

F_a	[N]	Axiální síla
M_k	[Nm]	Kroutící moment
P_z	[mm]	Stoupání závitu
d_0	[mm]	Průměr hřídele
d_{0b}	[mm]	Průměr díry hřídele
d_{PW}	[mm]	Roztečný průměr
D_1	[mm]	Průměr matice
D_w	[mm]	Průměr kuliček
I	[závitů]	Počet pracovních závitů
F_{Pr}	[N]	Síla předepnutí
$f_{rs, rn}$	[-]	Poměr r profilu k průměru kuličky
z_u	[Kul.]	Počet nezátížených kuliček
$l_{KŠM}$	[mm]	Délka uložení hřídele
α	[°]	Úhel dosedu kuličky
E_S	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
n_i	[min ⁻¹]	Otáčky
t_i	[%]	Poměr r profilu k průměru kuličky
F_z	[N]	Axiální síla s předepnutím
n_m	[min ⁻¹]	Ekvivalentní otáčky
F_m	[N]	Ekvivalentní axiální síla
d_c	[mm]	Průměr dosedů na hřídeli
D_c	[mm]	Průměr dosedů na matici
$R_{s1,2}$	$\left[\frac{N}{\mu m} \right]$	Tuhost hřídele
$R_{n/s}$	$\left[\frac{N}{\mu m} \right]$	Tuhost hřídele a matice bez předepnutí

$R_{n/s,Pr}$	$\left[\frac{N}{\mu m} \right]$	Tuhost hřídele a matice s předepnutím
$\rho_{s,n}$	$[-]$	Součinitele deformace na hřídeli a matici
$\tau_{s,n}$	$[-]$	Součinitel geometrické funkce
$Y_{s,n}$	$[-]$	Hodnota pro výpočet tuhosti
φ	$[^\circ]$	Úhel stoupání závitu
z_1	$[Kul]$	Počet kuliček v jednom chodu
F_N	$[N]$	Ekvivalentní zatížení jedné kuličky
c_k	$[-]$	Tuhostní součinitel
k	$[^\circ]$	Součinitel pro určení tuhosti
$R_{b/t}$	$\left[\frac{N}{\mu m} \right]$	Tuhost dráhy kuliček bez předepnutí
$R_{b/t,Pr}$	$\left[\frac{N}{\mu m} \right]$	Tuhost dráhy kuliček s předepnutím
$R_{nu,ar(1,3,5,7)}$	$\left[\frac{N}{\mu m} \right]$	Tuhost předepnuté matice stykem pro danou třídu IT
$R_{bs(1,3,5,7)}$	$\left[\frac{N}{\mu m} \right]$	Celková tuhost předepnutého šroubu bez ložisek
F_1	$[N]$	Před zatěžovací síla
F_1	$[N]$	Zatěžovací síla
δ_1	$[\mu m]$	Axiální posunutí od F_1
δ_2	$[\mu m]$	Axiální posunutí od F_2
d_x	$[\mu m]$	Zvětšení distanční vložky
T_p	$[\mu m]$	Střední hodnota pasivního odporu
k_0	$[-]$	Charakteristická hodnota axiální únosnosti
C_{0a}	$[N]$	Nominální statická únosnost
γ	$[-]$	Geometrický součinitel
f_c	$[-]$	Korekční faktor pro vliv geometrie
C_s	$[N]$	Únosnost pro jeden závit



DIPLOMOVÁ PRÁCE

C_{0a}	[N]	Nominální statická únosnost
C_i	[N]	Únosnost pro jeden pracovní závit kuličkového šroubu
C_a	[N]	Nominální dynamická axiální únosnost
f_{h0}	[-]	Korekční faktor pro tvrdosti materiálu
$C_{0am0-5,}$	[N]	Modifikovaná statická axiální únosnost
$L_{1,2}$	[-]	Nominální trvanlivost v otáčkách jednotlivých matic
L_r	$[min^{-1}]$	Nominální trvanlivost předepnuté matice (dvojici matic)
L_{rh}	[hod.]	Nominální trvanlivost předepnuté matice (dvojici matic) v hodinách
L_{mrh}	[hod.]	Modifikovaná trvanlivost předepnuté matice (dvojici matic) v hodinách
P	[N]	Axiální zatížení s předepnutím
L_{10}	$[min^{-1}]$	Trvanlivost ložisek KŠM
L_{10H}	[hod.]	Trvanlivost ložisek KŠM v hodinách
n_{kr}	$[min^{-1}]$	Kritické otáčky dle uložení KŠM
n_{max}	$[min^{-1}]$	Maximální otáčky dle uložení KŠM
F_{kr}	[N]	Kritické axiální zatížení KŠM
F_{max}	[N]	Maximální axiální zatížení KŠM
m_s	[kg]	Hmotnost hřídele KŠM
f	[Hz]	Frekvence kmitání hřídele KŠM
y	$[\mu m]$	Skutečný průhyb
y_{DOV}	$[\mu m]$	Skutečný průhyb
M_a	[Nm]	Návrhový moment motoru
P_a	[kW]	Návrhový výkon motoru
η_c	[-]	Celková účinnost mechanismu
η_v	[-]	Účinnost vedení
η_s	[-]	Účinnost šroubu




DIPLOMOVÁ PRÁCE

η_l	[-]	Účinnost ložisek
η_P	[-]	Účinnost převodovky
η_1	[-]	Účinnost převodu
M_m	[Nm]	Požadovaný moment motoru šroub
ε	[rads ⁻²]	Zrychlení
J_s	[kgm ²]	Moment setrvačnosti šroubu
J_m	[kgm ²]	Moment setrvačnosti motoru
J_{Br}	[kgm ²]	Moment setrvačnosti brzdy
J_P	[kgm ²]	Moment setrvačnosti převodovky
J_1	[kgm ²]	Moment setrvačnosti převodu
J_{RHM}	[kgm ²]	Moment setrvačnosti soustavy
M_{mdyn}	[kgm ²]	Dynamický moment motoru
t_r	[s]	Skutečný čas rozběhu
a_{dov}	[s]	Zrychlení kmitání
F_r	[s]	Radiální síla
d_p	[mm]	Průměr podpěry
I_p	[mm ⁴]	Průměr podpěry
F_{kr}	[N]	Kritická síla
l_m	[mm]	Délka mezi podpěrami
F_p	[s]	Síla pro přesouvání podpěry
d_k	[mm]	Průměr táhla nebo lana
$l_{táhla}$	[mm]	Délka táhla
l_{lan}	[mm]	Délka lana

SEZNAM OBRÁZKŮ


Obr. 1.1: Profily šroubů vyrobené A)broušením B)okružováním C)válcováním [1]	13
Obr. 1.2: Způsoby předepnutí matic [2].....	14
Obr. 1.3: Převaděče kuličkových šroubů společnosti KS Kuřim [2].....	15
Obr. 1.4: Jeden z prvních navržený kuličkový šroub inženýrem R. K. Allan [5].....	16
Obr. 1.5: Standartní provedení kuličkových šroubů [6].....	17
Obr. 1.6: Vysoce rychlostní kuličkové šrouby [8].....	17
Obr. 1.7: Příklad vysoce únosného šroubu HDL od firmy SHUTON [9]	18
Obr. 1.8: Příklad šroubu na transportní účely s maticí RSB od firmy HIWIN [10]..	18
Obr. 1.9: Speciální typy šroubů	19
Obr. 2.1: Závislost axiálního zatížení ke změně stoupání	21
Obr. 2.2: Poddajnostní model posuvové souřadnice s kuličkovým šroubem a maticí [2]	22
Obr. 2.3: Průběh pasivních odporů na kuličkovém šroubu od firmy KSK [2]	23
Obr. 2.4: Porovnání účinnosti kuličkových a trapézových šroubů [14]	24
Obr. 2.5: Struktura dotyku firmy THK [18]	24
Obr. 2.6: Kuličkový šroub s těsněním X1 od firmy NSK [20]	25
Obr. 2.7: Dlouhý kuličkový šroub s podpěrami od firmy Barnes Industries [22]	26
Obr. 2.8: Ukázka KŠM od firmy Kammerer [23]	26
Obr. 2.9: Schéma tlumeného KŠM [24].....	26
Obr. 3.1: Obráběcí stroj Metrom P1000 s paralelní kinematikou [25].....	27
Obr. 3.2: Řízení za pomoci KŠM [27].....	28
Obr. 4.1: Uložení hřídele šroubu bez podpěr a s podpěrami.....	29
Obr. 4.2: Výsuvné teleskopické podpěry od firmy Mannesmann [28].....	30
Obr. 4.3: Příklad sklopných podpěr kuličkového šroubu [2]	30
Obr. 4.4: Schéma pohybu posuvných podpěr od firmy NSK [29]	31
Obr. 5.1: Zatěžovací spektrum KŠM [7]	33
Obr. 5.2: Typy uložení KŠM [7]	39
Obr. 6.1: Maximální délky šroubů dle uložení v mm.....	42

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 66
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Obr. 6.2: Schéma A) rotujícího hřídele B) rotující matice	44
Obr. 6.3: Dutý hřídel šroubu s tlumičem.....	47
Obr. 6.4: Délky tlumených šroubů vzhledem druhu tlumiče a velikosti otvoru hřídele.....	49
Obr. 7.1: Schéma rozdělení podpěr KŠM	50
Obr. 7.2: Návrh posuvné podpěry	51
Obr. 7.3: Schéma polohy podpěr spojených lany	52
Obr. 7.4: Schéma polohy podpěry posuvné táhle	53
Obr. 7.5: Návrh posuvné podpěry řízené	54
Obr. 7.6: Návrh výsuvné podpěry	55
Obr. 7.7: Návrh sestavy lineární osy	56

SEZNAM TABULEK

Tab. 2.1: Tabulka otáčkových faktorů různých výrobců dle jejich katalogů	21
Tab. 5.1: Součinitele toleranční třídy přesnosti výroby IT [16]	35
Tab. 5.2: Součinitel toleranční třídy přesnost IT pro výpočet modifikované únosnosti [15].....	37
Tab. 5.3: Součinitel vlivu prostředí na výrobu oceli pro výpočet modifikované únosnosti [15].....	37
Tab. 5.4: Součinitel typu uložení pro výpočet kritických otáček [2].....	39
Tab. 5.5: Součinitel typu uložení pro výpočet vzpěrné tuhosti [2]	40
Tab. 6.1: Koeficienty uložení KŠM	43
Tab. 6.2: Porovnání zatížení ve svisle a vodorovné poloze	43
Tab. 6.3: Porovnání výhod a nevýhod při rotaci hřídele KŠM	45
Tab. 6.4: Porovnání výhod a nevýhod při rotaci matice KŠM.....	45
Tab. 6.5: Parametry porovnávaných tlumičů	48

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 68
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Vypočet KŠM v programu MS Excel

Příloha 2 – Model posuvné podpěry pasivní

Příloha 3 – Model posuvné podpěry aktivní

Příloha 4 – Model výsuvné podpěry aktivní

Příloha 5 – Model sestavy lineární osy

Příloha 6 – Katalog ložisek LKSF a LKSN

Příloha 7 – Poster diplomové práce